

BOMBAS CENTRÍFUGAS USADAS COMO TURBINAS: CONSIDERACIONES PARA OPTIMIZAR SU PERFORMANCE

Ing. Orlando Aníbal AUDISIO ⁽¹⁾

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE
Fac. de Ingeniería
Dpto. de Mecánica Aplicada
Lab. de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HI.)

Calle Buenos Aires 1400
(Q8300BCX) NEUQUEN ARGENTINA
TE: 54-299-4490 300 Int. 404 - FAX:54-299-4422 836
E-Mail: oaudisio@uncoma.edu.ar

RESUMEN:

Una solución para el equipamiento hidromecánico en una Pequeña Central Hidroeléctrica (PCH), esta con las Bombas centrifugas Utilizadas como Turbinas (BUTUs). Estos equipos son bombas (**B**) modificadas, los cuales operando como turbinas pueden alcanzar una aceptable eficiencia técnica y, por ser su fabricación seriada, muestran reducidos costos.

El objetivo principal del trabajo es dar distintos mecanismos teóricos y tecnológicos con el propósito de optimizar el funcionamiento del equipo en operación invertida.

En cuanto a los desarrollos de tipo teórico, se han determinado características partiendo de la Ecuación de Euler y analizan perdidas de caudal por fugas, llegando a la determinación del rendimiento volumétrico de la bomba.

Posteriormente se hace un modelado analizando perdidas a través del rotor, voluta y otros componentes que conforman al equipo en si. El trabajo incorpora un análisis de Momento de las perdidas por fricción, y se hace su semejanza con expresiones de aplicación en tuberías, como así también, se evalúan perdidas por expansión-contracción en el rotor y la voluta, y perdidas por cambio de dirección del flujo.

Toda la optimización se la desarrolla en base a cuatro variables: Altura Neta, Caudal, Potencia Hidráulica, y RPM, y los resultados a que se llega puedan ser utilizados para predecir particularidades de una BUTUs utilizando características hidráulicas de la **B**, y su geometría.-

En cuanto al desarrollo tecnológico, se trabajo incluye estudios en modificaciones factibles de encarar en el modelo físico a fin de optimizar la operación de la bomba en el modo turbina (**T**).

Palabras Clave: Energía; Pequeñas Centrales Hidráulicas; Bombas como Turbinas; Máquinas Hidráulicas

1. INTRODUCCION

El principal problema y el mayor desafío en la tecnología vinculada a las BUTUs esta en la selección de la **B** más adecuada y disponible en el mercado para satisfacer una aplicación determinada como **T**. La selección presenta condiciones de bordes de entrada (altura), y de salidas (caudal), a las que se suman las condiciones que se asume para la carga mínima y de velocidad de rotación. Al haber tantos fabricantes de **B** y diseños no standardizados, la selección de BUTUs presenta dificultades que en muchos casos hace desistir de esta opción. Para reducir los impactos de una mala selección es necesario poner énfasis en el desarrollo de modelos (punto de vista científico), y técnica de aplicación con contrastación experimental.

Un aspecto importante esta relacionado con investigaciones que se hicieron vinculadas a las BUTUs; estas hacen énfasis en predecir condiciones para el punto de mejor rendimiento. Si se tiene la posibilidad de disponer de todas las características de la BUTUs, se puede evaluar el funcionamiento para otras condiciones diferentes respecto al punto de mejor performance.

Por lo tanto, el principal desafío está en desarrollar diagramas de aplicación y/o selección para las BUTUs de diferentes diseños basadas, principalmente, en los principios fundamentales de Mecánica de Fluidos, y tratando de aplicar análisis adimensional e investigaciones experimentales y simulación numérica. Además, es necesario desarrollar metodologías para mejorar e interpretar el funcionamiento de una PCH equipada con BUTUs operando a cargas parciales y tratando que el sistema trabaje en el rango de eficiencia lo más alto posible.

2. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA: Altura de Euler ($H - Q_{Rotor}$)

La ecuación de las Turbomáquinas (Ec. de Euler), originalmente esta bajo la suposición de una **B** con un rotor de infinitos alabes. Esto provoca perdidas por recirculación y bloqueo de los alabes sobre el caudal; esto está representado (*Tabla 1*) por el Factor de "Deslizamiento, γ " y de "Bloqueo, τ_2 " (salida de la **B**).- La expresión final queda:

$$H_{Teor. \infty} = \frac{U_2^2}{g} \cdot \left\{ \gamma - \frac{Q_{Rotor}}{A_2 \cdot U_2 \cdot \text{Tg}(\beta_{2B})} \cdot \left[\tau_2 + \frac{A_2 \cdot d_{1m}^* \cdot \text{Tg}(\beta_{2B})}{A_1 \cdot \text{Tg}(\alpha_1)} \right] \right\} \quad (1)$$

TABLA Nº 1

| | |
|---|---|
| $\gamma = f \left(1 - \frac{\sqrt{\text{Sen}(\beta_{2B})}}{Z_{La}^{0,70}} \right) \cdot k_w$ | $k_w = 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{Lim.}}{1 - \varepsilon_{Lim.}} \right)^3$ |
| $\tau_2 = \left\{ 1 - \frac{e \cdot Z_{La}}{\pi \cdot d_2 \cdot \text{Sen}(\beta_{2B}) \cdot \text{Sen}(\lambda_{La})} \right\}^{-1}$ | $\varepsilon_{Lim.} = \exp \left(- \frac{8,16 \cdot \text{Sen}(\beta_{2B})}{Z_{La}} \right)$ |

2.1. Operación de la bomba:

La Figura Nº 1 muestra el procedimiento para determinar las curvas de performance en el modo **B** y **T**. Este deberá ser contrastado experimentalmente para inferir la desviación en la determinación de altura y caudal para el punto de mejor performance.

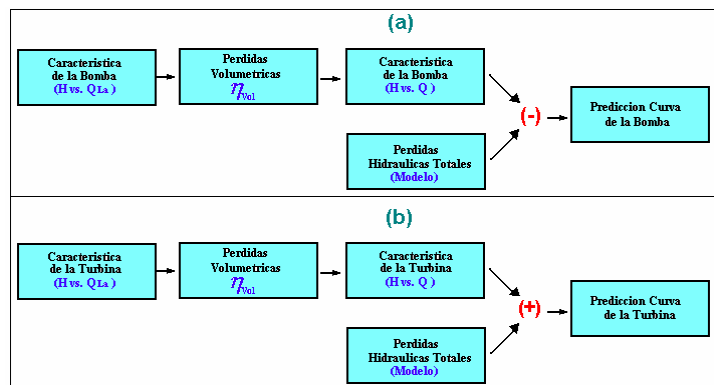


Figura N° 1: Metodología para predecir características de bomba (a) y Turbina (b) (H vs Q)

3. OPTIMIZACIÓN TECNOLÓGICA EN UNA BUTUS

La BUTUs presenta particularidades hidráulicas dado que una **B** centrífuga no se diseña para que funcione como **T**. Por consiguiente regiones del volumen de control (**VC**) de la BUTUs, como cámara espiral, carcasa, e impulsor, pueden presentar escurrimientos no óptimos [Ver Figura N° 2], lo cual hace importante identificar zonas críticas de la BUTUs para la transferencia de energía del fluido hacia el rotor. Esto es factible a través de una aproximación teórica, acoplada a desarrollos experimentales y de cálculos de contrastación y validación numéricos.

En las BUTUs, existen regiones con elementos que, fluidodinamicamente, son factibles de optimizar a través de modificaciones. La 1° región considerada está conformada por la voluta (**Región I**). Estas posee importancia fluidodinámica y una geometría tal que su diseño debe respetarse y por lo tanto no es factible de modificaciones; solo se podrá analizar, si sus dimensiones lo permiten, en efectuar mejoras superficiales en su interior que, desde el punto de vista de la capa límite, no es la más óptima. La 2° Región (**Region II**), está conformada por los huelgos radiales. Aquí el flujo es influenciado por efectos dinámicos complejos.

Importante de considerar desde el punto de vista de optimización tecnológica y teórica es el rotor de la turbomáquina. Dentro del rotor existen 3 zonas diferenciadas: Entrada, canal que forman 2 alabes contiguos (desarrollo del Flujo Principal), y Salida. La entrada forma una zona de transición periférica entre la parte estacionaria y la rotante de la máquina. La salida del impulsor (zona de transición), tiene un efecto sobre las transferencias de energía de la BUTUs que reviste cierta importancia y necesita ser considerada en sus distintos aspectos. También es necesario optimizar el ojo del impulsor (*Suction Eye*). Esto se presenta en la mayoría de las bombas y resultaría relevante estudiar esta entrada, dado que muchas bombas son con diseño convergente de ojo (desde la salida del impulsor hacia la brida de cámara espiral).

La última Región posible de mejora tecnológica (**Region III**) en las BUTUs, es el Tubo de Aspiración (*Draft Tubes*). Este es un componente crítico en turbomáquinas hidráulicas de reacción (fenómeno de cavitación) y para recuperación altura. Por consiguiente juega un papel crucial en la performance de la BUTUs y necesita ser considerado para su optimización global.-

3.1. Teoría de Optimización Tecnológica

Para interpretar el proceso de transferencia de energía hidráulica y su optimización, dentro de las 3 Regiones mencionadas, definimos 7 zonas. Resulta útil entender el mecanismo del flujo interno y el comportamiento de las variables hidráulicas del sistema ante cualquier reforma geométrica; por ello el trabajo da un tratamiento comprensivo de tipo cualitativo en cada zona de flujo, vinculadas con la transferencia de energía y las pérdidas mecánicas inherentes al desarrollo del flujo. La conformación de las 7 zonas de optimización [Figura N° 01], son:

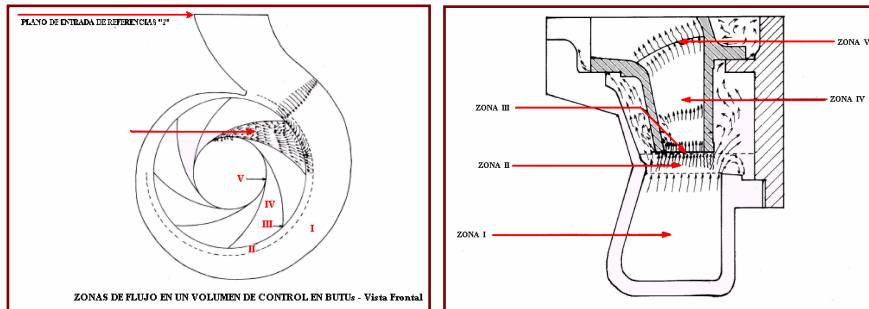


Figura N° 2: Volumen de Control y Zonas de mejoras Tecnológicas.-

Zona I: Definida a partir del plano de entrada en la admisión (antes del inicio de la voluta), y abarca todo el desarrollo de la Cámara Espiral [Figura N° 2]. En su vista transversal la frontera llega hasta la boca de la Cámara Espiral; en el corte radial, se observa un huelgo que demarca la Zona II.- Por lo tanto la Zona I comprende del flujo encerrado a partir del plano de referencias admisión, hasta donde finaliza la Cámara Espiral (*Garganta*).

Zona II: Definida desde la salida de la cámara espiral (modo turbina), llegando (en dirección radial) hasta el plano externo de interfaz del impulsor (entrada al rotor en modo *T*) [Figura N° 3]. La Zona II comprende de las siguientes sub-zonas:

- Zona II-a:* Es la subzona de flujo principal o flujo central.-
- Zona II-b:* Entre la interfaz de la *Zona II-a* y la superficie posterior de la cámara espiral .
- Zona II-c:* Se ajusta entre interfaz de *Zona II-a* y la superficie frontal de la Cámara Espiral.

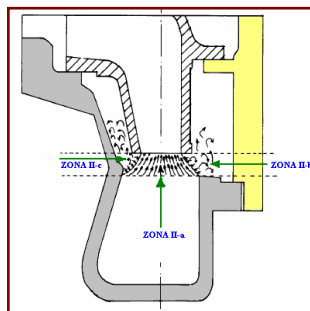


Figura N° 3: Estructuración de Zona II

Zona III-IV-V: Comprende todo el VC del impulsor; desde la entrada (modo), hasta la salida y abarca a 3 zonas a saber [Figura N° 2]:

- a).- **Zona III:** Definida en el interfaz entre el marco de referencia estático de la Zona II y el marco rotativo del impulsor de la **B**.
- b).- **Zona IV:** Es la principal región donde se desarrolla el flujo dentro del rotor de la maquina, y contiene el flujo dentro de los pasajes que existen entre alabe y alabe del impulsor.
- c).- **Zona V:** Definida a partir de la salida del impulsor, hasta la interfase entre la parte rotante y marco de la referencia estático. De manera similar a la **Zona III**, esta comprende una muy pequeña distancia entre la zona de flujo principal (**Zona IV**) y zona del "ojo" del rotor (**Zona VI**).
- Zona VI:** Esta región se inicia donde finaliza la **Zona V** (región del ojo del rotor) y llega hasta el **Plano de Referencias 'e'** [Figura N° 4], que está ubicada en la sección de inicio del Tubo de Aspiración (en el modo turbina).

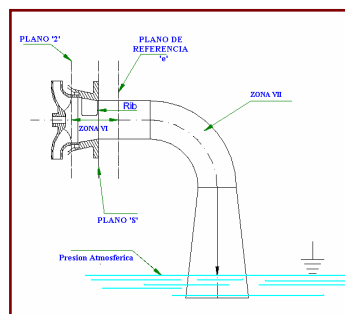


Figura N° 4: Zona VI y VII

Zona VII: A partir del Plano 'e', y llega hasta el tubo, en la sección de salida. Esta **Zona** comprende la transición del T. de Aspiración, la parte curva y la sección divergente del mismo.

4. OPTIMIZACIÓN TEORICA EN UNA BUTUS

Las perdidas hidráulicas implicadas en la operación (modo **B** o **T**), de una **B** centrífuga son:

- a).- Perdida por circulación (modo **B** únicamente); motivada por el numero finito de alabes
- b).- Perdidas proporcionales al caudal.
- c).- Perdidas por ángulo de incidencias y/o choque

Sumando o restando todas estas perdidas, para la **T** o la **B** respectivamente, se llega, a partir de la recta ideal de Euler, a la curva real [Figura N° 5] de performance de la turbomáquina.-

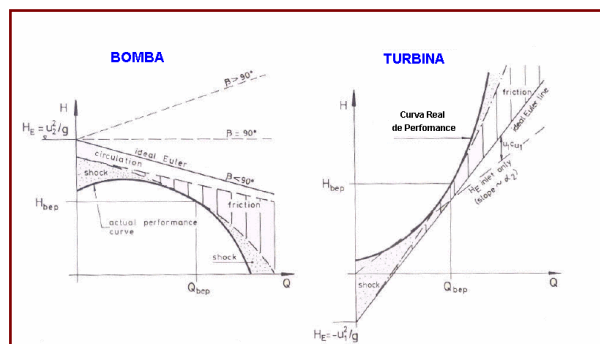


Figura N° 5: Curva Teórica y Real de Bombas y Turbinas

4.1. Modelado completo de la bomba

La **B**, teóricamente es modelada como un conjunto canales paralelos, desde su entrada hasta la salida. La *Figura N° 6* muestra un esquema simplificado con las perdidas hidráulicas principales, tales como perdidas por fricción y localizadas en el impulsor y la voluta, en el modo de operación como **B**. Así el modelo de perdidas propuesto es restado o sumado a las características teóricas de la **B** o la **T**, respectivamente a fin de inferir las curvas de comportamiento físico del equipo.

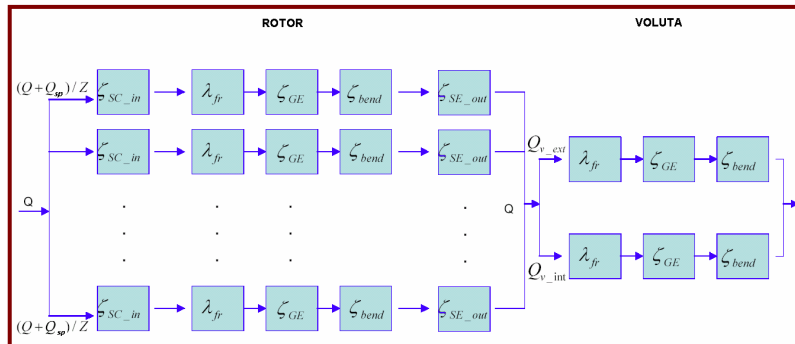


Figura N° 6: Modelado Teórico de la BUTUs

El modelo de **B** utilizado esta bajo las siguientes suposiciones:

- a).- Caída de presión estática desde el diámetro de entrada, al de salida, constante y uniforme.-
- b).- La presión es uniforme en toda la Sección de descarga.-

Estas suposiciones son ciertas cuando la **B** esta operando en su punto de mejor eficiencia, e implica la misma pérdida de energía en cada canal que tiene el rotor y a través de toda la voluta. Así, el rotor es modelado como un conjunto de canales en paralelos que representa cada línea de pérdidas de carga. Las pérdidas totales son la suma de las pérdidas en cada canal del rotor (principio de superposición), y se obtiene utilizando expresiones para determinar perdidas menores y distribuidas. En cuanto a los canales y secciones de la **B**, estos son desarrollados en elementos simples así poder utilizar esquemas y relaciones conocidas.

4.2. Perdidas de caudal por fugas

La diferencia de presión, ΔH_{sp} , que existe a lo largo del gap o huelgo hasta la salida es:

$$\Delta H_{sp} = H_p - k^2 \cdot \frac{U_2^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{d_{sp}^2}{d_2^2}\right) \quad (2)$$

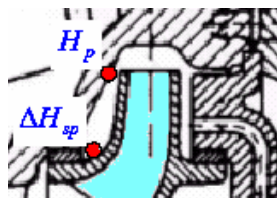


Figura N° 7: $H_p = 0,75 \cdot H$ para $\eta_q < 40$

Tabla N° 2

| | | |
|---------------------------------|--|--|
| $k = 0,90 \cdot y_{sp}^{0,087}$ | $y_{sp} = Re_{U_2}^{0,30} \cdot \frac{s \cdot d_{sp}}{d_2^2} \cdot \sqrt{\left(\frac{s}{L_{sp}}\right)}$ | $Re_{U_2} = \frac{U_2 \cdot r_2}{\nu}$ |
|---------------------------------|--|--|

La relación de la velocidad a través del hueco, teniendo en cuenta el número de laberintos es:

$$c_{ax} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H_{sp}}{\zeta_{EA} + \lambda \cdot \frac{L_{sp}}{2 \cdot s} + \sum \left(\frac{d_{sp}}{d_{si}}\right)^2 \cdot \left(\frac{s}{s_i}\right)_i^2 \left(\zeta_k + \lambda \cdot \frac{L_i}{2 \cdot s_i}\right)}} \quad (3)$$

Con lo cual el caudal (fuga) en el gap y el rendimiento volumétrico de la **B** se expresa como muestra la *Tabla N° 3* siguiente:

Tabla N° 3

| | |
|--|---|
| $Q_{sp} = \pi \cdot d_{sp} \cdot s \cdot c_{ax}$ | $\eta_{Vol.} = \frac{Q}{Q_{La}} = \frac{Q}{(Q + Q_{sp})}$ |
|--|---|

La altura teórica, H_{th} está en función de Q_{La} , (caudal a través del impulsor); tomando en cuenta las perdidas por fuga, esta altura teórica se expresa como:

$$H_{Teor. \infty} = \frac{U_2^2}{g} \cdot \left\{ \gamma - \frac{\tau_2 \cdot (Q / \eta_{Vol.})}{A_2 \cdot U_2 \cdot Tg(\beta_{2B})} \right\} \quad (4)$$

4.3. Perdidas Hidráulicas a través del Rotor.

Cada canal del rotor se considera como una pérdida global de carga compuesta por:

- Perdidas por fricción o perdidas de carga distribuida: $\Delta H_{fr.}$ -
- Perdidas por efecto de curvatura: $\Delta H_{Bend.}$ -
- Perdidas por expansión (bomba), $\Delta H_{EG.}$, o contracción gradual (turbina) ΔH_{CG} del canal -

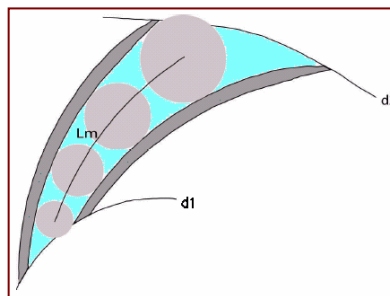


Figura N° 8: Línea Media y Determinación de sección de paso

El ángulo de curvatura [Figura N° 8] de esta línea media es δ_o , y con un radio de referencias R_o , en este caso el diámetro hidráulico equivalente es:

$$D_{Hid.Eq.} = \frac{(D_{H1} + 2 \cdot \bar{D}_H + D_{H2})}{4} \quad (5)$$

dónde \bar{D}_H es el diámetro hidráulico correspondiente a la línea media.

4.4 Pérdida de Carga a través de la Voluta:

La voluta es dividida en elementos a lo largo de su ángulo de desarrollo θ_r , ($0 < \theta_r < 360^\circ$). La pérdida de carga total está compuesta por fricción, curvatura, y contracción y/o expansión de la sección de escurrimiento.- En el caso de una voluta doble, este desarrollo es aplicable a cada canal y las pérdidas totales se obtienen por el proceso de superposición. La distribución del flujo en cada canal de la voluta, tiene dos líneas de desarrollo en donde las pérdidas de carga individual y global van a ser iguales. El coeficiente k , que define a cada pérdida de carga, es función del caudal al cuadrado (Q^2). La función relativa a Q_{Int} , es:

$$f(Q_{Int}) = K_{Int} \cdot Q_{Int}^2 + K_{Ext} \cdot (Q - Q_{Int})^2 \quad (6)$$

A fin de tener la misma pérdida de carga en cada trayectoria, se plantea un problema con iteración mientras el caudal a través de cada canal es modificado pero respetando la ecuación de equilibrio de masa. Utilizando el Método de Taylor para la relación de caudal a través del canal interior, Q_{Int} , la cual minimiza a la ecuación N° 17, se tiene que:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{Int.Inicial} = \frac{\theta_{Inicial}}{360} \cdot Q \\ Q_{Int.(i+1)} = Q_{Inicial(i)} - \frac{f(Q_{Inicial})}{f'(Q_{Inicial})} \end{array} \right\} \quad (7)$$

5. MOMENTO DE LA PERDIDA DE ALTURA

5.1. Pérdidas por fricción ($\Delta H_{Friccion}$)

Las pérdidas por fricción en una tubería (Darcy-Waisbach) esta en función de ζ (Factor de Fricción), que es obtenido utilizando la expresión de Colebrook o la de Swamee-Jain, la cual esta ultima tiene una precisión del orden al ± 1 porciento en el rango de:

| | |
|----------------------------|---|
| $5000 \leq Re_y \leq 10^8$ | $10^{-6} \leq (k/D_{Int}) \leq 10^{-2}$ |
|----------------------------|---|

Entonces el coeficiente de pérdidas totales puede ser definido como:

$$\zeta_{CamEsp} = \zeta_1 \left(\frac{A_{ref}}{A_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{A_{ref}}{A_2} \right)^2 + \dots + \zeta_n \left(\frac{A_{ref}}{A_n} \right)^2 = \sum \zeta_i \left(\frac{A_{ref}}{A_i} \right)^2 \quad (8)$$

donde, A_{ref} , es la sección de referencias y A_i la sección transversal del elemento i .- La pérdida de carga total será:

$$g \cdot H_{CamEsp} = \frac{\zeta_{CamEsp}}{2} \cdot \left(\frac{Q}{A_{Ref}} \right)^2 \quad (9)$$

5.2. Pérdidas por Contracción y Expansión Brusca (ΔH_{CB} , ΔH_{EB})

Las pedidas por contracción y/o expansión bruscas se manifiestan en la entrada y en la salida de cada canal del rotor. El área para calcular estas pedidas son las secciones de garganta y la de transición (diámetro de entrada en el modo turbina), A_{1q} , y A_{1q} .-

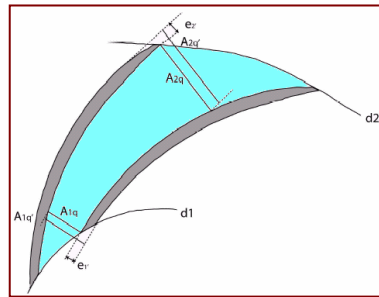


Figura N° 9: Ancho de entrada y salida

El coeficiente de pérdida por contracción y expansión brusca, en el modo bomba son (Tabla N° 3) y que muestran a continuación:

Tabla N° 3

| | | |
|--|--|---|
| $\zeta_{\text{ContBrusca}} = 0,50 \cdot \left(1 - \frac{A_{1q}}{A_{1q'}} \right)$ | $\zeta_{\text{ExpBrusca-1}} = \left(1 - \frac{A_{2q}}{A_{2q'}} \right)$ | $\zeta_{\text{ExpBrusca-1}} = \left(1 - \frac{A_{2q'}}{A_{3q'}} \right)$ |
|--|--|---|

Las mismas relaciones son utilizadas para el cálculo de pérdidas por contracción y expansión bruscas en el modo turbina, tomando en consideración la dirección del escurrimiento.

5.3. Pérdidas Por Expansión y Contracción Gradual

La voluta tiene conformación físicas en la cual se comporta como un difusor. A fin de calcular el coef. de pérdidas en un difusor, existe información suficiente de coef. de recuperación de presión (c_p) obtenidos en forma experimental, y haciendo uso de estas expresiones, tenemos que la pérdida de altura es:

$$H_{r1 \rightarrow 2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{c_1^2}{g} \cdot \left[1 - c_p - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \quad (10)$$

El coeficiente de pérdida es:

$$\zeta_D = 1 - c_p - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (11)$$

Las pérdidas por expansión gradual aparecen en canales del rotor y la voluta, en el modo **B**.-

6. COSTOS EN INSTALACIONES CON BUTUS

Las **B** tienen mejor eficiencia en un rango de altura de 13 m a 75 m. Cuanto mayor es la altura, menor es el costo por kW instalado (tendencia marcada en **T** hidráulicas). La potencia máxima instalada recomendada utilizando una BUTUs es menor o igual a 50 kW. A partir de esa potencia, y por condiciones técnicas-económicas, se desaconseja el uso de una **B** en el modo **T**. Considerando equipos disponibles en el mercado, se desarrolló el *Figura N° 10* que da el rango de altura y caudal que se pueden utilizar y poder estar dentro de **B** estándar y

comerciales. Para la determinación de los costos del equipamiento electromecánico de una BUTUs por kW instalados podemos recurrir a los estudios desarrollados por [3] que da la siguiente expresión:

$$\text{Costo Equip. Electromecánico } (C_{E.E}) = 2159,32 * 1,0252^{(\text{Potenciae en kW})} \quad (12)$$

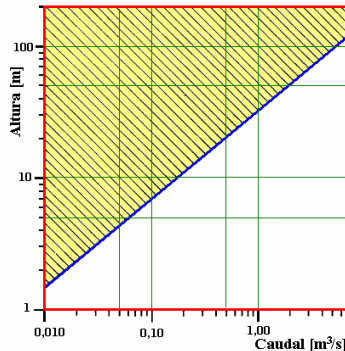


Figura N° 10 : Aplicación de BUTUs

7. CONCLUSIONES

El presente trabajo muestra la factibilidad de optimizar la performance de una bomba funcionando como turbina a través de inferir mejoras desde el punto de vista teórico y a partir de modificaciones tecnológicas.

El inferimiento teórica se lo ha expuesto utilizando expresiones y/o desarrollos realizados por otros investigadores; a partir de estas se han analizado y estudiados las perdidas hidráulicas que se involucran en una Bomba cuando se la opera como turbina y de que forma pueden mejorarse las mismas.

Del punto de vista tecnológico, el trabajo muestra la factibilidad de poder llevar adelante distintas mejoras en distintos elementos que conforman la bomba a fin de optimizar esta en su funcionamiento como turbina.

Todo este trabajo necesita indefectiblemente de contrastación y corroboración experimental, lo que forma parte de una segunda etapa de este trabajo de investigación y el cual esta próximas a llevarse a cabo en instalaciones del Laboratorio de esta Universidad.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Chapallaz Jean-Marc, Eichenberger Peter, Fischer Gerhard. Manual on pumps used as turbines. MHPG Series Harnessing Water Power On a Small Scale. Volume 11.
- [2] Stepanoff, A. J. Centrifugal and axial flow pumps, Figs 13.1-3, pp. 270-271. John Wiley, New York, 1957.
- [3] A. A. Williams, N. P. A. Smith, C. Bird and M. Howard. Pumps as turbines and induction motors as generators for energy recovery in water supply systems. Journal of the Chartered Institution of Water and Environmental Management. 1998, 12 (3): 175-178.