

# Estimación de las curvas características de operación de sistemas de impulsión operando como turbinas a partir de su curva motriz trabajando como bomba

## *Estimation of the characteristic curves of pumped systems working as turbines through their curves operating as pump*

Romero-Marrero, L.<sup>a1</sup>, Pérez-Sánchez, M.<sup>a2</sup> y López-Jiménez, P. A.<sup>a3\*</sup>

<sup>a</sup>Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València. Camino de Vera S/N. 46022 Valencia.  
E-mail: <sup>a1</sup> lauraerm@hotmail.com, <sup>a2</sup> mopesan1@upv.es, <sup>a3</sup> palopez@upv.es

Recibido: 11/08/2017

Aceptado: 13/12/2017

Publicado: 31/01/2018

**Citar como:** Romero-Marrero, L., Pérez-Sánchez, M., López-Jiménez, P. A. 2018. Estimation of the characteristic curves of pumped systems working as turbines through their curves operating as pump. *Ingeniería del agua*, 22(1), 15-26. <https://doi.org/10.4995/ia.2018.7938>

### RESUMEN

El presente trabajo presenta una metodología para seleccionar bombas operando como turbinas en sistemas de recuperación energética en redes de distribución a partir de su curva motriz operando como bomba. A partir de una revisión de los métodos empíricos existentes en este campo, se propone una metodología para estimar de forma empírica el punto de funcionamiento de estas máquinas. La metodología determina el análisis del punto funcionamiento (caudal, altura recuperada y eficiencia), tanto para caudales constantes como variables en el tiempo. En situaciones de caudal variable, la metodología utiliza curvas experimentales, las cuales están definidas por el coeficiente de descarga y de altura. La metodología se ha aplicado a un caso de estudio en Callosa d'en Sarrià (Alicante), en el cual, la bomba operando como turbina con caudales variables, obtiene una energía recuperable de 76884.71 kWh/año. Esta energía representa un 74.21% de la energía que actualmente disipa la válvula reductora instalada.

**Palabras clave** | nexo agua-energía; sistemas de recuperación energética; PATs; eficiencia energética.

### ABSTRACT

*The current research presents a methodology to select pump working as turbines (PAT) in recovery system in water distribution networks using their pump characteristic curve. The methodology is based on the review of the empirical methods that are currently proposed and enables the empiric estimation the operating point of the energy converter. The methodology determines the analysis of the operation point (flow, recovered head and efficiency) both constant and variable flows over time. When the flow changes, the methodology uses experiments curves that are based on characteristic parameters (discharge and head number). This proposal was applied on case study that is located in Callosa d'en Sarrià (Alicante). In the analyzed case, the recovered energy was 76884.71 kWh/year, representing 74.2% of the current energy that is dissipated by the pressure reduction valve.*

**Key words** | water-energy nexus; energy recovery systems; PATs; energy efficiency.

## INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la mejora de la gestión de los sistemas existentes está prevaleciendo sobre el desarrollo de nuevos sistemas de distribución. En este marco, las bombas trabajando como turbinas (por sus siglas en inglés: *PATs*, *pumps working as turbines*) se presentan como una alternativa a la reducción de presión en una red, aportando las ventajas de las válvulas reductoras de presión (reducción de fugas, fundamentalmente), a la vez que aprovechando la altura absorbida del fluido para generar energía renovable, con unos índices de viabilidad económica que las sitúan con periodos de amortización inferiores 5 años (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017). De esta manera se mejora la eficiencia energética del sistema, convirtiendo a la red de distribución, en un sistema multiobjetivo (Choulot, 2010).

Dentro del nexo agua-energía, la decisión de variar la gestión de un sistema de distribución, considerando la posibilidad de instalar sistemas de recuperación energética, incrementa la sostenibilidad del mismo ya que mejora los parámetros energéticos (los cuales están incluidos dentro de parámetros medioambientales) así como los económicos, que tienen una repercusión en el coste final al usuario (Corominas, 2010). Por tanto, disponer de herramientas (*i.e.*, metodologías, métodos, software, entre otros) que posibiliten el análisis de una red de distribución, la cual contenga uno o varios sistemas de recuperación, mejora la toma de decisiones sobre la viabilidad de la implantación de la bomba funcionando como turbina. En el caso concreto de la instalación de estos convertidores de energía, el análisis debe llevarse a cabo desde dos puntos de vista diferentes. Por un lado, el análisis debe determinar si la reducción de presión llevada a cabo es suficiente para evitar problemas mecánicos del conjunto de elementos de la red, así como reducir las fugas de la red a umbrales donde el rendimiento hidráulico del sistema no se vea penalizado (Cabrera *et al.*, 2014). Por otro lado, la modelización debe ser capaz de estimar de la forma más aproximada, el valor de la energía recuperada al instalar el sistema de recuperación. En el trabajo descrito por Pérez-Sánchez *et al.* (2017a) se propuso un balance energético discretizado temporalmente en redes distribución presurizadas, en el cual, la energía total, la energía disipada por fricción, la energía requerida para el suministro, la energía teóricamente recuperable y la energía no recuperable eran determinadas. Esta discretización temporal permite conocer, además los puntos de operación (caudal,  $Q$ , y altura recuperable,  $H$ ) en función del tiempo.

El cumplimiento de ambos objetivos anteriormente citados (reducción de presión y energía recuperada), requiere del conocimiento de los puntos de operación de la máquina hidráulica funcionando en su modo como turbina. Lamentablemente, a día de hoy, el acceso a las curvas características de *PATs* en catálogos comerciales no es fácil, como es el caso de las curvas de las mismas máquinas, operando como bombas (Pérez-Sánchez, 2017). Este hecho dificulta el desarrollo de estudios energéticos contemplando la instalación de estas máquinas en los sistemas, máxime si el caudal es variable en la línea donde quiere instalarse la máquina.

El presente trabajo presenta una metodología que tiene como objetivo estimar las curvas características de operación de una *PAT*, cuando los pares de datos (caudal y altura disipada) son conocidos. Estos puntos son obtenidos en la ubicación de la red donde está instalada la válvula reductora de presión, la cual se desea sustituir. La metodología es aplicada a un caso de estudio localizado en Callosa d'en Sarrià (Alicante).

## MATERIAL Y MÉTODOS

### Determinación de curvas de operación en *PATs*

El hecho que actualmente no se encuentren fácilmente las curvas de operación de las bombas funcionando como turbinas obliga a que tenga que determinarse de forma teórica, en el caso que se quieran realizar estudios energéticos para implementar sistemas de recuperación y mejorar la eficiencia energética en la distribución. Estos métodos pueden ser analíticos y empíricos. Los métodos empíricos están basados en coeficientes con base experimental, los cuales han sido propuesto por diferentes autores.

#### Revisión de métodos empíricos

Diferentes autores han publicados distintos métodos, en los cuales el punto de operación de la bomba en modo turbina es determinado a partir los puntos óptimos de funcionamiento (en inglés, *Best Efficiency Point*, *BEP*) (Morabito *et al.*, 2016). Estos autores determinan la relación entre el modo bomba y turbina a partir de la estimación de los coeficientes de caudal ( $K_Q$ ), altura ( $K_H$ ) y rendimiento ( $K_\eta$ ) a través de las ecuaciones (1) a (3) respectivamente.

$$Q = K_Q Q_{BEP} \quad (1)$$

$$H = K_H H_{BEP} \quad (2)$$

$$\eta = K_\eta \eta_{BEP} \quad (3)$$

donde  $Q$  es el caudal estimado para el punto óptimo de operación en modo turbina en  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $H$  es la altura recuperada por la máquina hidráulica operando en modo turbina en el punto óptimo de operación en mca, es el rendimiento de la máquina operando en modo turbina, es el punto óptimo de funcionamiento de la máquina operando en modo bomba en  $\text{m}^3/\text{s}$ , es la altura aportada por la máquina hidráulica operando en modo bomba en mca, es el rendimiento óptimo de funcionamiento ( $BEP$ ) de la máquina operando en modo bomba.

En el caso concreto de que los coeficientes se determinen mediante la velocidad específica de la bomba, cada uno de los autores establecidos en este apartado en la Tabla 1 (expresiones propuestas de ID9 a ID12), proponen las expresiones empíricas para determinar la velocidad específica de la bomba a partir de los valores del punto óptimo de funcionamiento. Complementariamente, la Tabla 2 permite obtener la velocidad específica en modo bomba ( $N_{sp}$ ) para los métodos recogidos en la Tabla 1, los cuales utilizan este parámetro característico de la máquina como parámetro de cálculo de los coeficientes empíricos de caudal, altura y/o rendimiento.

**Tabla 1** | Revisión de métodos empíricos.

ID	Author	$K_Q$	$K_H$	$K_\eta$
1	Stephanoff (Stepanoff, 1957)	$\frac{1}{\sqrt{\eta_{BEP}}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	1
2	Mc. Claskey (Ortiz Flórez & Abella Jiménez, 2008)	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	1
3	Alatorre-Frenk (Alatorre-Frenk & Thomas, 1990)	$\frac{0.85\eta_{BEP}^5 + 0.385}{2\eta_{BEP}^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85\eta_{BEP}^5 + 0.385}$	$1 - \frac{0.03}{\eta_{BEP}}$
4	Sharma-Williams (Williams, 1994)	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{1.2}}$	1
5	MICI (Krivchenko <i>et al.</i> , 1990)	0.9-1.0	1.56-1.78	0.75-0.80
6	Yang <i>et al.</i> (Yang <i>et al.</i> , 2012)	$\frac{1.2}{\eta_{BEP}^{0.55}}$	$\frac{1.2}{\eta_{BEP}^{1.1}}$	-
7	Hancock (Hancock, 1963)	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{1}{\eta}$	-
8	Schmiedl (Schmiedl, 1988)	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2}$	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}}$	-
9	Mijailov (Mijailov, 1989)	$0.078N_{sp} + 3.292$	$0.078N_{sp} + 3.112$	$0.0014N_{sp} + 0.96$
10	Audisio (Audisio, 2002)	$1.21\eta_{BEP}^{-0.25}$	$1.21\eta_{BEP}^{-0.8} [1 + (0.6 + \ln N_{sp})^2]^{0.3}$	$0.95\eta_{BEP}^{0.7} [1 + (0.5 + \ln N_{sp})^2]^{-0.25}$
11	Carvalho (Carvalho, 2012)	$5 \cdot 10^{-5} N_{sp} - 0.0114 N_{sp}^2 + 1.2246$	$-2 \cdot 10^{-5} N_{sp}^2 + 0.0214 N_{sp}^2 + 0.7688$	-
12	Nautiyal (Nautiyal <i>et al.</i> , 2011)	$30.303 \left[ \frac{(\eta_{BEP} - 0.212)}{\ln(N_{sp})} \right] - 3.424$	$41.667 \left[ \frac{(\eta_{BEP} - 0.212)}{\ln(N_{sp})} \right] - 5.042$	-
13	Grover (Grover, 1980)	$2.379 - 0.0264 N_{st}$	$2.693 - 0.0229 N_{st}$	-
14	Hergt (Lewinsky-Keslitz 1987)	$1.3 - \frac{1.6}{N_{st}^{-5}}$	$1.3 - \frac{6}{N_{st}^{-3}}$	-

El objeto de la investigación no es diferenciar entre los múltiples métodos empíricos existentes, sino proponer una metodología de trabajo para obtener una curva  $Q-H$  para un rango de caudales de una máquina hidráulica operando como turbina. Sin embargo, cabe destacar que, numerosos autores (e.g., Nautiyal *et al.*, 2010; Pugliese *et al.*, 2016) han desarrollado trabajos experimentales, los cuales, han utilizado alguno de los métodos presentados anteriormente y han mostrado que el uso de éstos, puede presentar desviaciones respecto al punto real que llegan superiores al 20%. De entre todos ellos, el más utilizado es el Método Sharma-Williams, debido a que únicamente necesita el rendimiento óptimo de la máquina operando como bomba, por su sencillez de aplicación y el que en la mayoría de los casos presenta los resultados con un menor error de predicción frente al resto de métodos.

**Tabla 2** | Expresiones para determinar la velocidad específica de la máquina a partir del punto óptimo de funcionamiento ( $BEP$ ).

Autor	$N_{sp}$
Mijailov (Mijailov, 1989)	$\frac{N_{BEP}(rpm)\sqrt{Q_{BEP}\left(\frac{m^3}{s}\right)}}{H_{BEP}(m)^{0.75}}$
Audisio (Audisio, 2002)	$\frac{N_{BEP}(rpm)\sqrt{Q_{BEP}\left(\frac{l}{s}\right)}}{1673H_{BEP}(m)^{0.75}}$
Carvalho (Carvalho, 2012)	$\frac{10^3 N_{BEP}(rps)\sqrt{Q_{BEP}\left(\frac{m^3}{s}\right)}}{H_{BEP}(m)^{0.75}}$
Nautiyal (Nautiyal <i>et al.</i> , 2011)	$\frac{N_{BEP}(rps)\sqrt{Q_{BEP}\left(\frac{m^3}{s}\right)}}{H_{BEP}(m)^{0.75}}$

## Metodología propuesta

El diagrama de flujo presentado en la Figura 1 describe la metodología propuesta que permite determinar la energía recuperada en un sistema a través de la selección de una bomba operando como turbina. La metodología está establecida en 5 fases diferentes y necesita de hasta 4 entradas de datos o hipótesis para poder ser aplicada.

1. Considerando una eficiencia igual a 0.70 (Entrada 1), así como el valor de caudal y altura teórica recuperable (Entrada 2), se determinan los valores de  $Q_{BEP}$ ,  $H_{BEP}$  y  $\eta_{BEP}$  (Salida 1) a partir del método empírico empleado. No obstante, pueden utilizarse diferentes métodos empíricos para analizar la variabilidad de los valores de caudal y altura de la bomba a seleccionar.
2. *Selección de máquina hidráulica.* Conocidos los valores empíricos (Salida 1), y mediante el uso de un catálogo de bombas, se selecciona una máquina hidráulica que se ajuste a los valores determinados. Una vez seleccionada, se determina  $Q_{BEP}$ ,  $H_{BEP}$  y  $N_{SP}$  para la bomba seleccionada. Si la eficiencia de trabajo de la máquina no es igual o próxima a 0.70, el proceso vuelve al paso anterior (Paso 1), y con la eficiencia obtenida se determina nuevamente los valores de  $Q_{BEP}$ ,  $H_{BEP}$  y  $\eta_{BEP}$ .
3. *Determinación de la velocidad específica en modo turbina.* Una vez las eficiencias son coincidentes, se determina la velocidad específica de la máquina hidráulica en modo turbina ( $N_{ST}$ ). En este caso si el caudal y altura recuperada no varía en el tiempo, los valores de caudal  $Q_T$ ,  $H_T$  y  $\eta_T$  determinados en el paso 1, son correctos, pudiéndose determinar la potencia de la máquina ( $P$ ), así como la energía recuperada (Paso 5). En caso contrario, cuando los caudales varían con el tiempo, la metodología estima la curva caudal-altura (Paso 4). La velocidad específica de la máquina hidráulica operando en modo turbina, puede determinarse mediante la ecuación (4):

$$N_{st} = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (4)$$

4. *Determinación de las curvas  $Q-H$  y  $Q-\eta$  para modo turbina.* Para ello, la metodología usa curvas experimentales de máquinas operando como turbinas obtenidas mediante ensayos experimentales, las cuales están discretizadas en función de la velocidad específica y definen las curvas características de la  $PAT$  a partir de los parámetros característicos de descarga ( $\varphi$ ) y altura ( $\psi$ ) (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017) y vienen definidos por las expresiones (5) y (6) respectivamente.

$$\varphi = \frac{Q}{ND^3} \tag{5}$$

$$\psi = \frac{gH}{N^2 D^2} \tag{6}$$

donde  $Q$  es el caudal turbinado en  $m^3/s$ ,  $H$  es la altura recuperada en mca,  $N$  es la velocidad de rotación en rps y  $D$  es el diámetro del rodete en m.

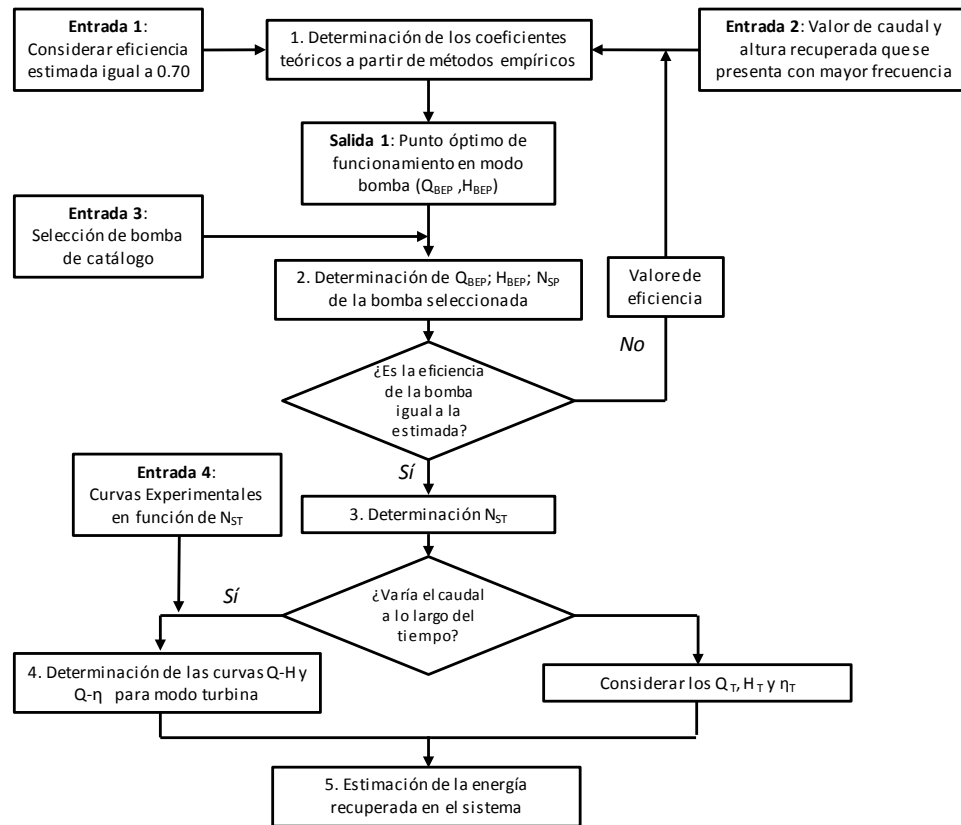


Figura 1 | Metodología Propuesta.

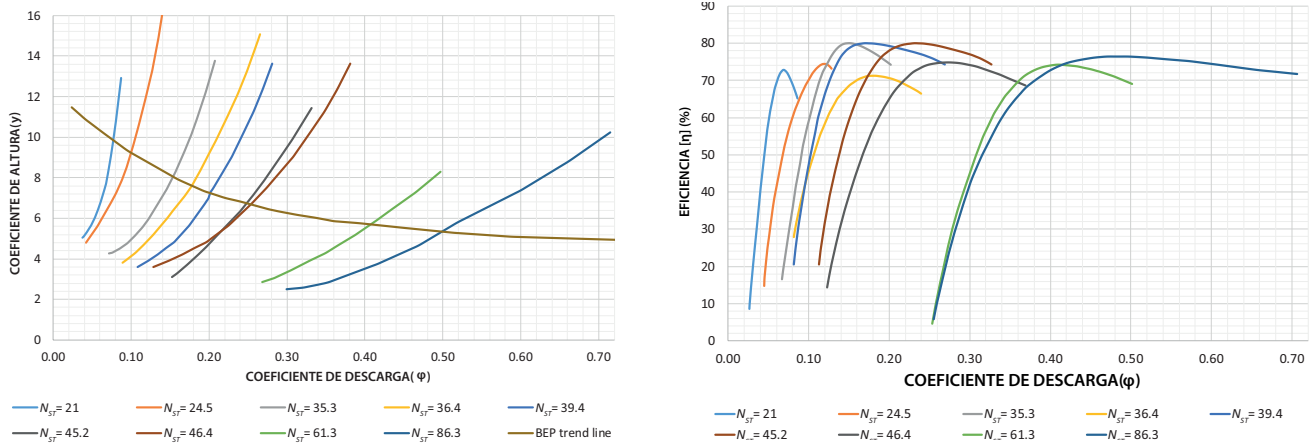


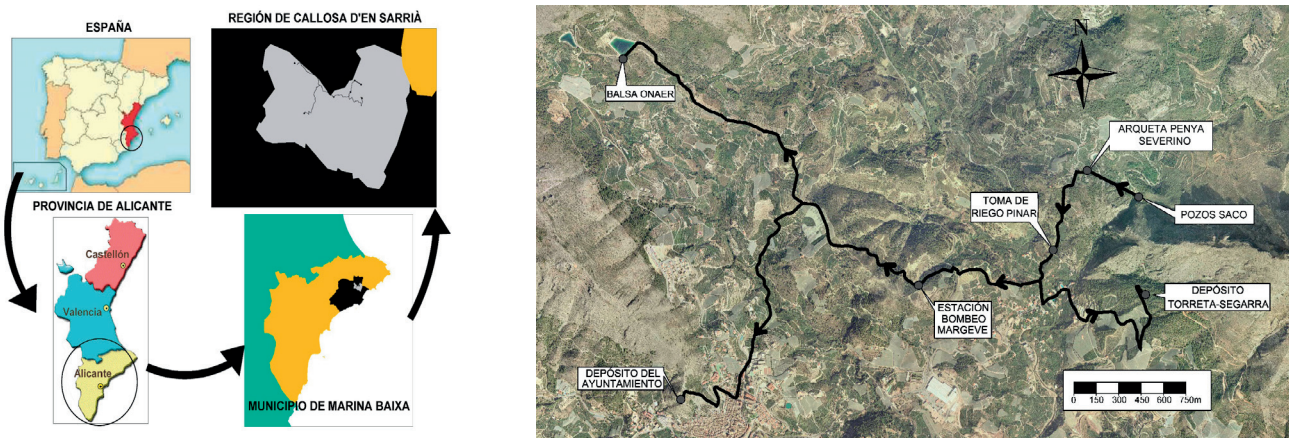
Figura 2 | Curvas experimentales en función del coeficiente de descarga y altura (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017).

El uso de estas curvas permite obtener la curva  $Q-H$  y  $Q-\eta$  para cada una de las máquinas hidráulicas a considerar, pudiendo obtener los valores de altura recuperada y eficiencia para cada caudal considerado en función del tiempo.

5. *Determinación de la energía recuperada.* Conocidos el caudal, altura recuperada y eficiencia se determina el valor de energía recuperada por la máquina.

## Caso de Estudio

El caso de estudio presentado en este trabajo está localizado en Callosa d'en Sarrià (Alicante), tal y como muestra la Figura 3 (izquierda). El sistema hidráulico se corresponde con un sistema presurizado, el cual obtiene el recurso hídrico de pozos, denominados 'Torreta' y 'Sacos' (Figura 3, derecha). Desde aquí, los caudales son distribuidos por un sistema presurizado a diferentes depósitos y balsas para su posterior uso en abastecimiento y riego, excepto en un caso, 'Toma de Riego Pinar', en el cual el agua es descargada a la atmósfera mediante una válvula reductora a presión y es transportada en lámina libre por acequia.



**Figura 3 |** Caso de estudio (Izda.). Sistema de distribución (Dcha.).

En el trabajo descrito por Romero *et al.* (2017), los autores analizaron energéticamente el sistema actual de funcionamiento, proponiendo un nuevo sistema de explotación que redujese el consumo energético y por tanto, incrementándose la eficiencia energética del mismo. Entre las mejoras propuestas, definieron la posibilidad de instalar una bomba trabajando como turbina en la 'Toma de Riego Pinar', para sustituir la válvula reductora de presión que actualmente hay instalada. El análisis de esta mejora energética es el contenido de dicha instalación.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Selección de máquina

#### Determinación de caudales y alturas recuperadas

En el trabajo descrito por Romero *et al.* (2017) se analizó la distribución de caudales temporales y alturas recuperada en el nuevo sistema de explotación mediante la modelización del sistema en Epanet (Rossman, 2000) obteniendo los puntos de operación de la válvula reguladora de presión (caudal y altura), la cual se sustituirá por una bomba trabajando como turbina. Estos valores de caudal y altura son mostrados en la Figura 4.

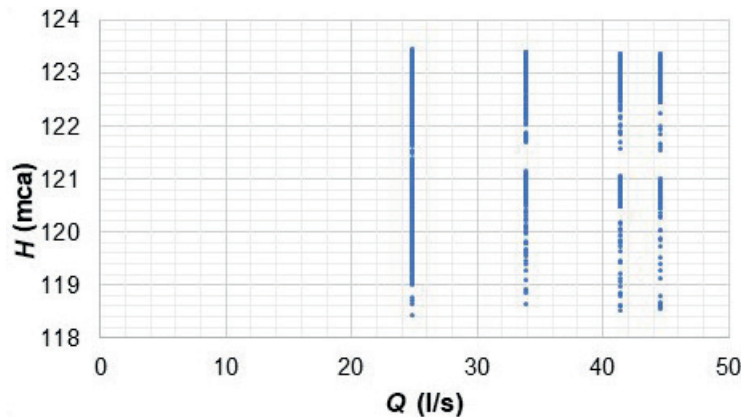


Figura 4 | Puntos de operación de la PAT.

La válvula reductora de presión opera en cuatro valores de caudal diferentes: 25, 34, 41.56 y 44.76 l/s. Cada uno de estos valores de caudal, presenta un amplio rango de alturas disipadas, los cuales se corresponden con la altura teórica recuperable por la máquina hidráulica a instalar. Estos rangos de altura oscilan entre 118 y 124 mca (Figura 4). Para poder elegir el punto de operación que presenta una mayor frecuencia de funcionamiento, se evaluó la frecuencia con la cual sucede cada altura recuperable a lo largo del año. Esta distribución de frecuencias se muestra en la Figura 5.

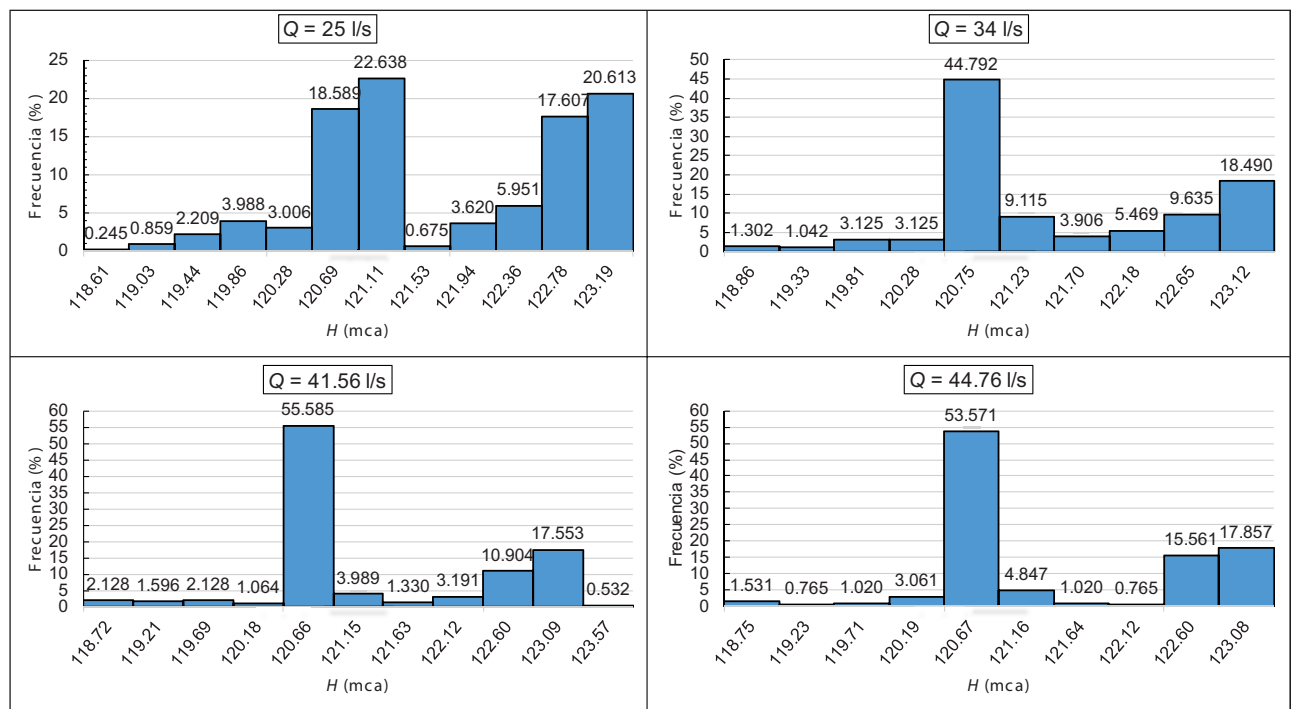


Figura 5 | Análisis de frecuencias de altura recuperadas en función del caudal a lo largo del año.

Teniendo en cuenta los histogramas de frecuencia de la figura anterior, se estiman un total de 7 posibles puntos de operación distintos. El objetivo de fijar un punto operación, es seleccionar la máquina de acuerdo al punto de funcionamiento que presente una mayor frecuencia de repetición durante el funcionamiento del sistema. Cuando el caudal igual a 25 l/s se eligen las alturas: 120.69, 121.11, 122.78 y 123.19 mca. Estas alturas muestran una frecuencia de repetición del 18.60, 22.64, 17.61 y 20.61%, respectivamente. Para el caudal de 34 l/s, se selecciona la altura de 120.75 mca, la cual presenta una frecuencia del 44.79%. Si el

caudal es 41.56 l/s, la altura se corresponde con 120.66 mca, un 55.59% de frecuencia de aparición. Finalmente, para un caudal de 44.76 l/s, con una frecuencia del 53.57%, la altura es 120.67 mca. Estos valores de caudal y altura se corresponden con la entrada de datos 2 de la metodología propuesta.

## Selección de máquina operando como turbina

Conocidos los puntos teóricos de funcionamiento de la máquina hidráulica en modo turbina (Entrada 2) y supuesta una eficiencia de 0.7 (Entrada 1), se determinan los coeficientes empíricos obtenidos a partir de los métodos empíricos propuestos en la Tabla 1 (Paso 1 de la metodología propuesta). En la Tabla 3 se muestran los valores obtenidos cuando se determinan a partir de la eficiencia en el punto óptimo de la bomba. Se han tomado los métodos más usados, de los cuales, el más extendido es el método de Sharman (ID 4) (Nautiyal *et al.*, 2010).

**Tabla 3** | Coeficientes empíricos determinados a partir de los métodos empíricos.

ID	Denomination	$K_Q$	$K_H$	$K_\eta$
1	Stephanoff	1.195	1.429	1.000
2	Mc.Claskey	1.429	1.429	1.000
3	Alatorre-Frenk	1.937	1.894	0.95
4	Sharma-Williams	1.330	1.534	1.000
6	Yang	1.460	1.777	-

Estimados los coeficientes empíricos, los puntos empíricos de operación en el punto de funcionamiento óptimo son determinados para los 7 puntos teóricos definidos anteriormente. La determinación de los valores obtenidos se muestra en la Tabla 4.

**Tabla 4** | Coeficientes empíricos determinados a partir de los métodos empíricos.

Puntos teóricos de operación		Stephanoff (ID1)		Mc.Claskey (ID2)		Alatorre-Frenk (ID3)		Sharma-Williams (ID4)		Yang (ID6)	
$Q$ (l/s)	$H$ (m)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)	$Q_{BEP}$ (l/s)	$H_{BEP}$ (m)
25	120.69	20.92	84.48	17.50	84.48	12.91	63.69	18.79	78.67	17.12	67.94
25	121.11	20.92	84.78	17.50	84.78	12.91	63.93	18.79	78.94	17.12	68.17
25	122.78	20.92	85.94	17.50	85.94	12.91	64.81	18.79	80.03	17.12	69.11
25	123.19	20.92	86.23	17.50	86.23	12.91	65.03	18.79	80.30	17.12	69.34
34	120.75	28.45	84.53	23.80	84.53	17.55	63.74	25.56	78.71	23.29	67.97
41.56	120.66	34.77	84.46	29.09	84.46	21.46	63.69	31.24	78.65	28.46	67.92
44.76	120.67	37.45	84.47	31.33	84.47	23.11	63.70	33.65	78.66	30.66	67.93

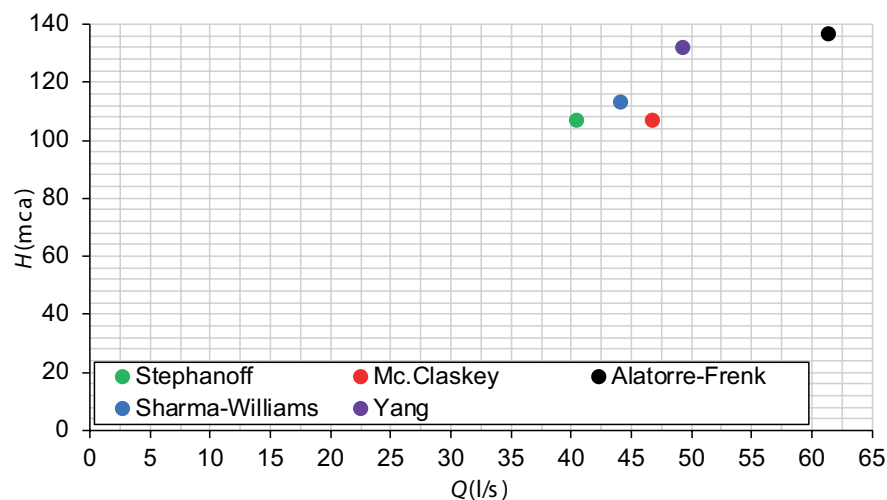
Analizando la tabla anterior, el valor de caudal se corresponde con 12.91 l/s y 63.71 mca, mientras que el máximo valor se obtiene para un caudal de 37.45 l/s y una altura de 84.47 mca. Los valores de altura mínima y máxima se corresponden con 63.69 y 86.23 mca. Conocidos estos valores se puede seleccionar la máquina necesaria mediante el empleo de un catálogo comercial (Bombas Ideal, 2017). Los valores de las posibles series son: 40-26h, 50-26h y 65-26h. La última serie (65-26h) es la seleccionada como consecuencia de que presenta unos mejores rendimientos. Concretamente, se selecciona el modelo 65-26/70. Para esta curva, el punto de máxima eficiencia se corresponde con 35 l/s, 80 mca y 75% de rendimiento, con un diámetro del rodete de 250 mm. Como la eficiencia es diferente a 0.7 (la cual fue supuesta inicialmente), los valores de los coeficientes son recalculados. La Tabla 5 muestra los valores obtenidos suponiendo un coeficiente de eficiencia de 0.75.



**Tabla 5** | Coeficientes empíricos recalculados a partir de los métodos empíricos.

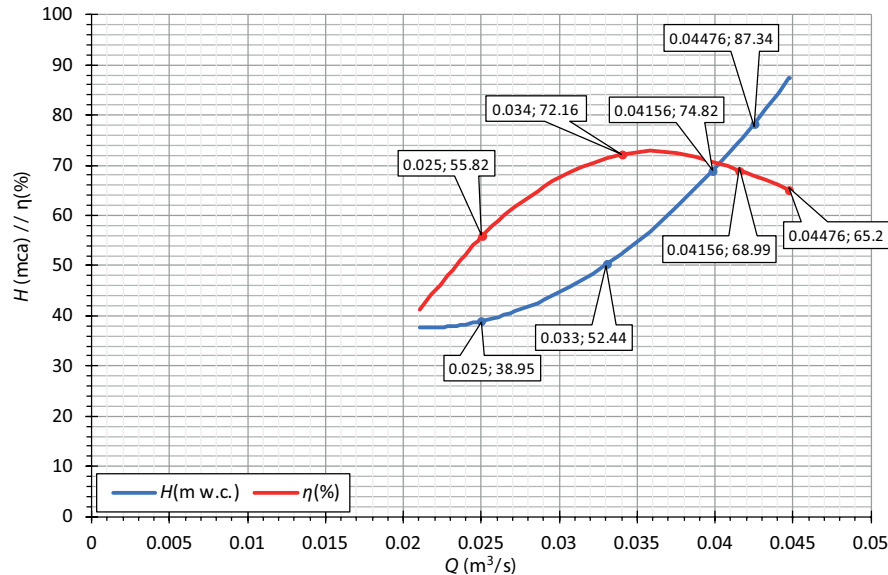
ID	Denomination	$K_Q$	$K_H$	$K_\eta$
1	Stephanoff	1.155	1.333	1.000
2	Mc.Claskey	1.333	1.333	1.000
3	Alatorre-Frenk	1.751	1.704	0.96
4	Sharma-Williams	1.259	1.412	1.000
6	Yang	1.406	1.647	-

Usando los coeficientes anteriores (Tabla 5) y conociendo los puntos de funcionamiento óptimo de la bomba operando como bomba, los puntos de la bomba trabajando con la turbina pueden ser determinados, tal y como muestra la Figura 6. En la figura se observa la dispersión de resultados en función del método empírico seleccionado, siendo el método de Stephanoff el que menor valor de caudal y altura aporta y el método de Alatorre-Frenk, aquel que presenta unos mayores valores de caudal y altura. El uso de estos métodos muestra la gran variabilidad obtenida en la predicción del punto de funcionamiento de la misma máquina operando como turbina, donde el caudal varía de 41 a 62 l/s (aproximadamente un 50%), mientras que la altura varía de 110 a 138 mca (aproximadamente 25%). Los resultados obtenidos muestran la gran variabilidad en función del método empleado.

**Figura 6** | Caudal y Altura turbinada por la PAT en modo turbina, en función del método experimental.

Una vez mostrados los puntos de operación empíricos para cada uno de los métodos empíricos utilizados, la velocidad específica de la bomba en modo turbina puede determinarse mediante la ecuación (4). El valor de la velocidad específica es 18.87 rpm cuando el método de Stephanoff es aplicado, 17.56 rpm para el método de McClaskey, 15.33 rpm cuando el método Alatorre-Frenk es usado, 18.08 rpm para el método de Sharma-Williams y 17.11 rpm cuando el método de Yang es aplicado.

Una vez determinado el número específico, como la PAT debe operar a caudal variable para operar en los diferentes puntos mostrados en la Figura 4, las curvas características de la máquina en función del caudal son determinadas (Paso 5, Figura 1). Por tanto, teniendo en cuenta la velocidad específica estimada anteriormente y usando las curvas presentadas en la Figura 2, se elige una velocidad específica igual a 21 rpm, no realizando interpolación entre curvas. Considerando las ecuaciones (5) y (6) que definen los coeficientes de descarga y altura respectivamente, puede obtenerse la curva  $Q-H$  y  $Q-\eta$  para una velocidad de rotación de 2000 rpm. Estas curvas están representadas en la Figura 7, la cual muestra los cuatro puntos de operación estimados de la máquina funcionando como turbina, considerando el caudal circulante.



**Figura 7** |  $Q$ - $H$  y  $Q$ - $\eta$  para una velocidad de rotación de 2000 rpm y puntos de operación de la máquina en función del caudal circulante.

Finalmente, conocida las curvas características, se determina la energía recuperada, una vez son conocidos los valores de caudal, altura y eficiencia de la máquina y considerando el tiempo de operación en cada caso, el cual es determinado haciendo uso del modelo desarrollado en *EPANET*. Estos resultados son mostrados en la Tabla 6 para cada uno de los puntos de operación.

**Tabla 6** | Coeficientes empíricos recalculados a partir de los métodos empíricos.

$Q$ (l/s)	$H$ (mca)	$\eta$ (%)	P (kW)	Horas/año	E (kWh/año)
25.00	38.95	55.82	17.11	1630	27 896.21
34.00	52.44	72.16	24.24	384	9 307.09
41.56	74.82	68.99	44.22	376	16 625.16
44.76	87.34	65.20	58.82	392	23 056.26
TOTAL				2782	76 884.71

La energía total recuperada es 76887.71 kWh/año, con un tiempo de total de operación de 2782 horas al año. De esta energía, 27896.21 kWh/año (18.60%) se corresponden cuando se turbinan 25 l/s. Este caudal es demandado en un 58.59% de horas al año. Cuando se turbinan 34 l/s (tiene una frecuencia 4.38%), el valor de la energía producida es 9307.09 kWh/año representando un 12.10% de la energía recuperada. Cuando se considera el valor de caudal de 41.56 l/s (4.29% de frecuencia anual), la energía recuperada es igual a 16625.16 kWh/año, cuyo valor representa un 21.62% de la energía recuperada. Finalmente, si el caudal turbinado es 44.46 l/s, el cual tiene una frecuencia anual del 4.47%, la energía recuperada total es 23056.26 kWh/año (29.99%).

## CONCLUSIONES

En la revisión realizada, se han recopilado 20 métodos empíricos definidos por diferentes expresiones, los cuales están basados en: (i) la eficiencia de la turbina en el punto de funcionamiento óptimo, (ii) eficiencia de la turbina y de la bomba en el punto de funcionamiento óptimo, (iii) velocidad específica en modo bomba, (iv) velocidad específica en modo turbina y (v) eficiencia de la bomba en el punto óptimo (*BEP*, best efficiency point) de la máquina hidráulica operando en modo bomba. El

método más empleado es el denominado Método de Sharma (Himanshu y Varum, 2010), el cual pertenece al último grupo. Si bien la enumeración alcanza la veintena de métodos, únicamente se han usado seis de ellos, los cuales son los más utilizados dentro de la caracterización de bombas trabajando como turbinas. Su mayor uso se fundamenta no solo por su mayor o menor aproximación al determinar el punto óptimo de operación, sino que la determinación de los coeficientes ( $K_Q$ ,  $K_H$ ,  $K_\eta$ ) está basada en los parámetros óptimos de funcionamiento en modo bomba, los cuales están disponibles en los catálogos comerciales. No obstante, la metodología planteada en el presente documento puede ser utilizada con cualquiera de los métodos empíricos enumerados en la Tabla 1 o de otro tipo. El hecho de utilizar métodos que no consideren el punto óptimo de funcionamiento de la bomba, implica que las fases 1 y 2 puedan omitirse, continuando con fases posteriores.

Tras la revisión realizada de métodos empíricos, se propone como novedad una metodología para seleccionar una bomba operando como turbina y definir sus curvas características, a partir de dichos métodos y basada en una recopilación de curvas experimentales, definidas por el coeficiente de descarga y coeficiente de altura en función de la velocidad específica de la máquina. La metodología planteada ha mostrado unos resultados satisfactorios a la hora de definir las curvas características en su rango de operación. El conocimiento de la curva motriz, así como su rendimiento en función del caudal, permite mejorar las estimaciones de análisis de mejora energética en los sistemas de distribución que planteen la inclusión de *PATs*, mediante la introducción de las curvas características estimadas en las herramientas de modelización (e.g., Epanet). Además, el conocimiento de la curva característica en función del caudal, posibilita el análisis de la reducción de presión establecida en la red, la cual estará directamente relacionada con la reducción de fugas y, por tanto, con la mejora de la eficiencia hidráulica.

Esta metodología ha sido aplicada en un caso de estudio real en un sistema de distribución presurizado destinado a abastecimiento y riego, proponiendo la sustitución de una válvula reductora de presión (cuya energía disipada era de 103710 kWh/año) por una *PAT*, estimando una energía recuperable por la *PAT* de 76884.71 kWh/año, cuando se tiene en cuenta sus curvas características. El análisis del caso de estudio y la selección final de la máquina ponen de manifiesto la aplicabilidad de dicha metodología para su inclusión en los estudios energéticos de los sistemas de distribución presurizados que actualmente se están desarrollando para incrementar la eficiencia energética.

---

## REFERENCIAS

- Alatorre-Frenk, C., Thomas, T.H. 1990. The pumps-as-turbines approach to small hydropower. World Congress on Renewable Energy, *Proceedings of the 1st World Renewable Energy Congress*. Pergamon Press, 5, 2914-8.
- Audisio, O. 2002. Bombas Utilizadas Como Turbinas. Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HI.). Universidad Nacional del Comahue. Disponible en: [http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib\\_arch.pdf](http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf) [Último acceso: enero de 2018].
- Bombas Ideal, 2017. Catálogo Comercial. <http://www.bombasideal.com/>
- Cabrera, E., Cobacho, R., Soriano, J. 2014. Towards an Energy Labelling of Pressurized Water Networks. *Procedia Engineering*, 70, 209-217. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.024>
- Carvalho, N. 2012. Bombas de fluxo operando como turbina. Por que usá- las? Seção de Artigos Técnicos. *PCH Notícias & SPH News*. Disponible en: <http://cerpch.unifei.edu.br/wp-content/uploads/revistas/revista-12.pdf> [Último acceso: enero de 2018].
- Choulot, A. 2010. Energy recovery in existing infrastructures with small hydropower plants. FP6 Project Shapes (work package 5- WP5), European Directorate for Transport and Energy.
- Corominas, J. 2010. Agua y Energía en el riego en la época de la sostenibilidad. *Ingeniería del Agua*, 17(3), 219-233. <https://doi.org/10.4995/ia.2010.2977>
- Hancock, J.W. 1963. Centrifugal pump or water turbine. *Pipe Line News*, 6, 25-27.
- Krivchenko, G.I., Berlin, V.V., Muraviob., O.A., Natarius, E.M. 1990. *Recomendaciones para la utilización de bombas como turbinas* (en ruso). Moscú: Ed Infoenergo, 21 p.

- Lewinsky-Keslitz H-P. 1987. Pumpen als Turbinen für Kleinkraftwerke. *Wasserwirtschaft*, 77(10), 531-537.
- Nautiyal, H., Varun, V., Kumar, A., Yadav, S. 2011. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems, *Energy Science and Technology*, 1(1), 79e86. <https://doi.org/10.3968/j.est.1923847920110101.006>
- Mijailov, L.P. 1989 *Pequeña Hidroenergía* (en ruso). Moscú: Ed Energoatomizdat, 179 p.
- Morabito, A., Steimes, J., Hendrick, P. 2016. Pumped hydroelectric energy storage: A comparison of turbomachinery configurations, en *Sustainable Hydraulics in the Era of Global Change, Advances in Water Research and Engineering*. S. Erpicum et al. (eds.), Leiden, The Netherlands: CRC Press/Balkema, 261-268.
- Nautiyal, H., Varun, Kumar, A. 2010. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 2059-2067. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.04.006>
- Ortiz Flórez, R., Abella Jiménez, J. 2008. Máquinas Hidráulicas Reversibles Aplicadas a Micro Centrales Hidroeléctricas. *IEEE Latin America Transaction*, 6(2), 170-175. <https://doi.org/10.1109/TLA.2008.4609914>
- Pérez-Sánchez, M. 2017. *Methodology for energy efficiency analysis in pressurized irrigation networks. Practical application*. Tesis doctoral. Universitat Politècnica de València. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/84012>
- Pérez-Sánchez M., Sánchez Romero F.J., López-Jiménez P.A. 2017a. Energy footprint of water depending on consumption patterns in pressurized water networks. *Ingeniería del agua*, 21(3), 197-212. <https://doi.org/10.4995/ia.2017.7096>
- Pérez-Sánchez, M., Sánchez-Romero, F.J., Ramos, H.M., López-Jiménez, P.A., 2017b. Energy Recovery in Existing Water Networks: Towards Greater Sustainability. *Water*, 9(2), 97. <https://doi.org/10.3390/w9020097>
- Romero, L., Pérez-Sánchez, M. & Amparo López-Jiménez, P. 2017. Improvement of sustainability indicators when traditional water management changes: a case study in Alicante (Spain). *AIMS Environmental Science*, 4(3), 502-522. <https://doi.org/10.3934/environsci.2017.3.502>
- Rossman, L.A. 2000. *EPANET 2: User's manual*. U.S. EPA, Cincinnati.
- Schmiedl, E. 1988. Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb, *Pumpentagung Karlsruhe*. A6.
- Stepanoff, A.J. 1957. *Centrifugal and axial flow pumps*. New York: John Wiley.
- Williams, A.A. 1994. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 208(1), 59-66. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1994\\_208\\_009\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1994_208_009_02)
- Wylie, E., Streeter, V., Suo, L. 1993. *Fluid Transient in Systems*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice H. 7632.
- Yang, S.S., Derakhashan, S., Kong, F.Y. 2012. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renewable Energy*, 48, 507-513. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.002>