

FORMA “S” EN LA CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA TRABAJANDO COMO TURBINA

Data de aceite: 22/06/2023

Data de aceite: 02/08/2023

Hernán Darío Bolaños-Arias

Universidad EAFIT, Escuela de Ingeniería
Medellín, Colombia
<http://orcid.org/0000-0002-9545-1861>

Francisco Javier Botero-Herrera

Universidad EAFIT, Escuela de Ingeniería
Medellín, Colombia
<https://orcid.org/0000-0002-5254-1517>

RESUMEN: La tecnología de las bombas trabajando como turbinas se conoce desde hace mucho tiempo, pero no ha sido desarrollada suficientemente. Todavía no se conoce bien cuales son las características de los fenómenos hidrodinámicos que generan inestabilidad en este tipo de turbomáquinas ni se conoce en que proporción contribuyen a esa inestabilidad. Dado lo anterior, este trabajo tiene como objetivo principal determinar los aportes de algunos fenómenos hidrodinámicos en la inestabilidad de varios puntos de operación de una bomba centrífuga trabajando como turbina. Para ello se construyó la curva característica adimensional $n_{ED}-Q_{ED}$ con 54 puntos de operación. El trabajo se enfocó en la forma “s”, una zona de operación en turbinas y bombas-turbinas donde

normalmente de presentan importantes pulsos de presión y vibración causados por fenómenos hidrodinámicos. Los resultados obtenidos sugieren que en la turbomáquina objeto de estudio el efecto de fenómenos subsincrónicos y de fenómenos debidos al paso de álabes va más allá de la forma “s” e involucra la parte baja del modo de operación turbina.

PALABRAS-CLAVE: forma “s”, fenómenos subsincrónicos, inestabilidades debidas al paso de álabes, cavitación.

S-SHAPE IN THE CHARACTERISTIC CURVE OF A CENTRIFUGAL PUMP WORKING AS TURBINE

ABSTRACT: The technology of pumps working as turbines has been known for a long time but has not been sufficiently developed. The characteristics of the hydrodynamic phenomena that generate instability in this type of turbomachines are still not well known, and it is not known what proportion they contribute to this instability. Given the above, the main objective of this work is to determine the contributions of some hydrodynamic phenomena in the instability of several operating points of a centrifugal pump working as a turbine.

For this purpose, the dimensionless characteristic curve $n_{ED}-Q_{ED}$ with 54 operating points was made. The work focused on the “s” shape, an operating zone in turbines and pump-turbines where important pressure pulses and vibration caused by hydrodynamic phenomena are usually present. The results suggest that in the turbomachine under study the effect of subsynchronous phenomena and phenomena due to the blade passage goes beyond the “s” shape and involves the lower part of the turbine operating mode.

KEYWORDS: S-shape, subsynchronous phenomena, instabilities due to blade passage, cavitation

1 | INTRODUCCIÓN

Dependiendo del sentido de giro del impulsor las bombas reversibles pueden suministrar energía al fluido o pueden obtener energía del fluido y desempeñarse como turbinas. En este caso se conocen como bombas trabajando como turbinas, o PAT (Pumps As Turbines, por su denominación en inglés). Si bien la tecnología de las PATs no está madura aún, el interés en este tipo de turbomáquinas reside en que la generación de energía es menos costosa en equipamiento en comparación con una turbina convencional para bajos rangos de potencia (Barbarelli et al., 2017; Carravetta et al., 2018).

Dado que los fabricantes de bombas reversibles no suministran las curvas características de las PATs, se hace necesario conocer su comportamiento hidráulico en los diferentes modos de operación, así como identificar inestabilidades que pueden afectar su funcionamiento. La forma “s” está asociada a inestabilidades producidas por vórtices entre los canales de álabes y rotating stall (Hasmatuchi et al., 2011; Widmer et al., 2011), fenómenos periódicos que generan pulsos de presión y vibración. En este trabajo se estudia la contribución de algunos fenómenos hidrodinámicos periódicos en la inestabilidad estática de una bomba centrífuga de baja velocidad específica trabajando como turbina (denominada a partir ahora como PAT), representada por la forma “s” en la curva característica del factor de caudal (Q_{ED}) versus el factor de velocidad (n_{ED}).

La forma “s” ha sido estudiada experimental y numéricamente en turbinas Francis o bombas-turbinas en modo de generación (Hasmatuchi et al., 2011; Olimstad et al., 2012; Widmer et al., 2011; Zuo et al., 2016), pero no así en PATs. En turbinas Francis y en bombas-turbina las forma “s” está influenciada por la apertura de los álabes guía, la geometría del rotor y el coeficiente de cavitación (Zuo et al., 2016). En el caso de la PAT objeto de estudio, es de suponer que la forma “s” estaría gobernada por las dos últimas características ya que no cuenta con álabes guía.

2 | MÉTODOS

2.1 Turbomáquina objeto de estudio y banco de pruebas

La PAT objeto de estudio es una bomba ITT-Goulds de 1.5 HP con un rotor de seis álabes curvados hacia atrás, con diámetro de referencia (D) de 0.08104 m y diámetro externo de 0.14764 m. La PAT se instrumentó con sensores de presión en los orificios de succión y descarga; un sensor de fluctuación de presión y un acelerómetro en la voluta; un sensor de torque en el eje; un medidor de flujo en la tubería de descarga. La instrumentación fue complementada con un tacómetro que midió la velocidad de rotación en el eje y un variador de frecuencia. La PAT fue integrada a un circuito cerrado de tuberías y a una bomba de recirculación, la cual simuló las condiciones de cabeza hidráulica para la PAT. El rotor de la PAT cuenta con seis álabes curvados hacia atrás.

Las señales de los sensores de presión, aceleración, torque, velocidad de rotación y caudal fueron recogidas simultáneamente por un Equipo de Adquisición de Datos (EAD) CompaqRio® de National Instruments®, y procesadas por medio de un software desarrollado por la Universidad Eafit denominado Turbologger. La velocidad de rotación de la PAT fue controlada por medio del variador de frecuencia.

La frecuencia de muestreo de las señales adquiridas fue de 20480 Hz y la duración de cada medida fue de 32 segundos, de allí que cada señal quedo constituida por 655360 datos. En total se registraron 54 Puntos de Operación (PO), con un rango de caudales entre -0.0028 y 0.0107 m³/s y de velocidades de rotación entre 6.68 y 33.4 s⁻¹ (400.8 a 2003.9 rpm). La cabeza hidráulica estuvo entre 5.46 y 6.46 m, con un promedio de 5.83 m. Se aproximó el punto de embalamiento al de menor torque medido, que en este caso fue de 0.03 Nm.

2.2 Curva característica

Los PO corresponden a los cuadrantes 3 y 4 del diagrama de cuatro cuadrantes definido en la norma IEC-60193 (International Electrotechnical Commission, 2019) y están constituidos por los modos de operación que se presentan en la tabla 1. El cuadrante 3 tiene dos grandes zonas de operación que están delimitadas por el punto de embalamiento (Torque = 0) y se espera que la operación de una turbomáquina siempre se de en la zona de turbina, ya que la zona de turbina freno es bastante inestable. El límite entre los cuadrantes 3 y 4 está dado por el caudal igual a cero.

Cuadrante	Nombre	Modos de operación	Observación
3	Turbina	Turbina	Caudal, velocidad y torque positivos
		Embalamiento	Caudal y velocidad positivos. Torque=0
		Turbina Freno	Caudal y velocidad positivos. Torque negativo
4	Bomba Inversa	Rotación inversa	Velocidad positiva. Caudal y torque negativos

Tabla 1. Modos de operación de los cuadrantes 3 y 4

La curva característica considerada en este trabajo es adimensional y se construye a partir de los factores de velocidad (n_{ED}) y caudal (Q_{ED}), definidos como se presenta a continuación (International Electrotechnical Commission, 2019):

$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{0.5}} \quad (1)$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 E^{0.5}} \quad (2)$$

donde, es la velocidad de rotación (s^{-1}), D es el diámetro de referencia (m), E es la energía específica (J/kg) y Q es el caudal (m^3/s).

2.3 Fenómenos hidrodinámicos de interés

Estudios realizados en la PAT objeto de estudio sugieren la existencia de perturbaciones de flujo debidas a fenómenos subsincrónicos y al paso de álabes (Bolaños & Botero, 2021), por lo cual se tomaron como fenómenos de interés. Adicionalmente, se consideró como fenómeno de interés la cavitación.

La identificación de los fenómenos subsincrónicos se hizo por medio de un análisis en el dominio del tiempo y de la frecuencia de las señales de sensor de fluctuación de presión. Las señales de fluctuación de presión se representaron en términos del coeficiente de fluctuación de presión (\tilde{P}_E) y la frecuencia en forma de coeficiente de frecuencia (f_n), definidos por la norma IEC 60193 (International Electrotechnical Commission, 2019) de la siguiente manera:

$$\tilde{P}_E = \frac{p - \bar{p}}{\rho E} \quad (3)$$

$$f_n = \frac{f}{n} \quad (4)$$

donde, p es la presión (Pa), \bar{p} es la presión media (Pa), ρ es la densidad (kg/m^3) y f es la frecuencia (s^{-1}).

Para identificar cavitación se usaron las señales del acelerómetro y se utilizó el método de demodulación de una banda de alta frecuencia del espectro por medio de la transformada de Hilbert (Escaler et al., 2006). Las señales de aceleración se filtraron para dejar pasar la banda de los 2500 Hz a 6500 Hz. Con la transformada de Hilbert se obtuvo

la señal analítica (envolvente) y a partir de su espectro se identificaron las frecuencias que modulan la señal filtrada. El análisis de la envolvente resultante en el dominio de la frecuencia permite identificar componentes espectrales asociados al comportamiento dinámico de las cavidades (Escaler et al., 2006).

2.4 Medida de la inestabilidad estática

De acuerdo con Hasmatuchi, Farhat, Roth, Botero & Avellan (2011)(Hasmatuchi et al., 2011), la desviación estándar de las señales de presión en un PO es un indicador de la inestabilidad. A mayor desviación estándar, mayor será la inestabilidad. Sin embargo, el problema de utilizar la desviación estándar cuando se pretende determinar la contribución de algunos fenómenos en la inestabilidad de un PO es que este estadístico no tiene un comportamiento lineal, es decir la suma de las desviaciones estándar de todas las contribuciones no es igual a la inestabilidad total. No obstante, se utilizó este indicador para mostrar gráficamente las contribuciones de los fenómenos hidrodinámicos, pero la estimación del aporte a la inestabilidad se hizo por medio de la varianza, que si tiene un comportamiento lineal. Para determinar la contribución de los fenómenos hidrodinámicos considerados se filtraron las señales de presión representadas como \tilde{P}_E de los diferentes PO, en las siguientes bandas: $0.5 \leq f_n \leq 0.85$ y $5.95 \leq f_n \leq 6.05$ para los fenómenos subsíncronicos y el paso de álabes, respectivamente. Las señales se filtraron con filtros pasabanda tipo elípticos.

3 | RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La inestabilidad estática se presenta cuando un pequeño cambio en el flujo de masa en un punto de operación provoca que las fuerzas de presión que surgen desvíen el sistema a otro punto de operación más lejano (Greitzer, 1981). Esto se puede observar en las curvas características cuando la recta tangente a un punto de operación es positiva. En el caso de turbomáquinas en modo de generación esta situación es típica de la forma “s”. En esta zona para un valor particular del factor de velocidad se pueden presentar varios valores del factor de caudal, lo que significa que la turbomáquina puede estar cambiando de la zona de turbina-freno a la zona de turbina o a la de bomba inversa (Zuo et al., 2016). La figura 1 muestra la curva característica de factor de velocidad (n_{ED}) vs factor de caudal (Q_{ED}). En el caso particular de esta investigación, la forma “s” (destacada con una línea negra continua) se presenta en el modo de operación de embalamiento (resaltado en rojo, PO26) y parte del modo de operación turbina-freno, sin alcanzar los modos de turbina y bomba inversa. En esta figura también se muestra el Punto de Máxima Eficiencia (PME, PO6). La forma “s” está constituida por los PO 26 a 35.

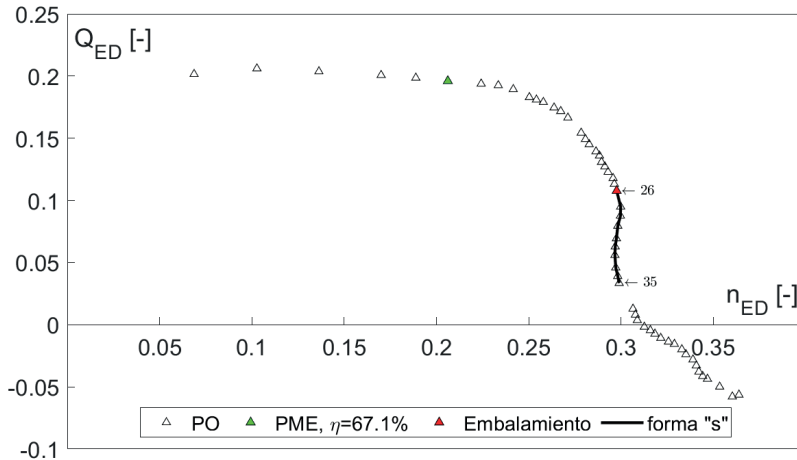


Figura 1. Curva característica $Q_{ED}-n_{ED}$.

Fuente: elaboración propia

Una forma de representar las inestabilidades del flujo en los diferentes puntos de operación es la superposición de círculos cuyos diámetros representan las desviaciones estándar de las fluctuaciones de presión (\tilde{P}_{EDE}) sobre la curva característica $Q_{ED}-n_{ED}$ (Hasmatuchi et al., 2011). En la figura 2 se observa la aplicación de este método para este caso de estudio, considerando la señal de presión original, es decir, sin filtrar. La escala de referencia corresponde a la mayor \tilde{P}_{EDE} de los PO registrados, que es la del PO54. Todos los PO están numerados consecutivamente y en la figura 2 solo se etiquetan aquellos que delimitan la forma “s”. A partir del PO26 (modo embalamiento) hay un aumento gradual de la fluctuación de presión hasta el PO54 (último punto del modo bomba inversa). En lo que corresponde a la forma “s” (PO 26 a 35), la \tilde{P}_{EDE} va desde 0.0287 a 0.0414. En el modo de bomba inversa (que inicia en el PO39) la gradualidad no es tan suave como en la forma “s”, pero también se da, pasando la \tilde{P}_{EDE} de 0.0623 a 0.1804. En el modo de turbina, la \tilde{P}_{EDE} es más homogénea, aunque se nota un leve aumento cuando se acerca al punto de embalamiento (del PO 17 al 25).

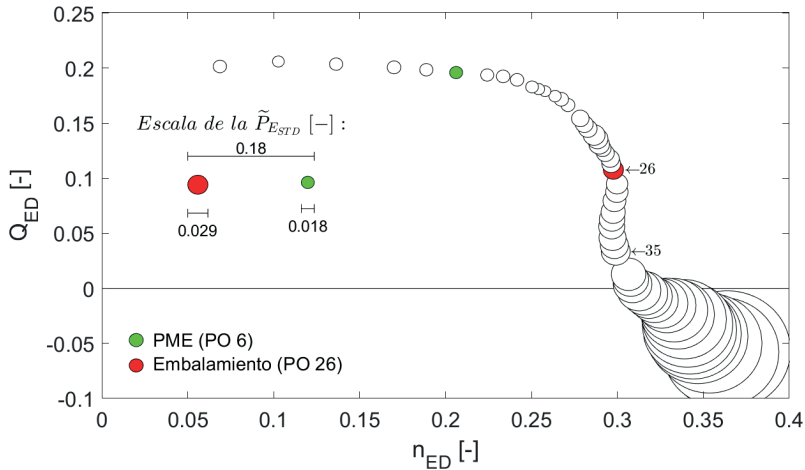


Figura 2. Representación de la \tilde{P}_{EDE} en la curva característica Q_{ED} - n_{ED} .

Fuente: elaboración propia

Usando el mismo método propuesto por Hasmatuchi, Farhat, Roth, Botero & Avellan (2011) pero con las señales de aceleración sin filtrar, se obtiene lo que se observa en la figura 3. Allí se puede evidenciar que las vibraciones son importantes a partir del PO47 del cuadrante 4 mientras que en el cuadrante 3, donde está la forma “s”, no lo son. De hecho, llama la atención que en el cuadrante 3, la zona de menores vibraciones corresponde a la zona de turbina-freno. En esta zona la desviación estándar de la aceleración (a_{DE}) está entre 0.6303 y 0.6845 m/s^2 , mientras que, en la zona de turbina, está entre 0.5816 y 0.9411 m/s^2 .

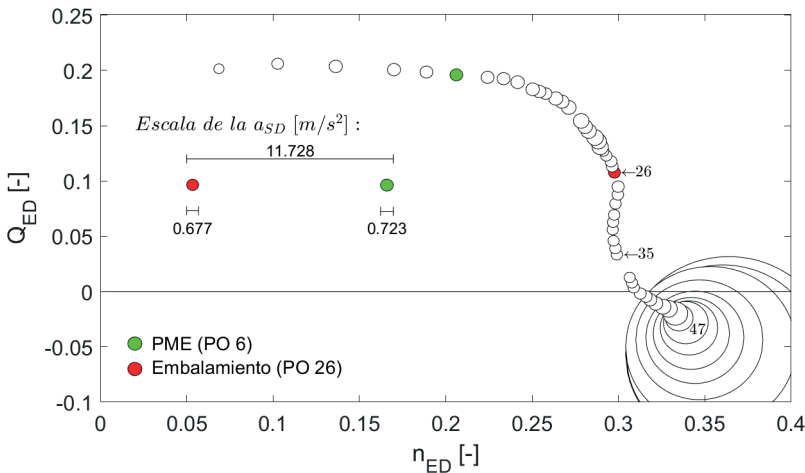
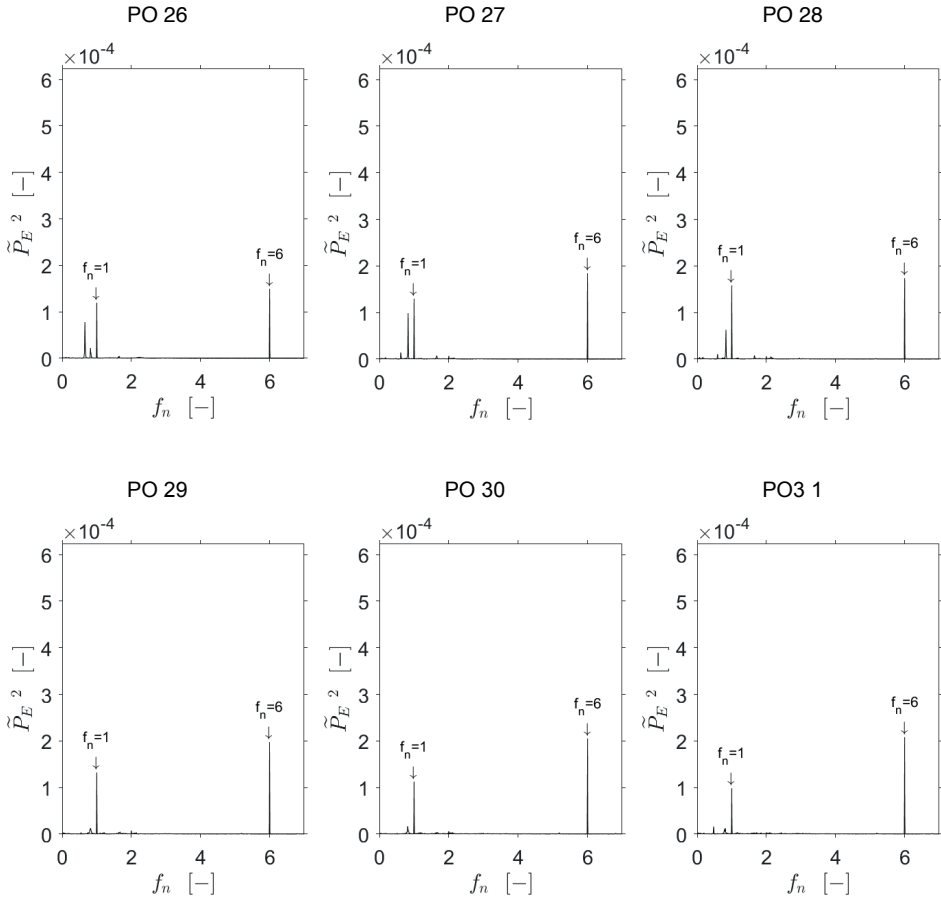


Figura 3. Representación de la desviación estándar de la aceleración (a_{DE}) en la curva característica Q_{ED} - n_{ED} .

Fuente: elaboración propia

El análisis de frecuencia de las señales de \tilde{P}_E en los PO que corresponden a la forma “s” (figura 4) muestra que los componentes subsincrónicos tienen una potencia espectral significativa solo en los PO 26 a 28. En los PO 29 a 33 apenas se alcanzan a ver y en los PO 34 y 35 ya no se perciben. Mientras que el componente $f_n = 6$ es importante en todos los PO.



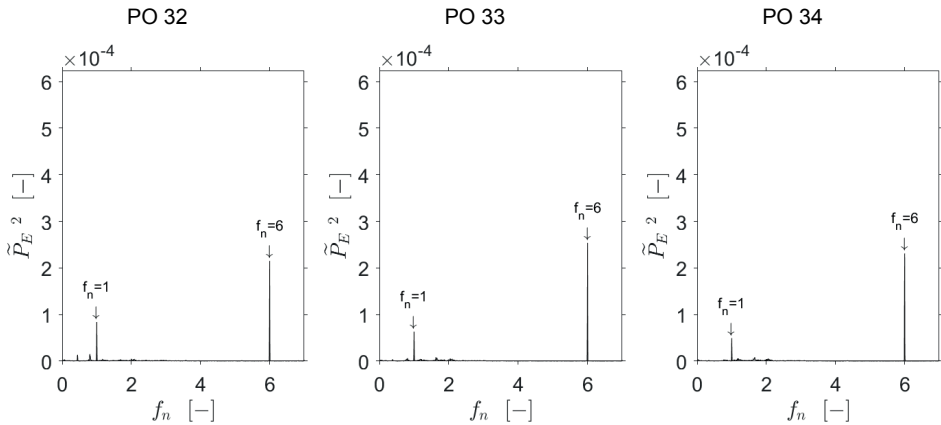


Figura 4. Espectros de potencia de la \tilde{P}_E para los PO que conforman la forma “s”, excepto el PO 35 que es similar al PO 34.

Fuente: elaboración propia

Fenómenos subsincrónicos como el Rotating Stall (RS) ha sido responsable de pulsos de presión y vibración importantes en bombas-turbina en el modo de operación turbina-freno (Hasmatuchi et al., 2011; Widmer et al., 2011). En el caso de esta turbomáquina, la evidencia sugiere que la contribución de fenómenos subsincrónicos en la inestabilidad también es muy importante, pero en una zona de operación que no está contenida en la zona de turbina-freno, sino que abarca la parte baja del modo turbina y la parte alta del modo turbina freno, entre los PO 16 y 28 (véase figura 5). Se estimó que la contribución de los fenómenos subsincrónicos en esta zona se encuentra entre el 16.8 y el 33.4% de la inestabilidad total. En otros puntos de la forma “s” (PO 29 a 35), la contribución es baja y está entre el 2.5 y 9.5%.

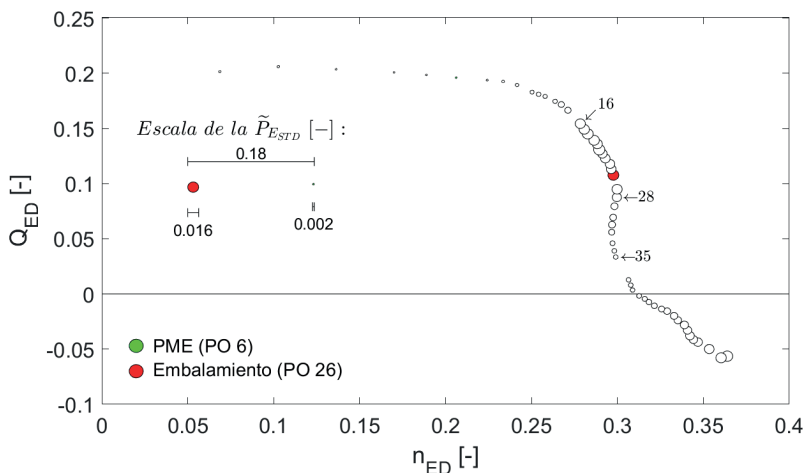


Figura 5. Contribución de fenómenos hidrodinámicos a la inestabilidad total.

Fuente: elaboración propia

Con respecto a las inestabilidades debidas al paso de álabes (véase figura 6), la contribución es mucho más homogénea en todos los PO, aunque es más importante en la zona comprendida entre el PO 21 y el 54. En esta zona en aporte en la inestabilidad representa entre el 8.55 y el 15.9% de la inestabilidad total. En la zona definida por los PO 21 y 35, representa entre el 10.1 y el 15.9%.

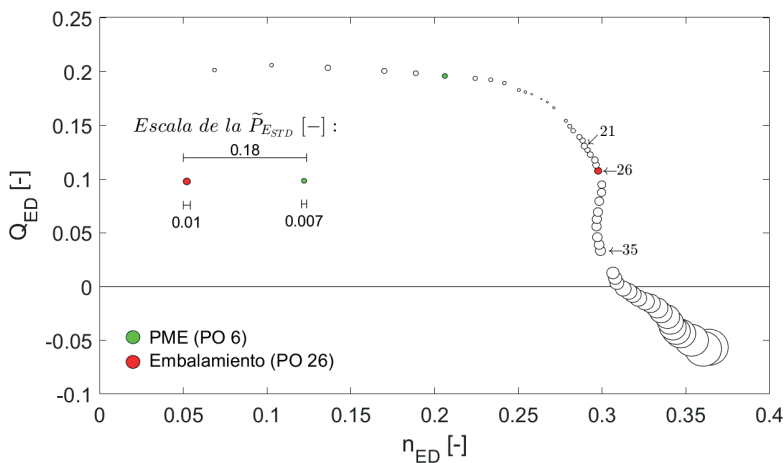


Figura 6. Contribución de inestabilidades debidas al paso de álabes a la inestabilidad total.

Fuente: elaboración propia

Tomando en consideración las inestabilidades debidas a fenómenos subsincrónicos y al paso de álabes en conjunto (véase figura 7), la contribución más significativa estaría dada en la zona comprendida entre los PO 16 y 28, con aportes entre el 29.3 y el 42.3% de la inestabilidad total de cada PO. De estos PO es el de embalamiento el que presenta la mayor contribución a la inestabilidad (42.3%).

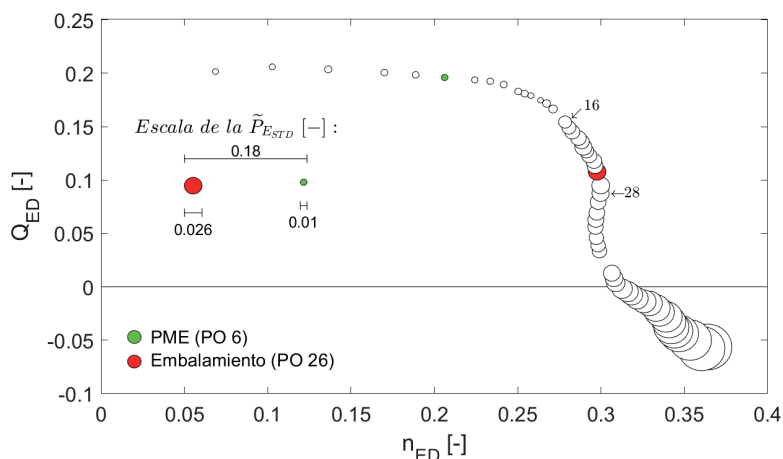


Figura 7.- Contribución conjunta de inestabilidades debidas a fenómenos subsincrónicos y al paso de álabes a la inestabilidad total.

Fuente: elaboración propia

3.1 Inestabilidades de alta frecuencia

Las inestabilidades de este tipo se pueden identificar por medio del análisis de las señales de aceleración. Como se pudo observar en la figura 3, las vibraciones son significativas en la PAT objeto de estudio en el cuarto cuadrante, a partir del PO 47 y hasta el PO 54. A modo de ejemplo, en la figura 8 se muestra un espectro de potencia para la señal de aceleración en el PO 52, donde efectivamente se puede observar que la mayor cantidad de potencia espectral se concentra entre los 2000 y 7300 Hz. Dada esta condición se utilizó el método de demodulación de una banda de alta frecuencia del espectro por medio de la transformada de Hilbert para identificar cavitación (Escaler et al., 2006). Este ejercicio permitió establecer que la señal de alta frecuencia del acelerómetro está modulada en los PO 47 a 54 por componentes $f_n=1, 2, 4$ y 6 , siendo el componente $f_n=6$ el más importante por tener la mayor potencia espectral. Esto sugiere que existe cavitación modulada por el paso de álabes, principalmente. La figura 9 muestra a modo de ejemplo el espectro de la señal analítica del PO 52.

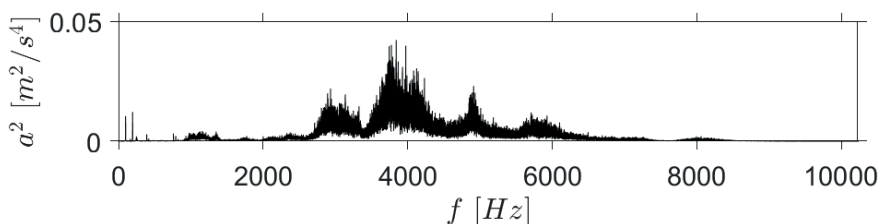


Figura 8. Espectro de potencia de la señal de aceleración para el PO 52.

Fuente: elaboración propia

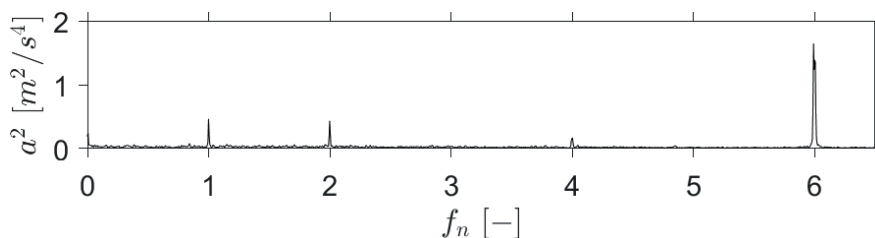


Figura 9. Espectro de potencia de la señal analítica de la aceleración para el PO 52.

Fuente: elaboración propia

CONCLUSIONES

Con respecto a los fenómenos hidrodinámicos considerados, la curva característica (cuadrantes 3 y 4) se puede dividir en dos zonas de inestabilidad separadas por el PO 16. Antes de este punto la \tilde{P}_{EDE} conjunta (fenómenos subsincrónicos más inestabilidades

debidas al paso de álabes) es bastante uniforme, y después de este punto aumenta gradualmente hasta el último punto (PO54). Nótese que el PO 16 está en el modo de operación turbina, lo cual sugiere que en esta PAT las inestabilidades hidrodinámicas empiezan a ser significativas desde la parte baja del modo de operación turbina y hasta el último PO en el modo de operación bomba inversa.

En el modo de operación bomba inversa, a partir del PO 47 y hasta el PO 54, la evidencia sugiere la existencia de cavitación modulada por el paso de álabes. La evidencia no mostró modulación por parte de componentes espectrales subsincrónicos.

A pesar de que el aporte de los fenómenos subsincrónicos y el de las inestabilidades debidas al paso de álabes es significativa, no representa en ningún PO una contribución mayor al 42.3% (que es la del punto de embalamiento), lo que deja la puerta abierta para investigar cuales son los otros fenómenos hidrodinámicos que están involucrados con la inestabilidad en cada PO.

AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren expresar su gratitud a la Dirección de Investigación, el laboratorio de Hidráulica, el laboratorio de Metrología y el laboratorio de Mecatrónica de la universidad EAFIT, por todo el soporte técnico y logístico brindado para el desarrollo de esta investigación.

REFERENCIAS

- Barbarelli, S., Amelio, M., Florio, G., & Scornaienchi, N. M. (2017). Procedure Selecting Pumps Running as Turbines in Micro Hydro Plants. *Energy Procedia*, 126, 549–556. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.282>
- Bolaños, H. D., & Botero, F. (2021). Four-quadrant characterization of hydrodynamic phenomena in a low specific speed centrifugal pump. *Ingeniería y Universidad*, 25. <https://doi.org/10.11144/Javeriana. iued25.fchp>
- Carravetta, A., Derakhshan Houreh, S., & Ramos, H. M. (2018). Industrial aspects of PAT design improvement. In S. Choi, H. Duan, Y. Fu, & C. Guardiola (Eds.), *Pumps as Turbines Fundamentals and Applications* (Issue 9783319675060, pp. 59–73). Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-319-67507-7_3
- Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., & Coussirat, M. (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(4), 983–1007. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.08.006>
- Greitzer, E. M. (1981). The Stability of Pumping Systems—The 1980 Freeman Scholar Lecture. *Journal of Fluids Engineering*, 103(1), 193–242.
- Hasmatuchi, V., Farhat, M., Roth, S., Botero, F., & Avellan, F. (2011). Experimental Evidence of Rotating Stall in a Pump-Turbine at Off-Design Conditions in Generating Mode. *Journal of Fluids Engineering*, 133(5), 051104. <https://doi.org/10.1115/1.4004088>

International Electrotechnical Commission. (2019). *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests (IEC 60193:2019)*. BSI Standards Limited.

Olimstad, G., Nielsen, T., & Brresen, B. (2012). Stability limits of reversible-pump turbines in turbine mode of operation and measurements of unstable characteristics. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 134(11). <https://doi.org/10.1115/1.4007589>

Widmer, C., Staubli, T., & Ledergerber, N. (2011). Unstable Characteristics and Rotating Stall in Turbine Brake Operation of Pump-Turbines. *ASME J. Fluids Eng.*, 133(4), 41101. <https://doi.org/10.1115/1.4003874>

Zuo, Z., Fan, H., Liu, S., & Wu, Y. (2016). S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 836–851. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.312>