

## Modelo Estadístico para Señales de Cavitación en Turbinas Hidroeléctricas

Gastón Damián Solonyezny <sup>a, c\*</sup>, Javier E. Kolodziej <sup>a, b</sup>, Facundo E. Gonzalez <sup>a, c</sup>

<sup>a</sup> Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM), Oberá, Misiones, Argentina.

<sup>b</sup> Grupo de Investigación y Desarrollo en Ingeniería Electrónica (GID-IE), IMAM, UNaM-CONICET, Facultad de Ingeniería, Oberá, Argentina

<sup>c</sup> LABSE, FI-UNaM, Juan Manuel de Rosas 325, Oberá, Misiones, Argentina  
e-mails: solonyezny@gmail.com, [fakgonzalez@gmail.com](mailto:fakgonzalez@gmail.com), [koloj@fio.unam.edu.ar](mailto:koloj@fio.unam.edu.ar)

---

### Resumen

Este trabajo busca aportar herramientas para la evaluación de algoritmos y métodos asociados a la detección de cavitación en turbinas Kaplan verticales, para lo cual se ensaya un modelo estadístico que vincula las señales características de la máquina con las alteraciones producidas por dicho fenómeno hidrodinámico. Si bien la implementación del mismo aún se encuentra en desarrollo, permitirá sintetizar señales de presión de turbinas en la región del anillo de descarga. El objetivo final es poder reproducir las características de las señales reales, reconociendo niveles de cavitación a través de señales y contar con una diversidad de datos que permita evaluar el desempeño de algoritmos considerando distintas condiciones de operación de la turbina.

La validación del modelo se realiza mediante comparación con señales reales obtenidas de un banco de ensayo del laboratorio de Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata. Para cuantificar la semejanza entre señales se utiliza la correlación entre ambas.

**Palabras Clave** – Cavitación, Ensayo de algoritmos, Modelo estadístico, Señales sintetizadas.

## 1. Introducción

La generación de energía en el mundo mediante centrales hidroeléctricas alcanza el 16 % de la producción total, con previsiones de obtener una capacidad de generación de 1,9 TW para el año 2.050. Si durante el 2.017, se hubiera reemplazado la generación hidráulica por combustibles fósiles, aumentarían en 4 billones de toneladas los gases de efecto invernadero [1],[2]. En Argentina, la producción de electricidad por este medio fue del 29 % durante el año 2.018, con un pico de 37 % en el mes de Noviembre [3]. La proyección para el año 2.030 a nivel nacional, es aumentar la potencia hidroeléctrica instalada en 2,9 GW por medio de tres represas en el sur: Condor Cliff, La Barrancosa y Chihuido I; una en San Juan: El Tamboar; una en Mendoza: Portezuelo del Viento; y la ampliación de una represa ubicada en Corrientes: Yacyretá y su vertedero Aña Cuá [4]; en todos los casos, utilizando turbinas del tipo Francis o Kaplan. La primera de ellas se emplea para elevadas potencias de salida con saltos de agua entre 15 m y 700 m; mientras que la turbina Kaplan es preferida para saltos menores a 50 m y grandes caudales de descarga [5]. Esta última resulta interesante para analizar por su capacidad para trabajar en distintos puntos de operación con rendimientos elevados, ajustando tanto el ángulo de incidencia de los álabes del rodete como la apertura del distribuidor [6]. Sin embargo, la curva de rendimiento puede verse afectada por fenómenos hidrodinámicos, los cuales a su vez, pueden comprometer la integridad estructural en la turbina. En este sentido, la cavitación es uno de los principales efectos que se desea minimizar por su gran poder destructivo; en las turbinas Kaplan se manifiesta erosionando regiones del anillo inferior, en las zonas de succión de los álabes cerca de la periferia y en el cubo del rodete [7]; además, causa vibraciones, resistencia hidrodinámica, modificaciones en las líneas de flujo y produce emisión acústica [8].

La detección de cavitación en máquinas reales se vale de las señales físicas inducidas por el fenómeno, cuya propagación y comportamiento dependen de la instalación de la turbina, su modo de operación y el tipo de cavitación [9], [10]. La banda en la que se caracteriza este fenómeno, comprende desde los 1 kHz hasta 1 MHz, presentando su mayor concentración de energía entre los 10 kHz y 700 kHz. Sin embargo, para los fines prácticos se obtiene la firma de cavitación entre los 10 kHz a 20 kHz [11], utilizando principalmente mediciones hidroacústicas o señales de vibraciones que provienen de acelerómetros y sensores de presión [9]. Las estrategias empleadas al realizar la medición incluyen: un sensor con ancho de banda acotado mediante filtros pasa banda; combinación de sensores para detectar cavitación en baja y alta frecuencia; análisis multidimensional, utilizando sensores circunferencialmente distribuidos (en las turbinas que lo permiten), entre otros métodos. Los ensayos en el último escenario, demuestran que la cavitación media en dichas circunferencias no se distribuye uniformemente: se observa mayor cavitación en los segmentos estrechos de la cámara espiral, y estas diferencias aumentan a potencias elevadas de salida; concluyendo que las cavitaciones observadas son fuertemente dependientes de la posición del sensor, y que realizar las mediciones en un solo punto puede llevar a conclusiones equivocadas [12].

La literatura del área se concentra básicamente en el análisis de las señales de cavitación, que se emplea en el monitoreo de las turbinas hidroeléctricas y en bombas centrífugas, y generalmente comprende la determinación del valor RMS, o la obtención del espectro. Los juicios de comportamiento se realizan cualitativamente a partir de la comparación del estado de funcionamiento con una referencia adoptada [13]. Voith Hydro, una de las referencias en la instalación y seguimiento de turbinas hidroeléctricas de gran porte, presenta una estrategia de monitoreo que acusa cuatro niveles de cavitación: zona de no cavitación, cavitación incipiente, cavitación, y cavitación severa; para ello, analiza emisiones acústicas ultrasónicas y realiza un conteo de los picos observados en el espectro de potencia, desde los 100 kHz hasta los 280 kHz; a continuación obtiene un valor global, y compara con parámetros obtenidos de ensayos previos en dicha turbina [14]. Sin embargo, también existen abordajes a tasas de muestreo mucho menores con sensores más económicos [15].

Lo expuesto motiva a incursionar en otras estrategias de procesamiento para detectar cavitación en turbinas hidroeléctricas y fallas incipientes; principalmente el hecho de lograrlo utilizando los sensores de vibraciones que ya se encuentren instalados en las máquinas, lo que representaría un valor agregado para los sistemas de seguimiento de condición. Cabe resaltar que los sensores que usualmente se instalan en las regiones de los álabes del rodete y tubo de aspiración, consisten en medidores de presión, acelerómetros y de ultrasonido, siendo este último menos común que los anteriores.

En este trabajo se pretende obtener un modelo matemático que permita sintetizar señales de presión provenientes de la región del tubo de aspiración de una turbina hidroeléctrica considerando diferentes condiciones de cavitación. Este modelo puede ser utilizado como una herramienta para el ensayo de estrategias de procesamiento de señales. Las principales ventajas que se obtiene con un modelo matemático son, por un lado, la capacidad de evaluar el comportamiento de los algoritmos para diferentes entradas con características propias del fenómeno a determinar, teniendo certeza de las condiciones que deberían ser detectadas; y por otro lado, la posibilidad de generar un conjunto de señales que permitan obtener resultados independientes entre sí. Al utilizar únicamente señales reales pero limitadas tanto en cantidades como en puntos de operación, la verificación de los métodos puede resultar sesgada a una condición de operación particular.

Las señales obtenidas por el modelo ensayado, son contrastadas con señales reales en condiciones de cavitación obtenidas del banco de ensayos de turbinas de la Universidad Nacional de La Plata (UNLP)

## **2. Modelo Ensayado**

Existen diferentes tipos de cavitación, pero dos son particularmente interesantes de estudiar por la erosión que generan tanto en los álabes, como en las regiones cercanas a los bordes de salida del distribuidor. En el primero de los casos, se asocian con la frecuencia de paso de álabes y se manifiestan como burbujas que se desplazan siguiendo el movimiento de los álabes, mientras que la segunda, se encuentran asociados a la cantidad de paletas que posea el distribuidor y la frecuencia

de giro del eje de la turbina. La combinación de ambos fenómenos y las señales características de la máquina en cada región, representa la relación entre el rotor y el estator de la turbina.

La señal de presión sintetizada para el modelo matemático propuesto [16], se plantea como una señal portadora donde se presentan todas las frecuencias características de la máquina y su forma de onda, relacionando los parámetros constructivos con su geometría y funcionamiento; además, la señal de cavitación propiamente dicha, la cual será referida como señal modulante y depende principalmente de parámetros estadísticos asociados a la cantidad de picos y características de los mismos. La combinación de las partes se obtiene luego como producto de ambas, para lo cual, la relación de escalas toma un papel protagónico en establecer la presencia de cavitación en la señal característica de la máquina.

En esta etapa, no se contempla el camino recorrido por la señal desde la implosión de las burbujas de cavitación, hasta la ubicación del sensor. El cual, según se presenta en [16], puede modelarse como un sistema cuya respuesta es equivalente a una señal de ruido blanco filtrado mediante filtros pasabandas IIR.

### 2.1. Señales Características del Turbogruppo

La señal de presión observada por paso de álabe puede ser modelada en función de la posición de rotación como se presenta en la ecuación ()

$$m_B(\theta) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} B_i e^{jbi\theta} \quad ()$$

donde  $B_i$  representa coeficientes de la serie de Fourier asociados a los diferentes órdenes de rotación de la máquina y  $b$  representa la cantidad de álaves del rodete. Mientras que la señal asociada al distribuidor puede representarse por la expresión ()

$$m_C(\theta) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} C_i e^{jvi\theta} \quad ()$$

Teniendo en cuenta que las señales que están siendo utilizadas para ajustar el modelo provienen de un tipo de turbina que posee 5 álaves y 24 paletas directrices y que posee una frecuencia de rotación de 1.000 rpm, y utilizando los coeficientes de Fourier que se presentan en [16], las ecuaciones () y () toman la forma que se presenta en ()

$$\begin{aligned} m_B(\theta) &= 0,1 \cdot \cos(5 \cdot \theta) + 0,01 \cdot \cos(2 \cdot 5 \cdot \theta) + 0,01 \cdot \cos(3 \cdot 5 \cdot \theta) \\ m_C(\theta) &= 0,02 \cdot \cos(24 \cdot \theta) \\ \theta(t) &= 2 \cdot \pi \cdot 1000 / 60 \cdot t \end{aligned} \quad ()$$

## 2.2. Señal de cavitación

La señal de cavitación puede ser modelada según se presenta en [17], como una secuencia de pulsos que ocurren en grupos aleatorios, con intervalo medio de tiempo igual al período de onda de presión  $T$ , según la expresión ()

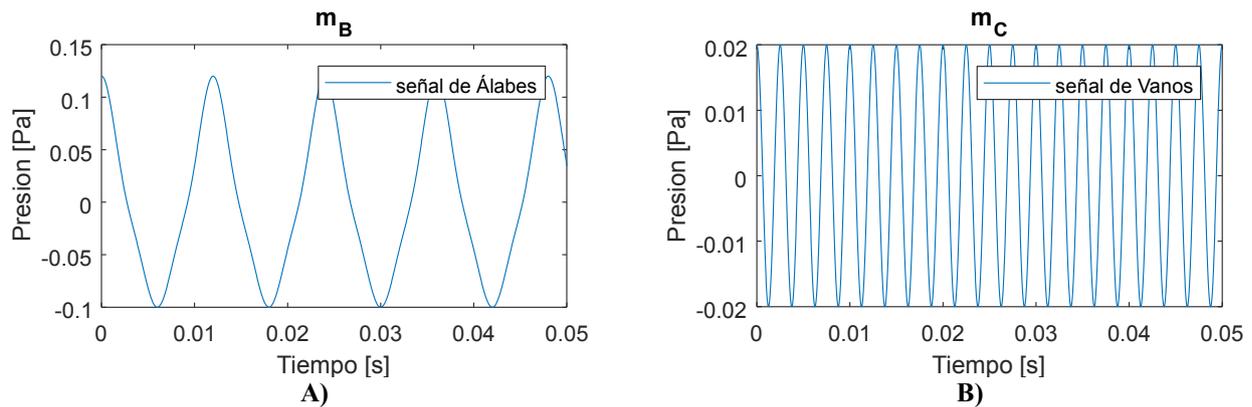
$$p(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{n=1}^{N_k} P_{kn} \cdot \exp(-|t - k \cdot T - \varphi_{kn}|/\theta_{kn}) \quad ()$$

Donde  $N_k$  es un número aleatorio de pulsos que se producen en el grupo  $k$ th,  $P_{kn}$  es un también un número aleatorio que representa el pico de presión del  $n$ th pulso del  $k$ th grupo,  $\varphi_{kn}$  es la distancia aleatoria del pulso  $n$ th en el  $k$ th grupo y  $\theta_{kn}$  es la constante de tiempo aleatoria del pulso correspondiente al grupo  $k$ th.

Para el modelado, se considera que todas las variables aleatorias son independientes y se calculan según el siguiente criterio: Se utiliza una distribución de Poisson para el cálculo de  $N_k$  con media igual 20, y las variables  $P_{kn}$ ,  $\varphi_{kn}$  y  $\theta_{kn}$ , se asumen distribución normal considerando los siguientes valores: media de picos  $\mu_p=3 \times 10^5$  Pa, varianza de picos  $\sigma_p=7,5 \times 10^4$  Pa, media de separación  $\mu_\varphi=1 \times 10^{-3}$  s, varianza de separación  $\sigma_\varphi=1 \times 10^{-2}$  s, media  $\mu_\theta=1 \times 10^{-2}$  s, y varianza  $\sigma_\theta=26 \times 10^{-6}$  s.

## 3. Resultados

Para los valores propuestos anteriormente, las señales relacionadas al paso de álabes y a las paletas del distribuidor pueden ser observadas en las Fig. 1.A y B; mientras que la forma de onda de la señal de cavitación y la interacción total de ellas correspondientes a la relación rotor estator, se presentan mediante la Fig. 2.A y B.

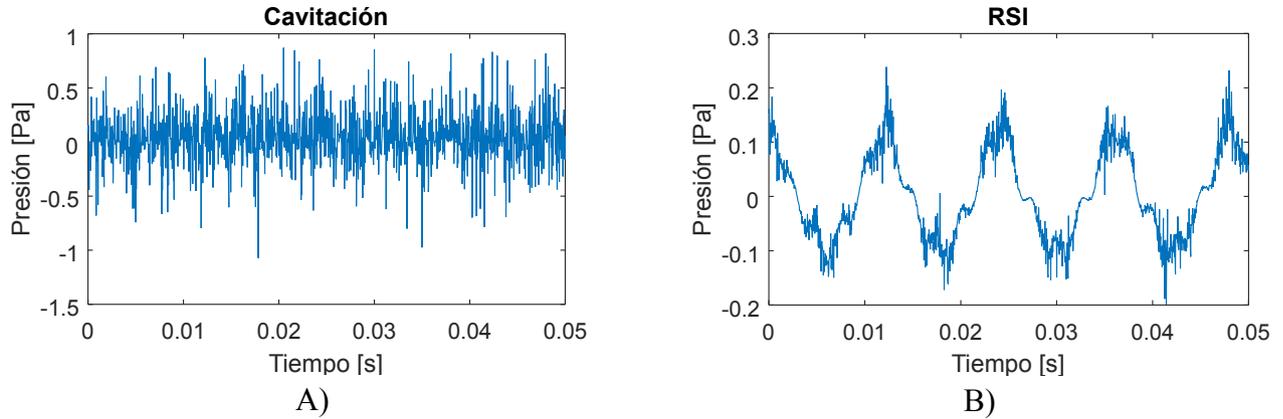


**Fig. 1. Señales características sintetizadas de las máquinas. A) por paso de álabes. B) forma asociada al distribuidor**

La señal de interacción rotor estator, fue obtenida combinando las señales sintetizadas anteriormente, realizando la suma de la señal correspondiente al paso de álabes con las originadas en el distribuidor, y luego afectándola por la señal de cavitación, tal como se presenta en ()

$$RSI = (m_b + m_c) \cdot cavitación \quad ()$$

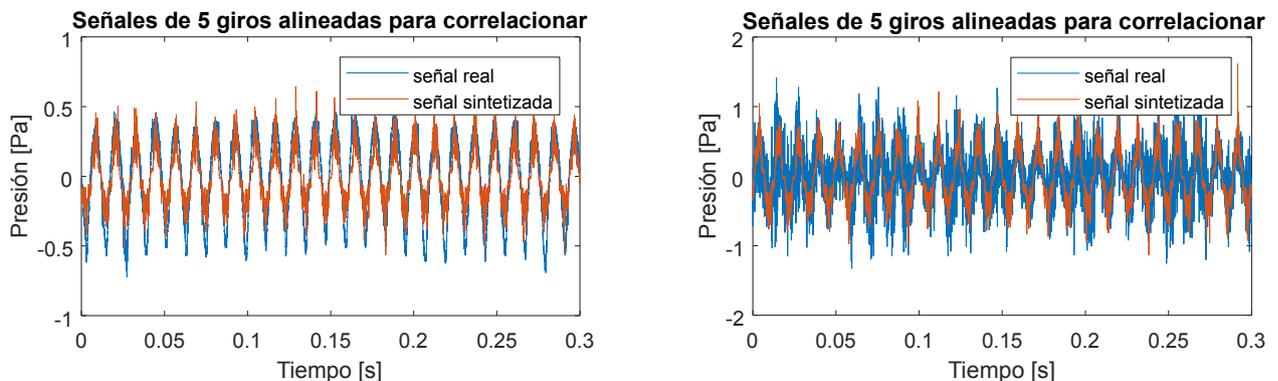
En esta instancia sería posible ponderar la señal de cavitación para obtener formas de onda equivalentes a puntos de funcionamiento que se aparten de la operación óptima y de esta forma, disponer de señales más afectadas por el fenómeno.



**Fig. 2. Señales sintetizadas. A) de cavitación. B) interacción Rotor Estator (*rotor – stator interaction* - RSI).**

### 3.1. Validación de señales del modelo

La validación del modelo consiste en cotejar las señales obtenidas con señales reales provenientes de un ensayo de modelo a escala y valorar la correlación entre las mismas. Para ello se tiene en cuenta, que la frecuencia de rotación sea la misma en ambos casos, que el modelo matemático sea configurado con igual número de álabes del rodete y de paletas del distribuidor, que la frecuencia de muestreo de las señales sean idénticas, que coincidan las ventanas de observación utilizadas para realizar las comparaciones, y que los parámetros estadísticos se correspondan. En este caso, al realizar las comparativas se obtienen en primer lugar los valores estadísticos de la señal real, y luego se utilizan como entradas en la señal sintetizada. Considerando un punto de operación con baja presencia de cavitación, las señales reales y sintetizadas toman la forma que se presentan en la Fig. 3.A) con un valor de correlación de 0,90; mientras que en la Fig. 3.B) se presenta la comparativa en una condición de mayor cavitación, obteniendo en este caso, un valor de correlación de 0,56.



A)

B)

**Fig. 3. Señales reales en contraste con sintetizadas. A) sin cavitación. B) con cavitación**

Puede observarse que para formas de onda que se asemejan a las señales características de la máquina, las ondas sintetizadas presentan una mejor aproximación, mientras que en presencia de variaciones estocásticas, la semejanza disminuye por la misma naturaleza de la variación, pero mantiene la forma de onda de la señal característica.

#### 4. Conclusiones

Si bien el modelo matemático permite aproximar señales sintetizadas a las formas de onda observadas experimentalmente en un banco de ensayos de turbinas hidroeléctricas, aún resta ajustar el modelo a situaciones donde se observen valores elevados de dicho fenómeno. Las fuentes de divergencia podrían asociarse a la falta de inclusión de una transformación que se observa en la señal de presión debido a la trayectoria existente entre el origen de la onda de presión y la posición del sensor, y a la naturaleza del fenómeno propiamente dicho. Estas modificaciones serán contempladas en la continuidad del trabajo.

#### Agradecimientos

Los autores desean agradecer al Laboratorio de Hidromecánica de la Universidad Nacional de La Plata, por facilitar los datos de ensayos de modelo que permiten realizar la validación y ajuste de las señales sintetizadas mediante el modelo estadístico.

#### Referencias

- [1] International Hydropower Association, «Hydropower Status Report. Sector Trends and Insights», International Hydropower Association, 2018.
- [2] IFC, «Hydroelectric Power. A Guide for Developers and Investors», International Finance Corporation. World Bank Group, 2010.
- [3] G. de P. Subgerencia de Planificación Estratégica, «Síntesis del Mercado Eléctrico Mayorista de la República Argentina», Comisión Nacional de Energía Atómica, 2018.
- [4] Ministerio de Energía y Minería, «Escenarios Energéticos 2030», Presidencia de la Nación, Diciembre 2017.
- [5] W. Sandoval Erazo, *Capítulo 6: Conceptos Básicos de Centrales Hidroeléctricas*. 2018.
- [6] Arne Kjolje, *Hydropower in Norway*. Trondheim, 2001.
- [7] O. R. N. L. Mesa Associates, *Best Practice Catalog. Propeller/Kaplan Turbine*, vol. 1.0. 2011.
- [8] T. Rus, M. Dular, B. Širok, M. Hočevár, y I. Kern, «An Investigation of the Relationship Between Acoustic Emission, Vibration, Noise, and Cavitation Structures on a Kaplan Turbine», *J. Fluids Eng.*, vol. 129, n.º 9, pp. 1112-1122, 2007, doi: 10.1115/1.2754313.
- [9] X. Escaler, E. Egusquiza, M. Farhat, y F. Avellan, «Detection of cavitation in hydraulic turbines», vol. 20, n.º 4, pp. 983-1007-983-1007, 2006, doi: 10.1016/j.ymsp.2004.08.006.
- [10] M. Nässelqvist, R. Gustavsson, y J.-O. Aidanpää, «A Methodology for Protective Vibration Monitoring of Hydropower Units Based on the Mechanical Properties», *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 135, n.º 4, pp. 410071-410078, 2013, doi: 10.1115/1.4023668.

- [11] L. Zhan, Y. Peng, y X. Chen, «Cavitation Vibration Monitoring in the Kaplan Turbine», mar. 2009, pp. 1-4, doi: 10.1109/APPEEC.2009.4918211.
- [12] B. Bajic, «Multidimensional Diagnostics of Turbine Cavitation», *J. Fluids Eng.*, vol. 124, n.º 4, pp. 943-950, Diciembre 2002, doi: 10.1115/1.1511162.
- [13] S. A. Al-Hashmi, «Spectrum analysis of acoustic signals for cavitation detection», en *2012 IEEE Symposium on Industrial Electronics and Applications*, sep. 2012, pp. 321-325, doi: 10.1109/ISIEA.2012.6496652.
- [14] J. Necker, C. Mende, y E. T. Zoghi, «Cavitation Monitoring in Hydraulic Turbines», 2018.
- [15] R. N. Schuster, G. D. Solonyezny, M. G. Krujoski, J. E. Kolodziej, F. E. Gonzales, G. A. Tarnowski, «Análisis espectral de vibraciones en turbinas hidroeléctricas», presentado en XV Reunión de Trabajo en Procesamiento de la Información y Control, San Carlos de Bariloche, sep. 2013.
- [16] R. L. Marinho y F. A. P. Barúqui, «Cavitation Aggressiveness Estimation in Hydro Turbines Based on Cyclostationary Modeling», 2016.
- [17] K. Vokurka, «Time-Frequency Analysis of Cavitation Noise», 2001.