

COMITÉ NACIONAL ESPAÑOL DE GRANDES PRESAS

APROVECHAMIENTOS DE PIE DE PRESA CON TURBINAS DE VELOCIDAD VARIABLE

Daniel Garcia-Lorenzana Acasuso¹

RESUMEN: En la actualidad existen numerosas presas en España, que regulan un cauce de cara a su aprovechamiento posterior aguas abajo, además de satisfacer un caudal ecológico. Por otro lado, debido a las aportaciones irregulares propias de nuestros ríos, los embalses están sometidos a variaciones de nivel significativas lo que dificulta su aprovechamiento hidroeléctrico.

El moderno desarrollo de la electrónica de potencia permite aplicar los variadores de velocidad a los generadores hidráulicos, flexibilizando su operación con una alta fiabilidad y un coste relativamente bajo, lo que permite plantear el aprovechamiento de los caudales regulados en un rango de saltos muy variable, ya sea aplicándolo a saltos relativamente elevados, mediante turbinas Pelton; saltos medios mediante turbinas Francis o saltos bajos mediante turbinas Axiales.

En lo que respecta a una posible adaptación a la variación del caudal disponible en cada momento se revisan las técnicas que pueden ser utilizadas para

¹ Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos e Ingeniero Industrial. ENDESA Generación. Madrid.

su optimización: aumento del número de grupos, “splitter blades” o inyección de aire comprimido.

La presente comunicación tiene por objeto ilustrar dicho aprovechamiento con unos casos tipo, identificando las mejoras en el campo de operación de las turbinas, así como las limitaciones y dificultades para su aplicación.

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Con carácter introductorio y como recordatorio se resumen los principales conceptos de máquinas hidráulicas utilizados en la presente comunicación.

1.1. SEMEJANZA HIDRÁULICA

Por un lado, la semejanza geométrica de dos turbinas hidráulicas nos permiten deducir las siguientes leyes:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{d''}{d'} \left(\frac{H'}{H''} \right)^{1/2} \quad (1)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{d'}{d''} \right)^2 \cdot \left(\frac{H'}{H''} \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$\frac{T'}{T''} = \left(\frac{d'}{d''} \right)^3 \cdot \left(\frac{H'}{H''} \right)^{1/2} \quad (3)$$

Donde n , d , H , Q y T representan la velocidad de rotación, diámetro del rodetes, salto neto, caudal y par, respectivamente. La comilla simple representa a los valores de una de las turbinas semejantes y la comilla doble a la otra que se compara.

Estas leyes son válidas siempre y cuando se considere constante la densidad del fluido y el rendimiento. En general esto se cumple en las turbinas hidráulicas cuando las variaciones de salto, diámetro o velocidad que introduzcamos en la comparación sean relativamente pequeñas. En cuanto al tamaño, hay que indicar que únicamente cuando se desarrollan grandes turbinas a partir de modelos reducidos hay que tener en cuenta la variación del rendimiento, no siendo práctico su consideración en los tamaños de turbinas más habituales.

1.2. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Independientemente de lo anterior, las turbinas hidráulicas semejantes (y por tanto con igual geometría) se identifican según su velocidad específica o número de Kramerer n_s , cuya expresión es:

$$n_s = n \cdot \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (4)$$

Donde P es la potencia mecánica entregada por la turbina, y se aplica en el punto de máximo rendimiento.

El significado de la velocidad específica, o número específico de revoluciones, es la velocidad a la que debería girar una turbina para suministrar al eje una potencia de valor unidad, con un salto de altura unidad y máximo rendimiento.

Dado que el número anterior depende de las unidades empleadas (y sólo es válido para el agua), modernamente se tiende a utilizar el número específico de revoluciones adimensional, cuya formulación es:

$$n_0 = \omega \cdot \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (5)$$

Donde ω es velocidad angular en rad/s, y el resto de magnitudes se introducen en sistema internacional de unidades, que entre sus ventajas esta ser independiente del fluido y sus condiciones (con lo que es válido para bombas con cualquier fluido), además de ser independiente del rendimiento.

En la presente comunicación se utiliza como velocidad específica el número de Kramerer, tal como se ha definido en la ecuación (4), utilizando para las magnitudes intervinientes las siguientes unidades de medida: rpm, kW y m.

1.3. MAGNITUDES REDUCIDAS

Las magnitudes reducidas se basan en la semejanza hidráulica y tienen por objeto representar el comportamiento “genérico” de las máquinas hidráulicas, de tal forma que a través de las leyes de semejanza hidráulica se pueda definir el comportamiento de la turbina o bomba adecuada a las condiciones del problema. Estas magnitudes son:

$$n_{11} = \frac{n \cdot d}{\sqrt{H}} \quad (6)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{d^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (7)$$

$$T_{11} = \frac{T}{d^3 \cdot H} \quad (8)$$

Estas magnitudes denominadas “unitarias” o “reducidas” corresponderían a una turbina de diámetro 1 m funcionando bajo un salto de un metro. Se obtienen a partir de un modelo reducido y sirven para elaborar, a través de la semejanza hidráulica, las curvas de cualquier turbina semejante (igual velocidad específica). En estas formulaciones se ha supuesto igualdad de rendimientos, si bien como se ha indicado, en grandes turbinas es necesario realizar la corrección correspondiente, que en los casos habituales es poco práctica (ver [5]).

2. PROBLEMÁTICA A ESTUDIO

Uno de los problemas que se plantea para el aprovechamiento a pie de presa de los caudales regulados o fluyente es la adaptación de las condiciones de diseño de la turbina a las diferentes combinaciones de salto y caudal que se puede producir a lo largo de los ciclos climáticos, especialmente en países con hidrología irregular como España.

Los saltos aprovechables pueden oscilar entre 2 y más de 200 m, siendo la turbina de mayor interés, dado que cubre el mayor rango de saltos y caudales, la turbina Francis, a la que por brevedad dedicamos principalmente esta comunicación. En todos los casos, estaremos hablando de “small hydro” cuyo límite habitual se establece en el entorno de los 30 MW, tal como muestra el gráfico siguiente:

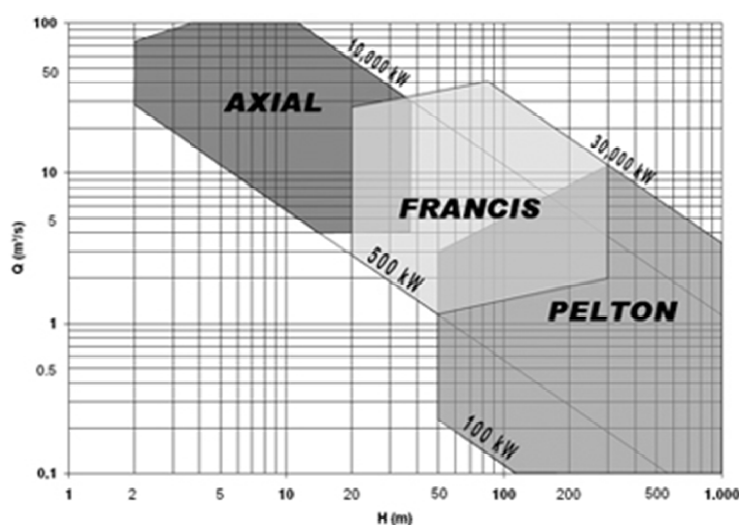


Figura 1. Límites aplicación de turbinas “small hydro”. Fuente: www.andritz.com

Para saltos grandes, la velocidad variable tiene su aplicación en las turbinas Pelton, para las cuales encontramos una experiencia reciente en Italia en la referencia [7] relativa a la presa de Forte Buso de 110 m de altura, para el aprovechamiento de saltos entre 45 y 110 metros y caudales de 0,4-0,6 m³/s.

Para turbinas Francis, en España se tiene la experiencia de la central de Compuerto, que en 1995 puso en operación la modificación de uno de sus grupos de 10 MW dotándolo de velocidad variable mediante un generador asíncrono doblemente alimentado para mejorar el aprovechamiento de un salto variable entre 63 y 102 m con un caudal nominal de 12 m³/s.

Por otro lado, para saltos inferiores a 30-35 metros, y caudales superiores a unos 4 m³/s, son de aplicación las turbinas Axiales, campo en el que la velocidad variable permite en determinados casos (ver [1] y [3]) la sustitución de las costosas turbinas Kaplan (por su doble regulación) por turbinas Hélice, mucho más sencillas y económicas, que aún produciendo una cantidad menor de energía, por su menor rendimiento máximo y las pérdidas en el convertidor entre otras razones, pueden resultar índices financieros más favorables.

De la teoría general de máquinas hidráulicas, es conocido que cada uno de los tipos de turbinas indicados cubren un determinado rango de velocidades específicas, tal como muestra el siguiente gráfico:

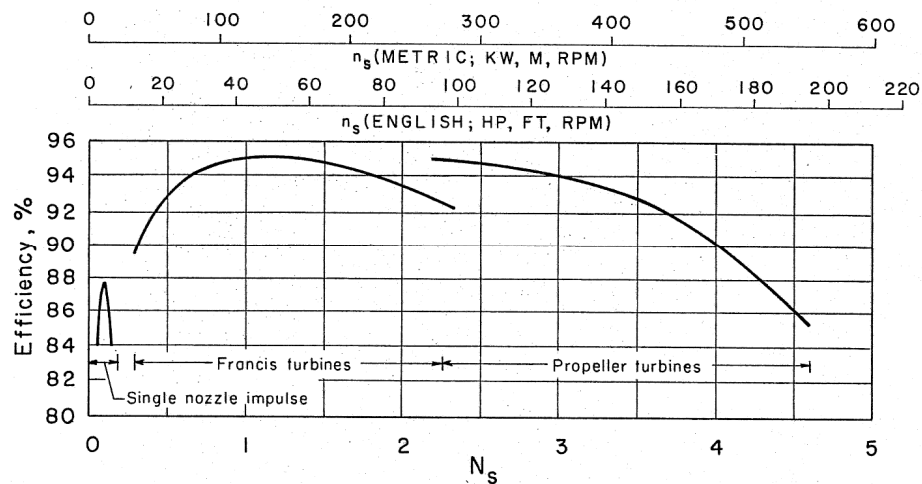


Figura 2. Eficiencia y rango de aplicación de los diferentes tipos de turbinas. Fuente: [3]

Como se verá, la velocidad específica y por tanto el tipo de turbina juega un papel importante en el comportamiento de las máquinas hidráulicas ante la velocidad variable.

3. BREVE CONSIDERACIÓN SOBRE LOS GENERADORES Y LOS CONVERTIDORES DE FRECUENCIA

La velocidad variable aplicada a las turbinas hidráulicas, puede obtenerse mediante la utilización tanto de generadores síncronos como asíncronos, si bien, en las potencias consideradas en “small hydro”, la opción de generador síncrono estándar con un convertidor para la potencia total parece la más adecuada, de acuerdo al esquema siguiente:

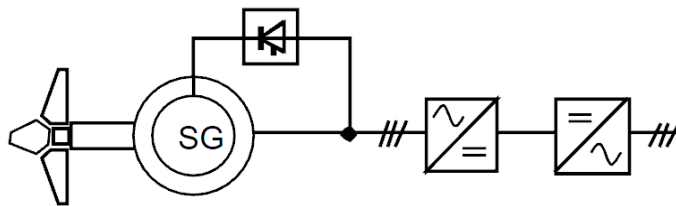


Figura 3. Generador síncrono conectado a un "full-converter". Fuente: [1]

Esta configuración cuenta entre las ventajas, la posibilidad de bypassar el convertidor en determinadas situaciones de operación próximas a las de diseño o en caso de indisponibilidad del mismo.

En grupos de potencia inferior a 1 MW y funcionamiento exclusivo en red son habituales los generadores asíncronos con rotor tipo jaula de ardilla, si bien, también requieren un convertidor de la potencia del generador.

Soluciones con generadores asíncronos de rotor devanado y convertidor para únicamente la potencia del rotor se reservan para grandes grupos, inclu-

yendo las aplicaciones de la velocidad variable a las turbina-bomba de las centrales de bombeo.

Hay que tener en cuenta que los convertidores tienen actualmente eficiencias entorno a 97% que sólo pueden ser compensadas a cargas parciales (o saltos diferentes al nominal) ya que generalmente en el punto de diseño no hay mejora del rendimiento, por lo que el convertidor debe ser bypassado en condiciones próximas a la nominal, si es posible.

4. EFECTO DE LA VELOCIDAD SOBRE EL SALTO Y EL CAUDAL

La referencia [3] analiza entre otras cosas el efecto de la variación de velocidad sobre el salto y sobre el caudal, es decir, como mejora la adaptación de las turbinas a la variación del salto y como mejora la regulación de caudal.

Como se ha indicado, el efecto de la velocidad variable sobre ambas magnitudes depende de manera importante de la velocidad específica.

En concreto se puede indicar, que para velocidades específicas bajas (turbinas Pelton y Francis) la variación de velocidad tiene un efecto importante sobre el salto, mejorando el rendimiento medio en condiciones de fuerte variación del salto, si bien, sobre el caudal (a salto constante) es prácticamente despreciable, pudiendo ser el efecto sobre el caudal inverso para una determinada apertura del distribuidor, tal como muestra la figura siguiente:

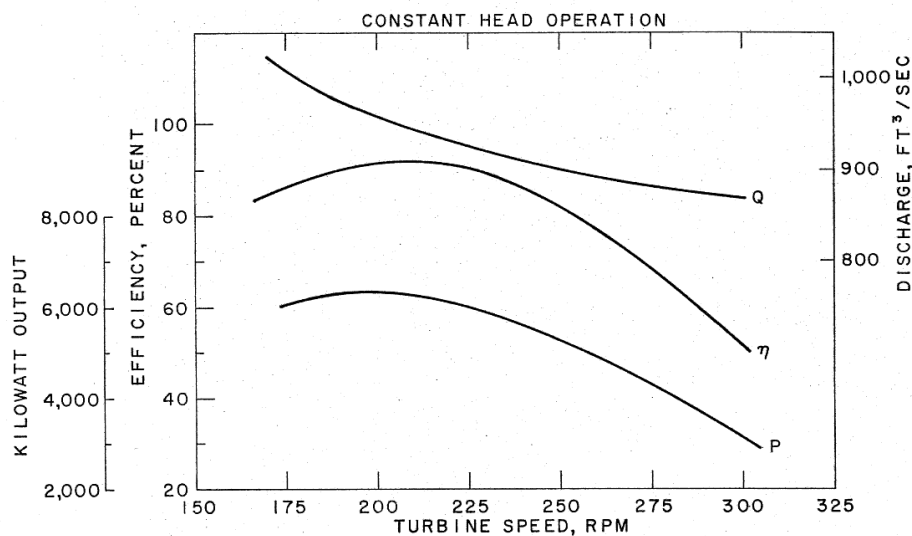


Figura 4. Funcionamiento de una turbina Francis ($ns = 237$) a salto constante y con una apertura fija del distribuidor. Fuente: [3]

Si consideramos la posibilidad de modificar la apertura del distribuidor junto a una velocidad diferente (ver Figura 5), aplicando la semejanza hidráulica a los puntos del diagrama de colina se obtiene que la franja de regulación (caudal con rendimientos superiores a uno dado, η_A) a salto nominal H_B apenas aumenta, tal como muestra el nuevo punto B. Este nuevo punto B con rendimiento η_A se ha obtenido a partir del punto A por traslación siguiendo la parábola de semejanza al aumentar la velocidad en la relación $(H_B/H_A)^{0.5}$ conforme a (1). En consecuencia, la variación de velocidad es poco o nada útil para regular el caudal.

Con velocidades específicas más altas, propias de turbinas axiales, la colina de rendimientos es más inclinada, por lo que la eficiencia para un salto dado aumenta significativamente a ambos lados, tal como se deduciría de una figura similar a la *Figura 5* aplicando el mismo procedimiento. Además, en estas turbinas, la variación del caudal con la velocidad (a salto y apertura constante) es directamente proporcional, tal como se muestra en la *Figura 6*.

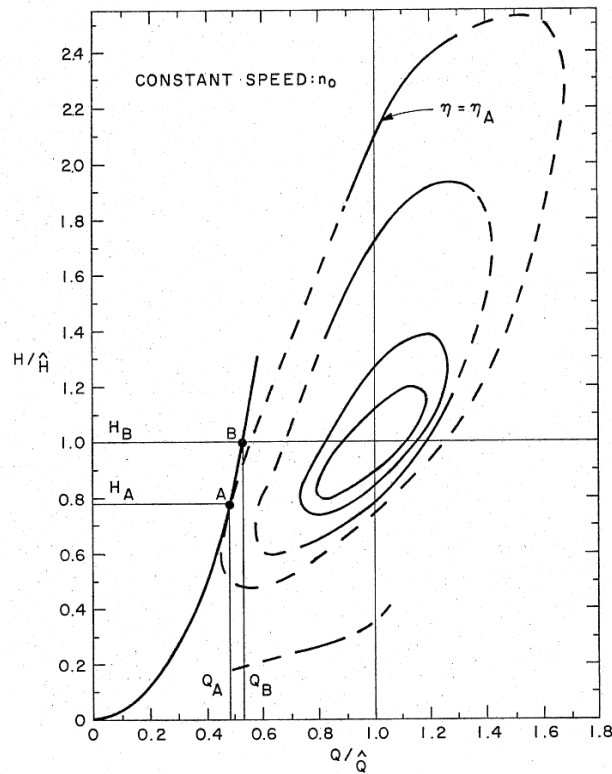


Figura 5. Colina de rendimiento típica de una turbina Francis a velocidad fija y efecto de la variación de velocidad (parábola de semejanza). Fuente: [3]

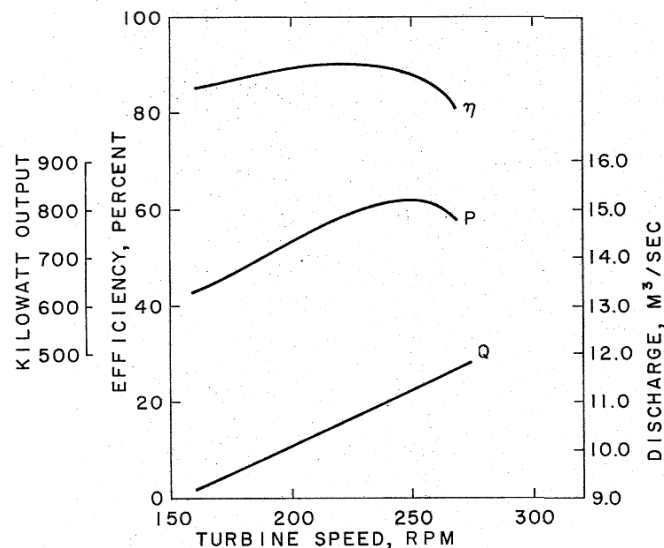


Figura 6. Funcionamiento de una turbina Axial ($ns = 440$) a salto constante y con una apertura fija del distribuidor. Fuente: [3]

Cabe indicar que, de acuerdo a [3], la relación entre la velocidad y el caudal en una turbina Francis se puede modificar aun para un mismo valor de la velocidad específica, modificando la geometría de los álabes, si bien, este hecho tiene poca relevancia en el caso que nos ocupa dado que las turbinas generalmente utilizadas en proyectos de "small hydro" corresponden a diseños estándar cuyo objetivo es reducir los costes de desarrollo aun sacrificando rendimiento, lo que sería contradictorio con la posibilidad de modificar el diseño para otros fines.

En las turbinas Francis, como alternativa a la velocidad variable para mejorar el rendimiento y reducir el mínimo técnico, se puede optar por un diseño con "splitter blades" (ver [9]), consistente en aumentar el número de álabes introduciendo álabes intermedios más cortos tal como muestra la *Figura 7*. Este diseño reduce el mínimo técnico de la turbina y mejora su eficiencia, si bien supone un diseño específico, más oneroso y también incompatible con las turbinas estandarizadas utilizadas en "small hydro".

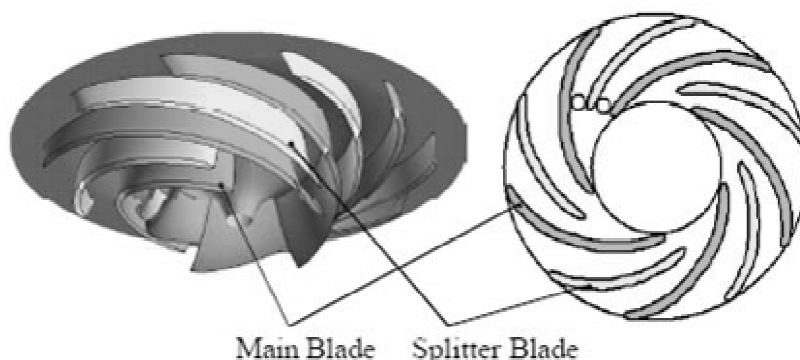


Figura 7. Esquema de rodete con "splitter blades". Fuente: [9]

Una opción viable en toda clase de turbinas Francis con el fin de disminuir el mínimo técnico, reduciendo la cavitación a baja carga, es la inyección de aire comprimido en la descarga del rodete. El funcionamiento de este sistema solo es necesario cuando la turbina opera a bajas cargas, por lo que puede ser de interés si el número de horas a carga reducida (<50%) no es lo suficientemente alto como para justificar un rodete con "splitter blades", o por cuestiones de rentabilidad, vinculadas al tamaño y factor de planta del proyecto, se ha recurrido a un diseño estandarizado del rodete.

Para el caso de las turbinas axiales, en concreto una hélice (palas fijas), la *Figura 8* muestra una colina de rendimientos para el prototipo² en magnitudes reducidas Q_{11} y n_{11} , (según lo indicado en (6) y (7) donde d se ha sustituido por el diámetro seleccionado para la maquina).

² En hidráulica todas las turbinas son prácticamente únicas (según su velocidad específica y diámetro) por lo que se denominan "prototipo" para diferenciar cualquier valor del correspondiente al "modelo" del cual se deriva, y que tiene unas dimensiones adecuadas al banco de ensayos y a las necesidades del mismo.

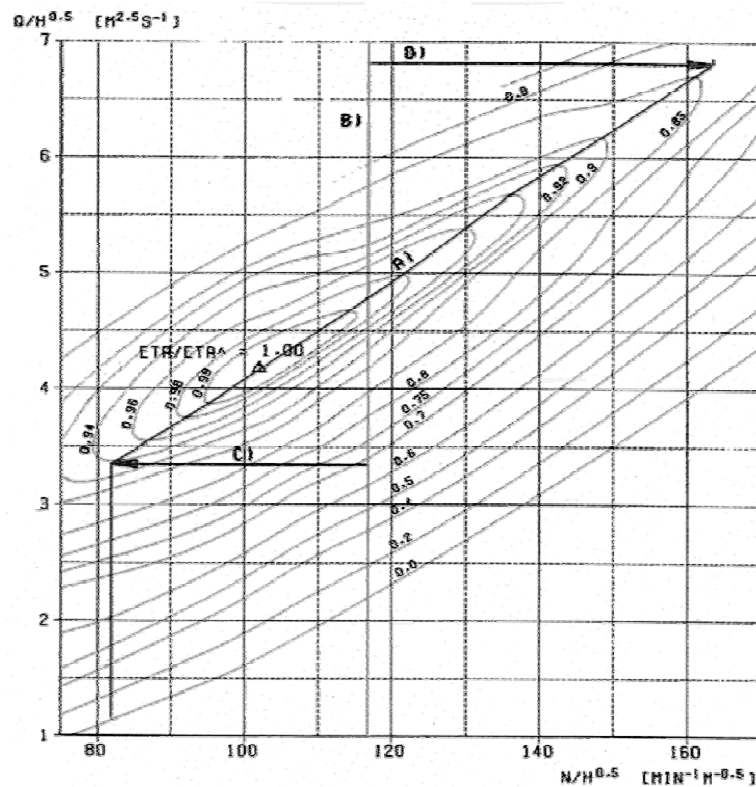


Figura 8. Colina de rendimientos relativos de una turbina hélice en magnitudes reducidas para el estudio de la velocidad variable. Fuente: [1]

En la figura anterior, la línea A) representa la curva de funcionamiento de máxima eficiencia, mientras que la línea vertical B) representa la curva de funcionamiento a salto y velocidad fija ($N/H^{0.5} = 116$ en la figura). Para un salto determinado, ajustando tanto la velocidad como la apertura del distribuidor se consigue mejorar el rendimiento a carga parcial como muestra la flecha C) e incluso se puede disminuir el mínimo técnico. Por otro lado, una velocidad por encima de la nominal permite turbinar caudales mayores que a velocidad fija, incrementándose significativamente el rango de caudales turbinables.

5. RESUMEN

A modo de resumen destacamos las siguientes ideas en lo referente a la aplicación de la velocidad variable a aprovechamientos convencionales de pie de presa:

- La velocidad variable puede ser aplicable tanto a las turbinas Pelton, Francis o Axiales (Kaplan o Hélice) para optimizar la producción hidroeléctrica y/o el resultado financiero (menor inversión y producción próxima), si bien el efecto obtenido no es el mismo para los diferentes tipos, dado que depende de la velocidad específica.
- En las turbinas Pelton y Francis en general mejoramos la adaptación de las mismas a la variación del salto, consiguiendo el máximo rendimiento en una amplia banda de saltos, si bien, apenas mejo-

ramos la regulación de caudal. Por este motivo, en general se establece una relación biunívoca salto-velocidad para estas turbinas.

- En las turbinas Axiales, la variación de velocidad tiene impacto tanto sobre la adaptación a un mayor rango de saltos como sobre la regulación de caudal. Este efecto es especialmente interesante en las turbinas Hélice (palas fijas con o sin distribuidor móvil) dado que permite eliminar sus limitaciones en cuanto a regulación del caudal, pudiendo obtenerse producciones que se aproximan a las de una Kaplan, con una inversión muy inferior.
- Por otro lado, en las turbinas Kaplan el efecto es limitado, dado que disponen de doble regulación, pudiendo la velocidad variable ni siquiera compensar las pérdidas en el convertidor.

En el apartado siguiente se muestran las principales referencias bibliográficas identificadas sobre la velocidad variable en turbinas convencionales (no reversibles), algunas de las cuales han servido de base para la elaboración de este artículo. No se incluyen referencias correspondientes a los aspectos tecnológicos del generador y convertidor para la velocidad variable por ser sumamente amplia y dispersa, salvo la referencia [2] como obra de compendio sobre fundamentos y aplicaciones de los convertidores.

6. REFERENCIAS

[1] EUROPEAN COMMISSION, *Status report on variable speed operation in small hydropower*, Austria, 2000.

[2] BLAZQUEZ, F. y otros, *Variadores de Velocidad. Aplicación en Centrales Eléctricas*, Sección de Publicaciones ETSII, Universidad Politécnica de Madrid, 2013.

[3] FARRELL, C. y otros, *Hydromechanics of variable speed turbines*, St. Anthony Falls Hydraulic laboratory, Department of Natural Resources, State of Minnesota, 1983.

[4] FRAILE-ARDANUY, J. y otros, *Variable-Speed Hydro Generation: Operational Aspects and Control*, IEEE transactions on energy conversion, Vol. 21, No. 2, 2006.

[5] MATAIX, C., *Turbomáquinas hidráulicas*, Universidad Pontificia Comillas, Madrid, 2009.

[6] PÉREZ, J. I., *Adjustable speed operation of a hydropower plant associated to an irrigation reservoir*. Revista "Energy Conversion and Management" vol. 49 (num. 11), 2008.

[7] SANTOLIN, A., *Variable speed Pelton turbine for an efficient exploitation of the reserved flow: an italian case study*. HYDRO 2013. Innsbruck, 2013.

[8] ROBERTS, D. y otros, *Variable speed operation of axial flow turbines*, Revista "Hydropower and dams", 02/1998.

[9] WATANABE, S. y otros, *The Development of Runner with Splitter Blades*, Japan Society of Mechanical Engineering, 2006.