



## **Comportamiento Hidrodinámico de Sistemas de Refrigeración de Centrales Termoeléctricas**

**Ricardo Daniel Rosso**  
**Ente Nacional Regulador Nuclear, Sector Modelística**  
**Av. del Libertador 8250 (1429) Buenos Aires**

### **Resumen**

Se estudia el comportamiento dinámico del sistema hidráulico configurado por un sistema de refrigeración por condensación perteneciente a una unidad de generación termoeléctrica de 350 Mwe.

Este estudio se efectúa por medio del análisis de los modos naturales de oscilación del sistema y sus correspondientes frecuencias, con la finalidad de caracterizar al sistema.

Además se analizan los efectos que tiene sobre el comportamiento dinámico del sistema la ruptura de la columna líquida con su consecuente formación de cavidades gaseosas. Esto conduce a que se deben considerar fenómenos de macrocavitación en el flujo del sistema hidráulico.

La descripción de estos fenómenos da lugar a un análisis de flujos bifásicos con la complejidad que esto implica.

En consecuencia se plantea un análisis del flujo transitorio basado en un modelo de liberación de aire con cavidades de vapor. Este procedimiento examina macroscópicamente el fenómeno sin tomar en cuenta la dinámica de burbujas de un flujo bifásico.

La aproximación vapor-líquido confina las cavidades de vapor a secciones fijas del modelo de computo y utiliza una velocidad de onda fija para el fluido comprendido entre cavidades. El modelo de liberación de aire postula que el aire se difunde por todo el líquido y en consecuencia necesita una velocidad de propagación de onda variable.

Las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento que resultan se pueden transformar por medio del método de las características para su posterior resolución numérica por diferencias finitas.

Del análisis de los resultados obtenidos se pone de manifiesto que existe un acoplamiento resonante entre el flujo oscilatorio y el comportamiento resonante del sistema como estructura flexible, configurando un fenómeno de interacción fluido-estructural. Este efecto no decae en el tiempo, pues existe una fuente permanente de perturbación del flujo que lo lleva a una condición de oscilación cíclica en el tiempo.

### **1.0 - Introducción.**

En una planta termoeléctrica, la energía del vapor es removida mediante la reducción de su presión y temperatura. El vapor que se descarga a través de la turbina es condensado por medio del sistema de agua de refrigeración. En consecuencia la eficiencia del ciclo térmico se incrementa mediante la elevación de la temperatura inicial y la disminución de la temperatura de expansión del vapor.

Un sistema de refrigeración es un sistema que conduce agua desde una fuente fría hasta un condensador emplazado en una posición elevada y luego retorna esta agua nuevamente hacia la fuente fría. En la figura 1 se esquematiza un sistema de refrigeración típico.

El condensador constituye en general, un lugar adecuado para la acumulación de gas o aire previamente disuelto en el agua o por la incorporación de aire libre al circuito. La posición altimétrica como así también la caída local de presión y el incremento de temperatura son factores favorables a fenómenos de cavitación y macrocavitación sobre algunos tramos situados a lo largo del circuito de refrigeración, tanto en estados estacionarios como en estados transitorios.

La macrocavitación se caracteriza por los siguientes mecanismos:

- 1- Expansión del gas disuelto en el agua.

2- A lo largo de conductos horizontales con un flujo continuo, la fase gaseosa tiende a concentrarse en la zona superior del conducto con concentraciones volumétricas importantes.

3- La continuidad del volumen de agua líquida puede interrumpirse como consecuencia del fenómeno descrito resultando en un flujo con cavidades de gas o vapor localizadas.

## 2.0 - Modelo de Simulación.

### 2.1 - Hipótesis de Cálculo.

Existen numerosos problemas de flujos oscilatorios en los cuales el mecanismo forzante no es claramente identificable.

Perturbaciones en presión y caudal son introducidas en un sistema hidráulico ya sea en forma accidental o en una operación normal, estas perturbaciones generalmente se atenúan y gradualmente desaparecen.

La resonancia se desarrolla cuando un ingreso neto de energía al sistema en un ciclo completo excede la energía disipada dentro del sistema durante un ciclo y continua de esta manera en los sucesivos periodos. Esta acumulación de energía se manifiesta en la forma de incrementos de amplitudes en la presión y caudales oscilatorios.

El análisis de vibraciones libres es un medio para identificar los modos de oscilaciones de una vibración no-forzada de un sistema. Esto es útil en sistemas en los cuales la función forzante es desconocida. Una vez que los modos de oscilación son identificados en un sistema es posible especular como un elemento particular del sistema puede causar una vibración indeseada.

Hay dos tipos básicos de excitadores que pueden perturbar un sistema. Ellos pueden actuar independientemente, en unión, o en combinación con otros elementos.

1. Un elemento que de origen a un caudal oscilatorio a través de él, pero sin perturbar la presión. Este elemento se puede clasificar como un elemento capacitivo. Un elemento de estas características tiene un comportamiento elástico.

2. Un elemento que de origen a una presión oscilatoria a través de él, pero sin perturbar el caudal. Este es un elemento resistivo o un elemento inercial. Un elemento de estas características puede ser una turbomáquina o un elemento con pérdida de carga variable.

## 2.2 - Modelo Matemático.

### 2.2.1 - Ecuaciones para Flujo Oscilatorio.

El comportamiento dinámico de un sistema hidráulico puede ser analizado mediante el estudio de los modos naturales del sistema y sus correspondientes frecuencias.

Se obtiene una solución particular de las ecuaciones de flujo transitorio la cual resulta en una ecuación algebraica en términos de los parámetros de los conductos y de las condiciones de borde.

El valor de una variación sinusoidal para la presión se puede expresar como

$$\Delta H \cos \omega t = \operatorname{Re}(\Delta H e^{i\omega t})$$

donde  $\operatorname{Re}$  identifica la parte real de una variable compleja.

La parte real de la solución representa el comportamiento del sistema físico.

Las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento en sus formas simplificadas para transitorios en conductos unidimensionales son

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{fQ^2}{2gDA^3} = 0 \quad \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

La variación instantánea de la presión y del caudal se puede expresar en función de un valor promedio más un valor oscilatorio y además el término de fricción turbulenta se puede expandir en series. En consecuencia las ecuaciones de movimiento toman la siguiente forma,

$$\frac{\partial h'}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial q'}{\partial t} + Rq' = 0 \quad \frac{\partial q'}{\partial x} + \frac{gA}{a^2} \frac{\partial h'}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

R es la resistencia linealizada por unidad de longitud.

$$R = \frac{nfQ^{n-1}}{2gDA^3}$$

Definiendo como inductancia L y capacitancia C del fluido en un conducto a

$$L = \frac{1}{gA} \quad C = \frac{gA}{a^2}$$

Las ecuaciones linealizadas para un flujo oscilatorio se pueden escribir como

$$\frac{\partial h'}{\partial x} + L \frac{\partial q'}{\partial t} + Rq' = 0 \quad \frac{\partial q'}{\partial x} + C \frac{\partial h'}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

El sistema de ecuaciones (3) se puede resolver por medio del método de separación de variables. Tomando las derivadas parciales de las ecuaciones y combinandolas entre si es posible eliminar h' y en forma análoga, eliminar q'; con lo cual se obtiene dos ecuaciones identificas en su forma

$$\frac{\partial^2 q'}{\partial x^2} = -CL \frac{\partial^2 q'}{\partial t^2} + RC \frac{\partial q'}{\partial t} \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 h'}{\partial x^2} = -CL \frac{\partial^2 h'}{\partial t^2} + RC \frac{\partial h'}{\partial t} \quad (5)$$

Las funciones solución de estas ecuaciones se pueden escribir como

$$h'(x, t) = H(x) e^{st} \quad q'(x, t) = Q(x) e^{st}$$

Donde la constante S se denomina frecuencia compleja y esta formada por una parte real  $\sigma$  y una parte imaginaria  $\omega$ .

$$s = \sigma + i\omega$$

En cualquier posición de X de un conducto, las oscilaciones físicas alrededor de un valor medio, son la parte real de estas ecuaciones.

La impedancia hidráulica Z(x) en un sistema hidráulico, se define como la relación de la presión compleja al caudal complejo, en un punto particular del sistema.

$$Z(x) = \frac{H(x)}{Q(x)}$$

Las ecuaciones de transferencia que relacionan la impedancia en el extremo final de un conducto con la impedancia en el extremo inicial del mismo o viceversa son particularmente útiles. Identificando las condiciones corriente arriba de un conducto con la letra U y las condiciones corriente abajo con D, se puede escribir que

$$Z_D = \frac{Z_U - Z_C \tanh(\gamma L)}{1 - \left(\frac{Z_U}{Z_C}\right) \tanh(\gamma L)} \quad Z_U = \frac{Z_D + Z_C \tanh(\gamma L)}{1 + \left(\frac{Z_D}{Z_C}\right) \tanh(\gamma L)} \quad (6)$$

En estas ecuaciones la constante  $\gamma$ , la cual es función de  $S$ , se denomina constante de propagación.

En un sistema físico en el cual se incluyen los efectos viscosos no es posible la solución directa de las frecuencias libres de las vibraciones. Por lo tanto, se utiliza una solución iterativa para encontrar cada frecuencia compleja, comenzando desde un valor estimado para luego determinar cada modo de oscilación.

En la figura 2 se esquematiza un sistema de dos conductos en serie con un orificio fijo corriente abajo y un reservorio corriente arriba.

Las raíces que hacen  $Z_U = 0$  son las frecuencias libres de este sistema. En consecuencia la ecuación a resolver se puede expresar como

$$Z_U(S) = 0 \quad (7)$$

Aun en un sistema físico simple no es posible la solución directa para  $S$  implícita en la ecuación (7).

Si no se dispone de una solución directa para la frecuencia compleja se utiliza una solución iterativa. El método de Newton es la forma más efectiva en la búsqueda de la solución exacta para la ecuación (7) en problemas de multielementos.

Si el valor corriente de la frecuencia compleja en el proceso de iteración es  $\omega_i$  (inicialmente un valor estimado) la corrección a  $S_i$  se puede calcular como

$$\Delta S = \frac{-Z_U(S_i)}{\left[ \frac{dZ_U(S_i)}{ds} \right]} \quad (8)$$

El valor corregido será

$$S_{i+1} = S_i + \Delta S$$

No es sencillo evaluar la derivada del denominador de la ecuación (8), por lo que se efectúa una evaluación numérica.

$$\frac{dZ_U(S_i)}{ds} = \frac{Z_U(S_i + \epsilon) - Z_U(S_i)}{\epsilon} \quad (9)$$

En la cual  $\epsilon$  es un número complejo que representa una variación pequeña en  $S$ .

$$\epsilon = \Delta\sigma + i\Delta\omega$$

De la combinación entre las ecuaciones (8) y (9) se obtiene

$$\Delta S = - \frac{\epsilon Z_U(S_i)}{Z_U(S_i + \epsilon) - Z_U(S_i)} \quad (10)$$

La solución iterativa se obtiene cuando  $\Delta S$  es arbitrariamente pequeño o  $Z_U$  es arbitrariamente cercano a cero.

El valor correspondiente de  $S$  provee una de las frecuencias complejas del sistema. Su parte imaginaria es una frecuencia libre y su parte real  $\sigma$  es una medida del grado de decaimiento de la vibración libre a esta frecuencia del sistema.

El algoritmo de solución estima inicialmente un valor de  $S$ , luego utilizando el método de Newton calcula las correcciones de  $S$  hasta obtener un valor de  $|Z_U|$  menor que una tolerancia límite fijada. En cada iteración el valor complejo de  $Z_U$  es primeramente computado con el valor corriente de  $S$  y luego con la frecuencia compleja  $S + \epsilon$ . Una vez que han sido evaluadas las frecuencias complejas se determinan los modos de oscilaciones en el sistema referidos a una amplitud de oscilación de la presión que se postula en la sección de descarga del sistema.

### 2.2.2 Ruptura de la Columna Líquida. Formación de Cavidades Gaseosas.

En ausencia de aire libre o vapor en el líquido que llena un sistema de conductos la velocidad de propagación de las ondas acústicas, es decir la velocidad del sonido, permanece constante. La existencia de volúmenes de gas disuelto, o la incorporación de burbujas de aire o de vapor por disminución dinámica de la presión complica de sobremanera el análisis de transitorios pues la velocidad de ondas acústicas es función, tanto de la presión, como de la posición.

Se plantea aquí un análisis del flujo transitorio basado en un modelo de liberación de aire con cavidad de vapor. Este procedimiento examina macroscópicamente el fenómeno sin tomar en cuenta la dinámica de burbujas de un flujo bifásico.

La aproximación vapor-líquido confina las cavidades de vapor a secciones fijas del modelo de computo y utiliza una velocidad de onda fija para el fluido comprendido entre cavidades. El modelo de liberación de aire postula que el aire se difunde por todo el líquido y en consecuencia necesita una velocidad de propagación de onda variable.

Se puede desarrollar un esquema computacional tal que en las secciones donde se alcance presiones que sean iguales o menores que la presión de vapor, sean tratadas como una condición de borde interna. En aquellas secciones donde la presión alcanza la presión de vapor las cavidades de vapor crecerán y colapsarán de acuerdo con la conservación de masa evaluada en la sección. Durante la existencia de la cavidad si  $Q_v$  es el caudal entrante y  $Q$  es el caudal saliente en un incremento de tiempo  $\Delta t$ , el volumen de la cavidad será  $\sum (Q - Q_v) \Delta t$  donde la sumatoria se extiende desde el instante de tiempo en que se alcanza la presión de vapor. En el instante en que se desvanece la cavidad, la presión se incrementa debido al restablecimiento de la continuidad del líquido. Este incremento de presión esta dado por:

$$\Delta H = \frac{a}{2gA} (Q_v - Q) \quad (11)$$

En la figura 3 se indican las variables que se toman en cuenta para plantear esta condición de borde interno en la sección  $i$  del conducto esquematizado.

Durante la existencia de la cavidad, su tamaño en cada incremento de tiempo se calcula a partir del caudal de entrada y del caudal de salida a la sección  $i$ .  $Z_i$  es la elevación tope del conducto en la sección, basada en el mismo nivel de referencia que para la línea de presión.  $H_v$  es la presión de vapor absoluta.  $H$  es la presión barométrica. La presión absoluta en la figura 3 se define como  $H_a = H_p - z + H$ .

La masa de un gas disuelto en un volumen de líquido esta dada por la ley de Henry cuando el fluido está en un estado de equilibrio.

$$\frac{V_g}{V} = S \frac{H_s}{H_0} \quad (12)$$

Donde  $H_s$  es la presión de saturación absoluta,  $H_0$  es la presión estándar absoluta y  $S$  es el coeficiente de solubilidad. El volumen del fluido es  $V$  y el volumen del gas disuelto reducido a las condiciones atmosféricas estándar es  $V_g$ .

La ecuación (12) es una ecuación de equilibrio, si la presión de un fluido en un contenedor se reduce a  $H_a$  por un período de tiempo prolongado la cantidad de gas que se libera del líquido estará dada por  $S(H_s - H_a)/H_0$ .

Si durante el flujo de un líquido en un conducto se generan ondas de presión, la presión puede reducirse por debajo de la presión de saturación y por lo tanto los gases disueltos pueden evolucionar hacia burbujas difusas. Si se postula que la propagación de ondas de presión en flujos turbulentos dan lugar a un adecuado nivel de agitación que asegure la liberación de alguna cantidad de gas, el mecanismo que gobernará la difusión posterior del gas en un fluido particular será el grado de sobresaturación medido por  $(H_s - H_a)$ . Cuando la

presión de saturación es excedida, cesa la liberación de gas y como el proceso inverso se produce en un tiempo muy pequeño, se puede postular que este proceso solo existe en un sentido. En vista de las incertezas involucradas en un flujo transitorio de un líquido se puede escribir que

$$\frac{dm}{dt} = C_x(H_s - H_a) \quad (13)$$

para  $H_a < H_s$ .

Donde  $dm/dt$  es la masa de gas liberado por unidad de volumen líquido y  $C_x$  es una función del coeficiente de solubilidad, de la fracción de vacío inicial, y del nivel de agitación.

Como la liberación de un gas en un fluido en forma de burbujas es un proceso relativamente lento, solamente pequeñas cantidades de gas evolucionan durante la mayoría de los transitorios y por lo tanto la concentración del gas disuelto varía lentamente.

La velocidad de propagación de ondas en una mezcla de gas libre y líquido en un conducto considerando la elasticidad de la pared, estará dada por

$$a' = \sqrt{\frac{K_1/\rho_l}{1 + K_1 D/Ee + mK_1 RT/P^2}} \quad (14)$$

Donde  $K_1$  y  $\rho_l$  son la compresibilidad y la densidad del líquido,  $D$  y  $e$  el diámetro del conducto y su espesor,  $E$  es el módulo de elasticidad del conducto,  $m$  es la masa de gas libre por unidad de volumen de la mezcla y  $R$  la constante de los gases.

### 2.2.3 Ecuaciones de Flujo Transitorio.

Las Ecuaciones (1) planteadas en el punto 2.2.1 son también validas para el análisis de este tipo de fenómenos transitorios.

Es conveniente en este caso trabajar con la presión absoluta como una de las variables dependientes,  $H_a = H - z + \bar{H}$ .

Las ecuaciones de *continuidad* y *cantidad de movimiento* se pueden escribir en términos de la presión absoluta, las cuales expresadas en términos de sus ecuaciones características son:

$$\pm \frac{g\sqrt{C_3 + H_a^2}}{aH_a} \frac{dH_a}{dt} + \frac{dv}{dt} + g \operatorname{sen} \alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm \frac{aH_a}{\sqrt{C_3 + H_a^2}} \quad (16)$$

Multiplicando la ecuación (15) por  $a \cdot dt/g$  se puede obtener una formulación numérica para esta ecuación diferencial.

Para cada tramo  $\Delta x = a \Delta t$  en que se discretiza un conducto, se integra la ecuación positiva (15), figura 4,

$$\int_R^P \frac{\sqrt{C_3 + H_a^2}}{H_a} dH_a + \frac{a}{gA} \int_R^P dQ + a \operatorname{sen}(\alpha) \int_R^P dt + \frac{fa}{2gDA^2} \int_R^P Q|Q| = 0$$

La integración de esta ecuación da la ecuación de compatibilidad  $C^+$

$$\sqrt{C_3 + H_a^2} - \sqrt{C_3} \ln \frac{\sqrt{C_3 + \sqrt{C_3 + H_a^2}}}{H_{aP}} = C_P - BQ_P \quad (17)$$

en la cual  $B = a/gA$  y

$$C_P = \sqrt{C_3 + H_a^2} - \sqrt{C_3} \ln \frac{\sqrt{C_3 + \sqrt{C_3 + H_a^2}}}{H_{aR}} + BQ_R - \Delta z - RQ_R |Q_R|$$

La ecuación característica  $C^+$  requiere una integración aproximada. Postulando una variación lineal de  $H_a$  con  $X$  la ecuación (16) se puede escribir como

$$adt = \frac{\sqrt{C_3 + H_a^2}}{H_a} dH_a \frac{dx}{dH_a}$$

Expresando esta ecuación en forma numérica a lo largo de la característica  $C^+$  se obtiene.

$$a(t_P - t_R) = \frac{x_P - x_R}{H_{aP} - H_{aR}} \int_{H_{aR}}^{H_{aP}} \frac{\sqrt{C_3 + H_a^2}}{H_a} dH_a \quad (18)$$

La integral en la ecuación (18) es idéntica al primer término de la ecuación de compatibilidad y se la define como  $f_R(H_{aP}, H_{aR})$ . Finalmente se obtiene

$$x_P - x_R = \frac{(H_{aP} - H_{aR})}{f_R(H_{aP}, H_{aR})} a \Delta t$$

Una integración similar se debe realizar sobre las ecuaciones negativas (15) y (16) a fin de obtener el segundo par de ecuaciones

$$\sqrt{C_3 + H_{aP}^2} - \sqrt{C_3} \ln \frac{\sqrt{C_3 + \sqrt{C_3 + H_{aP}^2}}}{H_{aP}} = C_M + BQ_P \quad (19)$$

En el cual

$$C_M = \sqrt{C_3 + H_{aS}^2} - \sqrt{C_3} \ln \frac{\sqrt{C_3 + \sqrt{C_3 + H_{aS}^2}}}{H_{aS}} - BQ_S + \Delta z + RQ_S |Q_S|$$

y

$$x_P - x_S = \frac{H_{aP} - H_{aS}}{f_S(H_{aP}, H_{aS})}$$

En la cual  $f_S(H_{aP}, H_{aS})$  es la evaluación del término en presión en la ecuación de compatibilidad a lo largo de la característica  $C^-$ .

Un procedimiento iterativo es necesario para resolver  $H_a$  en las distintas secciones del sistema. En una sección interior ( $i$ ) se computa primeramente la masa de aire libre para los tramos adjuntos por medio de la ecuación (13) y luego se resuelve simultáneamente empleando el método de Newton las ecuaciones (17) y (19) para obtener  $H_{aP}$ .

### 3.0 - Aplicación al Sistema de Refrigeración de la Unidad N°6 de la Central Costanera.

Tomando como base de partida la descripción correspondiente a un sistema de refrigeración realizada en el punto 1 y a las hipótesis de cálculo formuladas en el punto 2 se evaluó inicialmente la condición de resonancia libre propia de cada ramal (A y B) del sistema de refrigeración de la Unidad N°6 de la Central Costanera SA.

Una estimación previa de las frecuencias de resonancia de acuerdo a la teoría desarrollada en el punto 2, demuestra que las armónicas preponderantes en este sistema se corresponden con las armónicas pares.

En los gráficos 1 y 2 se muestran los tres primeros modos pares de oscilaciones libres en presión y caudal para la línea B.

De una estimación previa por medio del código CAESAR II [6], se obtuvieron las frecuencias naturales del sistema de refrigeración como estructura elástica con un determinado comportamiento dinámico a la resonancia.

De una comparación entre ambas estimaciones se infiere que el 2° modo de oscilación del flujo se encuentra en un entorno muy estrecho del 10° modo de vibración libre del sistema como estructura flexible.

Tomando la frecuencia y la amplitud correspondiente al 2° modo de oscilación del flujo se formula una función forzante al inicio del modelo hidráulico elaborado para la línea B.

En el gráfico 3 se muestra la forma en que varía la presión a la entrada del modelo. En el gráfico 4 se muestran las variaciones temporales de presión en el codo identificado como B2 en la figura 5. En el gráfico 5 se dan las variaciones temporales de la presión en el codo identificado como B3 en la figura 5. En el gráfico 6 se muestran las variaciones de presión a la entrada del condensador. En el gráfico 7 se muestran las variaciones de presión a la salida del condensador.

La presión a la entrada del condensador por efecto de las ondas generadas en forma periódica al inicio del modelo cae por debajo de la presión parcial del aire. En consecuencia es esperable la formación de burbujas de aire provenientes del aire disuelto en el agua. Esta masa de aire tenderá a concentrarse en la zona de mayor altura topológica del sistema de refrigeración, es decir en la parte superior del condensador. Esto queda de manifiesto en el gráfico 8. A la salida del condensador se produce una recuperación de la presión y en consecuencia las cavidades de gas existentes colapsan al ser arrastradas por flujo.

#### 4.0 - Conclusiones.

El análisis de los resultados pone de manifiesto que existe un acoplamiento resonante entre el flujo oscilatorio y el comportamiento resonante del sistema como estructura configurando un fenómeno de interacción fluido-estructural. Este efecto no decae en el tiempo, pues existe de algún modo una fuente permanente de perturbación del flujo que lo lleva a una condición de oscilación estacionaria en el tiempo.

Esta argumentación valida la hipótesis de perturbar al modelo de simulación hidráulica del sistema de refrigeración, en el extremo de la impulsión del fluido con una función forzante de la presión cuya frecuencia se corresponda con la frecuencia del 2° modo de oscilación libre del flujo.

#### 5.0 - Referencias:

- [1] "Fluid Transients"; E. B. Wyle & V. L. Streeter, McGraw-Hill, 1979.
- [2] "Transient Aspects of Two-Phase Flow"; Samuel Martin. School of Civil Engineering, Georgia Ins. of Technology. Atlanta, 30332 Georgia, 1986.
- [3] "Determinación de las Fuerzas Actuales sobre el Sistema de Vapor Recalentado Frío de la Central Costanera de SEGBA"; R. Rosso, APAC SRL, Enace SA, TM-IT 287, 1987.
- [4] "Determinación de las Fuerzas Actuales sobre el Colector de las Bombas PAC 10/20/30 AP001 del Sistema PAB -Main Cooling Water System- de la Central Nuclear Atucha II"; R. Rosso, APAC SRL, Enace SA, 1987.
- [5] "Central Nuclear Atucha II, Sistema de Agua de Refrigeración Principal, PAB: Análisis de Transitorios Operacionales por Parada Simultánea y Puesta en Marcha de las Bombas del Sistema"; R. Rosso, APAC SRL, Enace SA, MC 002-TM33.2-44-20016; 1993.
- [6] "CAESAR II"; COADE Inc., Engineering Software. 12777 Jones Road Suite 480, Houston Texas 77070 USA; 1993.



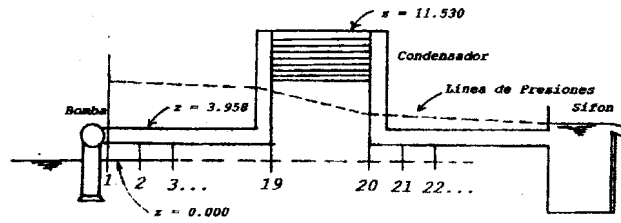


Figura 1

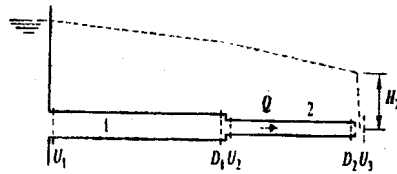


Figura 2

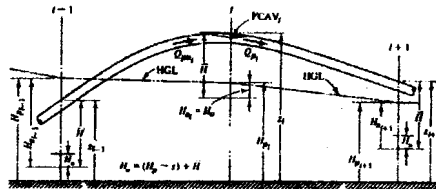


Figura 3

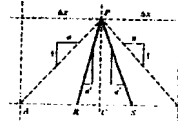


Figura 4

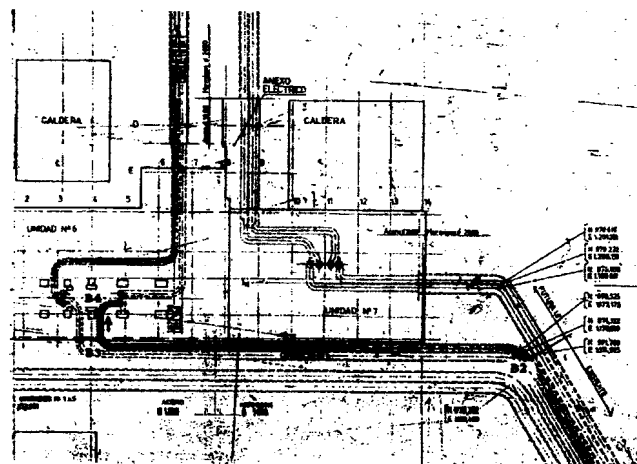
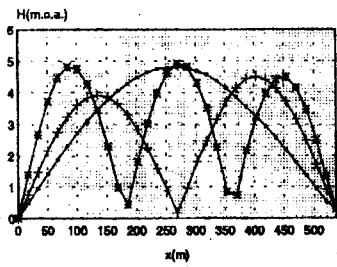
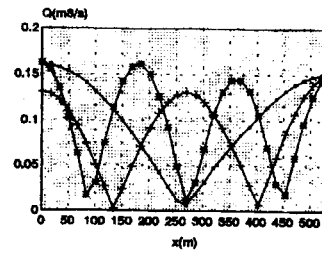


Figura 5



—•— modo 1  
—+— modo 2  
—\*— modo 3



—•— modo 1  
—+— modo 2  
—\*— modo 3

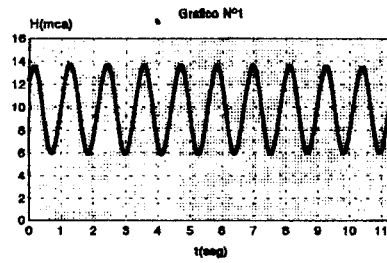


Grafico N°1

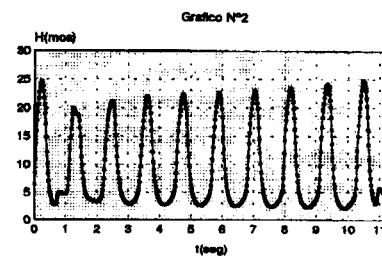


Grafico N°2

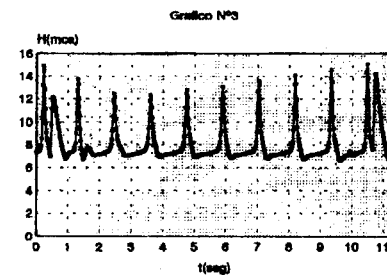


Grafico N°3

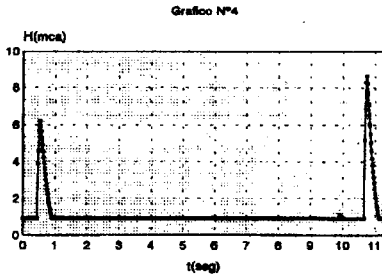


Grafico N°4

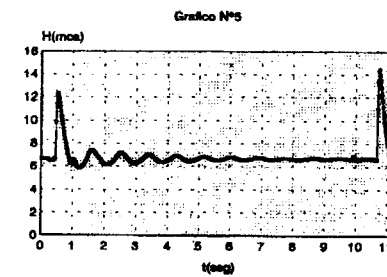


Grafico N°5

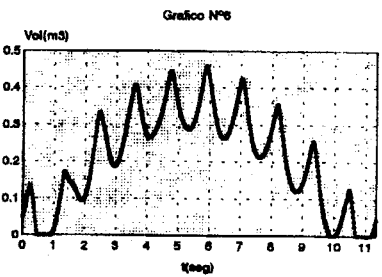


Grafico N°6

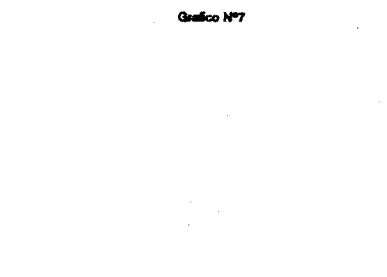


Grafico N°7

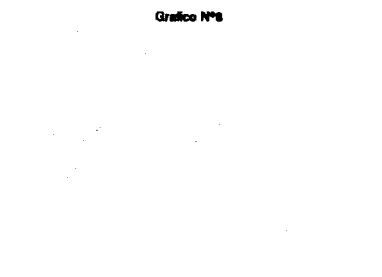


Grafico N°8