

01162
lej. 1

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
SECCION DE HIDRAULICA

PLANTEAMIENTO Y CONSTRUCCION DEL MODELO HIDROELASTICO
DE LA UNIDAD No. 3 DE LA PLANTA HIDROELECTRICA "LA
ANGOSTURA"

Tesis que presenta

LAZARO AGUILAR MORENO

para obtener el grado de

MAESTRO EN INGENIERIA HIDRAULICA

01162
1983

C.U., México, D.F., octubre de 1983.

TESIS CON
FALLA DE ORDEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

1. INTRODUCCION	1
2. ANTECEDENTES	4
3. ASPECTOS TEORICOS DE LA RESONANCIA EN CONDUCTOS A PRESION	10
4. FLUJO HELICOIDAL EN EL TUBO DE SUCCION DE TURBINAS FRANCIS (TECNICA DEL PARAMETRO DE GIRO)	25
5. FENOMENO DE RESONANCIA OCURRIDO EN LA PLANTA HIDROELECTRICA "LA ANGOSTURA"	31
6. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MODELO	45
7. CALIBRACION DEL MODELO	64
8. PLANTEAMIENTO DE LAS CONDICIONES DE OPERACION EN EL MODELO	84
9. CONCLUSIONES	95
AGRADECIMIENTOS	99
REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA	100
ANEXO 1	
ANEXO 11	

NOMENCLATURA

- c - celeridad de las ondas de presión (m/s)
- e - base de los logaritmos neperianos
- f - frecuencia (Hz)
- g - aceleración debida a la gravedad (m/s²)
- h* - h*(x,t) carga piezométrica instantánea fluctuante (m)
- h(x) - carga piezométrica compleja (m)
- j - unidad imaginaria, $\sqrt{-1}$
- n - velocidad de rotación de la turbina (rpm)
- p₀ - presión absoluta a la entrada del tubo de succión (Kgf/m²)
- p_v - presión de vapor (Kgf/m²)
- q* - q*(x,t) gasto instantáneo fluctuante (m³/s)
- q(x) - gasto complejo (m³/s)
- t - tiempo (s)
- v* - v*(x,t) velocidad instantánea fluctuante (m/s)
- v(x) - velocidad compleja (m/s)
- x - distancia medida por el eje del conducto (m)
- A - área de la sección transversal del conducto (m²)
- A₀ - área del orificio (m²)
- B - altura del álabe (m)
- C₀ - coeficiente de gasto del orificio
- D - diámetro del conducto (m)
- D₂ - diámetro a la salida del rodete (m)
- D₃ - diámetro a la entrada del tubo de succión (m)
- H - H(x,t) carga piezométrica instantánea (m)
- H₀ - H₀(x) carga piezométrica media estacionaria (m)
- K - parámetro de cavitación, $K = (p_0 - p_v) / (\rho V_3^2 / 2)$
- Ku₂ - coeficiente de velocidad periférica
- N - número de álabes del distribuidor de la turbina
- P_T - potencia mecánica en el eje de la turbina (Kgf m rad/s)
- Q - Q(x,t) gasto instantáneo (m³/s)
- Q₀ - Q₀(x) gasto medio estacionario (m³/s)
- Q₁₂ - gasto unitario
- Re { } - parte real de { }

NOMENCLATURA

- S - separación mínima entre álabes (m)
- V_0 - $V_0(x)$ velocidad media estacionaria (m/s)
- V_1 - velocidad media a la entrada del tubo de succión (m/s)
- γ - peso específico del agua (Kgf/m³)
- η_p - rendimiento de la turbina en el prototipo
- ν - viscosidad cinemática del agua (m²/s)
- ξ - coeficiente de fricción de Darcy-Weisbach
- ρ - densidad del agua (Kgf s²/m⁴)
- ω - frecuencia circular (rad/s)
- Δp - amplitud de la fluctuación de presión (Kgf/m²)
- R - número de Reynolds, $R = V_1 D_1 / \nu$

INTRODUCCION

Dentro de las condiciones de operación de turbinas tipo Francis se ha observado que cuando operan fuera de las condiciones de diseño existe un flujo helicoidal pulsante en el tubo de succión de la máquina, el cual induce fluctuaciones periódicas de presión y por tanto constituye un excitador permanente del sistema de conducción de una planta hidroeléctrica. Este hecho adquiere mayor importancia en la medida que la potencia por unidad crece -lo cual probablemente sea la tendencia en el futuro del diseño de turbinas Francis- porque el rendimiento de la máquina prácticamente no se incrementa al incrementar la potencia hidráulica; en consecuencia, la potencia residual (que es la diferencia entre la potencia hidráulica y la potencia extraída por el eje de la máquina) aumenta y con ello también aumenta la magnitud del fenómeno excitador dentro del sistema de conducción. Ante esta situación y debido a la presencia de posibles resonadores en una planta hidroeléctrica como son la conducción aguas arriba

de la turbina, el desfogue y el conjunto mecánico turbina-generador, es importante prever (y evitar en su caso) en la etapa de anteproyecto de una planta hidroeléctrica el posible fenómeno de la resonancia.

En el caso particular de la planta hidroeléctrica "La Angostura" (Estado de Chiapas, México) uno de los problemas que se tuvo fue precisamente el de resonancia hidráulica en la conducción aguas arriba de la turbina cuando las máquinas operan a potencia parcial. Este grave problema ocurrido en el prototipo de "La Angostura" motivó la realización de un programa de ensayos en el modelo de las turbinas, cuya finalidad principal fue comparar el comportamiento del modelo con el del prototipo en lo referente a las características de las oscilaciones de presión existentes en el caracol y desfogue. De este programa de ensayos pudo concluirse que el fenómeno de la resonancia observado en el prototipo no podía reproducirse, debido a que en el banco de pruebas del modelo de las turbinas no se reproduce el resonador aguas arriba de la turbina.

Por tanto, el objetivo principal de este trabajo consiste en realizar el planteamiento y la construcción de un modelo físico donde se reproduzca el resonador aguas arriba de la turbina, para estudiar la posibilidad de simular el fenómeno de la resonancia ocurrido en el prototipo de "La Angostura".

Para ello, la presentación del contenido del presente trabajo da principio con un capítulo de antecedentes, en el cual se realiza una somera descripción del avance que ha tenido la investigación hidroelástica en la solución de problemas de -- ingeniería hidráulica. Enseguida, en el capítulo tercero se presentan las ecuaciones fundamentales que gobiernan el fenómeno de la resonancia en conductos a presión, y se determinan las frecuencias de resonancia del sistema. Posteriormente, el capítulo cuarto trata acerca de los fundamentos teóricos y -- aplicación de la técnica del parámetro de giro. A través de esta técnica se simula el modelo de la turbina en el presente

trabajo. En el capítulo quinto se presenta un resumen del proceso de diagnóstico que llevó a concluir que el problema de "La Angostura" era un problema de resonancia hidráulica; además, se incluye la solución propuesta al problema. Luego, con base en lo expuesto en los capítulos tercero y cuarto, en el capítulo sexto se obtienen las relaciones entre las escalas que rigen la semejanza entre el modelo y prototipo. Una vez conocidas las escalas se procede en este mismo capítulo a dimensionar el modelo, mencionar algunos aspectos prácticos de la construcción del mismo y describir la instalación completa del modelo. La descripción del equipo electrónico utilizado en el modelo para medir las oscilaciones de presión, así como la calibración parcial de éste es el contenido del capítulo séptimo. En el capítulo octavo, se lleva a cabo el planteamiento de la manera como debe hacerse la operación del modelo, en los puntos de operación de interés del prototipo, para analizar la posibilidad de simular el fenómeno de la resonancia ocurrido en el prototipo de "La Angostura". Debe aclararse que el trabajo no incluye la operación del modelo en los puntos de interés del prototipo. Actualmente (octubre de 1983), en el modelo construido se está ajustando la condición $Z_v > Z_c$ (ver pág 49) lo cual es previo para poder operar en condiciones de similitud la instalación según se explica en el capítulo octavo. Finalmente, en la última parte se incluyen los aspectos conclusivos de mayor trascendencia vinculados con el desarrollo del presente trabajo.

ANTECEDENTES

En esta parte del trabajo se describe brevemente el desarrollo de la investigación hidroelástica aplicable a la solución de problemas de ingeniería hidráulica. Asimismo, se expone la necesidad de construir un modelo hidroelástico del sistema hidráulico de conducción de plantas hidroeléctricas, que funcionarán con turbinas Francis, para prevenir en la etapa de anteproyecto el posible problema de resonancia hidráulica en el sistema.

2.1 Experiencias en modelos aeroelásticos e hidroelásticos

Previamente al surgimiento de la investigación hidroelástica, se desarrolló la experimentación en modelos aeroelásticos debido principalmente a los problemas planteados dentro de la aviación. Así, desde 1940 en varios países ya se había trabajado experimentalmente con modelos aeroelásticos en un in-

tento por comprender y resolver mejor el fenómeno de vibración de las alas de la aeronave. Otro campo de aplicación de los modelos aeroelásticos fue en el problema del diseño estructural de edificios de gran altura, puentes (principalmente puentes suspendidos) y torres de radio y televisión.

Evidentemente, la preocupación por el desarrollo de la experimentación con modelos aeroelásticos (y posteriormente hidroelásticos) se debía, en buena medida, a la deficiencia en los fundamentos teóricos de diseño para dar solución a los problemas técnicos planteados en esta época.

Respecto al trabajo experimental relacionado con la investigación hidroelástica /1/*, un primer panorama se da a través de algunos artículos sobre vibraciones en estructuras hidráulicas presentados al VIII Congreso de la Asociación Internacional para Investigación Hidráulica en el año de 1959. Dentro de estos artículos destaca el presentado por el investigador soviético Abelev, debido a que él obtiene la ley de similitud para modelos vinculados con el problema de vibraciones de compuertas rígidas elásticamente suspendidas en un conducto cerrado. En el mismo Congreso el investigador alemán Kolkman presentó un artículo relacionado con el modelo hidroelástico de las compuertas vertedoras de Hagestein, construídas éstas posteriormente en la parte baja del río Rhin.

También, el año de 1959 fue decisivo en el apoyo dado a la aplicación de modelos hidroelásticos para la solución de problemas de ingeniería hidráulica porque, según informa Uppal /2/, en la etapa de construcción de la presa Bhakra uno de los apoyos de una compuerta en el túnel de desvío falló durante una avenida, debido a las fuertes vibraciones inducidas por el flujo sobre la estructura. Ante esta situación, el trabajo de construcción de la presa fue suspendido por varios meses y así

* indica la referencia anotada al final del trabajo.

mismo este hecho motivó un exhaustivo trabajo experimental en modelos hidroelásticos.

Después del año de 1959 y hasta el momento actual se han publicado un gran número de artículos relacionados con problemas hidroelásticos que tratan principalmente con estructuras tales como compuertas y vertedores. De estos artículos pocos son los que contribuyen al establecimiento de principios de similitud que hagan posible construir una teoría bien fundamentada de similitud hidroelástica, y también pocos son en los cuales se expone de una manera más o menos detallada la técnica de construcción e instrumentación del modelo.

En México se tuvo ya una primera experiencia en 1979 con un modelo hidroelástico, según se menciona en /3/, en el cual se estudió el comportamiento de las compuertas del vertedor de la presa de Chicoasén ante el posible problema de las vibraciones inducidas por el flujo. Así, cronológicamente hablando, el modelo hidroelástico que motivó la realización del presente trabajo sería la segunda experiencia tenida en México en esta materia pero la primera en modelos hidroelásticos con parámetros distribuidos.

Enseguida, y para finalizar este capítulo, se expondrán algunos aspectos de interés vinculados con el modelo hidroelástico del sistema de conducción de la unidad No. 3 de la planta hidroeléctrica "La Angostura".

2.2 Oscilaciones de presión en el tubo de succión de turbinas Francis

Cuando las condiciones de operación de una turbina Francis no corresponden al punto de diseño se ha observado la presencia de un flujo helicoidal con inversión de velocidad en la zona central que suele denominarse vórtice en la descarga o también, del italiano, torcha. Dicho vórtice da lugar a oscilaciones

periódicas de presión con una o dos frecuencias predominantes, y su comportamiento depende del punto de operación de la máquina en el diagrama de colina. Tal como ha sido comprobado por Y. Hosoi /4/, no existe una sola frecuencia predominante de las oscilaciones de presión para cualquier punto de operación de la turbina, como lo suponía Rheingans /5/ hace 40 años, sino que existe un rango de frecuencias en el que es notable la presencia de este fenómeno pulsatorio en el tubo de succión de turbinas Francis.

2.3 Importancia de un modelo hidroelástico del sistema hidráulico de conducción de una planta hidroeléctrica para estudiar el problema de la resonancia

Durante la etapa de anteproyecto del diseño de una planta hidroeléctrica que vaya a funcionar con turbinas Francis pasa a adquirir importancia el estudio del posible problema de resonancia hidráulica en el sistema, debido a la presencia de un excitador dentro de éste que es precisamente el fenómeno pulsatorio en el tubo de succión de la turbina. Por ello, dado -- que se trata de un problema de resonancia, es requisito indispensable simular hidroelásticamente los posibles resonadores en el sistema, los cuales, para el caso particular de una planta hidroeléctrica, son principalmente la galería de alimentación, la tubería de presión y el desfogue.

La importancia en cuanto a la simulación hidroelástica, y por consiguiente de la construcción de un modelo hidroelástico, de los posibles resonadores del sistema se justifica por el siguiente hecho ocurrido en la planta hidroeléctrica "La Angostura". En la mencionada planta se ha observado que estando el vaso en la cota 527.66 m.s.n.m. y cuando las turbinas generan una potencia de 60 Mw (cada turbina tiene una potencia nominal de 184 Mw) se presentan fuertes oscilaciones de presión en el tubo de succión cuya magnitud llegó a ser del orden del 60% de la carga bruta (por ejemplo, en las mediciones realizadas en

el mes de diciembre de 1981 la amplitud máxima de la oscilación de presión fue de 63.2 m.c.a. para una carga bruta de 104.3 m). El diagnóstico hecho /6/ respecto a este tipo de oscilación (tipo I), ya que se han observado dos tipos más de oscilación (tipos II y III), conduce a concluir que se trata de una oscilación excitada por la torcha cuya amplitud es amplificada por resonancia con el sistema hidráulico de conducción aguas arriba de la turbina (galería de alimentación y tubería de presión). Además, es evidente que la magnitud de estas oscilaciones de presión inducen severas vibraciones en la turbomáquina lo cual, si se considera que necesariamente durante el arranque y la parada de la turbomáquina se deberá pasar por la zona donde se tienen fuertes oscilaciones de presión, atenta contra la seguridad de ésta y consecuentemente de la planta hidroeléctrica misma.

Así, debido al problema anterior ocurrido en el prototipo de "La Angostura" fue necesario efectuar un ensayo en el modelo de las turbinas de "La Angostura" en los mismos puntos de operación del diagrama de colina en los que el fenómeno se presenta en el prototipo. La finalidad del ensayo fue principalmente observar y medir el comportamiento de las oscilaciones de presión en el tubo de succión y caracol del modelo de la turbina para comparar ambos comportamientos de la torcha en modelo y prototipo, y con ello estar en condición de emitir una opinión en cuanto a si, según el comportamiento del fenómeno observado y medido en el modelo de la turbina, era o no previsible el problema ocurrido en el prototipo a partir de los resultados de los ensayos en el modelo. En los resultados de los ensayos realizados en el banco de pruebas del fabricante de las turbinas no se presenciaron las oscilaciones de tipo I (que son las oscilaciones amplificadas por resonancia) y tampoco las clasificadas como tipo III; sino únicamente se presenciaron las oscilaciones de tipo II. Este resultado fue cualitativamente pronosticado por el Instituto de Ingeniería antes de saber los resultados de los ensayos en el modelo, porque el peligroso fenó-

meno observado en el prototipo en cuanto a las oscilaciones de tipo 1 es un fenómeno de resonancia debido al acoplamiento entre la frecuencia del excitador (torcha) y la del resonador (conducción aguas arriba de la turbina). Por tanto, al no simularse en el banco de pruebas del modelo de la turbina el resonador aguas arriba de ésta, no es posible que ocurra el fenómeno resonante en el modelo.

De lo anterior resulta claro que para poder prevenir este tipo de problema, en la etapa de anteproyecto del diseño de una planta hidroeléctrica, el camino más viable es la construcción de un modelo físico donde se simule de una manera conjunta tanto el excitador (torcha) como el resonador (simulación hidroelástica de la conducción aguas arriba de la turbina).

CAPITULO 3

ASPECTOS TEORICOS DE LA RESONANCIA EN CONDUCTOS A PRESION

Cuando en un sistema de conductos a presión existan elementos capaces de generar variaciones periódicas en las condiciones hidráulicas del flujo, deberá tenerse en cuenta la posible ocurrencia del fenómeno de resonancia hidráulica en el sistema debido a que éste constituye un resonador potencial por sus características elastodinámicas propias. Se establecerá que se produce el fenómeno de resonancia hidráulica cuando la variación periódica originada por el elemento excitador -- tenga una frecuencia tal que provoque, en algún punto del sistema, máximos de amplitud ya sea en el gasto o en la carga -- piezométrica.

Evidentemente, la ocurrencia de este fenómeno debe preocupar al ingeniero porque sus efectos pueden poner en peligro la seguridad del sistema. Por ello, resulta conveniente para el ingeniero disponer de algún procedimiento que le permita --

analizar su sistema ante el posible fenómeno de resonancia. --
Esencialmente, tal análisis consiste en determinar para qué --
frecuencias (llamadas frecuencias de resonancia) y en qué pun-
tos del sistema se tendrán amplitudes máximas de la carga pie-
zométrica.

La intención del presente capítulo es exponer brevemente
una teoría para determinar las frecuencias de resonancia en --
conductos a presión.

3.1 Ecuaciones fundamentales

Las ecuaciones* que gobiernan el comportamiento del flujo
instantáneo en un conducto a presión son la ecuación dinámica

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{fQ^2}{2gDA^2} = 0 \quad (3.1)$$

y la ecuación de continuidad

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{c^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (3.2)$$

y en las cuales para su obtención se consideran las suposicio-
nes siguientes

- i) El flujo en el conducto es unidimensional
- ii) El conducto y el fluido presentan un compor-
tamiento elástico
- iii) El cálculo de las pérdidas de energía por fricción se --
efectúa empleando las fórmulas de flujo uniforme esta--
blecido
- iv) Se cumple la relación

$$\left| \frac{\partial Q}{\partial t} \right| \gg \left| \frac{Q}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} \right|$$

Para el problema particular de resonancia es conveniente
trabajar (3.1) y (3.2) introduciendo las expresiones

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_0 + q^* \\ H &= H_0 + h^* \end{aligned} \right\} (3.3)$$

* La deducción de estas ecuaciones puede consultarse por --
ejemplo en /7/.

por lo que teniendo esto en cuenta y además que $\partial Q_0 / \partial x = 0$ en un conducto sin ramificaciones, (3.1) y (3.2) pueden reescribirse respectivamente

$$\frac{\partial H_0}{\partial x} + \frac{\partial h^*}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial q^*}{\partial t} + \frac{\xi(Q_0 + q^*)^2}{2gDA^2} = 0$$

$$\frac{\partial q^*}{\partial x} + \frac{gA}{c^2} \frac{\partial h^*}{\partial t} = 0$$

Si $q^* \ll Q_0$ y dado que en flujo turbulento se cumple

$$\frac{\partial H_0}{\partial x} = - \frac{\xi Q_0^2}{2gDA^2}$$

las ecuaciones anteriores quedan

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial h^*}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial q^*}{\partial t} + Rq^* &= 0 \\ \frac{\partial q^*}{\partial x} + \frac{gA}{c^2} \frac{\partial h^*}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} (3.4)$$

siendo $R = \xi Q_0 / gDA^2$.

El sistema de ecuaciones formado por (3.4) representa las ecuaciones fundamentales para estudiar el problema de resonancia en un conducto a presión, y en el cual las variables dependientes h^* y q^* son respectivamente variaciones instantáneas de la carga piezométrica y el gasto a lo largo del conducto. - Además, usualmente una aproximación satisfactoria a la solución del problema de resonancia consiste en suponer que h^* y q^* varían en forma periódica, esto es

$$\left. \begin{aligned} q^*(x, t) &= q^*(x, t+T) \\ h^*(x, t) &= h^*(x, t+T) \end{aligned} \right\} (3.5)$$

siendo T un valor constante. Las soluciones del tipo dado por (3.5) suelen denominarse oscilaciones estacionarias del sistema.

En este trabajo se considerará que h^* y q^* varían según las expresiones siguientes

$$q^* = R_e \{ q(x) e^{j\omega t} \} \quad (3.6)$$

$$h^* = \operatorname{Re} \{ h(x) e^{j\omega t} \} \quad (3.7)$$

donde q y h son variables complejas que sólo dependen de x .

Por tanto, teniendo en cuenta (3.6) y (3.7) el sistema de ecuaciones (3.4) puede reescribirse

$$\frac{dh(x)}{dx} + \frac{j\omega}{gA} q(x) + Rq(x) = 0 \quad (3.8a)$$

$$\frac{dq(x)}{dx} + \frac{gA}{c^2} j\omega h(x) = 0 \quad (3.9a)$$

o también

$$\frac{dh(x)}{dx} + \frac{j\omega}{g} v(x) + \frac{\xi V_0}{gD} v(x) = 0 \quad (3.8b)$$

$$\frac{dv(x)}{dx} + \frac{g j\omega}{c^2} h(x) = 0 \quad (3.9b)$$

3.2 Matriz de campo de un conducto simple

Derivando la primera ecuación de (3.4) respecto a t , la segunda de (3.4) respecto a x y combinándolas de modo tal de eliminar h^* , resulta

$$\frac{\partial^2 q^*}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 q^*}{\partial t^2} + \frac{gAR}{c^2} \frac{\partial q^*}{\partial t}$$

o bien calculando $\frac{\partial^2 q^*}{\partial x^2}$, $\frac{\partial^2 q^*}{\partial t^2}$ y $\frac{\partial q^*}{\partial t}$ con base en (3.6), se obtiene

$$\frac{d^2 q}{dx^2} - \mu^2 q = 0 \quad (3.10)$$

donde

$$\mu^2 = -\frac{\omega^2}{c^2} + \frac{jgAR\omega}{c^2} \quad (3.11)$$

Resolviendo (3.10), se tiene

$$q = C_1 \sinh \mu x + C_2 \cosh \mu x \quad (3.12)$$

siendo C_1 y C_2 constantes por determinar a partir de condiciones iniciales conocidas.

Calculando ahora $\frac{\partial q^*}{\partial x}$ y $\frac{\partial h^*}{\partial x}$, teniendo en cuenta (3.6), (3.7) y (3.12), y sustituyendo en la segunda ecuación de (3.4) da

$$h = -\frac{C^2 \mu}{j \omega A \omega} \{ C_1 \cosh \mu x + C_2 \sinh \mu x \} \quad (3.13)$$

que junto con (3.12) son las relaciones que permiten obtener la matriz de campo de un conducto simple. Para ello consideremos (fig 3.1) que en el lado derecho de la sección i se sabe

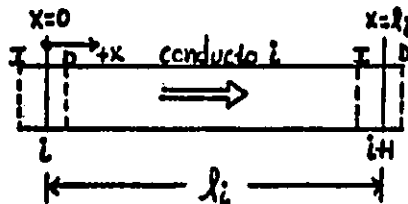


Fig 3.1

que para $x = 0$, $h = h_i^D$ y $q = q_i^D$; entonces imponiendo esta condición en (3.12) y (3.13) se obtienen los valores siguientes para las constantes C_1 y C_2

$$C_1 = -\frac{j \omega A_i \omega}{C_i^2 \mu_i} h_i^D \quad \text{y} \quad C_2 = q_i^D$$

Asimismo, si en el lado izquierdo de la sección $i+1$ se tiene para $x = l_i$, $h = h_{i+1}^I$ y $q = q_{i+1}^I$; entonces (3.12) y (3.13), teniendo presente los valores de C_1 y C_2 , quedan

$$q_{i+1}^I = (\cosh \mu_i l_i) q_i^D - \frac{1}{Z_c} (\sinh \mu_i l_i) h_i^D \quad (3.14)$$

$$h_{i+1}^I = -Z_c (\sinh \mu_i l_i) q_i^D + (\cosh \mu_i l_i) h_i^D \quad (3.15)$$

siendo

$$Z_c = \frac{\mu_i C_i^2}{j \omega g A_i}$$

la cual se conoce como impedancia característica del conducto.

Expresando en notación matricial (3.14) y (3.15), puede escribirse

$$Z_{i+1}^I = F_i Z_i^D \quad (3.16)$$

donde

$$Z_{i+1}^I = \begin{Bmatrix} q \\ h \end{Bmatrix}_{i+1}^I \quad \text{y} \quad Z_i^D = \begin{Bmatrix} q \\ h \end{Bmatrix}_i^D$$

$$F_i = \begin{bmatrix} \cosh \mu_i l_i & -\frac{1}{Z_c} \sinh \mu_i l_i \\ -Z_c \sinh \mu_i l_i & \cosh \mu_i l_i \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

La matriz dada por (3.17) es precisamente la matriz de campo del conducto i mediante la cual, una vez conocida, es posible determinar los valores complejos de q y h al final del conducto a -- partir de los valores conocidos de q y h al principio del mismo.

Cuando es posible despreciar la fricción ($R_l = 0$) la matriz de campo del conducto i se reduce a

$$F_i = \begin{bmatrix} \cos \frac{\omega l_i}{c_i} & -j \frac{1}{Z_c'} \sin \frac{\omega l_i}{c_i} \\ -j Z_c' \sin \frac{\omega l_i}{c_i} & \cos \frac{\omega l_i}{c_i} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

siendo ahora la impedancia característica del conducto $Z_c' = \frac{c_i}{g A_i}$.

3.3 Matriz de punto

Es evidente que en una línea de conducción real existen cambios de sección, cambios en el espesor y/o material del conducto, ramificaciones, válvulas, etcétera; condiciones éstas dentro del sistema que provocan discontinuidades en el mismo. Por tanto, resulta conveniente hallar una matriz (llamada ma-

triz de punto) que relacione los valores de q y h antes y después de una discontinuidad. En particular, para el presente -- trabajo las matrices de punto de interés son las que enseguida se obtienen.

3.3.1 Matriz de punto de una unión

Entendiéndose con esto la unión de dos conductos con diámetros, espesores o materiales diferentes, o bien cualquier combinación entre estas variantes (fig 3.2).

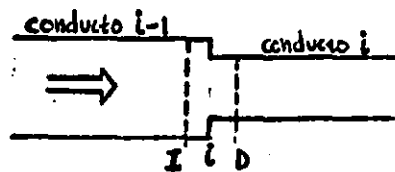


Fig 3.2

Aplicando la ecuación de continuidad entre una sección -- antes y otra después de la unión, se tiene

$$q_i^D = q_i^I$$

además, considerando que puede despreciarse la pérdida de energía en la unión, resulta

$$h_i^D = h_i^I$$

En forma matricial las relaciones anteriores quedan

$$Z_i^D = P Z_i^I$$

en la cual la matriz de punto de la unión es la matriz identidad, esto es

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

3.3.2 Matriz de punto de un oscilador de pistón

Con base en la fig 3.3, y trabajando ahora con los valores reales de q y h , la ecuación de continuidad puede escribirse

$$q_i^{*I} = q_i^{*D} + \tilde{q}^*$$

o bien

$$q_i^{*D} = q_i^{*I} - \tilde{q}^* \quad (3.20)$$

y donde \tilde{q}^* es el gasto que pasa del conducto hacia el recinto donde está alojado el pistón.

Asimismo, despreciando pérdidas resulta

$$h_i^{*I} = h_i^{*D} = \tilde{h}^* \quad (3.21)$$

siendo \tilde{h}^* la carga piezométrica en el recinto.

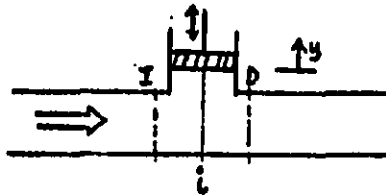


Fig 3.3

Considerando que el pistón se mueve armónicamente según la expresión $y = Y \cos \omega t$, el valor de \tilde{q}^* estará dado por

$$\tilde{q}^* = -A_p Y \omega \sin \omega t \quad (3.22)$$

donde A_p es el área del pistón. Sustituyendo (3.22) en (3.20), se tiene

$$q_i^{*D} = q_i^{*I} + A_p Y \omega \sin \omega t \quad (3.23)$$

Al pasar (3.23) y (3.21) a notación compleja y expresarlas en forma matricial, se obtiene

$$Z_i^D = P Z_i^I + e$$

siendo P la matriz identidad y

$$e = \begin{bmatrix} \tilde{q} \\ 0 \end{bmatrix}$$

con $\tilde{q} = \frac{1}{2} A_p \gamma \omega$. Así, la matriz de punto de un oscilador de pistón involucra, además de la matriz identidad, una matriz en la cual se refleja la propiedad excitadora del pistón en el valor del gasto.

3.3.3 Matriz de punto de una lumbrera

Con referencia a la fig 3.4, en la bifurcación se verifica lo siguiente

$$h_i^D = h_i^I \quad (3.24)$$

$$q_i^D = q_i^I - \tilde{q}_1 \quad (3.25)$$

donde el valor de \tilde{q}_1 está dado por

$$\tilde{q}_1 = K_0 (h_i^I - \tilde{h}_1) \quad (3.26)$$

siendo

$$K_0 = \frac{C_0 A_0 (2q)^{1/2}}{|h_i^I - \tilde{h}_1|_{\text{máx}}^{1/2}}$$

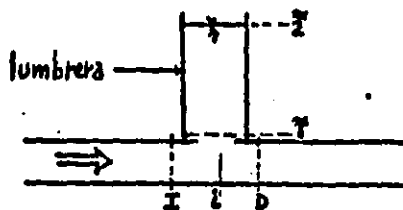


Fig 3.4

Asimismo, los valores de \tilde{q}_2 y \tilde{h}_2 obtenidos a través de la matriz de campo del tramo de la lumbrera son

$$\tilde{q}_2 = \tilde{f}_{11} \tilde{q}_1 + \tilde{f}_{12} \tilde{h}_1$$

$$\tilde{h}_2 = \tilde{f}_{21} \tilde{q}_1 + \tilde{f}_{22} \tilde{h}_1$$

Admitiendo que, siendo pequeños los volúmenes que determinan las variaciones de gasto, puede considerarse $\tilde{h}_2 = 0$ (nivel constante en la lumbrera) la última de las dos ecuaciones anteriores se reduce a

$$\tilde{h}_1 = - \frac{\tilde{f}_{21}}{\tilde{f}_{22}} \tilde{q}_1 \quad (3.27)$$

Sustituyendo (3.27) en (3.26) y despejando \tilde{q}_1 , da

$$\tilde{q}_1 = \frac{K_0 h_i^I}{1 - K_0 \frac{\tilde{f}_{21}}{\tilde{f}_{22}}} \quad (3.28)$$

por tanto, reemplazando (3.28) en (3.25) queda

$$q_i^D = q_i^I - \frac{K_0}{1 - K_0 \frac{\tilde{f}_{21}}{\tilde{f}_{22}}} h_i^I \quad (3.29)$$

Luego, llevando a forma matricial el sistema de ecuaciones -- (3.29) y (3.24), resulta

$$Z_i^D = P_L Z_i^I$$

donde

$$P_L = \begin{bmatrix} 1 & - \frac{K_0}{1 - K_0 \frac{\tilde{f}_{21}}{\tilde{f}_{22}}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

es la matriz de punto de la lumbrera.

3.4 Aplicación de las matrices de campo y punto

Considérese el esquema mostrado en la fig 3.5 de un sistema hidráulico, en el cual de acuerdo con lo anteriormente expuesto se cumple

$$Z_1^D = P_1 Z_1^I$$

$$Z_2^I = F_1 Z_1^D$$

$$Z_2^D = P_L Z_2^I$$

$$Z_3^I = F_2 Z_2^D$$

$$Z_3^D = P_3 Z_3^I + e$$

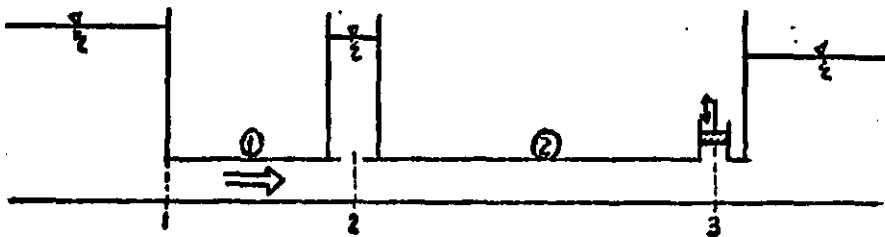


Fig 3.5

Sustituyendo la primera relación en la segunda, y así siguiendo sucesivamente se llega a

$$Z_3^D = P_3 F_2 P_L F_1 P_1 Z_1^I + e$$

o bien

$$Z_3^D = U Z_1^I + e \quad (3.31)$$

siendo $U = P_3 F_2 P_L F_1 P_1$ la matriz global del sistema. Así, mediante la ecuación (3.31) se transfieren los valores de q y h a la entrada del sistema a los correspondientes q y h a la salida; por esto, al procedimiento anterior se lo denomina método de las matrices de transferencia.

Es conveniente hacer notar que la solución del sistema dado por (3.31) requiere que se conozcan previamente dos de las cuatro variables que intervienen en el sistema; en particular, para el ejemplo de aplicación aquí expuesto se conoce que -- $h_1^x = h_3^p = 0$. Además, es importante señalar que la multiplicación de las matrices de punto y campo que forman la matriz global debe ejecutarse como se indica enseguida

$$U_1 = F_1 P_1 ; U_2 = P_2 U_1 ; U_3 = F_2 U_2 ; U = P_3 U_3$$

Esto es, el orden correcto de la multiplicación es sumamente importante debido a que la multiplicación de matrices no es -- conmutativa.

Por último, es claro que mediante el método de las matrices de transferencia es posible hallar los valores de q y h en cualquier punto del sistema introduciendo para ello, en la matriz de campo del tramo correspondiente, la variable x en lugar de la longitud l . Este hecho es de interés dentro de la teoría de resonancia en conductos a presión que a continuación se presenta.

3.5 Teoría de Localización de Máximos*

En esta teoría /8/ se definen como frecuencias de resonancia de un sistema hidráulico, aquellas frecuencias para las -- cuales en uno o más puntos del sistema se presentan máximos de amplitud en las oscilaciones estacionarias de la carga piezométrica; además, mediante esta teoría es posible determinar los puntos del sistema donde ocurren los máximos.

Como se sabe, por medio del procedimiento de las matrices de transferencia puede determinarse una expresión para la carga piezométrica compleja $h(x, \omega)$ en cualquier punto de un sistema de conductos a presión; por tanto, la solución al problema de --

* Abreviadamente se escribirá TLM.

la resonancia según TLM consiste en localizar en el plano $x-\omega$ los máximos del módulo de $h(x,\omega)$, sin embargo analíticamente es menos complicado localizar los máximos de la función

$$M(x,\omega) = |h(x,\omega)|^2 = h(x,\omega) \cdot \bar{h}(x,\omega) \quad (3.32)$$

donde \bar{h} significa el complejo conjugado de h . Por ello, en lo que sigue se trata con $M(x,\omega)$ en vez de $h(x,\omega)$.

La localización de los máximos de $M(x,\omega)$ en el plano $x-\omega$ debe realizarse en una región definida por

$$\left. \begin{array}{l} 0 < x < L \\ \omega_m < \omega < \omega_M \end{array} \right\} \quad (3.33)$$

donde L representa la longitud por el eje del conducto de la rama considerada, mientras que ω_m y ω_M son respectivamente las frecuencias mínima y máxima que interese investigar. Es conveniente señalar que el intervalo de frecuencias en el que se espera actúen los posibles excitadores del sistema esté contenido con holgura dentro del intervalo $\omega_m < \omega < \omega_M$.

En la región del plano $x-\omega$ definida por (3.33) existirá un conjunto de puntos en los que $M(x,\omega)$ es diferenciable* una vez por lo menos; de este conjunto de puntos aquellos P_i de coordenadas x_i, ω_i tales que $h(P_i)$ es máximo verifican

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial M}{\partial \omega} = 0 \end{array} \right\} \quad (3.34)$$

y también

$$M(P_i) - M(P) > 0 \quad (3.35)$$

para todo punto que verifique $0 < |P_i - P| < \epsilon$, siendo ϵ arbitrariamente pequeño y positivo.

* Aquí se omitirá el estudio de la diferenciableidad de $M(x,\omega)$, pero este aspecto puede consultarse en /8/.

Por tanto, todo punto P_i solución de (3.34) y que verifique (3.35) proporciona una frecuencia de resonancia $\omega = \omega_i$ en $x = x_i$ dentro de la rama considerada.

El procedimiento* de aplicación de TLM para una rama determinada del sistema es el que se indica a continuación:

- 1) Con base en el método de las matrices de transferencia hallar $h(x, \omega)$ y posteriormente $M(x, \omega)$ según (3.32)
- 2) Dividir la región (3.33) en una malla mínima dada por

$$\Delta x = \frac{L}{50} \quad ; \quad \Delta \omega = \frac{\omega_M - \omega_m}{50}$$

o bien en una malla más reducida según se requiera

- 3) Para cada nudo interior de la malla (fig 3.6) calcular, verificar, y (si es el caso) seleccionar aquellos puntos que cumplan las siguientes desigualdades

$$M(x_j, \omega_j) - M(x_{j+1}, \omega_j) > 0$$

$$M(x_j, \omega_j) - M(x_{j-1}, \omega_j) > 0$$

$$M(x_j, \omega_j) - M(x_j, \omega_{j+1}) > 0$$

$$M(x_j, \omega_j) - M(x_j, \omega_{j-1}) > 0$$

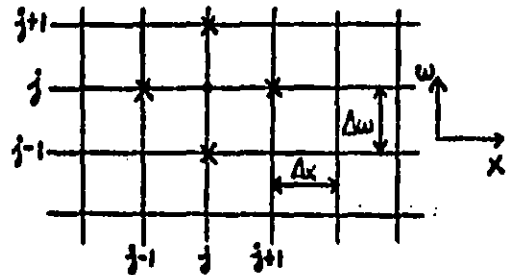


Fig 3.6

- 4) Los puntos seleccionados corresponden a valores máximos de $M(x, \omega)$ dentro de la región considerada, y por tanto tales puntos proporcionan las frecuencias de resonancia para la rama considerada del sistema.

3.6 Comentarios

Para finalizar esta parte del trabajo es conveniente hacer

* Un procedimiento más riguroso, matemáticamente hablando, sería resolver (3.34) y (3.35) mediante el método numérico de Newton-Raphson para dos dimensiones, pero se ha visto que el procedimiento aquí expuesto da resultados satisfactorios.

notar algunos aspectos relacionados con el modelo matemático en que se fundamentan las teorías de la resonancia* en conductos a presión.

Las ecuaciones fundamentales para el estudio del problema de la resonancia, (3.4), fueron obtenidas luego de linealizar el término de fricción, es decir, se está aceptando que las variaciones del gasto y la carga piezométrica son pequeñas comparadas con sus valores medios (fig 3.7), lo cual se cumple --

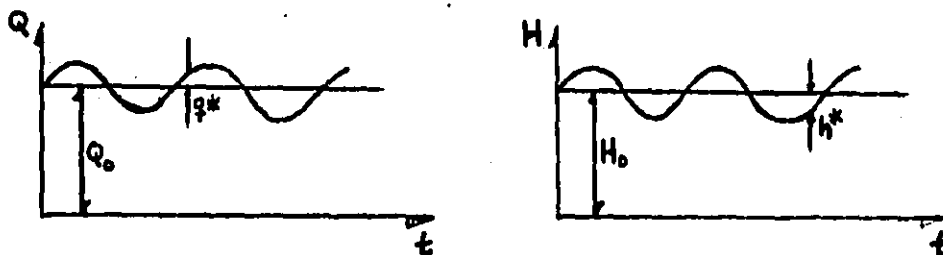


Fig 3.7

cuando el fenómeno oscilatorio no está influenciado por la resonancia. Sin embargo, aunque en la resonancia los valores de q^* y h^* se amplifican notablemente esto no invalida el modelo matemático lineal, debido a que desde el punto de vista de las teorías de la resonancia interesa principalmente hallar las frecuencias para las cuales q^* y h^* se amplifican. La cuantificación de la magnitud de tales amplificaciones no lo permite el modelo lineal utilizado.

Respecto a la validez del modelo matemático lineal, para hallar las frecuencias de resonancia, confrontado con resultados experimentales, existen varios trabajos /13,14,15,16/ en los cuales se informa una concordancia satisfactoria entre los resultados teóricos y experimentales.

* Existen dos teorías más acerca de la resonancia en conductos a presión (la de Wylie /9/ y la de Zielke /10,11/; sin embargo, se ha comprobado experimentalmente /8,12/ que ambas teorías proporcionan resultados contradictorios y, en determinadas circunstancias, erróneos en cuanto a la determinación de las frecuencias de resonancia.

**FLUJO HELICOIDAL EN EL TUBO DE SUCCION DE TURBINAS FRANCIS
(TECNICA DEL PARAMETRO DE GIRO)**

El comportamiento de las oscilaciones de presión en el tubo de succión debidas a la inestabilidad del flujo helicoidal cuando la turbina funciona a potencia parcial se puede caracterizar a través de la frecuencia y amplitud con que se presentan dichas pulsaciones de presión. Al respecto, una de las contribuciones más importantes es la debida a Y. Hosoi /17,18 19/ quien trabajando con modelos de turbinas Francis llegó a establecer leyes de similitud, verificadas entre modelo y prototipo, del comportamiento de las oscilaciones de presión en el tubo de succión de turbinas Francis. Asimismo, en forma paralela se ha venido trabajando este fenómeno /20 a 27/ mediante la técnica del parámetro de giro obteniéndose resultados satisfactorios; esencialmente, en esta técnica se trata de inducir una rotación al flujo, similar a la que induciría el rodete del modelo de la turbina, mediante un mecanismo de álabes fijos en

los cuales puede variarse su ángulo a voluntad.

Es motivo del presente capítulo exponer los fundamentos teóricos de la técnica del parámetro de giro, cuya adopción para simular la turbina dentro de este trabajo se justificará en el capítulo 6, así como explicar el procedimiento a seguir para su aplicación según se realiza posteriormente en este trabajo (capítulos 7 y 8).

4.1 Fundamentos teóricos

Con base en el trabajo teórico y experimental efectuado para cuantificar la frecuencia y amplitud de las oscilaciones de presión asociadas al flujo helicoidal /20,21,22/, ha sido posible establecer que tanto la frecuencia como la amplitud dependen del flujo del momento de la cantidad de movimiento, proyectado sobre el eje de la máquina y orientado hacia el desfogue, que entra al tubo de succión (Ω_e), longitud del desfogue (L), diámetro a la entrada del tubo de succión (D_3), número de Reynolds (R) y del parámetro de cavitación (K). Sin embargo, también se ha observado que para números de Reynolds suficientemente grandes ($R > 10^5$) los efectos viscosos no son importantes en la determinación de la frecuencia y la amplitud.

Expresando la dependencia de la frecuencia y amplitud de las pulsaciones de presión en función de cantidades adimensionales, se tiene

$$\frac{fD_3^3}{Q_0} = \phi_1 \left(\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}, \frac{L}{D_3}, R, K \right) \quad (4.1)$$

y también

$$\frac{\Delta p D_3^3}{\Omega_e} = \phi_2 \left(\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}, \frac{L}{D_3}, R, K \right) \quad (4.2)$$

donde fD_3^3/Q_0 y $\Delta p D_3^3/\Omega_e$ se denominan los parámetros de frecuencia y amplitud respectivamente. Además, la cantidad adimensio-

nal $\Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$ se conoce como parámetro de giro.

En particular, si se considera un desfogue dado y que $R > 10^5$ las ecs (4.1) y (4.2) pueden reescribirse como

$$\frac{f D_3^3}{Q_0} = \psi_1 \left(\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}, K \right) \quad (4.3)$$

$$\frac{\Delta p D_3^3}{\Omega_e} = \psi_2 \left(\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}, K \right) \quad (4.4)$$

y en las cuales ψ_1 y ψ_2 son funciones que deben determinarse experimentalmente para cada caso particular.

Por otra parte, aplicando el principio de conservación del flujo del momento de la cantidad de movimiento al rodete de la turbina funcionando ésta en régimen estacionario, resulta

$$T = \Omega_e' - \Omega_s$$

siendo T el par ejercido sobre el rodete por el fluido, Ω_e' y Ω_s el flujo del momento de la cantidad de movimiento (respecto al eje de la turbina) a la entrada y salida del rodete respectivamente. La ecuación anterior también puede expresarse como

$$\frac{P_T}{\omega} = \Omega_e' - \Omega_s$$

o bien en forma adimensional, queda

$$\frac{P_T D_3}{\rho \omega Q_0^2} = \frac{\Omega_e' D_3}{\rho Q_0^2} - \frac{\Omega_s D_3}{\rho Q_0^2}$$

Despejando $\Omega_s D_3 / \rho Q_0^2$, se tiene

$$\frac{\Omega_s D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{\Omega_e' D_3}{\rho Q_0^2} - \frac{P_T D_3}{\rho \omega Q_0^2} \quad (4.5)$$

que es la cantidad, para cada punto de operación de la turbina en el diagrama de colina, que debe reemplazarse en las ecs (4.3) y (4.4) puesto que el parámetro de giro a la salida del rodete ($\Omega_s D_3 / \rho Q_0^2$) es el parámetro de giro a la entrada del tubo de succión ($\Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$).

El parámetro de giro a la entrada del rodete ($\Omega_e' D_3 / \rho Q_0^2$)

se determina teniendo en cuenta (fig 4.1) que en promedio $\Omega_e' = \rho Q_0 R V_0 \sin \alpha_f$ y $Q_0 = NSBV_0$, por tanto

$$\frac{\Omega_e' D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{D_3 R \sin \alpha_f}{BNS} \quad (4.6)$$

Sustituyendo (4.6) en (4.5), se obtiene finalmente

$$\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{D_3 R \sin \alpha_f}{BNS} - \frac{P_T D_3}{\rho \omega Q_0^2} \quad (4.7)$$

Como se observa, el miembro derecho de la ec (4.7) puede calcularse conociendo la geometría de los álabes del distribuidor y el diagrama de colina de la turbina.

4.2 Aplicación

Para cada punto de interés de operación de la turbina en el diagrama de colina, el procedimiento a seguir para la aplicación de la ec (4.7) es el siguiente:

- Con base en la geometría de los álabes del distribuidor del prototipo, determinar en forma gráfica (fig 4.1) los correspondientes valores de R , S y α_f .
- De acuerdo al punto de operación de la máquina obtener del diagrama de colina los valores de Q_{12} y K_{u_2} , y luego calcular

$$\frac{P_T D_3}{\rho \omega Q_0^2} = 1107.36 \frac{\eta_p}{Q_{12} K_{u_2}}$$

- Determinar el parámetro de giro a la salida del rodete de la turbina mediante la ec (4.7).

Este valor de $\Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$ debe ajustarse en el modelo hidroelástico mediante el dispositivo generador de rotación al flujo teniendo presente que en tal dispositivo no existe rodete, es decir, para el modelo hidroelástico el valor calculado de $\Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$ es igual a $\Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$ (parámetro que aparece en las ecs 4.3 y 4.4) y por tanto esto impone determinada abertura de los álabes en el dispositivo generador de rotación al flujo.

Respecto al parámetro de cavitación (K) es oportuno sola-

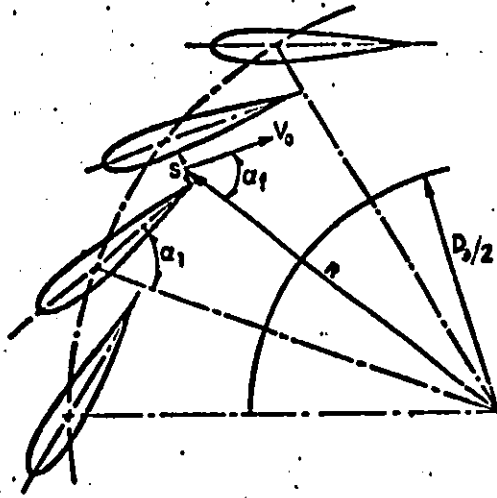


Fig 4.1. Esquema de definición de R , S , α_1 y α_f

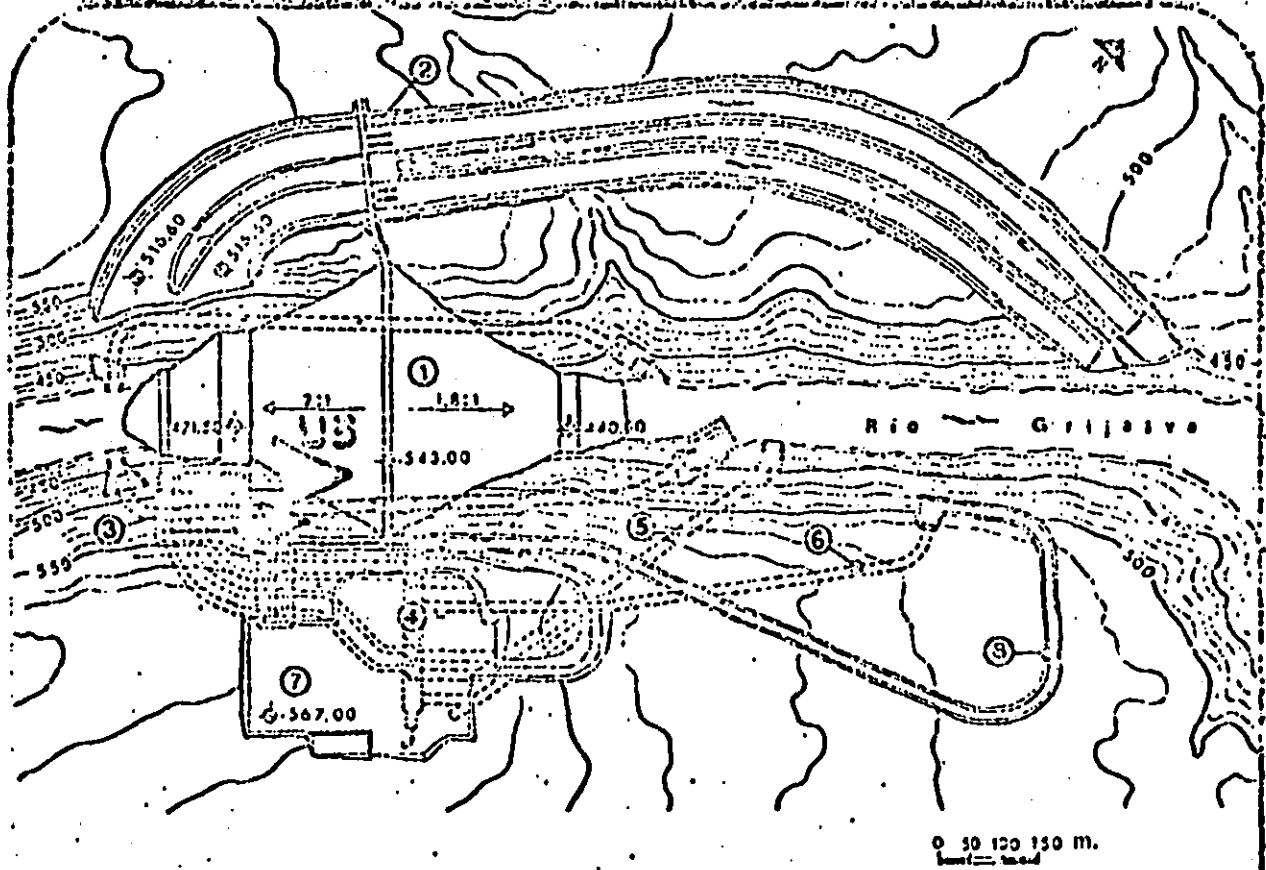
rar que se ha observado /26,27/ una influencia determinante de este parámetro en el valor del parámetro de amplitud, mientras que en el del parámetro de frecuencia no es así.

**FENOMENO DE RESONANCIA OCURRIDO EN LA PLANTA HIDROELECTRICA
"LA ANGOSTURA"**

Antes de pasar con lo referente al diseño, construcción y calibración del modelo hidroelástico de la unidad No. 3 de la P.H. "La Angostura", resulta conveniente hacer una síntesis con cierto detalle de lo dicho en el capítulo 2 acerca del problema que se tuvo en el prototipo de la P.H. "La Angostura". Además, en este capítulo se incluye la solución propuesta a este problema en la mencionada planta.

5.1 Antecedentes

La P.H. "La Angostura" construida en la margen derecha del río Grijalva (fig 5.1), en el estado de Chiapas, funciona con cinco turbinas Francis las cuales en conjunto poseen una potencia de diseño de 920 Mw. Desde el inicio de su operación, en el mes de noviembre de 1975, en dicha planta surgieron varios pro-



- | | | | |
|---|-------------------|-------------------------|-------------------|
| ① | CORONA | BARRAGE | DAM |
| ② | VERTEDOR | DEVERSOIR | SPILLWAY |
| ③ | OBRA DE TOMA | OUVRAGE DE PRISE | POWER INTAKE |
| ④ | CASA DE MAQUINAS | USINE | POWER PLANT |
| ⑤ | TUNEL DE DESFOQUE | GALERIE DE FUITE | OULET POWER PLANT |
| ⑥ | TUNEL DE ACCESO | GALERIE D'ACCES | ACCESS TUNNEL |
| ⑦ | SUBESTACION | POSTE DE TRANSFORMATION | SWITCH YARD |
| ⑧ | CAMINO | CHEMIN | ROAD |

FIGURA 5.1

blemas siendo el más importante, por su peligrosidad, el de las fuertes oscilaciones de presión en el caracol y tubo de succión cuando las turbinas trabajan a potencia parcial. La manifestación más clara de este problema, estando presente en la planta, es escuchar un fuerte ruido de intensidad oscilante y al mismo tiempo sentir la vibración de las turbinas mientras ocurre el fenómeno pulsatorio. Esta situación problemática en la planta motivó la preocupación en Comisión Federal de Electricidad por conocer las causas del problema y desde luego darle solución al mismo; para ello, fue necesaria la intervención, primero, de las empresas Escher-Wyss y Electroconsult y, posteriormente, del Instituto de Ingeniería.

Antes de abordar el proceso cronológico de este problema, es conveniente aclarar que en lo que sigue va a referirse a la turbina No. 3 por ser representativa del comportamiento del fenómeno dentro del conjunto y además por ser la turbina sobre la que se hicieron más mediciones.

5.2 Análisis del problema efectuado por Escher-Wyss

En este análisis /28/, dado a conocer en el mes de noviembre de 1978, elaborado por la empresa fabricante de las turbinas se concluye que las fuertes oscilaciones observadas no se deben a un fenómeno de resonancia, ya que el único resonador hidráulico (conducción aguas arriba de la turbina) capaz de resonar con la frecuencia medida de 1.8 Hz de las pulsaciones de presión tiene una frecuencia calculada de 1.67 Hz. Esta diferencia en las frecuencias medida y calculada conduce a Escher-Wyss a investigar un mecanismo capaz de producir las pulsaciones detectadas; con base en tal investigación se argumenta que las pulsaciones de presión son producto de un desprendimiento periódico de la capa límite asociada a los álabes del rodete de la turbina. Así, la solución que propone Escher-Wyss consiste en una modificación alternada de la posición de los

álabes del distribuidor, cuyo resultado sea reducir el ángulo de incidencia de la velocidad relativa de entrada del agua al rodete. Esta solución fue puesta en práctica en diciembre de 1981, pero en los resultados obtenidos no se observó una reducción notable de la amplitud de las oscilaciones de presión en la máquina.

5.3 Análisis del problema efectuado por Electroconsult

En este análisis /29/, emitido en enero de 1979, tampoco coinciden la frecuencia de resonancia calculada (1.64 Hz) para la conducción aguas arriba de la turbina y la frecuencia medida (1.9 Hz) de las oscilaciones de mayor amplitud. Este hecho se interpreta como la manifestación de fenómenos no lineales que posiblemente provoquen el abatimiento de la frecuencia de las pulsaciones que originaría el rodete al girar a la velocidad de sincronismo (2.14 Hz), acercándola a la frecuencia calculada de 1.64 Hz. Ante esta situación Electroconsult propone verificar la simetría axial del rodete, ya que se pensó que una alteración de tal simetría podría ser la causa de la excitación de pulsaciones por parte del rodete. De la verificación realizada se concluyó que las alteraciones de la simetría axial del rodete están dentro de las tolerancias normales de construcción; sin embargo, esto no cambió el punto de vista de Electroconsult y se recomendó, como solución al problema, ensayar en el tubo de succión del modelo de la turbina la colocación de aletas para disminuir las oscilaciones de presión. Esta propuesta de solución no se llevó a cabo debido a la radical discrepancia con las recomendaciones dadas en el primer análisis; además, esta incongruencia entre ambas opiniones motivó que Comisión Federal de Electricidad contratara con el Instituto de Ingeniería un tercer análisis del problema.

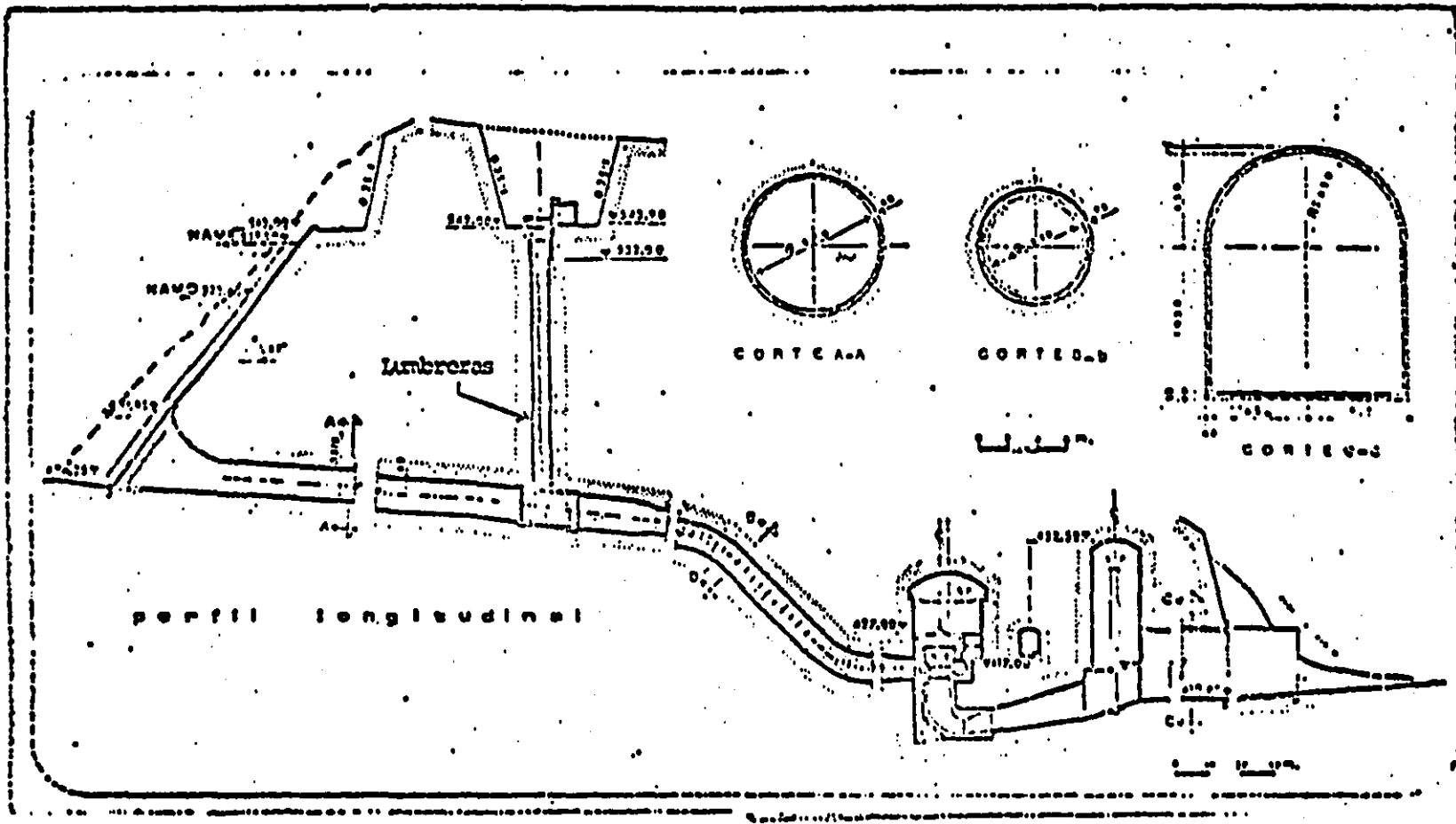
5.4 Análisis efectuado por el Instituto de Ingeniería

El trabajo efectuado por el Instituto de Ingeniería /6,30

31,32/, llevado a cabo dentro del periodo julio de 1979-junio de 1982, difiere de los anteriores en dos aspectos. Uno es el que se refiere a la evaluación de la frecuencia de resonancia de la conducción aguas arriba de la turbina, y el otro está relacionado al intervalo de frecuencias en que es posible que la torcha excite al resonador.

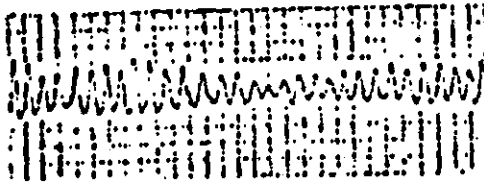
La evaluación de la frecuencia de resonancia se realizó en este análisis (ver capítulo 3) incorporando la acción de la lumbrera que existe en la galería de alimentación (fig 5.2), cuya función es posibilitar el descenso de las compuertas de emergencia en caso de que se requiera trabajar en seco aguas abajo de éstas. La acción de la lumbrera es aumentar la frecuencia de resonancia calculada de tal forma que ésta coincide con la frecuencia medida de las oscilaciones de presión; además, la acción de la lumbrera explica la variación, con el nivel de agua en el vaso, de la frecuencia medida puesto que al variar el nivel en el vaso varía también la altura de la columna de agua dentro de la lumbrera aumentando o disminuyendo la inercia de dicha columna. Así, mediante este nuevo enfoque dado a la evaluación de la frecuencia de resonancia fue posible clasificar las oscilaciones observadas a potencia parcial en tres tipos diferentes, tanto en sus frecuencias y amplitudes como en sus causas, según se indica enseguida (fig 5.3):

TIPO	CAUSA
I	Es una oscilación excitada por la torcha cuya amplitud es amplificada por resonancia con la conducción aguas arriba de la turbina.
II	Es una oscilación excitada por la torcha en la cual no existe resonancia.
III	Es una oscilación excitada por la torcha, al producir ésta obstrucciones parciales al flujo en el codo del desfogue, que da lugar a golpes de ariete. No hay resonancia.



Ubicación de las lumbreras

Figura 5.2



(a) Oscilaciones del tipo I



(b) Oscilaciones del tipo II



(c) Oscilaciones del tipo III

Los tres registros corresponden a la P. H. La Argentina, Unidad 3, Prueba No. 2, 17/XII/79. Las escalas de amplitud y de tiempo son iguales en los tres.

Figura 5.8

La otra diferencia se refiere a la incorporación de resultados modernos existentes en la literatura técnica especializada /4,17,18,19/, en cuanto a que las pulsaciones de presión producidas por la torcha en el tubo de succión de turbinas Francis se presentan dentro de un determinado rango de gastos cuando las máquinas funcionan a potencia parcial. Tales resultados modificaron radicalmente la idea tradicional /5/ de que la torcha origina una pulsación, cuya frecuencia es única y del orden de $1/3.6$ de la frecuencia de rotación de la turbina. Asimismo, estos resultados permitieron establecer que la torcha es la causa de un golpe de ariete de amortiguación muy rápida observado en los registros efectuados. A continuación se expone la solución del problema propuesta por el Instituto de Ingeniería, la cual se ilustra con algunos registros de las mediciones de diciembre de 1981 /32/. Es conveniente aclarar que tal solución se refiere a las oscilaciones de tipo 1 por ser éstas las de mayor magnitud y por tanto las más peligrosas.

5.5 Solución del problema

Una vez diagnosticado que el problema era de resonancia existían principalmente dos alternativas de solución; una, actuar sobre el resonador para elevar su frecuencia de resonancia por arriba de las frecuencias máximas debidas a la torcha /33,34/, y la otra, actuar sobre la torcha para provocar que ésta no excite y se acople a la frecuencia del resonador /35/. De las dos alternativas se impuso de inmediato optar por esta última mediante la inyección de aire comprimido en la zona del cono del rodete de la turbina, lo cual se efectuó aprovechando el sistema que tenía la turbina para recibir aire por succión natural y que jamás operó porque la presión media en la succión de la turbina superaba la presión atmosférica (aproximadamente la presión en la succión es de 4 m.c.a. sobre la atmosférica).

Luego de montar la instalación necesaria para la inyección del aire comprimido /32/, se procedió a probar la solución pro-

puesta obteniéndose los resultados que enseguida se presentan.

5.5.1 Pruebas y resultados sin inyección de aire

Las pruebas efectuadas en la unidad No. 3 fueron las siguientes

No. de prueba	Descripción de la prueba
1	Descenso escalonado de 20 Mw desde 180 a 0 Mw.
2	Descenso escalonado de 20 Mw desde 180 a 80 Mw.

Durante estas pruebas el nivel del vaso fue de 527.66m y el del río de 423.40m, lo cual da una carga bruta $H_b = 104.26$ m. Los transductores de presión se colocaron en una toma existente en el caracol a la cota 419.30 m y en otra en el tubo de succión a la cota 414.18 m. Los acelerómetros se colocaron en las cubiertas exteriores de los cojinetes radial y axial de la turbina.

Con base en los registros obtenidos (Anexo I), en la tabla 5.1 se presentan las máximas amplitudes y las frecuencias dominantes en las oscilaciones para las diferentes potencias en que se hizo funcionar la turbina; asimismo, se indica el tipo de oscilación a la que debe atribuirse la máxima amplitud registrada en el caracol o en el tubo de succión.

De los resultados que aparecen en la tabla 5.1 se observa la presencia de una frecuencia bien definida de 1.87 Hz, correspondiente a una oscilación de tipo I, la más peligrosa ya que su amplitud máxima representa el 60.5% de la carga bruta, y coincidente con la frecuencia de resonancia calculada de la conducción aguas arriba de la turbina (fig 5.4).

5.5.2 Pruebas y resultados con inyección de aire

Las pruebas se efectuaron con un nivel del vaso de 527.59m y en el río de 423.40m, desarrollándose según el orden sig:

TABLA 5.1

Potencia (Mw)	Amplitud máxima (m.c.a) (%H _b)		frec. dominante (Hz)	Tipo de osc.
180	1.2	1.1	-	-
160	2.1	2.0	-	-
140	5.1	4.9	-	-
120	6.2	6.0	0.4~2.0	11
100	11.1	10.7	0.5~2.0	111
80	9.6	9.2	0.5~2.0	111
60	63.2	60.5	1.87	1
40	35.7	34.2	1.87	1
20	-	-	-	-
0	-	-	-	-

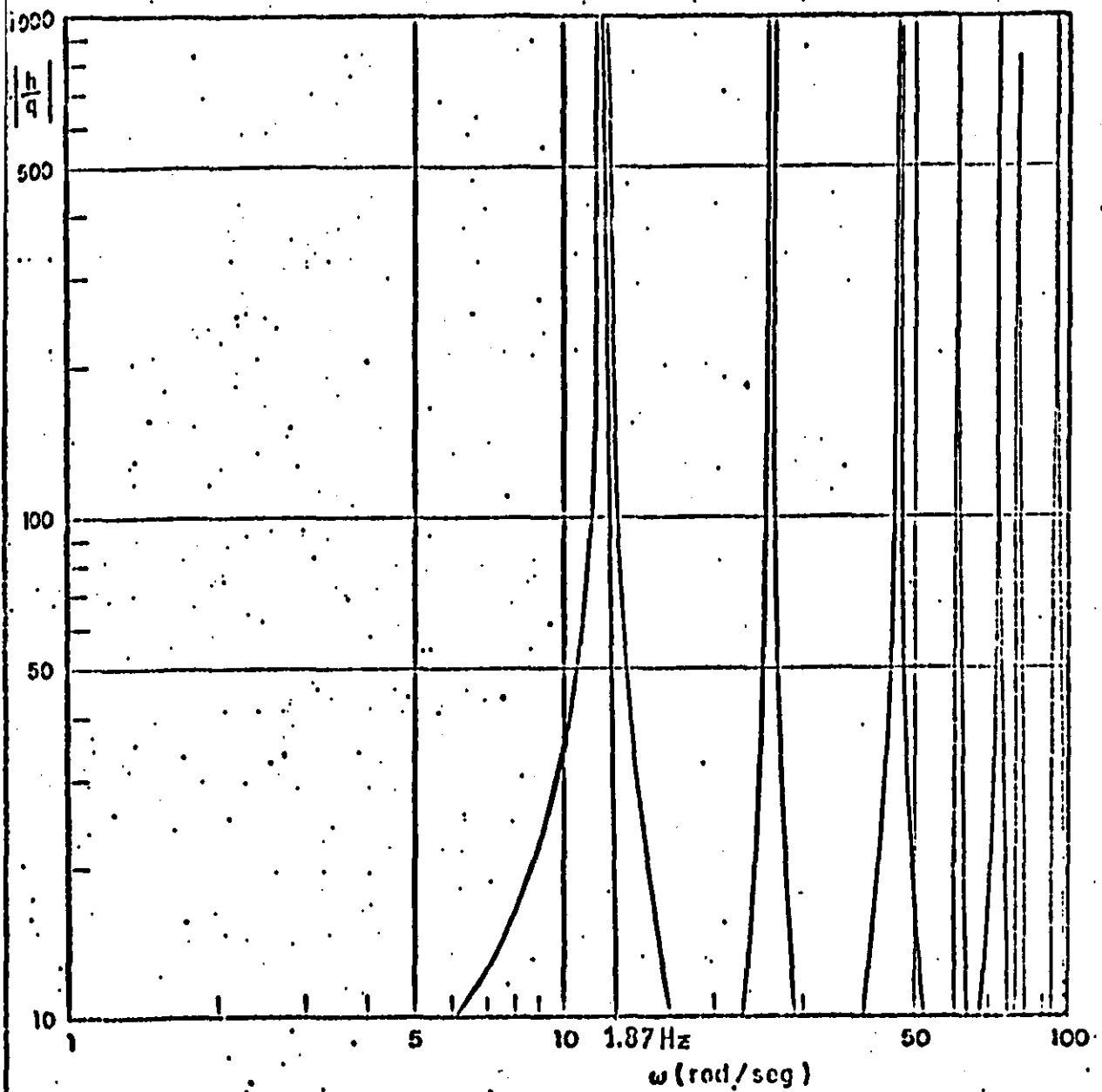


Fig. 5.4 Respuesta en Frecuencia

No. de prueba	Descripción de la prueba
6	Se inyectó un gasto de $Q_a=0.068 \text{ m}^3/\text{s}$ y se realizó un descenso continuo de potencia desde 180 a 0 Mw.
5	Se estacionó la operación de la máquina en la potencia donde se observan, sin inyección de aire, las máximas amplitudes (60 Mw) y se inyectaron gastos de 0.096, 0.083, 0.068 y $0.048 \text{ m}^3/\text{s}$.
8	Se inyectó un gasto de $Q_a=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$ realizándose un ascenso y descenso escalonado de potencia en escalones de 20 Mw.
10	Manteniendo la máquina en 60 Mw y con un gasto $Q_a=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$, se interrumpe el aire hasta que se obtienen oscilaciones de aproximadamente 50 m.c.a de amplitud, reanudándose después la inyección con el mismo Q_a .
11	Con la máquina en 100 Mw y con un gasto de $Q_a=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$, se realiza un rechazo de carga.

En la tabla 5.2 están indicadas las máximas amplitudes de las oscilaciones registradas (en el Anexo II están incluidos los registros de las pruebas con inyección de aire) durante la prueba No. 8; de esta tabla puede concluirse que la amplitud de las oscilaciones en 60 Mw de potencia se ha reducido al 12% del valor original (de 63.2 a 7.7 m.c.a), lo cual representa una satisfactoria atenuación de la magnitud del fenómeno oscilatorio.

La prueba No. 5 se realizó con objeto de tratar de establecer el gasto mínimo de aire necesario para reducir las amplitudes de las oscilaciones a valores aceptables. Como se observa en dicha prueba el gasto mínimo ensayado fue de ----- $Q_a=0.048 \text{ m}^3/\text{s}$, siendo prácticamente imposible disminuirlo más

TABLA 5.2

Potencia (kW)	Amplitud máxima con aire (m.c.a)	(%H _b)
180	0.9	0.9
160	1.2	1.1
140	3.6	3.4
120	5.9	5.6
100	8.9	8.5
80	7.0	6.7
60	7.7	7.4
40	7.3	7.0
20	7.3	7.0
0	8.9	8.5

porque según disminuía Q_2 (esto se notó desde $Q_2=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$) el golpeteo sobre la válvula de retroceso de la instalación para inyección de aire aumentaba su intensidad. Por ello, para evitar riesgos, se decidió trabajar en las pruebas No. 8, 10 y 11 con un gasto $Q_2=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$. Sin embargo, posteriormente en la campaña de mediciones de junio de 1982, ya mejorada la instalación para inyectar aire, se logró reducir el gasto a --- $Q_2=0.030 \text{ m}^3/\text{s}$.

El propósito de la prueba No. 11 fue observar si se presentaba algún tipo de oscilación que pudiera considerarse peligrosa. Según se observa en el registro correspondiente (Anexo II), no aparece ningún fenómeno que merezca ser considerado.

Por último, del registro de la prueba No. 10 puede observarse claramente el rápido efecto del aire en la reducción de la amplitud de las oscilaciones de presión.

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL MODELO

En el presente capítulo se obtienen las relaciones entre las escalas que rigen la semejanza entre el modelo y prototipo para el problema particular que nos ocupa. Esto se logra con base en las ecuaciones fundamentales que gobiernan el comportamiento del flujo instantáneo en conductos a presión, y empleando además el método del análisis inspeccional /36,37,38/: Posteriormente, determinadas ya las relaciones entre las escalas, se procede a dimensionar la geometría y elasticidad de la conducción aguas arriba de la turbina, utilizando para ello los planos del prototipo proporcionados por Comisión Federal de Electricidad. Además, se mencionan algunos aspectos relacionados con la construcción del modelo y se describe también la instalación experimental completa del mismo.

6.1 Ecuaciones básicas y condiciones de frontera

De acuerdo con lo expuesto en el capítulo 3 se sabe que las ecuaciones que rigen el fenómeno de oscilaciones estacionarias en conductos a presión, son la ecuación dinámica

$$\frac{dh(x)}{dx} + \frac{j\omega}{g} v(x) + \frac{\xi V_0}{gD} v(x) = 0 \quad (6.1)$$

y la ecuación de continuidad

$$\frac{dv(x)}{dx} + \frac{g j\omega}{c^2} h(x) = 0 \quad (6.2)$$

sujetas ambas a las condiciones de frontera siguientes

$$\left. \begin{array}{l} H_1 = cte \\ h_1^* = 0 \\ V_{01} = \frac{Q_0}{A_1} \end{array} \right\} \text{ en el vaso} \quad \left. \begin{array}{l} H_{02} = cte \\ h_2^* = 0 \\ V_{02} = \frac{Q_0}{A_2} \end{array} \right\} \text{ en el pozo de oscilación}$$

$$\frac{\Omega_3 D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} - \frac{P_T D_3}{\rho \omega Q_0^2} \quad \text{en la turbina}$$

Por tanto, debido a que el modelo y prototipo están gobernados por las mismas ecuaciones y condiciones de frontera, las ecs (6.1) y (6.2) escritas para el modelo quedan respectivamente

$$\frac{e_h}{e_L} \frac{dh(x)}{dx} + \frac{e_s e_w e_v}{e_g} \frac{j\omega}{g} v(x) + \frac{e_s e_v}{e_g e_D} e_v \frac{\xi V_0}{gD} v(x) = 0 \quad (6.3)$$

$$\frac{e_v}{e_L} \frac{dv(x)}{dx} + \frac{e_g e_s e_w}{e_c^2} e_h \frac{g j\omega}{c^2} h(x) = 0 \quad (6.4)$$

y donde se define como escala la relación de una cierta cantidad en el modelo y la correspondiente cantidad en el prototipo (por ejemplo, $e_L = x'/x$ es la escala de longitud siendo x' la longitud en el modelo y x su homóloga en el prototipo). Para tener similitud mecánica completa entre modelo y prototipo de-

ben ser idénticas las ecs (6.1) y (6.3), y también las ecs (6.2) y (6.4); luego, dividiendo (6.4) entre e_v/e_L y comparándola con (6.2) se obtienen las condiciones

$$e_v = e_v \quad (6.5)$$

$$\frac{e_i e_w e_g e_h e_L}{e_c^2 e_v} = 1 \quad (6.6)$$

Aceptando que $e_g = 1$, $e_j = 1$, $e_w = e_f = 1/e_T$ y dado que por definición de velocidad $e_v = e_L/e_t$, la ec (6.6) puede reescribirse

$$e_c^2 = e_h \quad (6.7)$$

Dividiendo ahora (6.3) entre e_v^2/e_D , teniendo en cuenta (6.5), y comparándola con (6.1) resulta

$$\frac{e_h e_D}{e_L e_v^2} = 1 \quad (6.8)$$

$$\frac{e_w e_D}{e_v} = 1 \quad (6.9)$$

$$e_f = 1 \quad (6.10)$$

De (6.9) se obtiene $e_D = e_L$, esto es, la condición de un modelo no distorsionado. Asimismo, con esta última condición la ec (6.8) se reduce a

$$e_h = e_v^2$$

la cual al sustituir (6.7) y simplificar, queda

$$\frac{e_v}{e_c} = 1 \quad (6.11)$$

De las relaciones obtenidas es conveniente hacer las observaciones siguientes:

- La relación dada por la ec (6.9) es el criterio de similitud del número de Strouhal en virtud que el fenómeno es oscilatorio estacionario con una frecuencia asociada.
- La ec (6.11) representa el criterio de similitud del número de Mach.

- La relación (6.10) es el criterio de similitud de la rugosidad relativa y del número de Reynolds.

De lo anterior, para cumplir con la similitud mecánica entre modelo y prototipo deben de ser los números de Strouhal y Mach iguales en modelo y prototipo, así como también el parámetro de fricción. La similitud de este último parámetro puede aceptarse que se cumple si el Reynolds del flujo está en la zona de automodelado para la rugosidad relativa considerada.

Por otra parte, la similitud del comportamiento de la frecuencia de pulsación del vórtice en la descarga de la turbina implica que el parámetro de frecuencia sea el mismo en modelo y prototipo. Así, con base en la ec (4.3) se tiene para el prototipo

$$\frac{f D_3^3}{Q_0} = \psi_1 \left(\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}, K \right)$$

y para el modelo

$$\frac{f' D_3'^3}{Q_0'} = \psi_1 \left(\frac{\Omega_e D_3'}{\rho Q_0'^2}, K \right)$$

Luego, teniendo en cuenta que la función ψ_1 debe ser la misma en modelo y prototipo, las dos expresiones anteriores conducen a lo siguiente

$$\frac{e_f e_L^3}{e_{Q_0}} = 1 \quad (6.12)$$

$$e_K = 1 \quad (6.13)$$

La escala de frecuencia de resonancia puede escribirse como

$$e_{fr} = \frac{c'/k \rho'}{c/k \rho} \quad (6.14)$$

Por tanto, de la condición $e_f = e_{fr}$ teniendo en cuenta las ecs (6.12) y (6.14) se obtiene

$$e_{Q_0} = e_c e_L^2$$

que es la escala de gasto para el modelo.

Ahora, de acuerdo con TLM /8/ la frecuencia fundamental teórica de resonancia para un sistema de conducción similar -- al de la conducción de "La Angostura" depende, en términos generales, de la comparación entre los valores de la impedancia característica (Z_c) y la impedancia hidráulica (Z_v). Cuando -- la forma modal fundamental de resonancia corresponde al cuarto de onda, se tiene

$$f_r = \frac{c}{4L} \quad , \text{ si } Z_v > Z_c$$

que es justamente el caso de resonancia observado en el prototipo de "La Angostura". Entonces, en el modelo también debe cumplirse con

$$e_{Z_v} = e_{Z_c}$$

lo cual de inmediato es posible verificarlo teniendo en cuenta las escalas ya obtenidas y sabiendo que $Z_v = 2 \Delta H / Q_0$, -- donde ΔH es la diferencia del trinomio de Bernoulli inmediatamente antes y después de la turbina.

Por consiguiente, la similitud del comportamiento de la turbina agrega la condición de que el R sea suficientemente alto y además la similitud del parámetro de cavitación (ec 6.13). Asimismo, la simulación de las condiciones de resonancia (reproducción de la misma forma modal en el modelo que la existente en el prototipo) implica imponer la --- condición $Z_v > Z_c$ a las relaciones entre escalas obtenidas con anterioridad lo cual, según puede verse de las escalas obtenidas, no introduce nuevas escalas.

6.2 Selección de escalas

6.2 Selección de escalas

Antes de pasar propiamente a la selección de las escalas para el modelo resulta conveniente aclarar porqué, para la simulación de la turbina, se optó por emplear la técnica del parámetro de giro en vez del modelo de la turbina construido por el fabricante. De acuerdo con las normas establecidas para los ensayos de laboratorio de las turbinas, los modelos del rodete se construyen en la actualidad normalmente con un diámetro de salida de 0.305 m; en general, esta situación implicaría tener una escala de longitud relativamente grande para el modelo y con ello el costo de éste aumentaría, además trabajar con el modelo de la turbina lleva consigo el disponer de un freno para controlar la potencia extraída en el eje de la turbina. Estos factores harían prácticamente inalcanzable, para un laboratorio hidráulico clásico en México, la realización de este tipo de modelo.

Debido a las características particulares del problema por simular en el modelo es necesario cumplir los criterios de similitud del número de Strouhal (para reproducir la periodicidad del fenómeno), del número de Mach (con lo cual se reproducen las propiedades hidroelásticas del sistema) y del parámetro de cavitación.

La selección de la escala de longitud para el modelo se realizó considerando principalmente que las potencias de bombeo en juego fueran asquibles, que el tamaño del modelo permitiera medir y que el espacio disponible en el laboratorio fuera suficiente; entonces, dado que el diámetro a la entrada del tubo de succión del prototipo es 5.30 m y la dimensión homóloga seleccionada para el modelo fue 0.10 m, resulta

$$e_D = e_L = \frac{1}{53} \quad (6.15)$$

Respecto a la selección de la escala de celeridad, escala en la cual está involucrada la hidroelasticidad del modelo, debían tomarse en cuenta los aspectos siguientes:

- La posibilidad de llevar a cabo la operación del modelo con una presión mayor a la atmosférica, debido a que experiencias anteriores /39,40/ indican que el aire incluido en el agua en forma natural dificulta el estudio del fenómeno de oscilaciones estacionarias en conductos a presión, es decir, el efecto del aire es alterar significativamente la celeridad en la conducción.
- Tener un valor lo más bajo posible de e_c para con ello reducir la potencia de la bomba para el modelo, ya que la escala de potencia es directamente proporcional a e_c^3 porque

$$e_p = e_q e_h$$

pero con $e_q = e_l^2 e_c$ y $e_h = e_v^2 = e_c^2$, se tiene

$$e_p = e_c^3 e_l^2$$

- Un valor bajo de e_c , lo cual implica un valor bajo de c' porque la celeridad en el prototipo estaba ya determinada, puede conseguirse reduciendo el espesor del conducto y/o el módulo de elasticidad del material (téngase en cuenta que una reducción de c' en función del diámetro del conducto no es posible porque ya está establecida la e_l).
- Reducir c' mediante la reducción del espesor está limitado por la resistencia del material; asimismo, se ha observado /41/ que los materiales con bajo módulo de elasticidad presentan un comportamiento no lineal y esto genera error en el valor de la amplitud de la oscilación de presión medida en el modelo.
- En el prototipo el valor de la celeridad variaba dentro de cierto rango, es decir, se tenía una celeridad máxima (asociada a un diámetro mínimo y a un espesor de revestimiento máximo) y una celeridad mínima (asociada a un diámetro máximo y a un espesor de revestimiento mínimo).

- Se tenía un valor mínimo comercial del espesor de un determinado material suficientemente elástico como para asegurar un comportamiento lineal.

Ante esta situación la selección de e_c conocido un valor promedio de la celeridad en el prototipo debería ser tal que, una vez seleccionada, los espesores calculados para cada tramo de la conducción aguas arriba de la turbina fueran mayores o iguales al valor mínimo comercial, y además que también se cumpliera el requisito de resistencia del material.

Al tener en cuenta los aspectos antes mencionados de tal manera de cumplirlos satisfactoriamente, se decidió seleccionar al cobre (cuyo módulo de elasticidad es $E = 1.21 \times 10^{10}$ Kgf/m²) como material para la construcción del modelo por ser trabajable, resistente y económico. Así, considerando que la celeridad en el prototipo es de 1284 m/s y la del modelo es de 1039 m/s, resulta

$$e_c = 0.81 \quad (6.16)$$

Por tanto, con base en las dos escalas seleccionadas es posible obtener cualquier otra escala de interés (tabla 6.1).

6.3 Dimensiones geométricas y elasticidad del modelo

Enseguida se presenta el modelado del sistema de conducción aguas arriba de la turbina de la unidad No. 3 de la planta hidroeléctrica "La Angostura". Los resultados (tabla 6.2) fueron obtenidos a partir de los datos de los planos del prototipo y las escalas anteriormente establecidas. En la fig 6.1 puede observarse la ubicación de cada tramo de la conducción y también de la lumbrera.

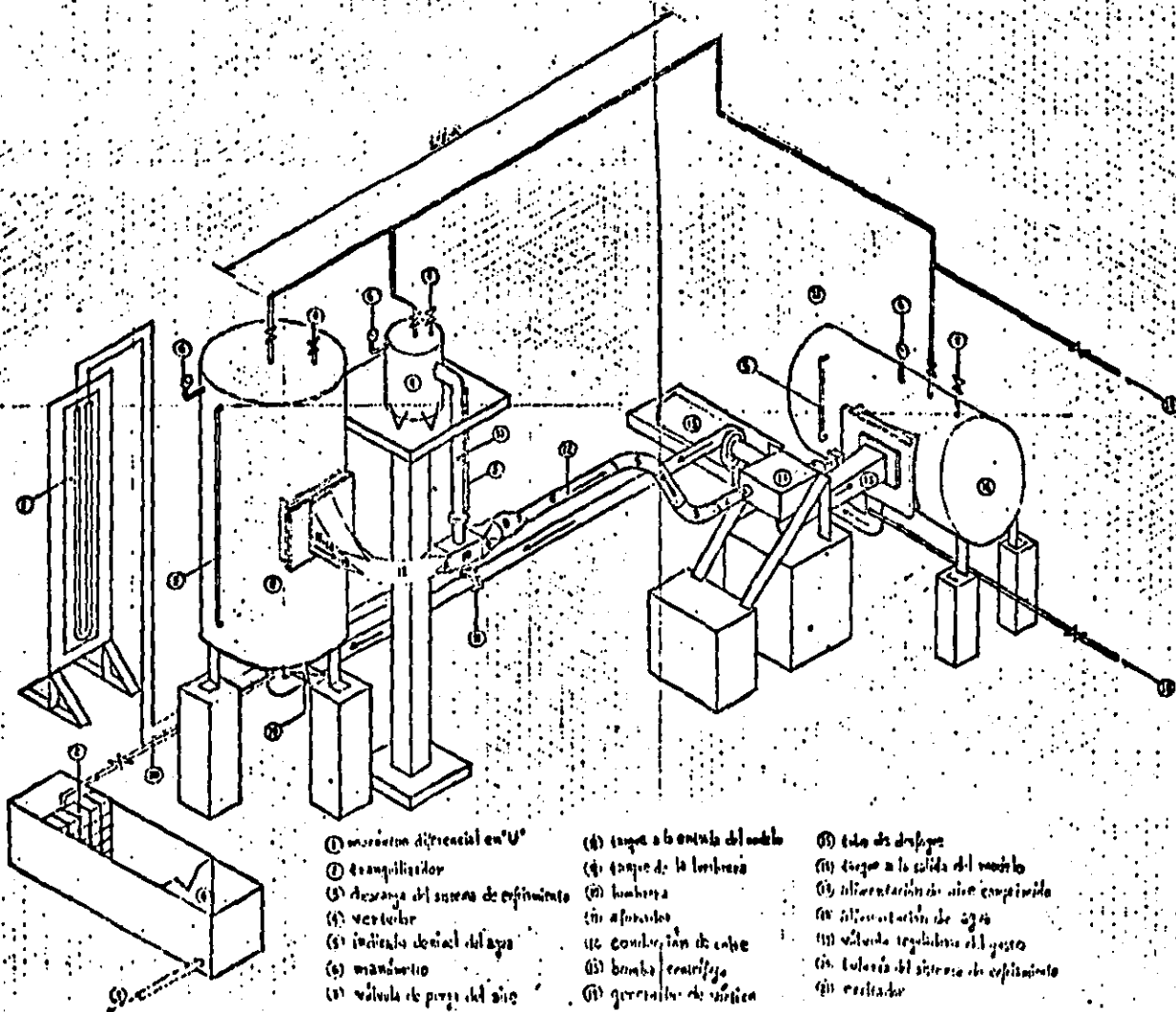
Es conveniente hacer notar que el modelo se dimensionó con valores de la celeridad menores a los indicados en la tabla 6.2, a fin de poder controlar las imperfecciones tanto del material como del proceso constructivo de la conducción. En caso

TABLA 6.1

Escala		Valor numérico de la escala
aceleración de la gravedad	(e_g)	1
coeficiente de fricción	(e_f)	1
parámetro de cavitación	(e_k)	1
longitud	(e_l)	1/53
celeridad	(e_c)	0.81
gasto	(e_q)	0.000 2882
carga piezométrica	(e_h)	0.6561
velocidad media	(e_v)	0.81
potencia	(e_p)	0.000 1891
frecuencia	(e_f)	42.93

TABLA 6.2 Características geométricas y elásticas de la conducción

Tramo	D ^o (cm)	L ^o (cm)	c ^o (m/ε)
1	11.5	10.2	1042
2	12.3	18.8	1042
3	12.3	35.8	1041
4	12.3	61.54	1040
5	12.3	36.3	1039
6	12.3	67.33	1038
7	14.3	11.3	1004
8	16.4	14.7	1001
9	18.7	17.0	999
10	20.9	31.2	1008
11	18.7	17.0	999
12	16.4	67.0	1001
13	18.7	22.6	1009
14	23.8	28.3	1004
15	37.0	26.8	996



de ser necesario obtener la celeridad teórica esto se conseguiría mediante la rigidización de la conducción, lo cual puede hacerse empleando anillos colocados en la parte exterior de la conducción de cobre.

6.4 Proceso constructivo

El procedimiento seguido para la construcción de la conducción aguas arriba de la turbina, según los datos que aparecen en la tabla 6.2, consistió en realizar el desarrollo geométrico en planta de cada tramo de la conducción; posteriormente, con base en tal desarrollo se cortaba la lámina de cobre del espesor correspondiente al valor de la celeridad, se conformaba la geometría y se soldaba con bronce. Así por ejemplo, la construcción de cada curva se hizo mediante un procedimiento de gajos, es decir, la longitud total de la curva se dividió en un determinado número de gajos los cuales se soldaban uno por uno hasta formar la curva completa. La unión de un tramo con otro se realizó ya sea soldando o bien mediante bridas de latón, según conviniera desde el punto de vista práctico. Así, a través de este proceso se construyó la conducción del modelo. En las figs 6.2 y 6.3 se muestran aspectos durante y al término de la construcción de la conducción.

El procedimiento mediante el cual se construyó el desfogue fue diferente al descrito arriba debido a que el material utilizado para construirlo fue lucita. La manera de trabajar el desfogue consistió en hacer un molde de madera geométricamente similar de la mitad, según un corte longitudinal por el eje de simetría, del desfogue; luego, mediante un tratamiento térmico la lucita se conformaba según el molde construido previamente. Posteriormente, se construía la otra mitad simétrica del desfogue y su unión se realizaba mediante un pegamento especial. Conviene aclarar que el tratamiento térmico sólo se aplicó en el tramo correspondiente al tubo de succión y codo del desfogue, ya que el tramo divergente de éste es de sección



Fig 6.2 Conducción de cobre durante la etapa del proceso constructivo.

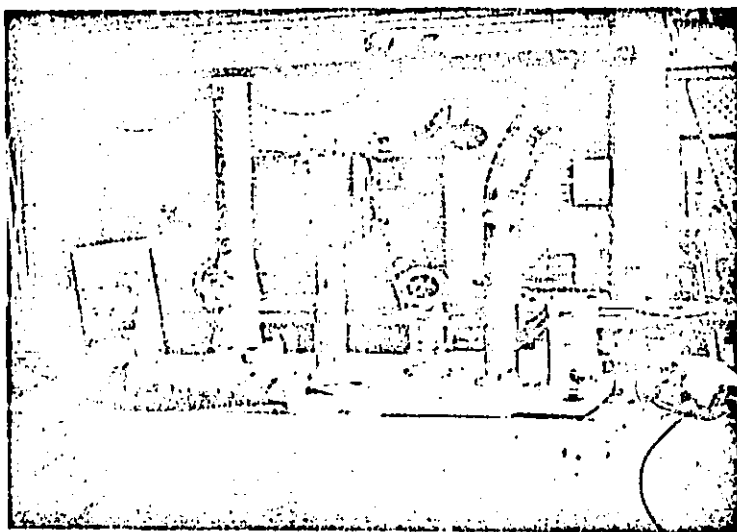


Fig 6.3 Conducción de cobre en la etapa final de su construcción.

rectangular.

En las figs 6.4 y 6.5 puede observarse tanto el desfogue como una parte del dispositivo generador de vórtices durante la etapa de construcción del modelo. Además, en la fig 6.5 también es posible observar, en el extremo inferior derecho, la tubería de 2" de diámetro con la cual se alimenta agua fría al sistema y se fija una presión constante de 6 m.c.a en la succión de la bomba. Asimismo, en la fig 6.6 puede apreciarse la bomba centrífuga horizontal de 50 HP junto con la válvula para regular el gasto y el tanque a la salida del modelo.

Respecto al dispositivo generador de vórtices (fig 6.7) éste está formado por un recinto cerrado dentro del cual se tienen 18 álabes, espaciados cada 20° en todo el perímetro a la entrada del tubo de succión, cuya altura es de 0.04 m ; en cada álabe existe una perforación longitudinal, que pasa de lado a lado, en la que queda alojado un tornillo el cual en su parte superior se une a un perno y ambos quedan sujetos mediante una contratuerca. El perno de cada álabe está unido a un aro motriz común, ubicado exteriormente en la parte superior del recinto cerrado, con el cual es posible accionar simultáneamente la posición de los álabes. Otro aspecto importante que conviene hacer notar en la fig 6.7 es la presencia del oscilador de pistón, el cual fue utilizado como excitador del sistema para hallar la respuesta en frecuencia de la conducción aguas arriba de la turbina según se indica en el siguiente capítulo.

Adicionalmente, en las figs 6.8 y 6.9 se muestran respectivamente un manómetro diferencial y un vertedor triangular. Con el primero se mide el gasto a través del orificio colocado en la tubería de descarga de la bomba (fig 6.1), mientras que con el segundo puede verificarse el gasto medido en el orificio y también medir el gasto del sistema de enfriamiento.

En la fig 6.10 se presenta otro manómetro diferencial mediante el cual se mide la presión en el tanque aguas abajo del desfogue; inclusive, con este manómetro es posible medir presiones inferiores a la atmosférica debido a que un extremo de tal manómetro está a la presión atmosférica.

Por último, según puede observarse en la fig 6.1, en esta instalación

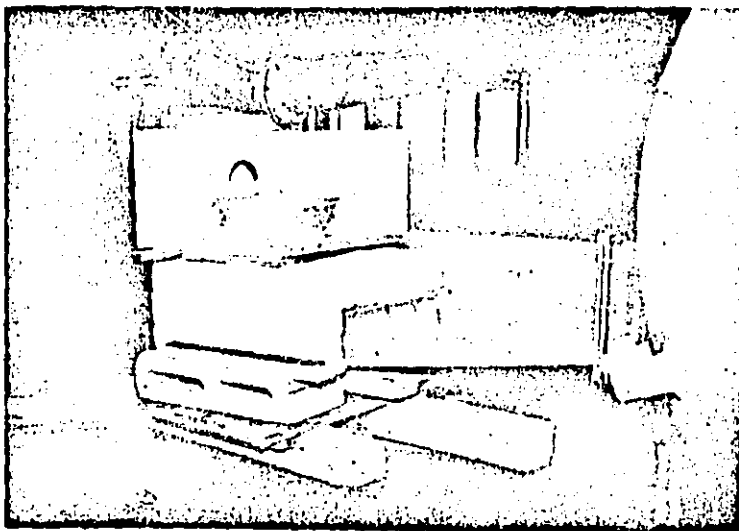


Fig 6.4 Vista lateral del dispositivo generador de vórtices y desfogue durante la etapa de construcción.

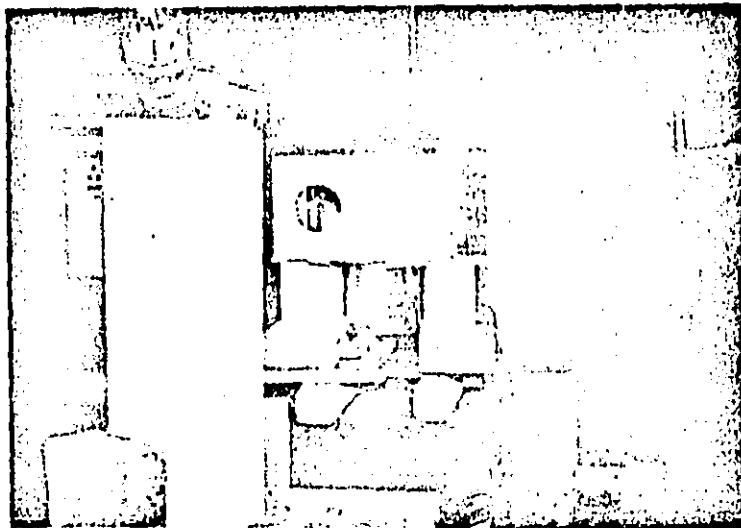


Fig 6.5 Vista frontal del dispositivo generador de vórtices y desfogue durante la etapa de construcción.



Fig 6.6 Disposición de la bomba centrífuga horizontal de 50 HP, la válvula para regular el gasto y el tanque a la salida del modelo.

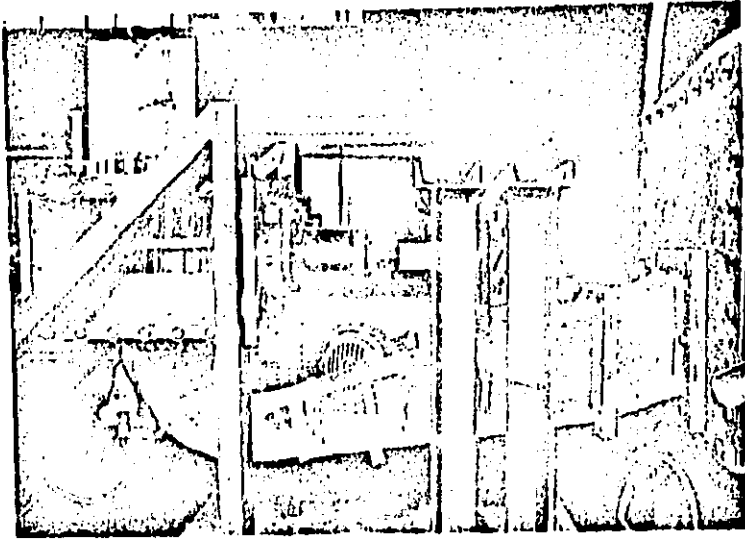


Fig 6.7 Dispositivo generador de vórtices.



Fig 6.8 Manómetro diferencial para medir el gasto a través del orificio.

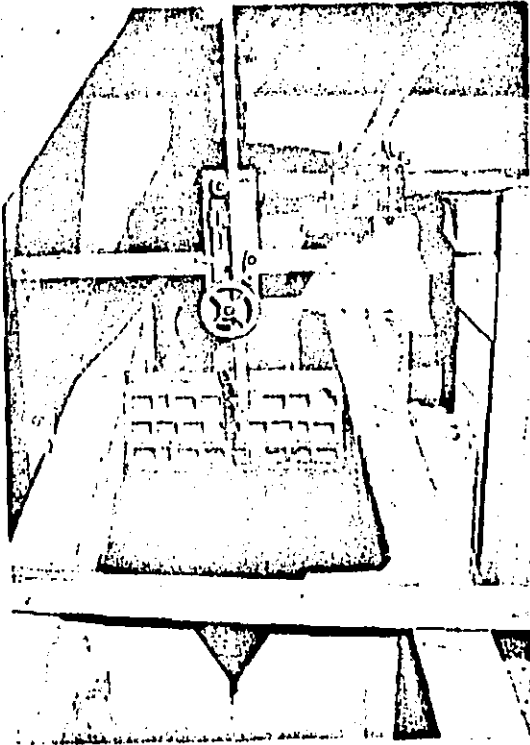
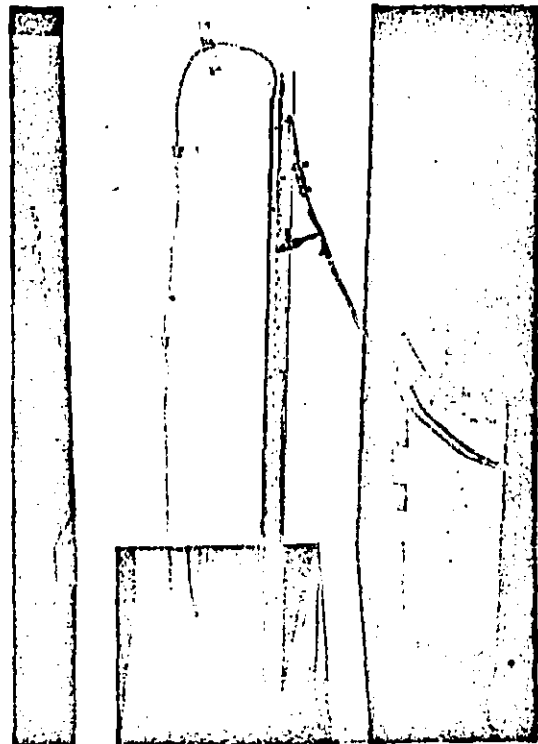


Fig 6.9 Vertedor triangular de 60°.

Fig 6.10 Manómetro diferencial para medir la presión en el tanque aguas abajo del desfogue.



experimental el control de la presión en el sistema puede realizarse mediante aire comprimido en caso de ser necesario.

CAPITULO 7

CALIBRACION DEL MODELO

Una vez que en la última parte del capítulo anterior se ha hecho una descripción de la instalación experimental construida en el Instituto de Ingeniería para el desarrollo del presente trabajo, en este capítulo se expondrán las etapas del trabajo realizado para la calibración del modelo. Así, este capítulo se inicia con una descripción del equipo electrónico utilizado para medir las oscilaciones de presión; posteriormente, se presenta el procedimiento de calibración tanto del desfogue como del dispositivo generador de rotación al flujo. El capítulo termina con la exposición del proceso seguido para obtener experimentalmente la respuesta en frecuencia de la conducción aguas --- arriba de la turbina.

7.1 Instrumentación electrónica del modelo

Las mediciones de las oscilaciones de presión se realiza-

ron de acuerdo con el esquema mostrado en la fig 7.1. La señal enviada por el transductor de presión se recibía en un acondicionador de señales; luego, una vez amplificada convenientemente la señal era enviada simultáneamente a un osciloscopio, un analizador de espectros y, en caso necesario, a un oscilógrafo. En el osciloscopio (TYPE 564 STORAGE OSCILLOSCOPE marca TEK--TRONIX) era posible observar la forma de la señal según ésta -- variaba en el tiempo, mientras que en el analizador de espectros (3582A SPECTRUM ANALYZER marca HEWLETT-PACKARD) se realizaba el análisis de la señal en el dominio de la frecuencia mediante el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier, siendo de interés para este trabajo en particular la obtención del espectro de amplitudes de la señal. Asimismo, se tenía un oscilógrafo (1508 VISICORDER marca HONEYWELL) cuya función era registrar la señal en papel fotosensible cuando fuera necesario. Además, respecto al transductor de presión conviene señalar -- que, dependiendo del rango de presión de trabajo en el modelo, era posible intercambiarle el diafragma. Un aspecto del conjunto del equipo electrónico empleado está mostrado en la --- fig 7.2.

7.2 Calibración del desfogue

La finalidad de esta etapa en la calibración del modelo fue reproducir el comportamiento del flujo helicoidal en el -- tubo de succión medido en el modelo de la turbina, pero mediante la técnica del parámetro de giro. Para ello, y además para realizar un trabajo experimental más general respecto a las -- oscilaciones de presión debidas al flujo helicoidal trabajando tanto con aire como con agua, se construyó en el Instituto de Ingeniería la instalación auxiliar mostrada en la fig 7.3. En ésta, cuando el fluido de trabajo era agua, el agua proveniente del tanque de carga constante del laboratorio se conducía hasta el tanque de carga constante de la instalación experimental; luego, el agua fluía al tanque de entrada al sistema de álabes fijos, al desfogue y finalmente era descargada a un

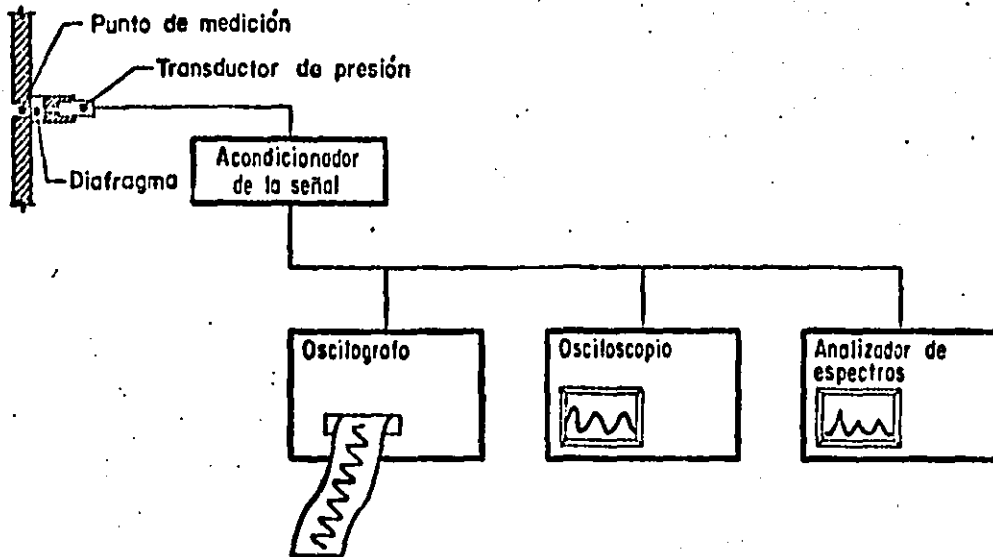


Fig 7.1 Esquema del sistema de medición de las oscilaciones de presión

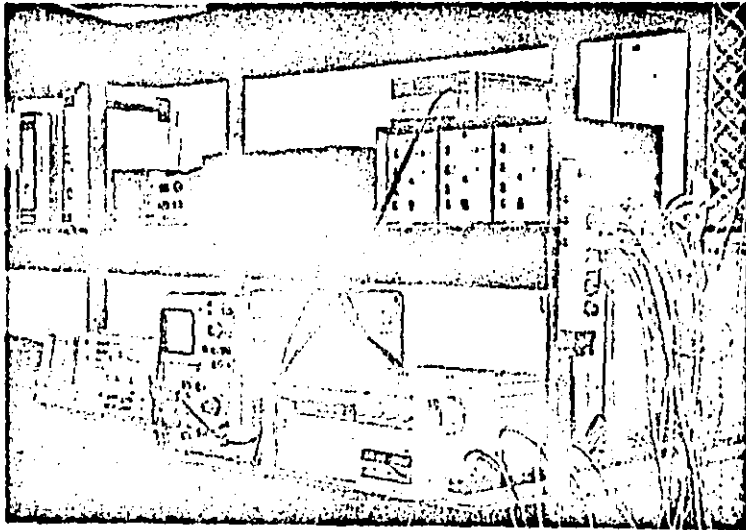
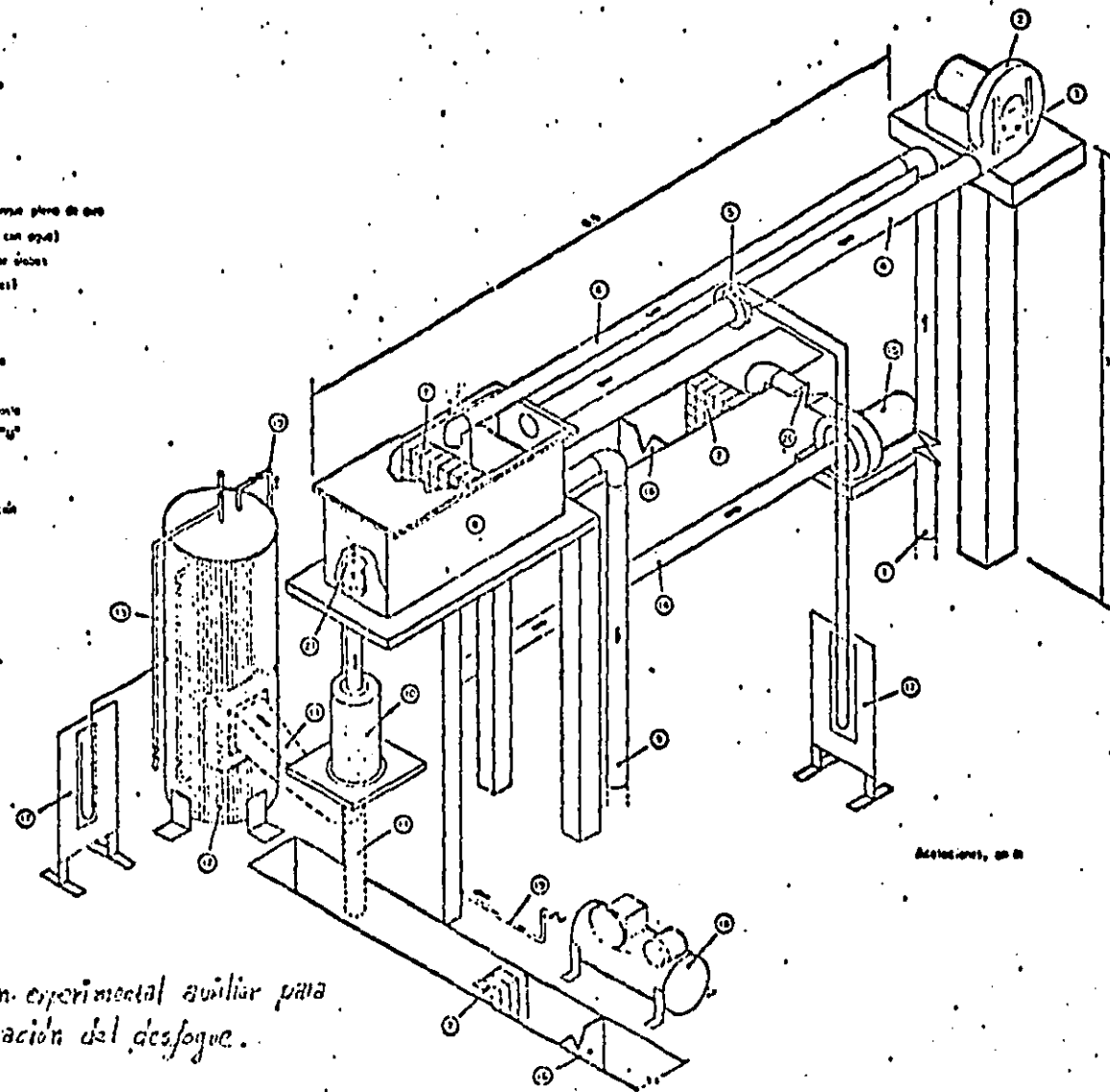


Fig 7.2 Equipo electrónico utilizado para el procesamiento de la señal.

- ① Suministro de agua al sistema
- ② Ventilador centrífugo
- ③ Conjunto de regulación de agua
- ④ Tornillo de suministro de aire
- ⑤ Orificio sifonador de agua
- ⑥ Tubería de suministro de agua
- ⑦ Diversos estranguladores
- ⑧ Tornillo de cierre centrado o tornillo plano de aire
- ⑨ Tubería de escape (esfera sólo con agua)
- ⑩ Tornillo de entrada al sistema de bombas
- ⑪ Tapa de desfogue (intercambiable)
- ⑫ Tornillo de desfogue
- ⑬ Tapa de nivel de agua
- ⑭ Tubería de succión de la bomba
- ⑮ Bomba centrífuga
- ⑯ Venteador para medición de gases
- ⑰ Manómetros diferenciales tipo "U"
- ⑱ Compresor de aire
- ⑳ Tornillo de aire comprimido
- ㉑ Válvula de control de la conexión
- ㉒ Regulador de flujo



Acciones, en 20

Fig. 13 Instalación experimental auxiliar para la calibración del desfogue.

canal rectangular en el cual se tenía un vertedor para medir el gasto. Además, en el tanque de descarga se tenía colocado un manómetro diferencial para medir la presión aguas abajo del desfogue.

Así, con base en la instalación auxiliar mostrada en la fig 7.3 se procedió a determinar experimentalmente la relación funcional entre el parámetro de frecuencia (fD_3^3/Q_0) y el parámetro de giro ($\Omega_e D_3/\rho Q_0^2$) para el desfogue del modelo hidroelástico como se indica enseguida.

Debido a que en el dispositivo generador de rotación al flujo utilizado para simular la turbina en el modelo hidroelástico no existe rodete, se cumple

$$\frac{\Omega_e' D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{\Omega_s D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}$$

esto es, el parámetro de giro a la entrada ($\Omega_e' D_3/\rho Q_0^2$) y salida ($\Omega_s D_3/\rho Q_0^2$) del rodete es igual al parámetro de giro a la entrada del tubo de succión ($\Omega_e D_3/\rho Q_0^2$). Por tanto, para un determinado ángulo material del sistema de álabes fijos α_1 (fig 4.1) era posible hallar el valor correspondiente de $\Omega_e D_3/\rho Q_0^2$ mediante la relación

$$\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{D_3 R \sin \alpha_1}{BN S} \quad (4.6)$$

donde, como se mencionó en el capítulo 4, R , $\sin \alpha_1$ y S se obtienen por medio de un procedimiento gráfico (fig 4.1). De esta manera, variando el ángulo material del álabes α_1 se obtuvieron los valores correspondientes de $\Omega_e D_3/\rho Q_0^2$ y con ello fue posible determinar la curva que aparece en la fig 7.4. Es conveniente aclarar que cada valor de α_1 implica la construcción de un sistema de álabes necesarios para este trabajo tuvo como característica invariable que $B = 0.04$ m, $N = 18$ y $D_3 = 0.10$ m.

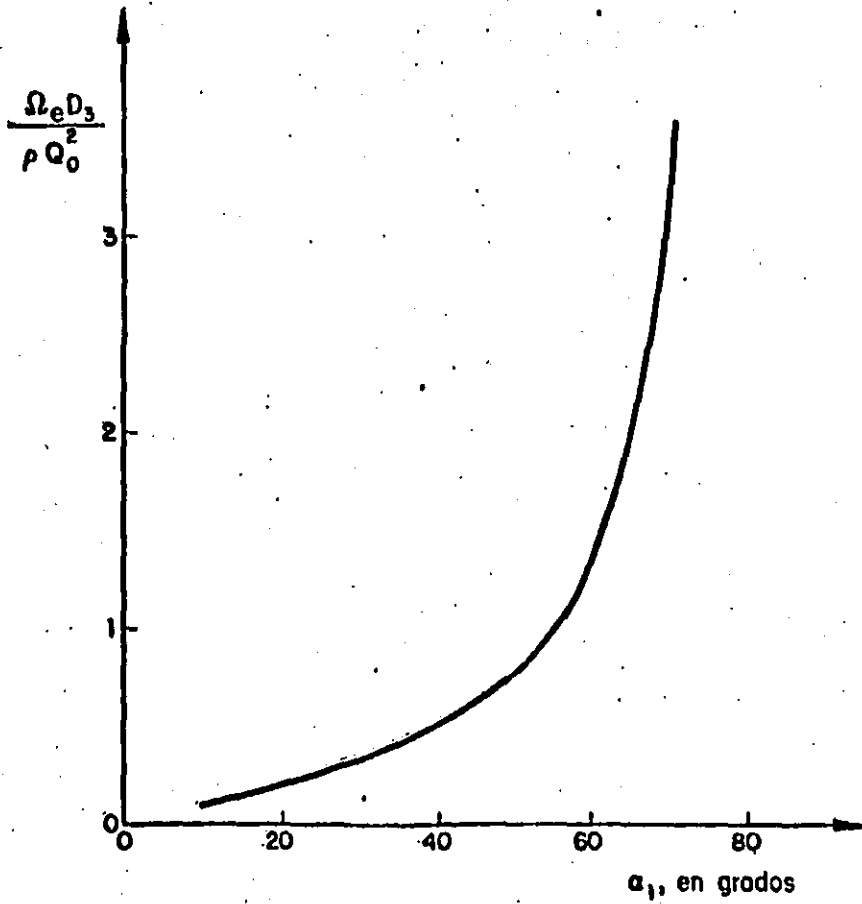


Fig 7.4 Relación $\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} - \alpha_1$ para el generador de vórtices

Una vez conocida la relación entre α_1 y $\Omega_e D_3 / e Q_0^2$, podía ya abordarse el problema de determinar la variación del parámetro de frecuencia en función del parámetro de giro. En la fig 7.5 se presenta la geometría del desfogue del modelo hidroeelástico y además se indica la posición HD2 donde era instalado el transductor de presión en el tubo de succión; tal ubicación del transductor de presión en el modelo corresponde al punto de medición en el prototipo.

Colocado un determinado sistema de álabes fijos en la instalación auxiliar mostrada en la fig 7.3, se hacía fluir cierto gasto a través del desfogue el cual era medido con un vertedor. Asimismo, también se medía la frecuencia de la oscilación de presión en el tubo de succión mediante el analizador de espectros, y además se medía la presión en el tanque aguas abajo del desfogue. En estas condiciones era factible calcular el parámetro de frecuencia medido, el cual estaba asociado a un determinado valor del parámetro de giro. Con esto, podía ubicarse un punto en el plano $f D_3^3 / Q_0 - \Omega_e D_3 / e Q_0^2$ (fig 7.6). Es importante hacer notar que, manteniendo el mismo parámetro de giro, al incrementar el gasto la frecuencia medida de la oscilación de presión se incrementaba también de tal suerte que el parámetro de frecuencia se mantenía prácticamente constante. Así, mediante el procedimiento antes descrito y para diferentes valores del parámetro de giro se obtuvieron experimentalmente los correspondientes valores del parámetro de frecuencia. Estos puntos experimentales están mostrados en la fig 7.6 donde también están incluidos los resultados experimentales para el desfogue del modelo hidroeelástico cuando el fluido de trabajo es aire; como se observa el comportamiento, en cuanto a frecuencia, de las oscilaciones de presión en el tubo de succión es el mismo tanto en agua como en aire. Adicionalmente, en la misma figura aparecen los puntos experimentales correspondientes al ensayo del modelo de la turbina para los cuales existía una frecuencia bien definida en el espectro /42,43/. El número que identifica a cada punto corresponde al punto de operación en el diagrama de colina - (fig 8.3). Además, debe observarse que el cálculo del parámetro de giro para estos últimos puntos se realizó -----

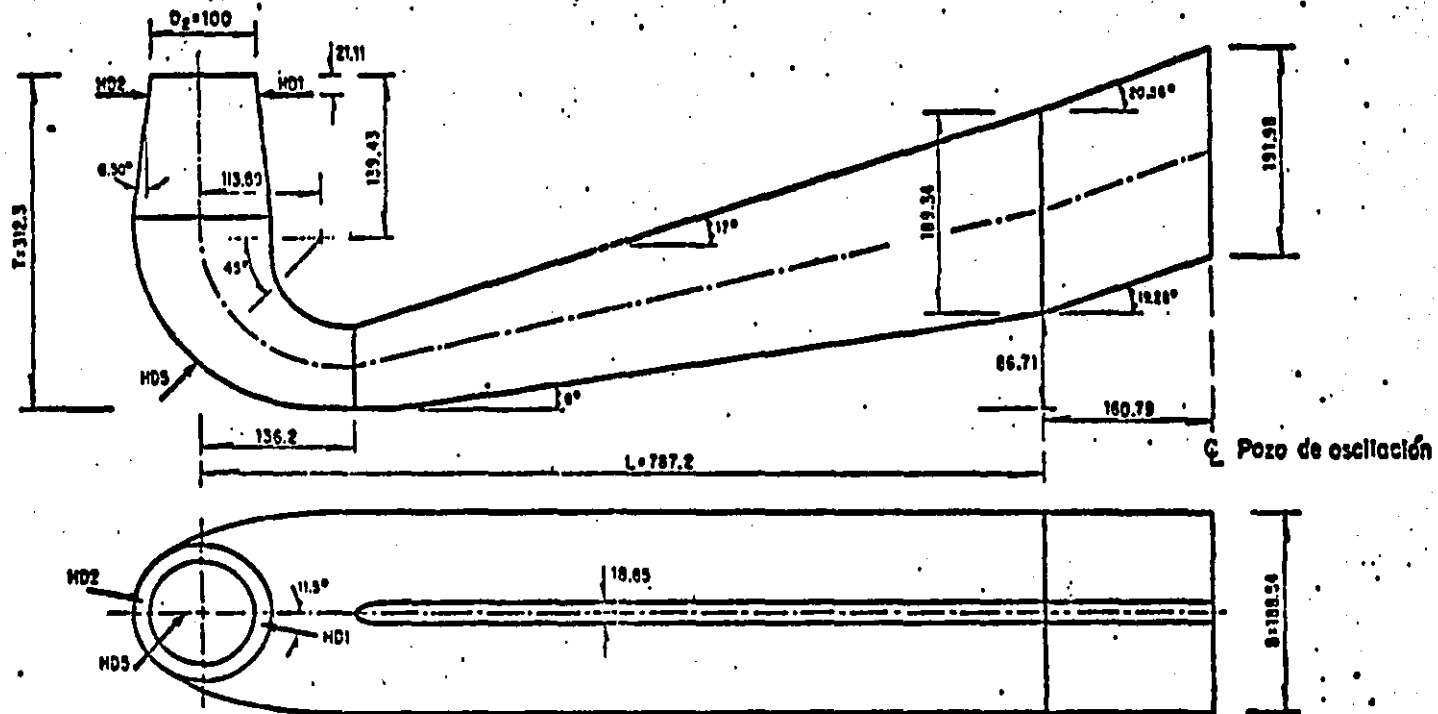


Fig 7.5 Esquema del modelo del desfogue de la P.H. La Angostura ensayado en el Instituto de Ingenieros

$D_3 = 0.1 \text{ m}$, $L/D_3 = 12.16$

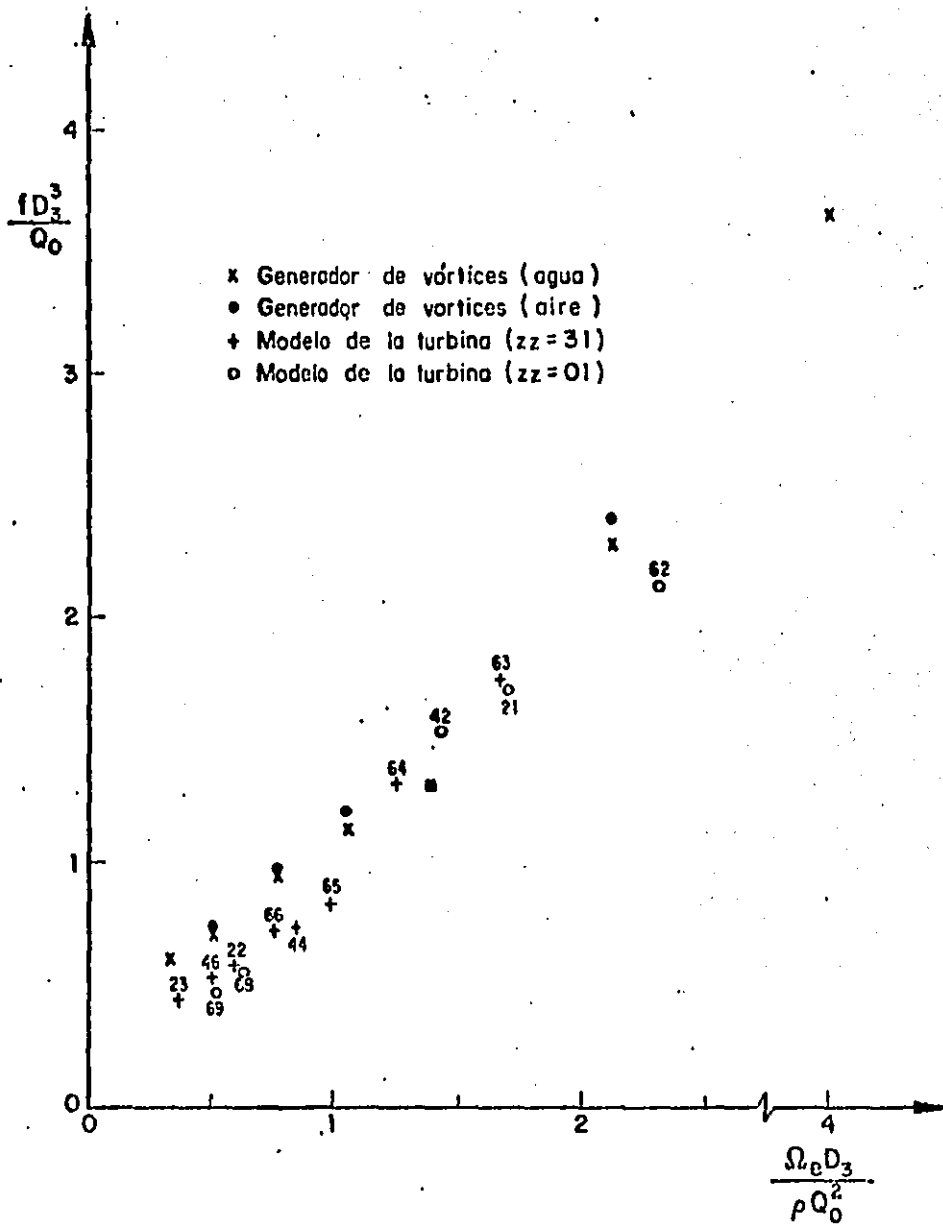


Fig 7.6 Relación $\frac{ID_3^3}{Q_0}$ - $\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}$ para el desfogue del modelo hidroelástico

realizó empleando la ec (4.5), esto es, se utilizó la curva $\alpha_1 - \Omega_e D_3 / \rho \omega^2$ correspondiente a los álabes del distribuidor de la turbina y el diagrama de colina (ambas serán presentadas en el siguiente capítulo).

Comparando los resultados experimentales mostrados en la fig 7.6 puede observarse que existe buena concordancia en el comportamiento de las oscilaciones de presión entre el modelo de la turbina y el modelo donde se ha empleado la técnica del parámetro de giro.

Además, según se mencionó en el capítulo 4, mientras se cumpla que $Re > 10^5$ el parámetro de frecuencia no depende del número de Reynolds lo cual para este caso particular puede verse en la fig 7.7; asimismo, con base en la fig 7.8 se observa que el parámetro de cavitación no influye en el comportamiento del parámetro de frecuencia.

7.3 Calibración del dispositivo generador de rotación al flujo

A diferencia del sistema de álabes fijos empleado en la -- instalación experimental para la calibración del desfogue, el dispositivo para inducir rotación al flujo en el modelo hidro-elástico consistía también de un sistema de álabes fijos pero éstos podían moverse a voluntad mediante el mecanismo descrito en el capítulo anterior. Por tanto, el objetivo de esta etapa de calibración fue conocer con suficiente precisión la posición del ángulo material del álabe α_1 en el dispositivo generador de rotación al flujo.

La calibración consistió en medir, a partir de la posición radial de los álabes, la variación del ángulo material del álabe tomando como referencia una escala graduada instalada en la parte superior del dispositivo generador de rotación al flujo, esto es, se medía la variación del ángulo α_1 por cada división de la escala graduada de tal manera de determinar una ---

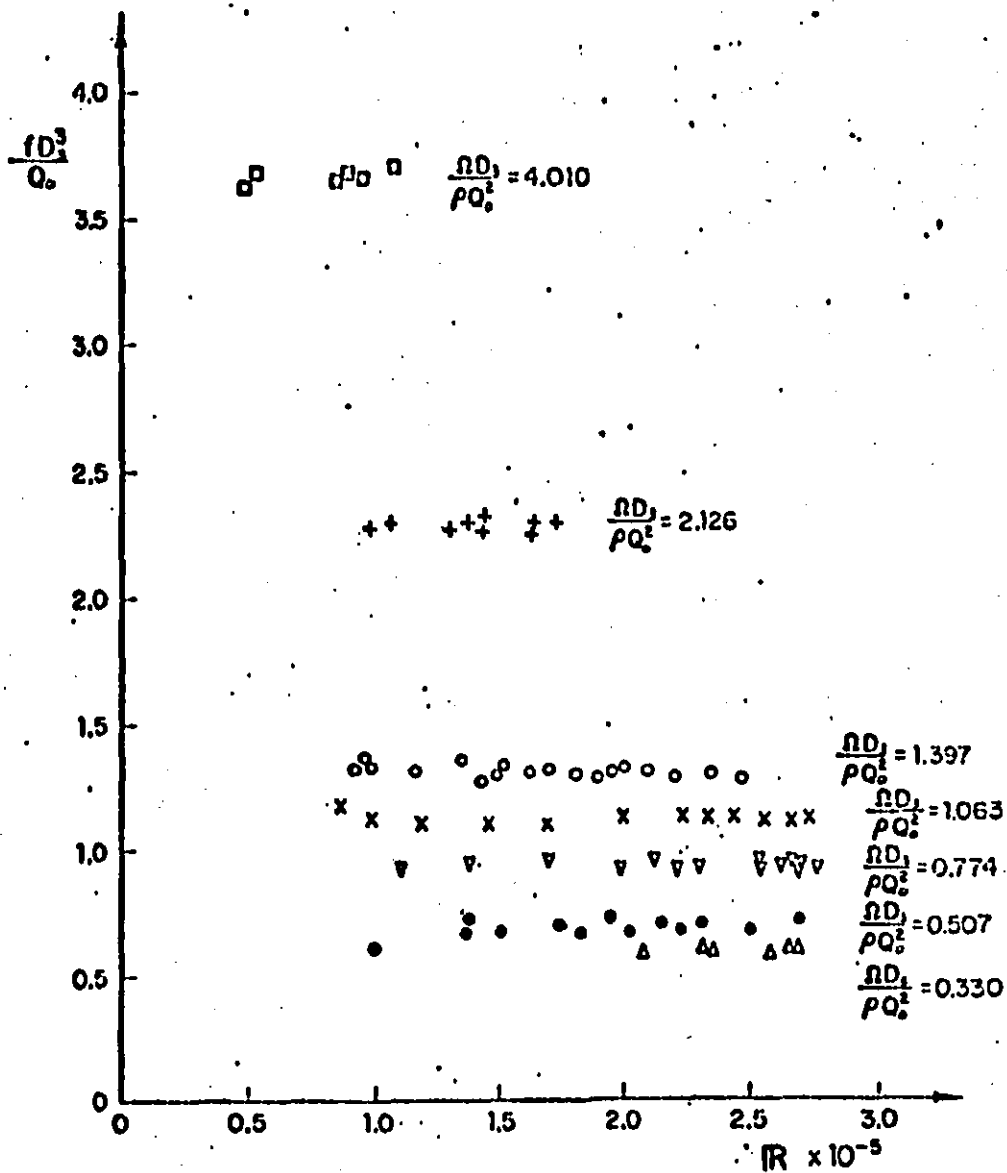


Fig 7.7 Parámetro de frecuencia en función del número Reynolds para el modelo del desfoque de la P.H. Angostura (Experiencias con agua)

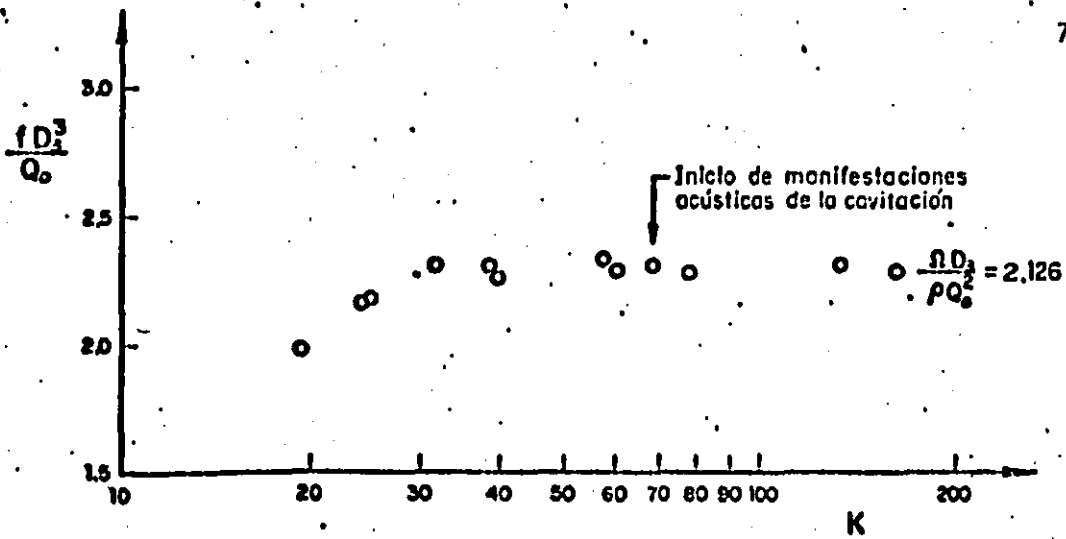


Fig 7.8 Parámetro de frecuencia en función del parámetro de cavitación para el modelo del desfogue de la P.H. Angostura

curva ángulo material del álabe-división de la escala graduada. La curva así hallada se muestra en la fig 7.9.

7.4 Obtención experimental de la respuesta en frecuencia de la conducción aguas arriba de la turbina

El procedimiento seguido para determinar la respuesta en frecuencia consistió principalmente en excitar con el pistón un cierto rango de frecuencias, dentro del cual se hallaba la frecuencia fundamental teórica de la conducción de cobre, e ir registrando para cada frecuencia de excitación su correspondiente valor de la amplitud de la oscilación medido con el analizador de espectros. Así, la frecuencia fundamental de la conducción era aquella frecuencia de excitación para la cual se medía la máxima amplitud de la oscilación.

El movimiento armónico del pistón fue producido a través de un mecanismo de banda y cadena accionado por un motor el cual tenía una polea de paso variable (fig 7.10). La medición de la frecuencia del movimiento se realizó mediante un disco que tenía señaladas 60 divisiones las cuales accionaban magnéticamente un dispositivo que estaba conectado al aparato cortador de frecuencia.

Además, el transductor de presión utilizado para estas mediciones fue ubicado 0.71 m aguas abajo de la lumbrera (fig 6.1).

Enseguida se presentan los resultados obtenidos de la respuesta en frecuencia trabajando tanto en aire como en agua.

7.4.1 Respuesta en frecuencia de la conducción cuando el fluido de trabajo es aire

Durante la realización de las pruebas la conducción de cobre se aisló del desfogue colocando en lugar de éste una brida ciega en la parte inferior del dispositivo generador de rota-

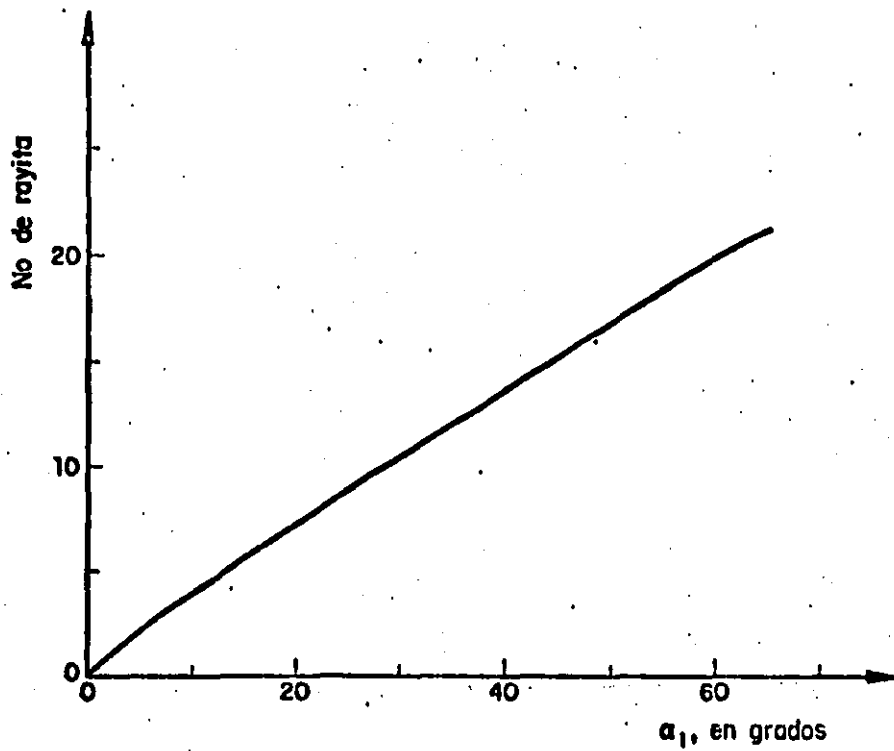
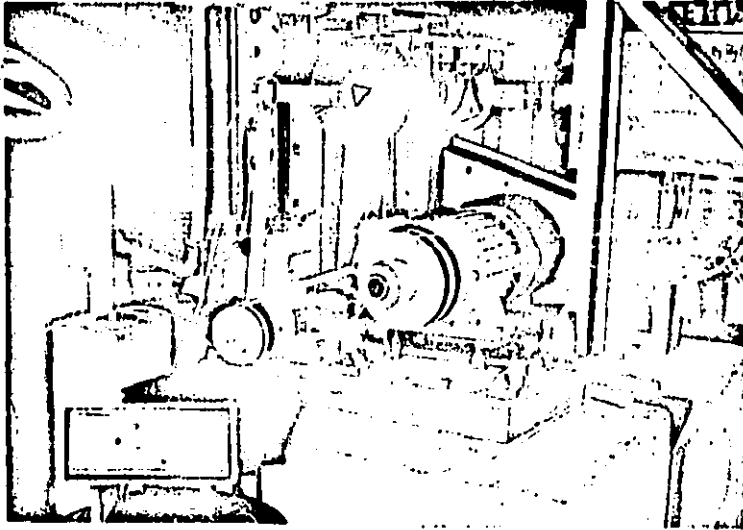


Fig 7.9 Calibración de ángulos en el generador de vórtices

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**



**Fig 7.10 Mecanismo para producir el movimiento del pistón
y asimismo medir la frecuencia de excitación.**

ción al flujo; además, los álabes de dicho dispositivo siempre se mantuvieron en la posición de completamente cerrados y asimismo siempre se mantuvo completamente cerrado el tanque de entrada al modelo. Bajo estas condiciones y una vez instalado el transductor de presión con un diafragma de 1 lb/in^2 , se procedía a excitar el sistema con el pistón y a medir según se indicó anteriormente. Así, la respuesta en frecuencia de la conducción de cobre obtenida experimentalmente está presentada en forma gráfica en la fig 7.11; en ésta se observa que la frecuencia para la cual la amplitud de la oscilación es máxima corresponde a $f = 15.3 \text{ Hz}$, esto es, la frecuencia fundamental ó frecuencia de resonancia de la conducción en aire es de 15.3 Hz .

7.4.2 Respuesta en frecuencia de la conducción cuando el fluido de trabajo es agua

Manteniendo las mismas condiciones en cuanto al aislamiento de la conducción de cobre pero ahora siendo el fluido de trabajo el agua y con un diafragma de 20 lb/in^2 en el transductor de presión, se realizó lo siguiente para determinar la frecuencia de resonancia de la conducción en agua sin movimiento.

En una primera serie de pruebas se impuso como condición adicional, puesto que se sabía de las mediciones en el prototipo que la frecuencia de resonancia variaba según fuese el nivel del agua en la lumbrera, eliminar la lumbrera en el modelo para simplificar el problema. Tal eliminación de la lumbrera se consiguió colocando una brida ciega en lugar de la lumbrera. Posteriormente, la respuesta en frecuencia fue registrada en forma análoga al caso en que el fluido de trabajo fue el aire. Así, en la fig 7.12 puede observarse que la frecuencia de resonancia de la conducción de cobre en agua quieta y sin lumbrera fue de 37.6 Hz .

Adicionalmente, con motivo de observar y medir la variación de la frecuencia de resonancia en la conducción para distintos niveles del agua en la lumbrera se incorporó ésta al modelo. Los resultados obtenidos de esta segunda serie de pruebas son los que se indican en la tabla 7.1.

De los resultados que aparecen en dicha tabla se confirma que el --

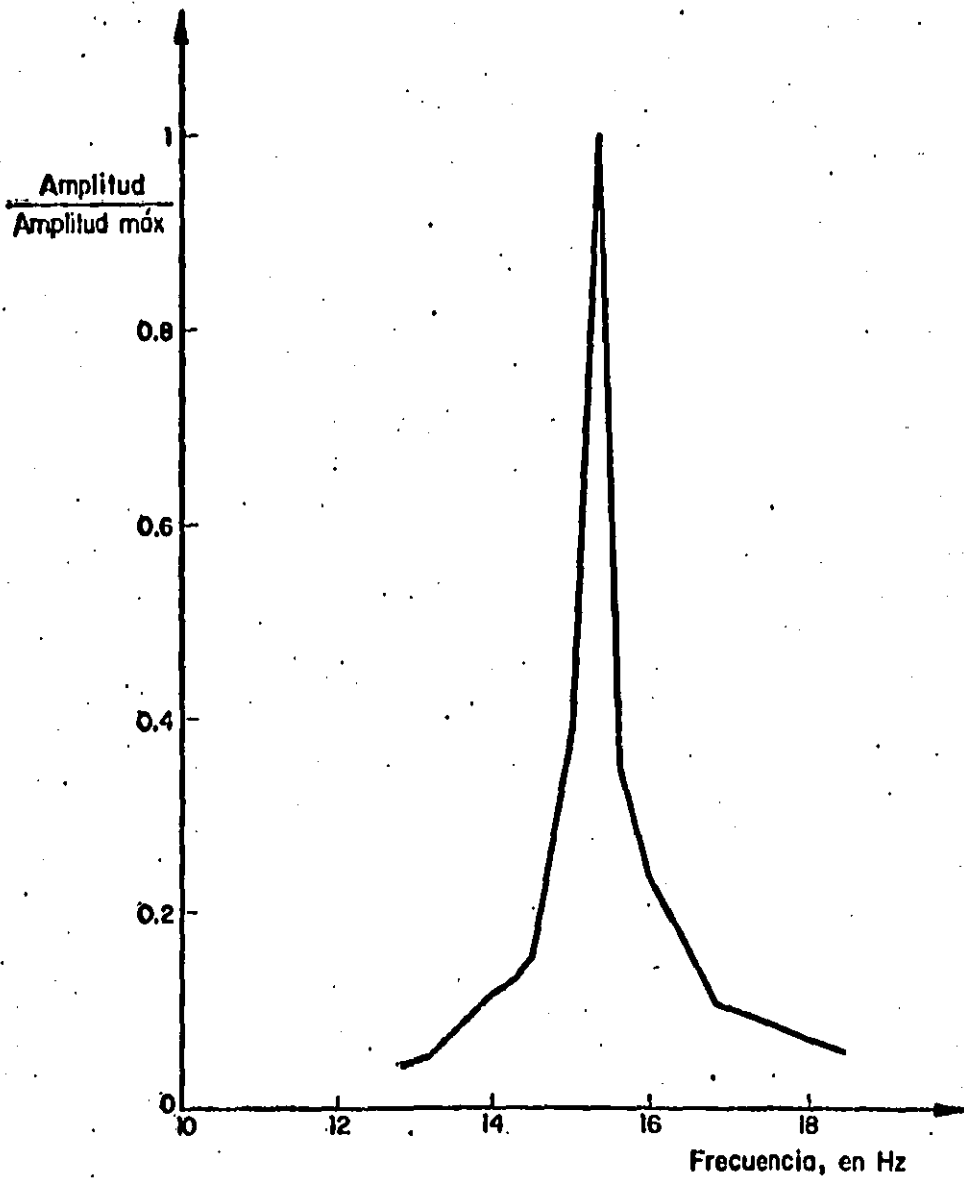


Fig 7.11 Respuesta en frecuencia de la conducción en aire

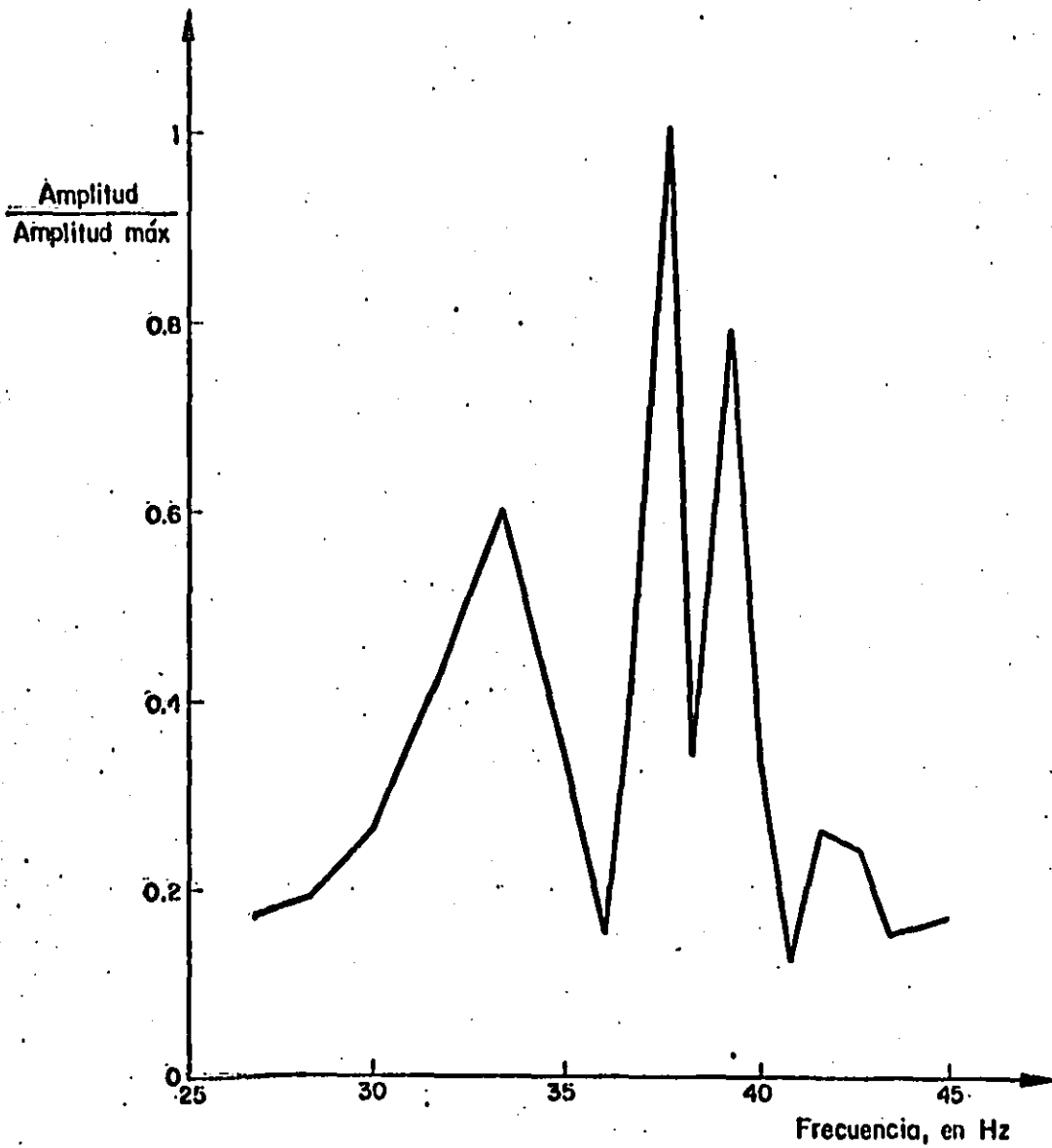


Fig 7.12 Respuesta en frecuencia de la conducción en agua

comportamiento observado en el modelo es similar al del prototipo /6/, esto es, a medida que el nivel del agua en la lumbrera aumenta la frecuencia de resonancia disminuye. Por tanto, este aspecto del problema pone en evidencia la importancia del papel de la lumbrera dentro de la investigación que es motivo del presente trabajo.

TABLA 7.1

frecuencia (Hz)	altura de la columna de agua en la lumbrera (m)
40.8	1.21
41.2	0.91
42.0	0.70
44.8	0.45

PLANTEAMIENTO DE LAS CONDICIONES DE OPERACION EN EL MODELO

El objeto del presente capítulo es exponer el planteamiento de la manera de proceder en la operación del modelo para simular los puntos de interés en el prototipo. Para ello, en la parte inicial de este capítulo se determinan las características de los puntos de operación del prototipo de "La Angostura" en los que se observan las oscilaciones de tipo 1 ; después, se establecen las condiciones de operación del modelo hidroelástico para reproducir los puntos de interés del prototipo. Posteriormente, en la parte final del capítulo se incluye un comentario (basado en un análisis cualitativo) relacionado con la utilidad del modelo hidroelástico para abordar el problema de la resonancia hidráulica en plantas hidroeléctricas.

8.1 Obtención de la curva $\alpha_1 - \Omega_e D_3 / \Omega_0^2$ para los álabes del distribuidor de las turbinas de "La Angostura"

De acuerdo con lo mencionado en el capítulo 4, el parámetro de giro a la entrada del rodete de la turbina puede evaluarse con la expresión

$$\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} = \frac{D_3 R_{\text{rodete}}}{BNS}$$

donde para el caso particular de los álabes del distribuidor de las turbinas de "La Angostura" se tiene $D = 1.2989$ m, $N = 26$ y $D_3 = 5.30$ m. Luego, la ecuación anterior queda

$$\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2} = 0.15694 \frac{R_{\text{rodete}}}{S} \quad (8.1)$$

Por tanto, con base en la geometría de los álabes del distribuidor y mediante el procedimiento gráfico (fig 4.1) fue posible determinar para cada valor de α_1 los correspondientes valores de R , α_f y S (fig 8.1). En consecuencia, pudo obtenerse con la ec 8.1 la curva $\alpha_1 - \Omega_e D_3 / \rho Q_0^2$ para los álabes del distribuidor de las turbinas de "La Angostura" según se muestra en la fig 8.2.

8.2 Características de los puntos de operación del prototipo en los que se observan las oscilaciones de tipo 1

De acuerdo con lo expuesto en el capítulo 5, las oscilaciones de presión más peligrosas, por su magnitud, son las clasificadas como tipo 1 y por ello es de interés conocer las características de operación en el prototipo de los puntos en los cuales se tiene tal tipo de oscilación.

En la fig 8.3 se presenta el diagrama de colina del modelo de las turbinas de "La Angostura" correspondiente a los ensayos efectuados en marzo de 1982. Como se observa, en este diagrama aparecen seis series de puntos ensayados de las cuales son de interés para este trabajo la 40, 60 y 20 debido a la relación que tienen con las mediciones de prototipo realizadas respectivamente en julio de 1979, diciembre de 1981 y junio de 1982.

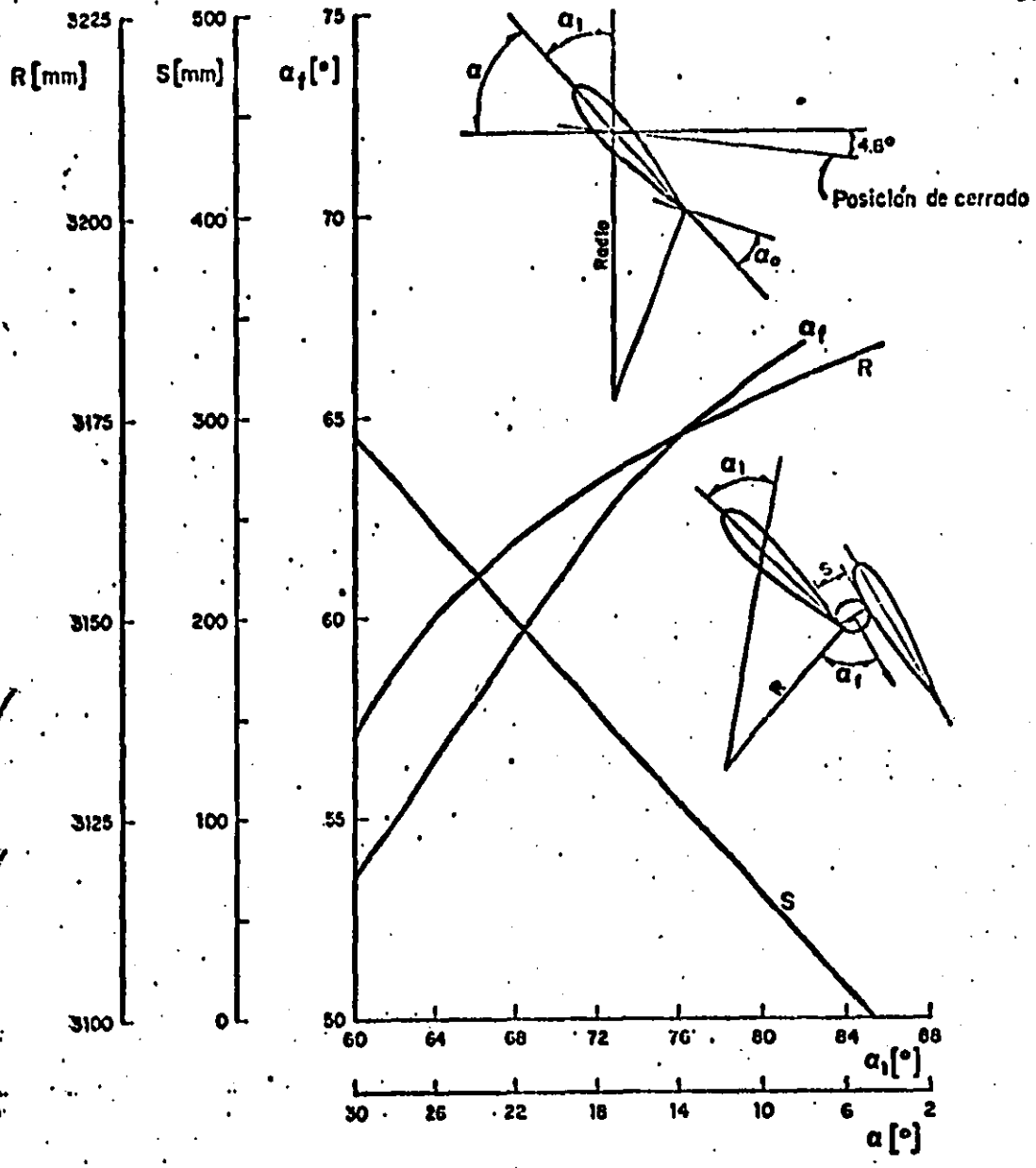


Fig 8.1 Características geométricas del distribuidor de las turbinas de la P.H. Angostura.

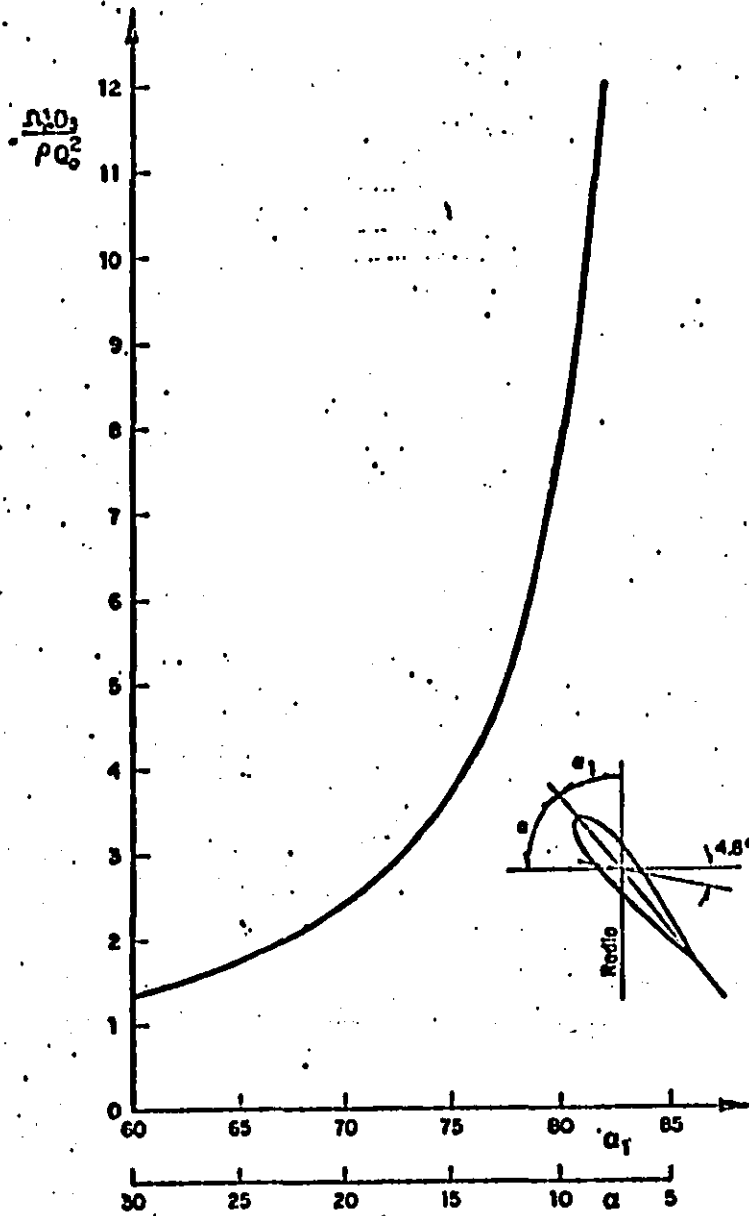


Fig 8.2 Parámetro de giro a la salida del distribuidor de las turbinas de la P.H. Angostura.

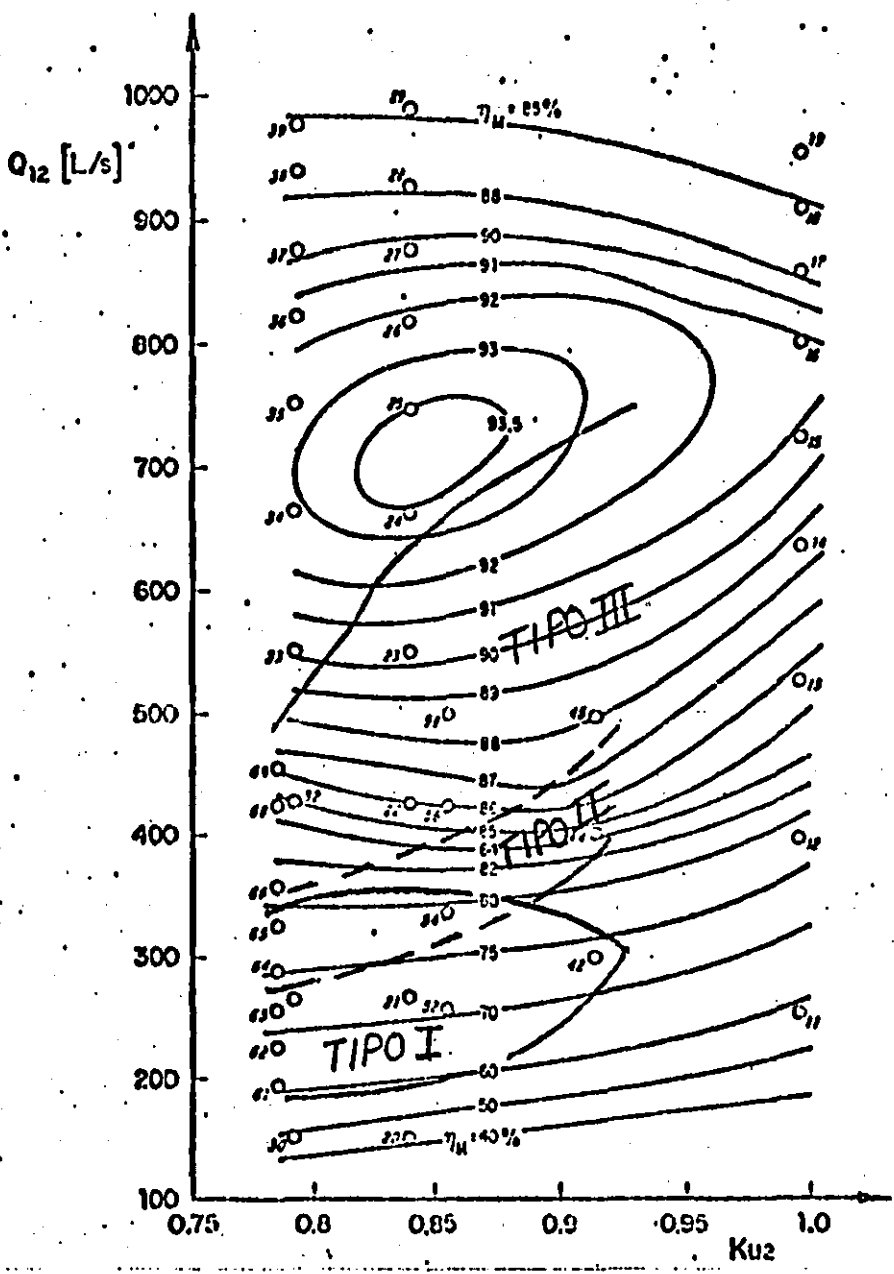


Fig 8.3 Diagrama de colina de las turbinas de la P.H. Angostura.

Más específicamente, teniendo en cuenta la zonificación hecha sobre el diagrama de colina respecto al tipo de oscilación son de interés los puntos 42, 61 a 65, y 21.

En la tabla 8.1 se presentan las características de operación en el prototipo de los puntos antes mencionados. La explicación de cada columna de dicha tabla es la siguiente:

Columna 1. Identificación en el diagrama de colina del punto ensayado en el modelo de la turbina.

Columna 2. Angulo material del álabe del distribuidor respecto a la posición radial.

Columnas 3 y 4. Coordenadas de cada punto en el diagrama de colina.

Columna 5. Carga en el prototipo correspondiente a cada serie. Se obtiene despejando H de la expresión siguiente teniendo en cuenta además que $n = 128.56$ rpm y $D_2 = 5.285$ m.

$$K_{u2} = \frac{\pi n D_2}{60 \sqrt{2gH}}$$

Columna 6. Gasto en el prototipo obtenido de

$$Q_{12} = \frac{1000 Q_0}{D_2^2 \sqrt{H}}$$

y donde debe tenerse presente que Q_{12} se maneja en lt/s

Columna 7. Eficiencia en el prototipo, la cual se obtuvo considerando que la eficiencia de la turbina correspondiente al prototipo es 3% mayor que la del modelo de la turbina.

Columna 8. Parámetro de giro a la entrada del rodete de la turbina obtenido con base en la Fig 8.2.

Columna 9. El valor de este parámetro se determina mediante la relación

$$\sqrt{\frac{g}{8}} 10^3 \left(\frac{n_p}{Q_{12} K_{u2}} \right)$$

Tabla 8.1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
PM	α_1	Q_{12}	K_{u2}	H	Q_0	η_p	$\frac{\Omega_2 D_2}{\rho Q_0^2}$	$\frac{P_T D_2}{\omega \rho Q_0^2}$	$\frac{\Omega_2 D_2}{\rho Q_0^2}$	σ	K
	[°]	[kg/s]	—	[m]	[m ³ /s]	—	—	—	—	—	—
42	76.7	302.3	0.913	77.38	74.27	0.7642	4.45	3.06	1.39	0.189	25.29
61	80.6	193.0	0.786	104.41	55.08	0.63	8.40	4.59	3.81	0.140	45.96
62	79.2	222.3	0.786	104.41	63.44	0.6707	6.45	4.37	2.08	0.140	34.65
63	78.4	255.2	0.786	104.41	72.83	0.7121	5.60	4.08	1.52	0.140	26.29
64	77.5	287.1	0.786	104.41	81.94	0.7335	4.95	3.83	1.12	0.140	20.77
65	76.7	317.8	0.786	104.41	90.70	0.8109	4.45	3.59	0.86	0.140	16.95
21	78	261.0	0.840	91.42	69.70	0.7362	5.30	3.74	1.56	0.160	28.72

Columna 10. Parámetro de giro a la salida del rodete de la turbina hallado de la diferencia entre las columnas 8 y 9.

Columna 11. Coeficiente de cavitación de Thoma definido por

$$\sigma = \frac{p_c}{\rho g H} - \frac{h_f}{H}$$

y el cual está referido a la salida del rodete de la turbina.

Columna 12. Parámetro de cavitación referido a la salida del rodete de la turbina.

8.3 Condiciones de operación en el modelo hidroelástico para reproducir los puntos de interés del prototipo

Para la determinación de las condiciones de operación en el modelo hidroelástico deben tenerse en cuenta los siguientes aspectos básicos:

- El parámetro de giro a la salida del rodete de la turbina (valor de la columna 10 en la tabla 8.1) es el parámetro de giro a la entrada del tubo de succión y su reproducción en el modelo hidroelástico impondrá en éste una determinada posición de los álabes, en el dispositivo generador de rotación al flujo, según la curva mostrada en la fig 7.4.
- Debe reproducirse en el modelo hidroelástico la misma condición de cavitación que en el prototipo.

Así, en la tabla 8.2 se muestran las condiciones de operación en el modelo hidroelástico de los puntos de interés en el prototipo, es decir, las condiciones de operación en el modelo se controlarán a través de la posición de los álabes en el dispositivo generador de rotación al flujo, del gasto y de la presión en el tanque aguas abajo del desfogue según se indica en la mencionada tabla.

8.4 Comentario acerca de la utilidad del modelo hidroelástico como herramienta fundamental en el estudio del fenómeno de resonancia hidráulica en plantas hidroeléctricas

La presente sección tiene como finalidad establecer, por el momento sólo cualitativamente, la posibilidad de éxito o fra-

Tabla 8.2

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
PM	$\frac{\Omega_e D_3}{\rho Q_0^2}$	α_1	Q'_c	V'_3	K	Δh
	—	[°]	[l/s]	[m/s]	—	[m.c.a.]
42	1.39	60.5	21.42	2.73	25.29	2.077
61	3.81	70.5	15.88	2.02	45.96	2.028
62	2.08	65.5	18.29	2.33	34.65	2.058
63	1.52	61.5	21.00	2.67	26.29	2.022
64	1.12	57.0	23.63	3.01	20.77	2.061
65	0.86	52.5	26.15	3.33	16.95	2.049
21	1.56	62.0	20.09	2.56	28.72	2.063

(3) obtenido con base en la fig 7.4

$$(4) \quad Q'_c = e_c e_L^2 Q_0 \quad ; \quad e_c = 0.81 \quad y \quad e_L = 1/53$$

$$(5) \quad V'_3 = \frac{Q'_c}{A'_3} \quad ; \quad A'_3 = \frac{\pi(0.10)^2}{4}$$

$$(7) \quad \Delta h = \frac{(V'_3)^2}{2g} K + \frac{r_v}{y} - \frac{r_2}{y} \quad ; \quad \frac{r_v}{y} = 0.3 \text{ m} \quad y \quad \frac{r_2}{y} = 7.83 \text{ m}$$

caso en el modelo hidroelástico como herramienta fundamental en el estudio del fenómeno de resonancia hidráulica ocurrido en la P.H. "La Angostura". Para esto, en la fig 8.4 se presentan los puntos del prototipo y asimismo los correspondientes al modelo de la turbina*. Según puede observarse en tal figura, por ejemplo en la serie 60 se nota mejor por tener más puntos para comparar, el comportamiento de la frecuencia de pulsación del vórtice en el prototipo cambia su tendencia original justamente en los puntos donde ocurre el fenómeno de la resonancia hidráulica, esto es, en los puntos donde se presenta el fenómeno de acoplamiento entre el excitador (vórtice) y el resonador (conducción aguas arriba de la turbina). En cambio, en el modelo de la turbina no ocurre ninguna modificación en el comportamiento de la frecuencia de pulsación del vórtice debido a la ausencia del resonador.

Con base en lo anterior, la medida del éxito o fracaso en el modelo hidroelástico dependerá de si es o no posible reproducir en éste la modificación del comportamiento de la frecuencia de pulsación del vórtice observada en el prototipo.

Por último, es conveniente hacer notar en la fig 8.4 que el parámetro de giro a la salida del rodete de la turbina (para un mismo punto de operación de la máquina) es ligeramente mayor en el modelo que en el prototipo debido a que la eficiencia en el modelo es algo menor que la del prototipo.

* Recuérdese que para el caso de los puntos del modelo de la turbina, en la instalación donde se realiza el ensayo oscilatorio de la máquina no se reproduce la conducción aguas arriba de ésta.

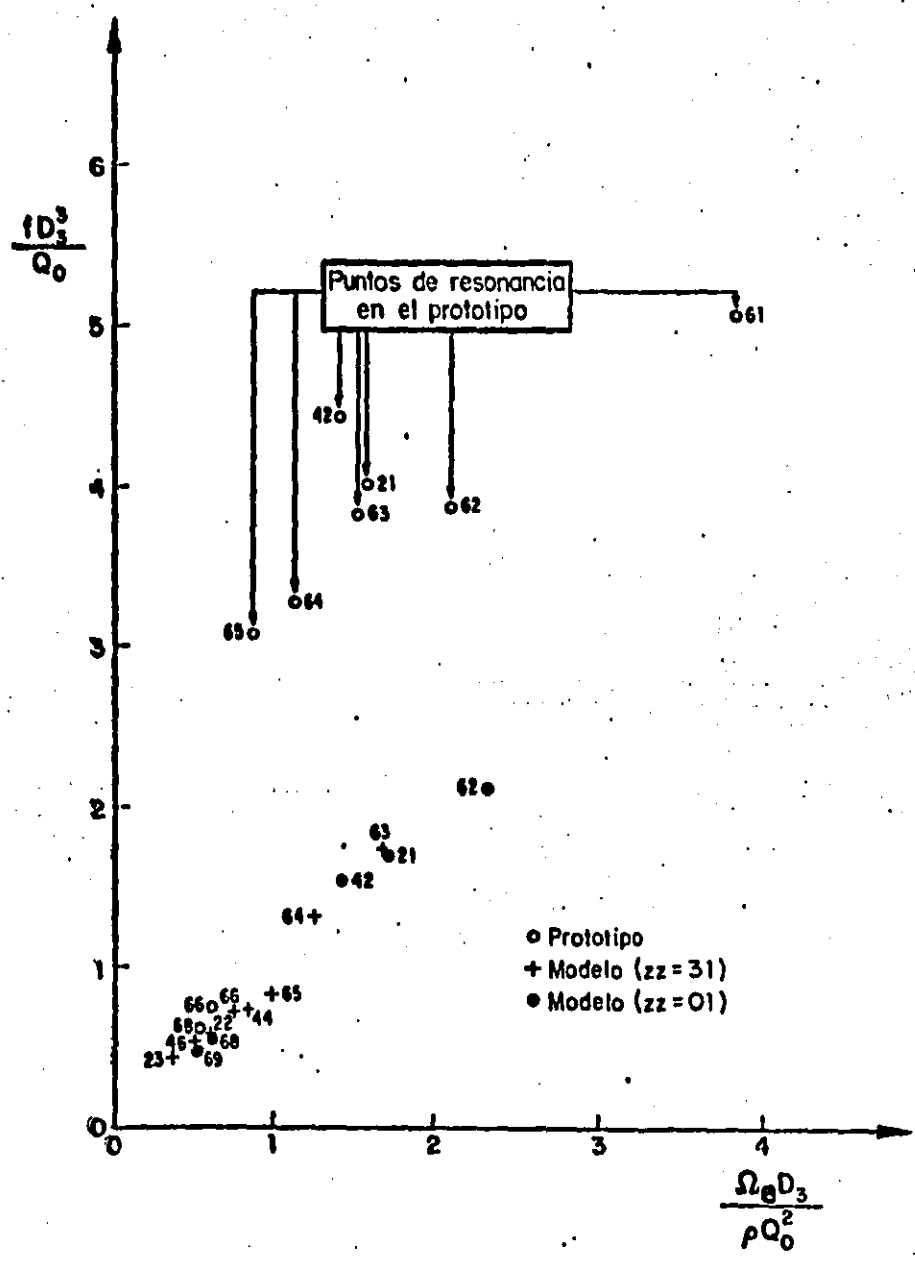


Fig 8.4 Comparación de los puntos de operación entre modelo y prototipo

CONCLUSIONES

Una vez que en los capítulos precedentes se ha tratado de desarrollar de manera satisfactoria, y de acuerdo al objetivo planteado al principio, el tema relacionado con este trabajo, en el presente capítulo se incluyen los comentarios y conclusiones más relevantes vinculadas con el desarrollo del mismo. La secuencia conforme a la cual se expondrán los comentarios y conclusiones es la que se indica enseguida

- aspectos relacionados con el excitador (vórtice)
- aspectos relacionados con el resonador (conducción aguas arriba de la turbina)
- aspectos relacionados con el diseño, construcción y calibración del modelo
- aspectos relacionados con el planteamiento de las condiciones de operación en el modelo.

9.1 Aspectos relacionados con el excitador (vórtice)

A) Ha sido posible simular satisfactoriamente el comportamiento de la fre-

cuencia de pulsación del vórtice mediante la técnica del parámetro de giro, esto es, es posible verificar la relación funcional

$$\frac{fD_s^3}{Q_0} = \phi_1 \left(\frac{\Omega_0 D_s}{\rho Q_0^2}, \frac{L}{D_s}, R, K \right)$$

La importancia de lograr tal simulación sin la necesidad de un rotor reside en la ventaja, que en un país como el nuestro es enorme ventaja, de poder abordar el estudio de este fenómeno excitador en plantas hidroeléctricas prescindiendo de un laboratorio de turbomaquinaria.

B) De acuerdo con la relación funcional dada arriba y siempre que $R > 10^5$, la geometría del desfogue es determinante en el comportamiento de la pulsación del vórtice. Por esto, debe reproducirse en el modelo lo más fielmente posible la geometría del prototipo.

C) Debido a que la intensidad del fenómeno de cavitación influye notablemente en el valor de la amplitud de la pulsación del vórtice, es obligado reproducir tal condición en el modelo en aquellos puntos de operación del prototipo donde se presenten condiciones de cavitación. Este hecho conduce a que necesariamente el fluido de trabajo debe ser el agua, esto es, no es posible estudiar el comportamiento de la amplitud de pulsación del vórtice en la descarga de turbinas Francis empleando como fluido de trabajo el aire. Más adelante, en el inciso E, se expone otra razón por la cual es conveniente, aunque más complicado desde el punto de vista de operación del modelo, emplear como fluido de trabajo el agua.

9.2 Aspectos relacionados con el resonador (conducción aguas arriba de la turbina)

D) Respecto al fenómeno de resonancia hidráulica en conductos a presión en este trabajo se expuso brevemente la Teoría de Localización de Máximos (TLM), la cual se desarrolla con base en el método de las matrices de transferencia según se explicó en el capítulo tercero. Además, es conveniente recordar la importancia que tiene la incorporación de la lumbrera en el planteamiento del modelo matemático, según TLM, para hallar la frecuencia de resonancia de la conducción.

9.3 Aspectos relacionados con el diseño, construcción y calibración del modelo

- E) Al obtener las escalas para el modelo se estableció aquella en que debe cumplirse

$$e_v = e_c$$

o bien

$$v' = \frac{e'}{e} v$$

Luego, si se pretendiera que el fluido de trabajo en el modelo fuera el aire entonces la velocidad media del flujo en el modelo sería* alrededor de la cuarta parte que la del prototipo; además, el trabajar con aire en vez de agua implica, para temperatura y presión constante, que el valor de la viscosidad cinemática sea mayor en aire que en agua. Ambos factores harían que el número de Reynolds, asociado a las condiciones del flujo en el modelo, se redujese de tal forma que no fuera posible cumplir la condición de automodelado para la rugosidad relativa correspondiente. Asimismo, tener un número de Reynolds bajo en el modelo hace difícil medir, si la hubiera, la pulsación del vórtice. Es por lo anterior que en los modelos donde el fluido de trabajo es aire no es posible cumplir la condición $e_v = e_c$, ya que en tales modelos -- debe ser la velocidad media del flujo mayor que la del prototipo para lograr que se tenga la condición de automodelado y también que sea posible medir la pulsación del vórtice. El hecho de no satisfacer la -- condición $e_v = e_c$ conlleva, como es fácil cerciorarse con base en las escalas obtenidas, a que tampoco se cumpla con $e_f = e_{fr}$ y esto no es conveniente sobretodo cuando se trata de analizar en el modelo el fenómeno de acoplamiento que ocurre en el prototipo entre el excitador y el resonador.

- F) Es sumamente importante cumplir la condición $e_{z_v} = e_{z_c}$, ya que con ello se estará cumpliendo que tanto en el modelo como en el prototipo se tenga la misma forma modal fundamental de resonancia. Por tanto, el conocimiento de la comparación relativa entre los valores de la impedancia hidráulica (Z_v) y la impedancia característica (Z_c) en el prototipo es indispensable para simular en el modelo la misma condición entre la comparación relativa de los valores de Z_v y Z_c .

* considerando que el valor de la celeridad en aire es aproximadamente la cuarta parte que en agua para el mismo espesor, diámetro y módulo de elasticidad de la conducción.

G) Al determinar la respuesta en frecuencia de la conducción aguas arriba de la turbina, siendo el fluido de trabajo el agua, se observó que la frecuencia de resonancia hallada experimentalmente varía al variar la altura de la columna de agua en la lumbrera, es decir, la frecuencia de resonancia experimental es sensible a las condiciones de frontera en la conducción. Además, dicha frecuencia de resonancia experimental también es muy sensible al contenido de aire dentro del agua.

9.4 Aspectos relacionados con el planteamiento de las condiciones de operación en el modelo

H) Una vez que en el modelo hidroelástico construido se ajuste la condición $Z_v > Z_c$, entonces será posible llevar a cabo la operación de éste, según se indicó en el capítulo anterior, para tratar de reproducir la modificación del comportamiento de la frecuencia de pulsación del vórtice según ocurre en el prototipo. Se espera que con base en los resultados obtenidos de la operación del modelo sea posible decir que el modelo hidroelástico es un medio viable de enfrentarse al problema de la resonancia hidráulica en plantas hidroeléctricas.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo ha sido posible desarrollarlo debido al apoyo proporcionado tanto por parte de Comisión Federal de Electricidad como del Instituto de Ingeniería de la UNAM.

Asimismo, quiero hacer patente mi agradecimiento al Dr. Rafael Guarga Ferro, director de la tesis, por sus valiosos consejos, enseñanzas, amistad y el entusiasmo siempre mostrado y transmitido durante la elaboración del presente trabajo.

También, mención especial merece el Ing. José Antonio Maza Alvarez por haberme introducido en el interesante campo del trabajo experimental que es un aspecto sumamente importante en el desarrollo de la investigación básica y aplicada.

Además, agradezco profundamente la colaboración, durante la etapa del trabajo experimental, de los Ings. Juan José Torres Obleas y Antonio Solorio Ordaz.

Por último, vaya mi agradecimiento al Sr. Amador Sámano encargado del mantenimiento y asesoría en la operación del equipo electrónico; a los Sres. -- Antonio Morales y Francisco Chávez encargados del montaje y mantenimiento de la instalación experimental; al personal de los talleres mecánico y carpintería así como también al personal del departamento de dibujo del Instituto de Ingeniería, quienes colaboraron eficazmente durante la realización del presente trabajo.

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFIA

1. HASZPRA, O., "Modelling Hydroelastic Vibrations", Pitman, 1979.
2. UPPAL, H., "Vibration Problems in Hydraulic Structures", Discussion Proc. ASCE, Journal of the Hydraulics Division, November, 1961 (referencia mencionada en /1/).
3. MARTINEZ AUSTRIA, P.F., "Introducción al Estudio de las Vibraciones Inducidas por el Flujo en Estructuras Hidráulicas de Control", Tesis de Maestría presentada en la DEFFI, UNAM, Septiembre, 1980.
4. HOSOI, Y., "Experimental Investigations of Pressure Surge in Draft Tubes of Francis Water Turbines", Hitachi Review, Vol. 14, No. 12, 1965.
5. RHEINGANS, W.J., "Power Swings in Hydroelectric Power Plants" Transactions ASME, Vol. 62, 1940.
6. GUARGA FERRO, R. y HIRIART LE BERR, G., "Informe de Diagnóstico sobre las P.H. de "Malpaso" y "La Angostura"", Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, Mayo, 1980.
7. CHAUDHRY, M.H., "Applied Hydraulic Transients", Van Nostrand Reinhold, 1979.
8. GUARGA FERRO, R., "Resonancia en Sistemas de Conductos a Presión", Tesis Doctoral presentada en la DEFFI, UNAM, Agosto, 1982.
9. WYLIE, E.B., "Resonance in Pressurized Piping Systems", Ph. D. Thesis, University of Michigan, 1964.
10. ZIELKE, W. and ROSL, G., "Discussion of Resonance in Pressurized Piping Systems", ASCE, Journal of the Hydraulics Division, July, 1971, pp 1141-1145.
11. ZIELKE, W. and HACK, H., "Resonance Frequencies and Associated Mode Shapes of Pressurized Piping Systems", Int. Conf. on Pressure Surges, Canterbury, England, pp G1-1-13, September, 1972.
12. GUARGA FERRO, R., "About the Necessity to Perfect the Resonance Theory", IAHR Symposium, Amsterdam, September, 1982.

13. FANELLI, M., "Risposta Dinamica di una Condotta in Pressione con Parete Elastica Smorzante", La Energia Elettrica, No. 1, 1973.
14. FASHBAUG, R. and STREETER, V., "Resonance in Liquid Rocket Engine Systems", ASME, Journal of Basic Engineering, December, 1965, pp 1011-1017.
15. ZIELKE, W. et al., "Forced and Self Excited Oscillations in Propellant Lines", ASME, Journal of Basic Engineering, December, 1969, pp 671-677.
16. FANELLI, M. et al., "The Behaviour of a Centrifugal Pump in a Steady Pulsating Hydraulic System. Experimental Results.", ENEL, Gennaio, 1983.
17. HOSOI, Y., "Characteristics of Pressure Surge Due to Whirling Water from Exit of Water Turbine Runner", Bulletin of the JSME, Vol. 16, No. 93, March, 1973.
18. HOSOI, Y., "Characteristics of Pressure Surge Due to Whirling Water from Exit of Water Turbine Runner", Bulletin of the JSME, Vol. 16, No. 99, September, 1973.
19. HOSOI, Y., "Contributions to Model Tests of Draft Tube Surges of Francis Turbines", IAHR Symposium, Fort Collins, Vol. 1, 1978.
20. CASSIDY, J.J., "Experimental Study and Analysis of Draft Tube Surging", REC-OCE-69-5, USBR, October, 1969.
21. CASSIDY, J.J. and FALVEY, H.T., "Observations of Unsteady Flow Arising After Vortex Breakdown", Journal Fluid Mechanics, Vol. 41, Part 4, 1970, pp 727-736.
22. FALVEY, H.T. and CASSIDY, J.J., "Frequency and Amplitude of Pressure Surges Generated by Swirling Flow", IAHR Symposium, Stockholm, Part 1, 1970.
23. FALVEY, H.T., "Draft Tube Surges. A Review of Present Knowledge and An Annotated Bibliography", REC-ERC-71-42, USBR, December, 1971.
24. PALDE, U.J., "Influence of Draft Tube Shape on Surging Characteristics of Reaction Turbines", REC-ERC-72-24, USBR, July, 1972.
25. PALDE, U.J., "Model and Prototype Turbine Draft Tube Surge

- Analysis by the Swirl Momentum Method", IAHR Symposium, Vienna, 1974.
26. NISHI, M. et al., "Study on Swirl Flow and Surge in An Elbow Type Draft Tube", IAHR Symposium, Tokyo, 1980.
 27. NISHI, M. et al., "Flow Regimes in An Elbow Type Draft Tube" IAHR Symposium, Amsterdam, September, 1982.
 28. "Oscilaciones a Cargas Parciales en la Central "La Angostura". Fenómenos, Concepto de Modelo y Subsanción", Escher-Wyss, Zürich, Noviembre, 1978.
 29. "Planta Hidroeléctrica "La Angostura", Informe No. 1, Pruebas en las Unidades 2 y 3", ELC-Electroconsult, Milano, Italia, Octubre, 1978.
 30. HIRIART, L.G. et al., "Oscilaciones en Plantas Hidroeléctricas. Mediciones en "La Angostura" y "Malpaso"", Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, Diciembre, 1979.
 31. HIRIART, L.G. y GUARGA, F.R., "Oscilaciones en Plantas Hidroeléctricas. Mediciones en "La Angostura"", Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, Enero, 1980.
 32. GUARGA, F.R. y TORRES, O.J.J., "Oscilaciones en Plantas Hidroeléctricas. Reducción de las Amplitudes de las Oscilaciones de Presión en "La Angostura" Mediante Inyección de Aire", Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, Enero, 1982.
 33. CAUSON, G., "Precautions Against Resonant Waterhammer", Water Power, January, 1968, pp 20-22.
 34. GARDNER, P. and GUMMER, J., "The Use of Air Chambers to Suppress Hydraulic Resonance", Water Power, Part 1, March, 1973, pp 102-105; Part 2, April, 1973, pp 135-139.
 35. GREIN, H., "Vibration Phenomena in Francis Turbines: Their Causes and Prevention", IAHR Symposium, Tokyo, 1980.
 36. BIRKHOFF, G., "Hydrodynamics. A Study in Logic, Fact and Similitude", Princeton University Press, 1950.
 37. NOVAK, P. and CABELKA, J., "Models in Hydraulic Engineering Physical Principles and Design Applications", Pitman, 1981.
 38. RUARK, A., "Inspectional Analysis: A Method which Supplements Dimensional Analysis", Journal Elisha Mitchell Sci. Soc. 51, 1935, pp 127-133.

39. CAMICHEL, CH. et al., "Etude Theorique et Experimentale Des Coups de Bélier", Toulouse Librairie de L'Université, 1918.
40. WYLIE, E.B. and STREETER, V., "Fluid Transients", McGraw Hill, 1979.
41. KOBUS, H., "Hydraulic Modelling", Helmut Kobus issued in cooperation with IAHR, 1980.
42. DORFLER, P., "La Angostura Model Turbine. Minutes of the Witnessed Oscillation Tests", Technical Report of Escher-Wyss Zürich, March, 1982.
43. DORFLER, P., "La Angostura Model Oscillation Test", Technical Report of Escher Wyss Zürich, July, 1982.
44. BLEVINS, R.D., "Flow Induced Vibration", Van Nostrand Reinhold, 1977.
45. DAILY, J.W. y HARLEMAN, D.R.F., "Dinámica de los Fluidos", Trillas, 1969.
46. DERIAZ, P., "A Contribution to the Understanding of Flow in Draft Tubes of Francis Turbines", AIRH Symposium de Nice, Septembre, 1960.
47. DE SIERVO, F. and DE LEVA, F., "Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines", Water Power, August, 1976.
48. FRENCH, A.P., "Vibrations and Waves", W.W. Norton, 1971.
49. GUARGA FERRO, R., "Oscilaciones Estacionarias en Conducciones Hidráulicas", Curso impartido en la DEPEFI, UNAM, (no publicado), 1982.
50. KOLKMAN, P.A., "Models with Elastic Similarity for the Investigation of Hydraulic Structures", Delft Hydraulics Laboratory, Publication No. 49, July, 1970.

ANEXO 1 REGISTROS DE LAS PRUEBAS SIN INYECCION DE AIRE

P.H. La Angostura

Unidad No. 3

Día 5 de diciembre de 1981

Nivel del vaso 527.66 m

Nivel del río 423.40 m

ANEXO 11 REGISTROS DE LAS PRUEBAS CON INYECCION DE AIRE

P.H. La Angostura

Unidad No. 3

Dfa 6 de diciembre de 1981

Nivel del vaso 527.59 m

Nivel del rfo 423.40 m