



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

CORRELACIÓN EN EL USO DE LA BOMBA CENTRIFUGA OPERANDO COMO TURBINA EN PEQUEÑOS APROVECHAMIENTOS HIDRÁULICOS

Orlando Aníbal AUDISIO

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE

Dpto. de Mecánica Aplicada

Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HI.)

Calle Buenos Aires 1400

(Q8300BSX) Neuquén Capital - Patagonia Argentina

TE: ++-(0)299-4490300 Int. 404

E-Mail: orlando.audisio@fain.uncoma.edu.ar

RESUMEN:

El presente trabajo hace el abordaje de la temática de las bombas centrífugas operando como turbinas hidráulicas y se analizan los caminos que se utilizan para inferir el comportamiento como tal. Se hace un estudio crítico de las metodologías implementadas y se analizan correlaciones utilizadas a partir de variables explicativas vinculadas a la semejanza hidráulica como ser el rendimiento global y el número o velocidad específica de revoluciones.

En este contexto, el trabajo desarrolla nuevos métodos para inferir el comportamiento en el modo turbina a partir de datos de la máquina en el modo bomba, y además, muestra la no existencia de una correlación entre parámetros de la bomba y los parámetros para su operación en modo turbina haciendo uso de variables explicativas vinculadas a relaciones de similitud hidráulica, tales como número específico y rendimiento.

Este trabajo se ha desarrollado a partir de una serie experimental de parámetros óptimos de performance o desempeño de bombas centrífugas y de las bombas en modo turbina, y de acuerdo a resultados, se infiere que existiría una cierta relación y/o correlación en alturas y caudales entre ambos modos de operación.-

Palabras Claves: Elegías Renovables; PAT, Bombas como Turbinas; Correlación; PCH

Área Temática: C - Energía y Medio Ambiente –

Trabajo N°: 1447



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

1. INTRODUCCION

Cuando se discute la situación energética en países en desarrollo y particularmente dentro de sus áreas rurales, es de reconocimiento casi general que los pequeños aprovechamientos hidráulicos juegan un rol relevante; sin embargo el costo inicial que presentan estos hace que el desarrollo de las pequeñas turbinas se haya restringido de manera apreciable. En este contexto, el uso de una bomba operando como turbina puede ofrecer una alternativa con una apreciable ventaja económica lo cual puede llegar a contribuir a ser utilizada en el desarrollo de los pequeños aprovechamientos hidráulicos y a energizar zonas postergadas.-

La aplicación de las bombas en modo turbinas aun no ha sido del todo difundida en la misma magnitud como lo están las bombas en operación normal; esto lleva a que solamente sea posible acceder a curvas de desempeño para el modo bomba de operación.-

En este contexto, se desarrollaron distintos métodos para inferir el comportamiento en el modo turbina a partir de datos de la maquina en el modo bomba, los cuales muestran porcentajes de error que superan en algunos casos el 20%, y en otros llega al 100% [7].

Estos errores están fundamentalmente vinculados a dos aspectos relevantes:

- a).- Los numerosos fabricantes de bombas no han normalizado de manera profunda sus diseños (Normas ANSI o API).
- b).- Los distintos métodos para inferir los parámetros de la bomba centrífuga en el modo turbina partes de supuestos fluidodinámicos tales como semejanza o similitud en las maquinas, y triángulos de velocidades para ambos modos congruentes; aspectos estos que resultan imposibles de cumplir en la practica real.

Hoy en día, el único camino que permite obtener datos de desempeño relevantes en cuanto a confiabilidad es a través de los ensayos experimentales; este camino vulnera en cierto modo la gran ventaja de estos equipos que esta centrada en los aspectos económicos.-

2. GENERALIDADES Y METODOS DE PREDICION

Existen numerosos métodos desarrollados por distintos investigadores inherentes a tratar de inferir el comportamiento de una bomba centrífuga en el modo turbinas; es decir en operación reversa. En este sentido, salvo raras excepciones, todos utilizan como variables explicativas o de correlación, el rendimiento para el punto de mejor desempeño de la bomba o, la velocidad o número específico, también para el modo bomba.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

Por lo investigado y analizado al respecto, aun no se ha podido encontrar una metodología que pueda ser representativa y confiable para inferir el comportamiento en el modo turbina y que abarque un amplio rango de número específico, dentro de un margen de error medianamente aceptable.

En este sentido es importante de destacar que de acuerdo a las metodologías publicadas para correlacionar parámetros del modo bomba con parámetros del modo turbina, por ejemplo las que utilizan el rendimiento, las mismas hacen uso de relaciones que están muy próximas a lo que son las leyes de similitud o semejanza hidráulica. De hecho, el rendimiento es un parámetro muy vinculado a las leyes de similitud en el campo de las turbomáquinas hidráulicas.-

Una turbina hidráulica no es más que una bomba centrífuga girando en sentido inverso, en este contexto también se han desarrollado distintos métodos para predecir el desempeño de la turbina a partir del desempeño de la bomba, donde la altura y el caudal de la turbina para el punto de mejor rendimiento son inferidos a partir de los valores conocidos de altura y caudal del modo bomba. En la Tabla N° 01 se muestran distintas expresiones desarrolladas por investigadores del tema.

Tabla N° 01: Métodos de Predicción utilizando el Rendimiento como variable explicativa

	Altura	Caudal	Rendimiento
A.J. Stepanoff ⁽¹⁾	$H_B / (\eta_B \cdot \eta_T)$	Q_B / η_B	$\eta_T = \eta_B$
A.J. Stepanoff-Wong	H_B / η_B	$Q_B / (\eta_B^{0,50})$	$\eta_T = \eta_B$
McClasky-Lundqvist	H_B / η_B	Q_B / η_B	$\eta_T = \eta_B$
Ventrone&Navarro	H_B / η_B^2	Q_B / η_B	$\eta_T = \eta_B$
Naber & Hausch	$H_B * 1,35$	$Q_B * 1,30$	$\eta_T = \eta_B$
Palgrave, R.	$H_T = H_B * 1,471$	$Q_B * 1,471$	$\eta_T = \eta_B * 1,1$
T. SANCHEZ CAMPOS	$H_B * 1,30$	$Q_B * 1,35$	$\eta_T = \eta_B$
VIANA, Augusto	$H_B * C_H$	$Q_B * C_Q$	$\eta_T = \eta_B$
WILLIAMS, Artur A.	$(H_B * 1,10) / (\eta_B^{1,20})$	$(Q_B * 1,10) / (\eta_B^{0,80})$	$\eta_T = \eta_B$
ALATORRE FRENK, C.	$H_B \cdot (1 / (0,85 \cdot \eta_B^{0,50} + 0,385))$	$Q_B \cdot ((0,85 \cdot \eta_B^{0,50} + 0,385) / (2 \cdot \eta_B^{0,50} + 0,205))$	$\eta_T = (\eta_B - 0,03)$
SHARMA, K.R.	$H_B \cdot \eta_B^{-1,20}$	$Q_B \cdot \eta_B^{-0,80}$	$\eta_T = \eta_B$
JOSHI, Saiil	$H_B \cdot \eta_B^{1,60}$	$Q_B \cdot \eta_B^{1,50}$	$\eta_T = 0,57 / \eta_B$
GANTAR, M.	$H_B \cdot (1,13a1,59)$	$Q_B \cdot (1,23a1,44)$	$\eta_T = \eta_B$
SCHMIEDL, E.	$H_B \cdot (-1,40 + (2,50 / \eta_B))$	$Q_B \cdot (-1,50 + (2,40 / \eta_B^2))$	$\eta_T = \eta_B$

3. DESARROLLO

Este trabajo se ha desarrollado a partir de una serie experimental de parámetros óptimos de desempeño de bombas centrífugas y de la bombas en el modo turbina [3]. La base de dato esta comprendida en el rango siguiente¹:

$$Q_B = 146,001/s \text{ a } 3.281,00 \text{ l/s.}$$

$$H_B = 15,25\text{m a } 143,26\text{m}$$

$$Q_T = 210,001/s \text{ a } 4.250,00 \text{ l/s.}$$

$$H_T = 21,64\text{m a } 214,88\text{m}$$

¹ Subíndice: B: Bomba; T: Turbina



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

Esta base de datos experimental se la muestra en las Figuras N° 01 y 02 a partir del cual se puede inferir que existiría una cierta relación y/o correlación en alturas y caudales entre ambos modos de operación; esta relación de alturas y de caudales estaría explicada de la siguiente manera:

$$H_T = (1,448.H_B) - 3,3850 \quad [m] \quad 60 \leq ns_B \leq 300 \quad (1)$$

$$Q_T = (1,396.Q_B) + 0,0354 \quad [m^3/s] \quad 60 \leq ns_B \leq 300 \quad (2)$$

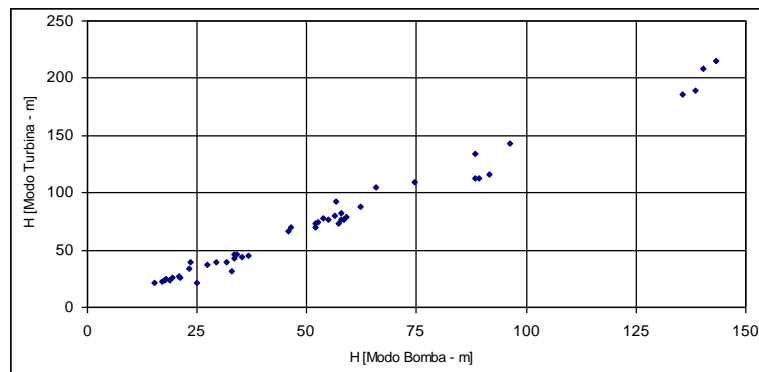


Figura N° 01: Valores Experimentales: Altura Modo Turbinas vs. Altura Modo Bomba

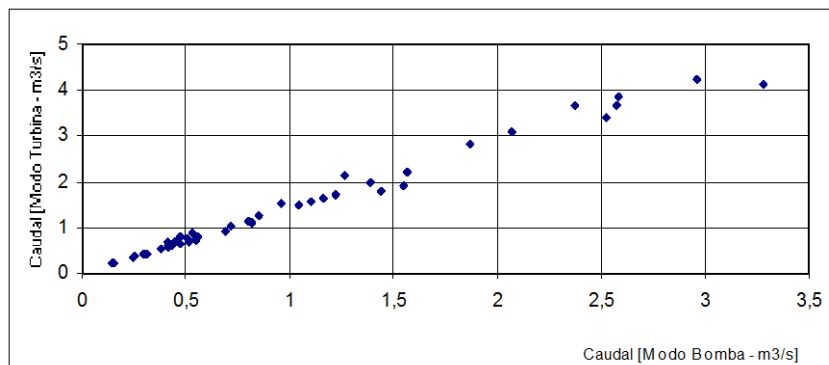


Figura N° 02: Valores Experimentales: Caudal Modo Turbinas vs. Caudal Modo Bombas

En este caso $ns_B = n.Q^{1/2}.H^{-3/4}$ representa el numero específico de la bomba en unidades internacionales

De acuerdo a esto, podemos inferir que existe una correlación entre parámetros de un mismo tipo en ambos modo de operación; lo que también podemos afirmar que esta correlación no esta explicada ni por el rendimiento ni por la velocidad específica en ningún modo de operación. Este ultimo aspecto es razonable que así sea dado que el rendimiento es un parámetro relevante en la identificación de la velocidad específica de la maquina, sea cual sea su modo de operación.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

Esto hace que no resulte factible utilizar estos parámetros como variable de correlación para inferir un comportamiento en un modo, en base al comportamiento en otro modo; se trata, del punto de vista operativo, de maquinas totalmente distintas, con escurrimientos fluidodinámico distintos. Esto último es confirmado cuando se determina el trabajo específico intercambiado en el rodete para el modo turbina [8].-

En base a este análisis, y si ponderamos la relación que puede existir entre Q_B/Q_T , y H_B/H_T , con la relación n_{sB}/n_{sT} , y la η_B/η_T , vemos que no existe una correlación bien definida entre estas variables; aspecto este que se puede ver de manera clara en las Figuras N° 03 y 04:

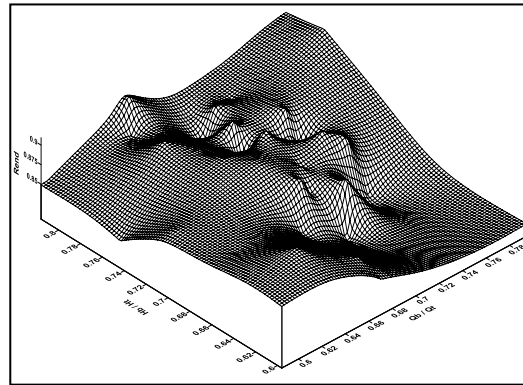


Figura N° 03: Valores Experimentales No Correlacionado con Rendimiento

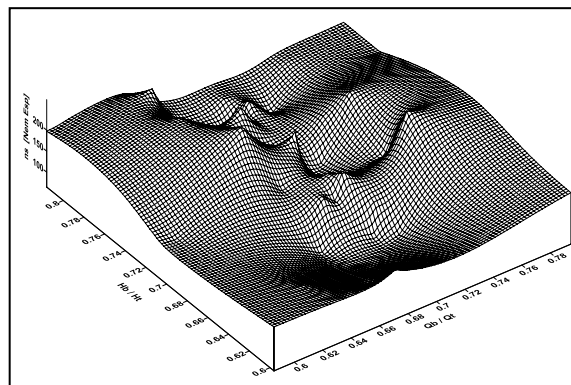


Figura N° 04: Valores Experimentales No Correlacionado con Velocidad Especifica

Esto en principio, pone de manifiesto que resulta poco factible la existencia de una correlación de las variables hidráulicas (H y Q) para ambos modo de operación, explicadas a través del numero especifico (n_s) y el rendimiento (η).-

Respecto al rendimiento, los resultados nos estarían mostrando que la máxima eficiencia en el modo turbina es menor que la correspondiente en el modo bomba. Esta afirmación está basada en lo que se puede ver en la Figura N° 05 el cual muestra el rendimiento de un número de



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

bombas ensayadas contrastado con el rendimiento de la misma unidad en su modo turbina. De este análisis se puede ver de manera clara que existe una relevante discrepancia entre ambos rendimientos.- Esto nos permite concluir que, tampoco, resulta razonable poder inferir el rendimiento en el modo turbina (η_T) a partir del desempeño en el modo bomba

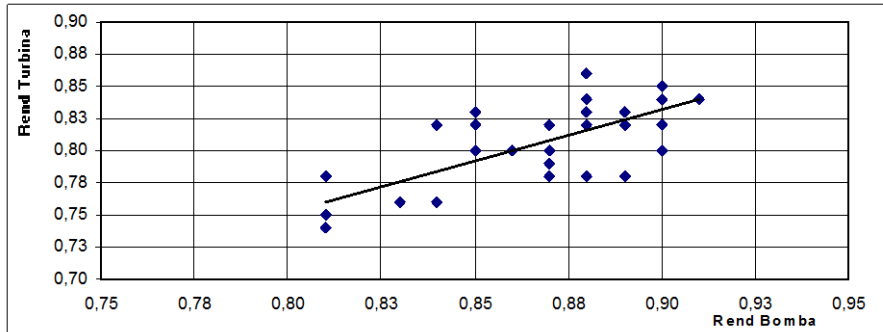


Figura N° 05: Valores Experimentales: Rendimiento Modo Turbinas vs. Rendimiento Modo Bomba

$$\eta_T = 0,7933 \cdot \eta_B + 0,1178 \quad 60 \leq n_{s_B} \leq 300 \quad (3)$$

De acuerdo a bibliografía consultada, para el caso de las bombas centrífugas, existe una relación entre la energía específica neta y el caudal impulsado; la misma tiene la siguiente relación [9]:

$$\frac{Q}{H} > 0,080 \quad H[m] \quad Q[l/s] \quad (4)$$

En base a esta consideración que deben cumplir las bombas centrífugas en su punto de diseño, se ha analizado la compatibilidad de la base de datos experimentales utilizada para el desarrollo de este trabajo para con esta expresión. Se observa que se cumple de manera apropiada con esta condición de diseño. En base se verificó la factibilidad de correlación entre esta relación para el modo bomba y el modo turbina. La Figura N° 06 muestra la existencia de una fuerte correlación, la cual está en el orden del 0,99.

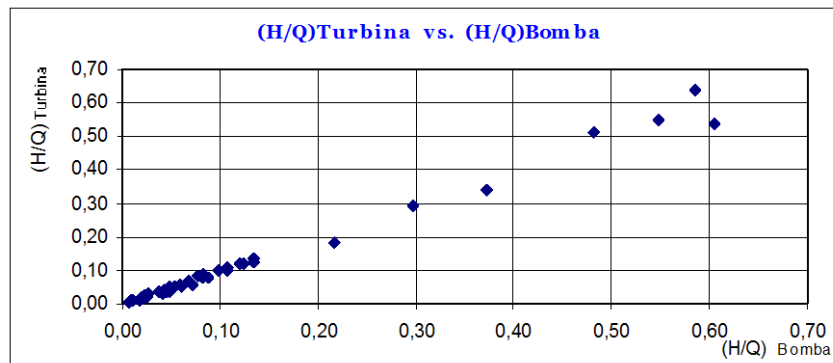


Figura N° 06: (H/Q) Modo Turbina Versus (H/Q) Modo Bomba



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERÍAS

FoDAMI

Esta correlación está dada por:

$$(H/Q)_T = (H/Q)_B - 0,002739 \quad H[m] \quad Q[m^3/s] \quad (5)$$

Si a esta correlación la asociamos a una segunda variable independiente la cual esta asociada a la semejanza o similitud de las turbomáquinas como puede ser número específico o rendimiento en el modo bomba, vemos que ya no es posible ver una correlación clara entre todas las variables [Figura N° 07].

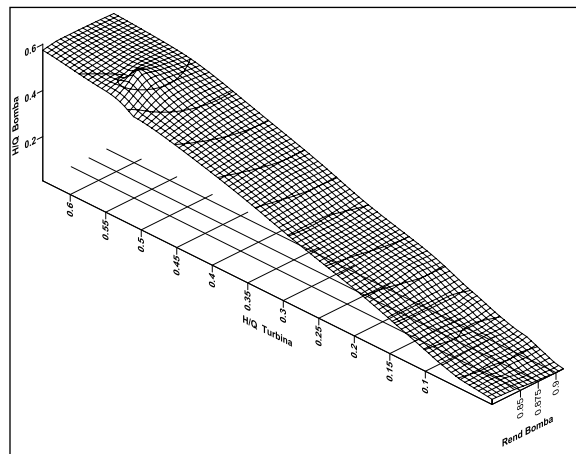


Figura N° 07: (H/Q) Modo Turbina y (H/Q) Modo Bomba versus Rendimiento Bomba

Continuando con el mismo análisis precedente y para otras variables, es factible encontrar correlaciones entre variable homologas para los dos modos de operación, tal como muestran las Figuras N° 08 y N° 09.-

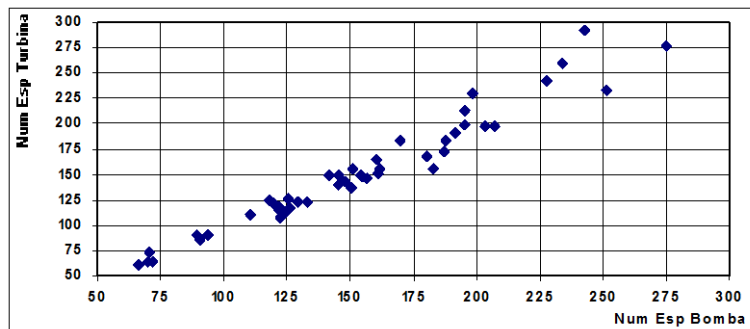


Figura N° 08: Valores Experimentales: Num. Especifico Modo Turbinas vs. Modo Bomba

$$ns_T = 1,08245 \cdot ns_B - 13,80 \quad (6)$$

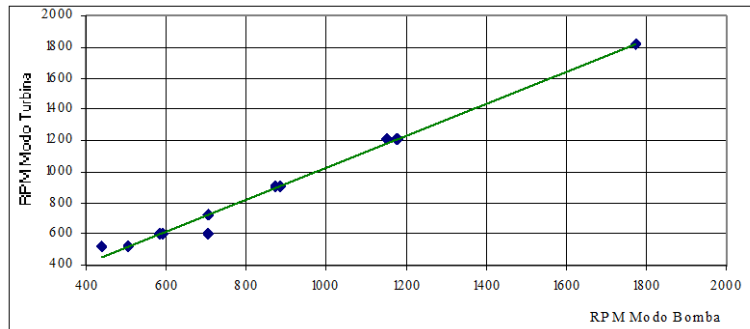


Figura Nº 09: Valores Experimentales: Velocidad de Rotación Modo Turbinas vs. Modo Bomba

$$RPM_T = 1,023778 \cdot (RPM_B) + 3,5810 \quad (7)$$

Por lo desarrollado y resultados obtenidos se puede inferir que la hipótesis básica propuesta de la no existencia de una correlación explicada con parámetros de semejanza o similitud hidráulica es razonable que así sea. Además, y dentro de este contexto, consideramos que sería más apropiado pensar en tratar de explicar el comportamiento en el modo turbina, abordando metodologías de similar característica a las aplicadas en turbinas hidráulicas. Dentro de esta propuesta, consideramos que sería importante comenzar analizando la ecuación fundamental de las turbomáquinas y, mas concretamente, el trabajo específico de la turbinas, el cual esta explicado, entre otras variables, por parámetros geométricos, constructivos y operacionales del rotor, tal como se lo muestra en los puntos siguientes.

4. ANALISIS DEL MODO TURBINA:

Un aspecto relevante en el planteo de visualizar de manera confiable el inferir los parámetros hidráulicos del modo turbina esta centrado en analizar el comportamiento fluidodinámico de la bomba en dicho modo. Además, partimos de la base que los triángulos de velocidades del modo bomba con el del modo turbina, para nada son congruentes.-

Pero es importante de destacar que las características internas de una bomba y una turbina son muy similares, aunque cada una de ellas opera con procesos fluidodinámicos y termodinámicos muy opuestos. En este contexto, en funcionamiento en el modo bomba el ángulo de entrada al impulsor, α_1 , y el ángulo del alabe, β_2 , en la salida son independientes del caudal o flujo, y las razones son las siguientes:

Primero, el ángulo α_1 en el rotor está determinado por la geometría de la entrada aguas arriba del impulsor; y segundo, β_2 esta fundamentalmente dada por el ángulo β_{2B} de salida del



impulsor. Esto se ve confirmado por la observación de que el factor de deslizamiento, γ , es poco dependiente de la relación de flujo a partir de $q^* > 0,7^2$ (Figura N° 10):

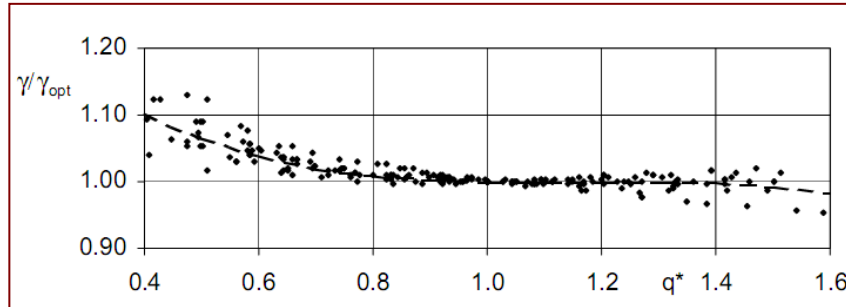


Figura N° 10: Dependencia del Factor de Deslizamiento γ respecto a la relación de caudal.

Como resultado, la velocidad absoluta, c_2 , a la salida del impulsor (Figura N° 11), y por lo tanto, el trabajo específico de la bomba (de acuerdo a la ecuación de Euler), disminuye con el incremento del flujo o del caudal.

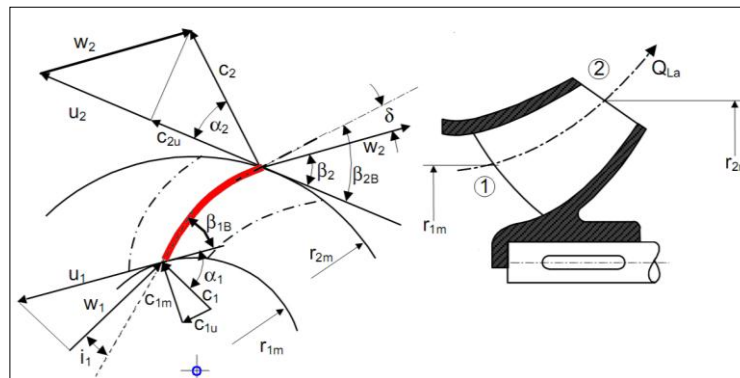


Figura N° 11: Triángulos de Velocidades Modo Bomba

En la operación en modo turbina, la voluta o cámara espiral, determina el ángulo de entrada α_2 ; ángulo que es en gran medida independiente del caudal q^* (cuando se utilizan aspas fijas guía). El fluido sale del impulsor con el ángulo β_{3b} que también depende poco de la velocidad de flujo. En consecuencia, la velocidad del flujo c_2 para el impulsor se incrementa con el caudal.

El trabajo específico aumenta proporcionalmente con el flujo a través de la turbina, y considerando que $c_{2u} = c_{2m} \cdot \cotg(\alpha)$ y $C_{1u} = U_1 - W_{1u} = U_1 - C_{1m} \cdot \cotg(\beta)$, El trabajo específico, Y_{Sch} , del rodete de la turbina es:

$$Y_{sch} = Y_{th} = \frac{P_{sch}}{\rho \cdot Q_{La}} = U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u} = U_2 \cdot C_{2m} \cdot \cotg(\alpha_2) - U_1^2 + U_1 \cdot C_{1m} \cdot \cotg(\beta_1) \quad (8)$$

² Relación de Flujo o Caudal (Caudal Adimensional) respecto a Flujo o Caudal para el punto de mejor rendimiento o punto optimo. $q^* = Q/Q_{opt}$



Los ángulos α_2 y β_1 en la expresión ultima son los ángulos de flujo. El ángulo de entrada del flujo, α_2 se lo puede determinar a partir del alabe guía o partidor de la voluta o en su defecto, por la geometría de esta cámara espiral. Una aproximación del ángulo α_2 puede determinarse a considerando la sección transversal de la garganta, A_{3q} , de la forma como se muestra en el Esquema N° 02.

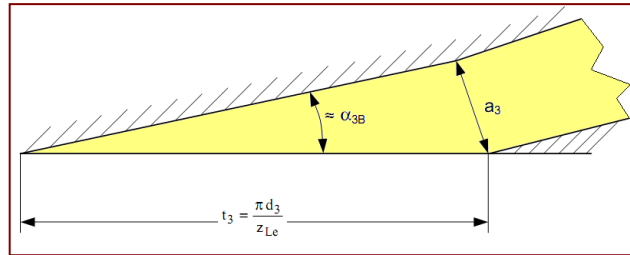


Figura N° 12: Garganta de la voluta o cámara espiral de la Turbomáquinas

En el caso de tener una bomba centrífuga con alabes guía en la descarga, el ancho está representado por el paso entre paletas, en el caso de una bomba con voluta de una sola espiral $Z_{LE} = 1$ y con un conjunto de doble voluta $Z_{LE} = 2$.

Mientras que el caudal total Q que ingresa a la entrada de la turbina escurre a través de los alabes guía, el flujo real que llega e ingresa al rotor se ve reducido por la eficiencia volumétrica $Q_{la} = Q \times \eta_{Vol}$ debido a las pérdidas por fugas. Con lo cual se puede obtener la relación de flujo o caudal, para la “condición de mejor rendimiento”:

$$\frac{Q_{SF}}{u_2 \cdot A_2} = \frac{\tan(\beta_{2B})}{(\tau_2 \cdot \eta_{Vol})} + \frac{1}{\frac{r_3}{r_2} \cdot \frac{A_2}{A_{3q}} \cdot \frac{\cos(\alpha_{3B})}{Z_{LE}}} \quad (9)$$

A partir de estas consideraciones, el Trabajo Especifico de la Turbina, queda determinado por:

$$Y_{Sch} = u_2^2 \cdot \left\{ \frac{Q}{u_2 \cdot Z_{LE} \cdot A_{3q}} \left(\frac{r_3}{r_2} \cdot \cos(\alpha_{3B}) + \frac{Z_{LE}}{Z_{La}} \cdot \frac{A_{3q}}{A_{1q}} \cdot d_1^* \cdot \eta_{Vol} \cdot \cos(\beta_{A1}) \right) - d_1^{*2} \right\} \quad (10)$$

Que muestran que el trabajo específico de la bomba en modo turbina varía linealmente con el caudal. La potencia, P_{Sch} , transferida por el fluido al rotor de la máquina será:

$$P_{Sch} = u_2^2 \cdot \rho \cdot \eta_{Vol} \cdot Q \cdot \left\{ \frac{Q}{u_2 \cdot Z_{LE} \cdot A_{3q}} \left(\frac{r_3}{r_2} \cdot \cos(\alpha_{3B}) + \frac{Z_{LE}}{Z_{La}} \cdot \frac{A_{3q}}{A_{1q}} \cdot d_1^* \cdot \eta_{Vol} \cdot \cos(\beta_{A1}) \right) - d_1^{*2} \right\} \quad (11)$$

P_{Sch} está en función del caudal y representa una parábola que se inicia en el origen de coordenadas. De acuerdo a esta última expresión, el rotor (en modo turbina) es capaz de entregar una potencia por encima del caudal $Q_{L,th}$ la cual es obtenida haciendo $P_{Sch}=0$ y $Y_{Sch}=0$.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECÁNICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

5. CONCLUSIONES:

El trabajo tiene como objetivo el de proponer otros medios y mecanismos para inferir el comportamiento de una bomba centrífuga operando como turbina. De hecho en el mismo se muestra la factibilidad de que no existe una correlación entre parámetros de la bomba y los parámetros para su operación en modo turbina haciendo uso de variables explicativas vinculadas a las relaciones de similitud o semejanza, tales como número específico y rendimiento.

Esto se ve confirmado en el desarrollo del punto “Análisis del Modo Turbina” donde queda demostrado que la energía intercambiada en el rotor esta exclusivamente en función de parámetros geométricos y fluidodinámicos. Esto ultimo nos permite concluir que el camino factibles para inferir el comportamiento de una bomba en el modo turbina debería ser a través de la configuración y conformación geométrica de cada maquina, principalmente.

Otro aspecto que resulta relevante y se confirma con este estudio es que a pesar de ser la misma maquina, la bomba como tal y en modo turbina, no pueden ser para nada semejantes dado que los puntos homologos no presentan semejanza cinemática, dinámica y geométrica.

6. BIOBLOGRAFIA

- [1] Stephanoff, A.J.; Centrifugal and Axial Flow Pumps – New York: John Wiley and Sons, Incorporated (1957)
- [2] Singh, Punit; Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for pumps as turbines with Field Implementation and Evaluation - der Fakultät für Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften der Universität Fridericiana zu Karlsruhe (TH) - Karlsruhe 2005.-
- [3] Ricardo, Mateus; estudo de grupos moto-bomba operando como grupos geradores em microcentrais hidrelétricas - UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ - Itajubá 2007
- [4] Chapallaz, J.; Eichenberger, P.; Fischer, G. Manual on induction motors used as generators. Braunschweig: Vieweg, 1992. ISBN 3-528-02068-7.
- [5] EUROPEAN SMALL HYDRO ASSOCIATION (2004). Guide on how to develop a small hydropower plant. Bruxelas: Alteneer Programme - European Small Hydro Association.-
- [6] Viana, A. N. C.; Nogueira, F. J.H. Bombas de fluxo operando como turbinas: Procedimentos de seleção. Itajubá: EFEI, [ca. 1990].
- [7] Willians, A. Pumps as turbines: A user´s guide. 2 ed. Londres: ITDG Publishing, 2003. ISBN 1-85339-567-6.
- [8] Gülich, Johann F. – Centrifugal Pumps – ISBN 978-3-540-73694-3 – Springer Berlin Heidelberg New York. - 2008
- [9] PROCESS PUMP SELECTION - A SYSTEMS APPROACH - Edited by John Davidson IMechE for the Process Industries (MEP) - ISBN 0 85298 602 5 – 1986.