

## **ESTUDIO Y MEDICIONES DE RESONANCIA EN PALETAS FIJAS DE UNA TURBINA KAPLAN**

**Leopoldo Millán y Anibal Mirasso**

*IMPSA Hydro*

*Rodriguez Peña 2451, 5501 Godoy Cruz, Mendoza, ARGENTINA*

*Tel. (54) 261-4498300 - e-mail: millan@impsa.com.ar; mirasso@impsa.com.ar*

### **RESUMEN**

En centrales hidroeléctricas es frecuente la aparición de vibraciones elevadas como consecuencia del acoplamiento del desprendimiento de vórtices de Von Karman y algún modo natural de vibración. Este fenómeno, conduce a la falla por fatiga del material de los álabes fijos del predistribuidor en pocas horas de operación de la central. En la literatura se han presentado distintos aspectos de este problema por numerosos autores. A pesar de ello, en la etapa de diseño suele no ser considerado con suficiente precisión debido a la falta de certeza de algunos parámetros físicos que influyen en el comportamiento de los componentes. En este artículo se presenta la correlación entre resultados de modelos numéricos y mediciones obtenidas en una central. Se discuten aspectos tales como: condiciones de borde del análisis, masa agregada y acoplamiento entre vórtices de Von Karman y modos torsionales o flexionales de los álabes fijos. Mediciones de deformaciones específicas, obtenidas con strain gages en los álabes fijos de la central también son analizadas.

### **ABSTRACT**

In hydro power plants, vibrations of high amplitude frequently appears due to the coupling phenomena between Von Karman vortex and natural vibration modes. These induced vibrations sometimes produce the earlier fatigue failure of the stayvane. Stayvane vibrations in hydraulic turbines has been discussed in the literature by a lot of authors. Nevertheless, at the design stage the phenomena is sometimes not being considering with enough accuracy. Some lack of data appears in the definition of some physical parameters that have an important influence in the behavior of the component. This paper discussed the correlation between numerical simulations and some measurements done in a hydro power plant. Some aspects of the problem such as added mass during the vibration phenomena, damping effect due to the water, boundary conditions assumed for the analysis, coupling between Von Karman vortex and the bending and torsional modes of the stayvane, are presented. Strain gages measurements on the stayvane are also analyzed.

### **INTRODUCCIÓN**

Este trabajo se originó a partir de la aparición de fisuras en los álabes fijos o paletas del predistribuidor de una central hidráulica de generación de energía. Al cumplir 8000 horas de operación se procedió a la parada e inspección de rutina de una de las unidades Kaplan de 160 MW de potencia máxima y 9500 mm de diámetro de rodete. Se comprobó la existencia de fisuras en los álabes del predistribuidor y chapas de conexión que revisten el canal hidráulico. Inmediatamente se procedió a la parada e inspección de otras unidades con distinto número de horas de operación y se comprobó la existencia del mismo problema.

Luego de un cuidadoso análisis de la situación pudo detectarse cercanía entre las frecuencias de Von Karman con el primer modo torsional del álabe fijo. Esta hipótesis fue luego corroborada a través de las mediciones ejecutadas en la obra sobre los tornillos en la tapa de turbina en los que se verificó con acelerómetros piezométricos que a una determinada frecuencia aparecía un pico que crecía muy rápidamente cuando se excedía cierto nivel de potencia. Este tipo de problema es frecuente en la literatura y se ha presentado en numerosas oportunidades en diferentes

máquinas [1] y [2]. En este artículo se presenta la correlación entre resultados de modelos numéricos y mediciones obtenidas en una central. Se discuten aspectos tales como: condiciones de borde del análisis, masa agregada y acoplamiento entre vórtices de Von Karman y modos torsionales o flexionales de los álabes fijos. Mediciones de deformaciones específicas, obtenidas con strain gages en los álabes fijos tanto de los bordes de fuga original como modificados, también son analizadas.

## MODOS NATURALES DE VIBRACIÓN

### Mediciones efectuadas en la central

A fin de determinar los modos de vibración en tres tipos diferentes de paletas en aire se realizaron mediciones de vibraciones en doce puntos ubicados en diferentes alturas del álabe y en el borde de salida y en el de entrada. Se midió la vibración inducida por la unidad vecina y en función de la amplitud de las aceleraciones fue posible determinar las frecuencias de los tres primeros modos flexionales y torsionales. La tabla 1 muestra los resultados de las mediciones. Las pequeñas diferencias de frecuencia se deben a que la geometría de las paletas es distinta. La unidad 6 presenta mayores vibraciones debido a que tenía dos unidades vecinas en funcionamiento mientras la 11 solo una.

**TABLA 1. Vibraciones medidas en aire en las unidades 6 y 11. Aceleraciones RMS a 1/4 de altura del álabe.**

Paleta / Unidad	8 / 6	9 / 6	16 / 11	19 / 11	Modo
Frecuencia (Hz)	Amplitud (m/s <sup>2</sup> )				
38 - 42	0.347	0.270	0.040	0.051	1 Flexión
75 - 77	0.174	0.088	0.067	0.083	1 Torsión
104 - 111	0.475	0.486	0.129	0.151	2 Flexión
165 - 166		0.170	0.061	0.118	2 Torsión

Una vez instalados los acelerómetros en las paletas 8 y 12 en un punto equivalente a las mediciones anteriores se procedió a medir las vibraciones con la unidad con agua y presión de restitución. La tabla 2 muestra dichos resultados.

**TABLA 2. Vibraciones medidas en agua en la unidad 11. Aceleraciones RMS a 1/4 de altura del álabe.**

Paleta / Unidad	8 / 11	12 / 11	f agua / f aire	Modo
Frecuencia (Hz)	Amplitud (m/s <sup>2</sup> )	Amplitud (m/s <sup>2</sup> )		
27	0.058	0.054	27/38= 0.71	1 Flexión
57.5	0.042	0.067	57.5/76= 0.75	1 Torsión
77	0.130	0.141	77/104= 0.74	2 Flexión
129	0.057	0.064	129/169= 0.76	2 Torsión

Al comparar los registros de las paletas 12, 116, y 19 de la unidad 11, se puede observar que el amortiguamiento del agua a pequeñas amplitudes afecta la frecuencia, no así la amplitud de la aceleración.

### Modelo numérico

Se realizaron modelos de elementos finitos de los álabes tipo 10 y tipo 8. Dadas las relaciones de rigidez se adoptaron elementos QUAD4 y TRIA3 de NASTRAN [1] que incluyen la posibilidad de considerar espesor variable en los nodos del elemento. Se consideraron distintas condiciones de vinculación, desde máxima contribución del hormigón hasta contribución nula del mismo. Para obtener las frecuencias con contribución del hormigón se lo modeló a este último, como un sólido elástico con coeficiente de balasto  $C= 20 \text{ kg/mm}^2$ , según la Norma DIN 19704. En la Tabla 3 se resumen los resultados en términos de frecuencias naturales.

A los efectos de considerar la masa agregada de agua, se siguieron los lineamientos de los trabajos de Naudascher [2], a partir de los cuales se puede considerar una masa de agua correspondiente al cilindro que circunscribe al álabe. Si se considera que esta masa agregada no influye en la rigidez del componente, pero si en la masa vibrante, se obtiene que la relación entre frecuencia en aire y en agua son similares a las obtenidas en las mediciones en la central.

**TABLA 3. Frecuencias Naturales de Vibración en Aire.**

Alabe	Sin Hormigón y Con Revestimiento	Con Hormigón y Sin Revestimiento	Con Hormigón y Con Revestimiento	Medición en Aire
10	35 Hz	38 Hz	43 Hz	41 Hz
	63 Hz	61 Hz	68 Hz	74 Hz
	94 Hz	101 Hz	111 Hz	101 Hz
	135 Hz	146 Hz	147 Hz	
	187 Hz	189 Hz	201 Hz	
			244 Hz	
			249 Hz	

Alabe	Sin Hormigón y Con Revestimiento	Con Hormigón y Sin Revestimiento	Con Hormigón y Con Revestimiento	Medición en Aire
8	33 Hz		39 Hz	39 Hz
	66 Hz		73 Hz	77 Hz
	91 Hz		105 Hz	105 Hz
	139 Hz		156 Hz	165 Hz
	165 Hz		200 Hz	205 Hz
			256 Hz	

Las frecuencias en agua resultaron:

Frecuencia (Hz)	Tipología Modal
27.3	Flexión con una onda
56.4	Torsión con una onda
73.5	Flexión con dos ondas
121.2	Torsión con dos ondas
140	Flexión con tres ondas
183	Torsión con tres ondas
186.75	Flexión Lateral

En las figuras 1 y 2 se muestran los primeros modos de vibración obtenidos.

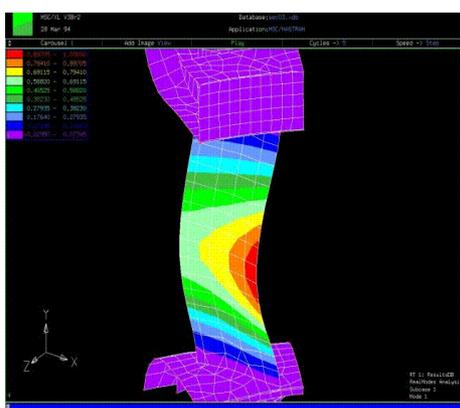


Figura 1. Modo Flexional

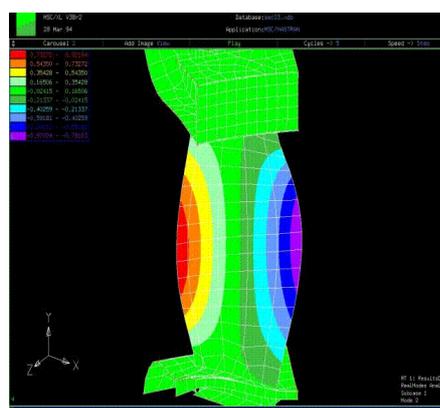


Figura 2 Modo Torsional

De los resultados obtenidos se puede deducir que:

- Los dos tipos de álabes tienen aproximadamente las mismas frecuencias naturales de vibración.
- El álabe en aire se comporta con máxima contribución del hormigón, es decir con una vinculación de tipo empotrado-empotrado y con una altura correspondiente al canal hidráulico.
- La eliminación de las chapas de revestimiento no modifica sensiblemente las frecuencias naturales, mientras se mantenga la colaboración del hormigón.

- Las formas modales siempre tienen desplazamientos importantes, en la dirección perpendicular al álabe, en el borde de fuga.

### FENÓMENO DE VON KARMAN

La frecuencia de emisión de vórtices de Von Karman puede aproximarse mediante la fórmula de Strouhal modificada

$$f = \frac{V}{\delta} * S$$

donde V es la velocidad del fluido; S es el número de Strouhal Universal y  $\delta$  el espesor de la estela en los puntos de separación.

En base a los valores geométricos de la pala y adoptando la fórmula de Chen y Baurer del espesor de capa límite para la placa plana, (que provee buenos resultados en un rango de Reynolds entre  $2 \times 10^6$  y  $2 \times 10^9$ ) y para el caudal máximo para un salto neto de 15 m se puede determinar una frecuencia de emisión del vórtice de 57.7 Hz.

La fuerza que ejerce este vórtice viene dado por:

$$F = \rho \frac{V^3}{2 f_1} B = 998.0 \frac{7.93^3}{2 * 57.7} 3.570 = 15396 \text{ N}$$

Esta fuerza es oscilante y se produce por el cambio de circulación  $\Gamma$  cuando se generan los vórtices. La relación de Kutta-Joukowski define esta fuerza [4].

Se debe destacar la cercanía entre la frecuencia de excitación (57.7 Hz) y la frecuencia natural del álabe en agua (56.4 Hz) que produce el acoplamiento entre los vórtices de Von Karman para condición de potencia máxima y el segundo modo natural de vibración del álabe fijo de predistribuidor.

Al proceder a modificar el borde de fuga de los álabes, se modifica el espesor de la estela del flujo en los puntos de separación obteniéndose para el perfil modificado una frecuencia de excitación de 187 Hz y una fuerza de 4550 N, para iguales condiciones de caudal y potencia.

Se realizó una simulación del fluido en la doble cascada predistribuidor distribuidor para la geometría sin modificar. Las principales conclusiones que se pueden obtener de esta simulación es que la separación se produce en el extremo del borde de salida. Cuando el álabe del distribuidor está completamente abierto se forma una zona de baja presión antes del borde de salida de la paleta debido a la aceleración del flujo en ese lugar. Este hecho no afecta al fenómeno oscilatorio ni el punto de separación.

### ANÁLISIS DE LAS TENSIONES EN EL ALABE

En condición de máquina en funcionamiento se debe distinguir las cargas independientes del tiempo de las dependientes. Como cargas independientes del tiempo se tiene los pesos de las partes rotantes del turbogruppo; el peso del hormigón superior al predistribuidor; las cargas debidas a la presión del agua en la cámara espiral y la tapa de turbina; y el empuje hidráulico sobre los álabes del rodete. Además existe una distribución de presión sobre el álabe del predistribuidor, producida por el flujo de agua, que tiene una resultante perpendicular al álabe y un momento torsor.

A los efectos de la falla por fatiga inciden las oscilaciones de tensión en mayor medida que las tensiones medias. De allí que es determinante evaluar las tensiones alternativas (como las producidas por los vórtices de Von Karman) frente a las acciones de tipo permanente (como presión neta del agua, empuje hidráulico, pesos, etc). La carga debida a los vórtices se considera como una carga de línea distribuida uniformemente a lo largo del borde de salida, que actúa en dirección perpendicular al mismo. La variación temporal de la carga es del tipo armónico con una frecuencia  $\omega_s$  característica. Los valores de la resultante de estas cargas y las frecuencias asociadas, para los perfiles en consideración, se discutieron en la sección anterior. Las tensiones producidas por esta carga (1500 N)

considerada como estática, se presentan en la Figura 3, y surge que el máximo valor en las cercanías de la chapa de conexión es de  $0.35 \text{ kg/mm}^2$ .

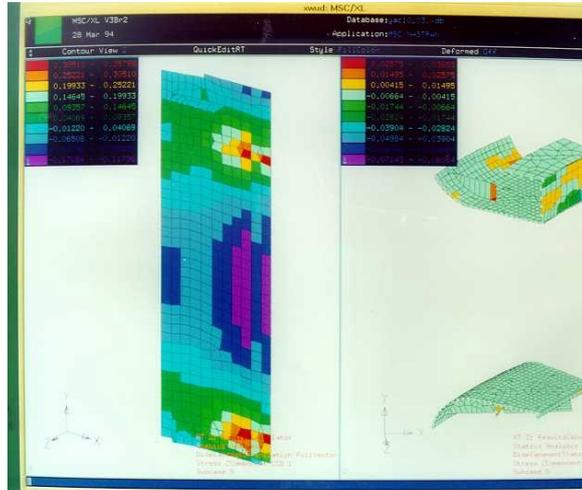


Figura 3. Tensiones debidas a la carga de Von Karma considerada como estática.

Las tensiones dependientes del tiempo son de tipo armónico y su valor se puede expresar como el valor correspondiente de la respuesta estática para dicha carga, por un factor de amplificación dinámico. Para determinar el factor de amplificación se debe considerar la relación entre frecuencia de la carga y frecuencias naturales del álabe; el factor de amortiguamiento de los modos y el posible trabajo de la carga en el modo natural correspondiente.

Si se considera el perfil original, el mayor factor de amplificación corresponde al segundo modo (de tipo torsional). Con el resto de los modos el factor es muy inferior o bien el trabajo de la carga en ese modo es despreciable. Con un amortiguamiento del 5% del crítico, el factor de amplificación es de 7.3. De ese modo la máxima  $\sigma_z$  alternativa es de  $7.3 \cdot 0.35 = 2.55 \text{ kg/mm}^2$ . Así el  $\Delta\sigma$  resulta  $5.1 \text{ kg/mm}^2$ . La deformación específica asociada, es  $\Delta\epsilon = 238 \text{E-}6$ . Este valor es cercano a los valores obtenidos en las mediciones realizadas en la obra.

Si se considera el perfil modificado, el mayor factor de amplificación corresponde al séptimo modo (de tipo mixto). Con el resto de los modos el factor es muy inferior o bien el trabajo de la carga en ese modo es despreciable. Con un amortiguamiento del 20% del crítico, el factor de amplificación es de 2.5. De ese modo la máxima  $\sigma_z$  alternativa es de  $2.5 \cdot 0.35 \cdot 455/1500 = 0.27 \text{ kg/mm}^2$ . Así el  $\Delta\sigma$  resulta  $0.53 \text{ kg/mm}^2$  que es un valor considerado admisible si se consideran las curvas de fatiga de la Norma British Standard BS 7608.

## MEDICIONES FINALES

Una vez modificados los perfiles de algunas de las paletas fijas, se procedió a realizar mediciones adicionales con los siguientes objetivos:

- ✓ Mediciones para evaluar la modificación de la paleta
- ✓ Mediciones para evaluar zonas de operación segura de las unidades.

Se efectuaron mediciones bajo agua en las paletas modificadas y no modificadas. A su vez se colocaron strain-gages en los lados de presión y succión de los álaves orientados verticalmente a fin de medir esfuerzos de tracción y compresión. En la Figura 4 se presentan las deformaciones específicas ( $\epsilon(\mu\text{m})$ ) en función de la potencia generada. Las deformaciones son en la dirección vertical, y fueron medidas con un strain gage posicionado en la zona de máximas tensiones del modelo numérico, esto es en las cercanías del borde de fuga de los álaves, zona donde aparecieron las fisuras. Los álaves 8 y 21 corresponden a perfiles sin modificar, aunque reparados de las fisuras existentes. Mientras que los álaves 12 y 13 corresponden a álaves con el nuevo perfil del borde de fuga. Se observa que con el nuevo perfil disminuyen sensiblemente las deformaciones. Por otro lado las amplitudes

máximas medidas son  $162 \cdot 10^{-6}$  y  $86 \cdot 10^{-6}$ , que en promedio resulta  $124 \cdot 10^{-6}$ . Así la deformación pico a pico promedio de las mediciones es  $\Delta \varepsilon = 248 \cdot 10^{-6}$ , valor muy próximo al cálculo simplificado planteado anteriormente, con un coeficiente de amortiguamiento crítico del 5%.

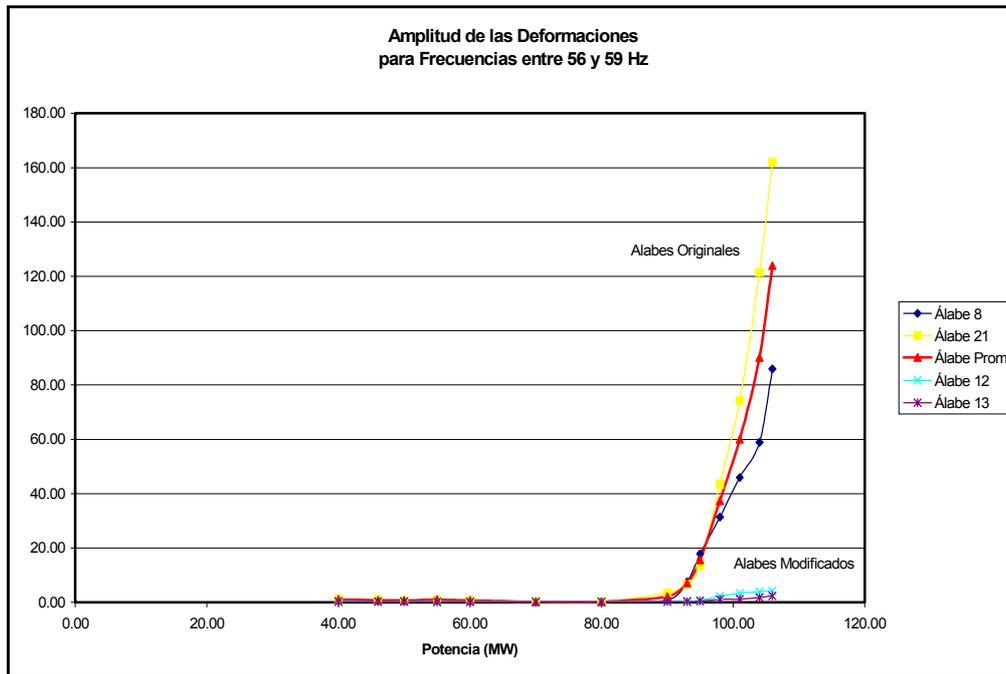


Figura 4. Amplitud de las deformaciones medidas en la central

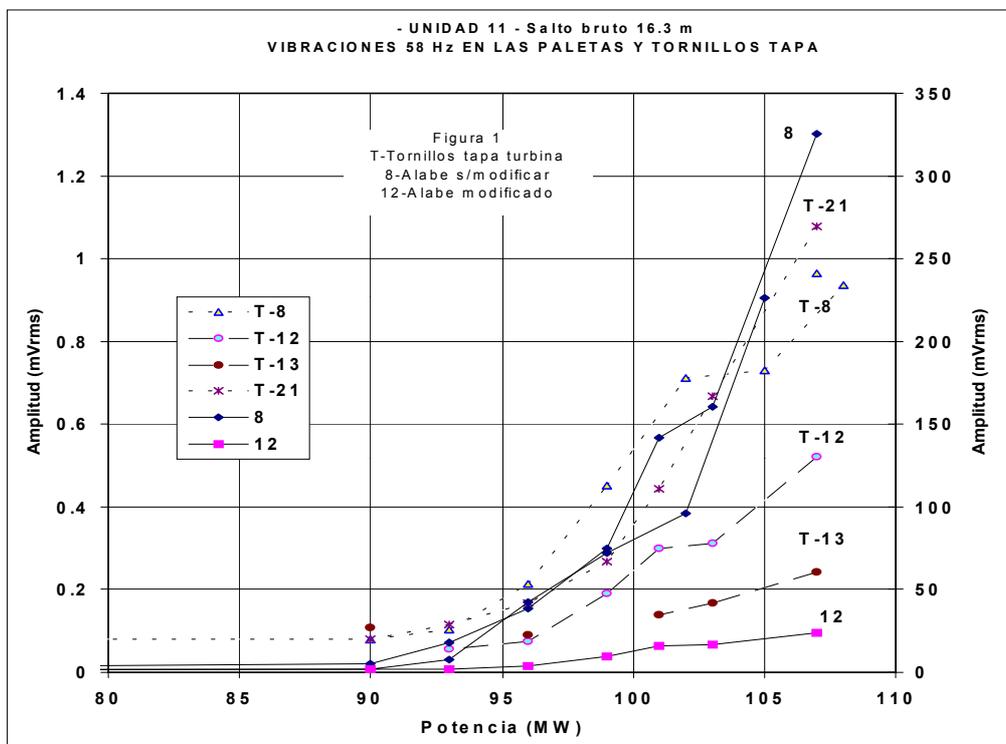


Figura 5. Vibraciones en función de la potencia central

La figura 5 grafica los resultados de las vibraciones en las paletas para una frecuencia de 58 Hz. en función de la potencia. Se puede observar que mientras la vibración en la paleta no modificada llega un valor de 326 mVrms ( $32,6 \text{ m/seg}^2$ ) en la paleta modificada solo se llega a un valor de 29 Vrms ( $2,9 \text{ m/seg}^2$ ).

Los resultados muestran que el reperfilado del borde de salida de las paletas remedia el problema de la resonancia entre los vórtices de Von Karman y el modo torsional de los álabes (58 Hz en agua).

### CONCLUSIONES

La modificación del borde de salida de las paletas produjo un doble efecto aumentando la frecuencia de los vortices de Von Karman y disminuyendo la energía de los mismos por la forma del perfil. La primera acción es la más importante pues desintoniza la resonancia.

La frecuencia natural de los álabes no difiere entre los álabes rectos y los quebrados, ni tampoco al modificar el perfil de salida.

El álabe en aire se comporta con máxima contribución del hormigón, es decir con una vinculación de tipo empotrado-empotrado. La eliminación de las chapas de revestimiento no modifica sensiblemente las frecuencias naturales, mientras se mantenga la colaboración del hormigón.

Las primeras formas modales siempre tienen desplazamientos importantes, en la dirección perpendicular al álabe, en el borde de fuga

Se debe destacar que el diseño del predistribuidor es tal que siempre se tendrá resonancia entre la frecuencia de Von Karman y alguna frecuencia natural, ya que la frecuencia de Von Karman es superior a la mínima frecuencia natural. No obstante, es de notable importancia la incidencia del amortiguamiento estructural del álabe sumergido para disminuir los efectos de la resonancia. Son los modos superiores los que tienen mayor amortiguamiento.

El perfil original tiene una carga por Von Karman y coeficientes de amplificación elevados. Necesita valores de amortiguamiento elevados para disminuir ese efecto. Valores que el sistema no es capaz de suministrar.

Las deformaciones  $\Delta\epsilon=238*10^{-6}$  calculadas en la condición de resonancia entre frecuencia de Von Karman y el segundo modo natural, son cercanas a las obtenidos en las mediciones realizadas en la obra. Ello da pautas para inferir que el valor de amortiguamiento asociado a dicho modo es del 5% del amortiguamiento crítico.

El perfil modificado tiene un  $\Delta\sigma$  inferior y una frecuencia que entra en resonancia con el séptimo modo natural. Es necesario un amortiguamiento para ese modo no inferior al 20 % del amortiguamiento crítico para mantener el  $\Delta\sigma$  en valores admisibles. Según las mediciones realizadas el sistema tiene al menos dicho amortiguamiento para ese modo.

Para un salto neto de 24 metros el estado tensional es admisible, mientras se mantenga la condición de caudal (y por lo tanto velocidades) inalterado respecto de la condición para 15 metros de salto neto analizada.

### REFERENCIAS

- [1] R. Lahey, M.Miller y M.Reymond, "MSC/NASTRAN Version 68 Reference Manual", The MacNeal Schwendler Corporation, 1994.
- [2] Nudascher, E. y Rockwell, D., "Flow Induced Vibrations", IAHR, Balkema, USA, 1994.
- [3] G.Heskestad y D.Olberts, "Influence of Trailing Edge Geometry on Hydraulic-Turbine-Blade Vibration. Resulting From Vortex Excitation." Journal of Engineering for Power, abril, 1960.

[4] J.H.Gummers y P.C.Hensman, "A Review of Stayvane Cracking in Hydraulic Turbines." *Water & Dam Construction*, agosto, 1992.

[5] H.Schlichting, "Boundary-Layer Theory." McGraw-Hill, Book Copany, Third English Edition, 1979.