

BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS

Por:

Orlando A. AUDISIO

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

Departamento de Mecánica Aplicada

Facultad de Ingeniería

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE

Calle Buenos Aires 1400

(8300) NEUQUEN ARGENTINA

E-Mail: oaudisio@uncoma.edu.ar

1).- INTRODUCCIÓN

Cuando se discute la situación energética en países en desarrollo y especialmente en las áreas rurales de estos, es de reconocimiento general que las pequeñas centrales hidráulicas juegan un importante rol en el desarrollo de las mismas. Sin embargo, el costo de inversión inicial de las pequeñas centrales hidroenergéticas es considerado relativamente alto y esto ha restringido, en algunos países mas que en otros, de manera considerable el desarrollo de estas potenciales energía renovables. El uso de Bombas Centrífugas Standard como Turbinas puede ofrecer, y desde ya lo están haciendo, una alternativa técnica y con una considerable ventaja económica y por lo tanto, debe contribuir a una amplia aplicación en pequeñas centrales hidráulicas.

Desde hace varias décadas, las bombas con sentido de rotación inverso, están siendo utilizadas como turbinas en aplicaciones industriales, y mas recientemente en centrales de generación hidroenergética para sitios aislados o, en algunos casos, conectadas a la red, sobre todo en países desarrollados. En virtud del mayor tamaño de su mercado, las bombas usadas como turbinas (**BUTUs**) representan tener un costo menor y están de manera más rápida en disponibilidad respecto a las turbinas convencionales; además es más fácil su mantenimiento, debido a la amplia disponibilidad de talleres con técnicos y/o idóneos experimentados. Sin embargo, algunas incertidumbres que se encuentran presente aun sobre estos equipos con rotación invertida, y ha frenado su difusión, particularmente en el contexto de los países en desarrollo.

La principal diferencia entre una BUTUs y una turbina convencional radica en que las BUTUs carecen de un dispositivo de control hidráulico (Predistribuidos y Distribuidor). Esta carencia, que ayuda a explicar el bajo costo de las BUTUs, significa que las mismas **necesitan condiciones de operación constantes**. Estas condiciones pueden ser provistas considerando que, para el caso de las variaciones de la carga, estas se pueden enfrentar por medio de un control electrónico de carga; las variaciones estacionales de caudal se las contempla operando varias máquinas en paralelo, o bien operando una sola máquina a toda capacidad intermitentemente con ciclos de corta duración. Respecto al sistema de control de la potencia para el centro de consumo, esta Facultad de Ingeniería y a través del Dpto. de Electrotecnia ha desarrollado con singular éxito un controlador electrónico de potencia trabajando bajos el sistema de derivación y disipación de energía en un banco de resistencia. Este equipamiento electrónico ya se encuentra trabajando en la Pico Central Hidráulica Unen de 1,80 kW (Junin de los Andes - Neuquen).

La segunda deficiencia que hay que resolver, y tal vez la mas importante, es la falta de información respecto al funcionamiento de las BUTUs. Los pequeños fabricantes de bombas ignoran el funcionamiento de sus bombas como turbinas, y las grandes compañías multinacionales, que sí cuentan con esta información, la consideran confidencial. Por lo tanto, en la mayoría de los casos, la mejor opción para el usuario de una BUTUs es predecir por si mismo, y por medio de métodos confiables, su funcionamiento como turbina.

2).- ASPECTOS GENERALES

Una bomba presenta las siguientes ventajas respecto a una turbina:

2.1).- *Económicas:*

- a).- Los fabricantes de Turbinas son pocos.
- b).- El mercado de turbinas es pequeño comparado con el mercado que presentan las bombas centrífugas.
- c).- Una turbina es mas cara que una bomba standard, siempre comparando dimensiones semejantes.

2.2).- *Disponibilidad*

- a).- La disponibilidad de una bomba centrífuga y sus partes de stock, es mas accesible que en el caso de turbinas; esto toma mas evidencia cuando se trata para países en desarrollo.

2.3).- *Construcción*

- a).- Las bombas centrífugas son de concepción robustas y simple y no requieren de un técnico y/o mecánico altamente calificado para su mantenimiento; esto hace que la bomba centrífuga utilizada como turbina sea mas apropiada para países en desarrollo que las relativamente sofisticadas turbinas .

3).- DIFERENCIAS EN PERFOMENCE ENTRE MODO TURBINA Y MODO BOMBA

La máquinas rotantes que manejan fluido son totalmente reversibles, por lo tanto una bomba puede efectivamente trabajar como tal o como turbina. Sin embargo el rendimiento o perfomance no son los mismo, aunque el análisis teórico para un escurrimiento ideal predice lo contrario. Sin excepción alguna, la altura y caudal en su punto óptimo en el modo turbina es mayor que en el modo bomba; la principal razón de esta diferencia esta relacionada con las perdidas hidráulicas de la máquina.

En el caso de operación en el modo bomba y para su punto de mejor eficiencia donde, a la velocidad de rotación nominal, el flujo presenta un aspecto óptimo a través de la máquina, la presión o altura en la brida de salida se ven reducidas por las perdidas hidráulicas tales como perdidas por fricción y volumétricas; esto haciendo una comparación con las condiciones ideales de acuerdo a la teoría.

Para el caso de operación en el modo turbina y a la misma velocidad de rotación que lo hace en el modo bomba, la altura de presión requerida a la entrada de la máquina para operar en el punto de mejor eficiencia, debe ser incrementada en una magnitud equivalente a las perdidas hidráulicas. Esto es, sin perder de vista, que se está considerando un escurrimientos ideales. De este modo la altura en el modo bomba difiere de la altura en el modo turbina, aproximadamente el doble de las perdidas hidráulicas:

$$H_{bom} \approx H_{tur} \cdot h^2 \quad \dots(1)\dots$$

Estas leyes generales no son totalmente validas en todo su aspecto. La energía transferida entre un fluido y un impulsor esta principalmente determinada por la forma de sus alabes, es decir por los ángulos de estos.

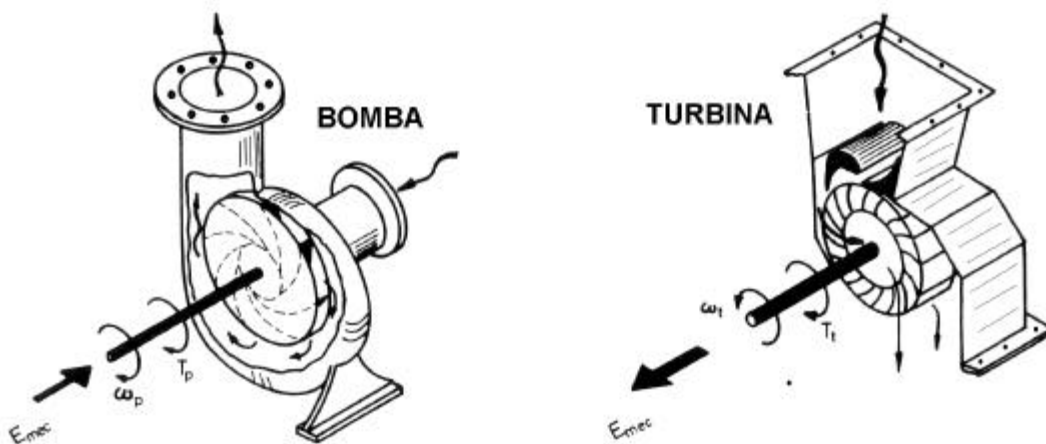
Cuando se está operando en el modo turbina, la transferencia de energía al rotor esta determinada por la forma de la cámara espiral o voluta de la bomba, por lo tanto diferentes detalles de diseños y fabricación afectará la performace de esta máquina: dos máquinas pueden tener similar performace en el modo bomba (similar impulsor) pero no necesariamente alcanzara la misma performace operando en el modo turbina.

4).- TIPO DE BOMBAS UTILIZADAS Y EFICIENCIA EN MODO TURBINA

Conceptualmente cualquier tipo de bomba puede ser utilizada como turbina. Sin embargo la principal ventaja de una bomba como turbina, que está en el menor costo que representa respecto a una turbina convencional, esta muy a favor en el campo de las bombas centrífugas standard y bombas de flujo mixto, mientras que para el caso de bombas de flujo axial, estas ventajas se hacen menos notorias analizando cualquier aspecto de estas..

5).- DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA

La teoría hidrodinámica básica de aplicación es la misma para ambas máquinas; sin embargo, el comportamiento del flujo de fluido real incluyendo la fricción y la turbulencia resultan diferentes en algunos aspectos para el diseño de la bomba y la turbina.



	TURBINA	BOMBA
<i>Flujo de Energía</i>	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido (agua) bajo presión. • La salida de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. • La salida de la energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido bajo presión.
<i>Altura de Presión Hidráulica</i>	<ul style="list-style-type: none"> • La altura neta de la Turbina decrece (fricción fluida) con el incremento del caudal. 	<ul style="list-style-type: none"> • La altura dinámica total a ser generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.
<i>Sentido de Rotación</i>	El rotor de la turbina gira en dirección opuesta al sentido de rotación del impulsor de la bomba.	
<i>Dirección del Torque</i>	En ambos modos tienen la misma dirección	

Algunas diferencias particulares son:

5.a.- *Condiciones de Operación:*

BOMBAS: Estas máquinas por lo general, operan bajo un caudal, altura, y velocidad de rotación constante. Por lo tanto, estas son diseñadas para un punto de operación en particular y que se denomina **Punto de Funcionamiento** y no requieren de un dispositivo de regulación de caudal o distribuidos. En condiciones ideales, el punto de funcionamiento coincide con la máxima eficiencia de la máquina.

TURBINA: Operan bajo condiciones de caudales y alturas variables. En pequeñas centrales hidráulicas, el caudal debe ser ajustado de acuerdo a las variaciones estacionales del agua disponible o ajustar la potencia o energía de salida de acuerdo al nivel de demanda del centro de consumo. El caudal es regulados por medio de alabes de distribución en máquinas de reacción (Francias, Kaplan, etc.); o por un inyector, en el caso de máquinas de acción (Banki, Pelton, etc.).

5.b.- *Diseño Hidrodinámico*

BOMBA: La energía cinética entregada al fluido debe ser transformada, toda o parcialmente, en energía de presión o potencial; es decir que el flujo debe ser desacelerado a lo largo de su trayectoria que va desde el impulsor hasta la cámara espiral o voluta.. Esta desaceleración por lo general es muy sensible al fenómeno de separación y, por lo tanto, con la formación de vortices y/o remolinos. Para evitar estos fenómenos anormales, los pasajes del impulsor son realizados de grandes canales lisos con incremento gradual de su sección transversal. Las pérdidas por fricción en estos canales son por lo general, relativamente altas.

TURBINA: En estas máquinas el flujo es acelerado, lo cual el mismo esta mas propenso a turbulencias; por lo tanto, los pasajes en el rotor son relativamente cortos lo cual reduce las pérdidas por fricción y nos asegura una alta eficiencia.

5.c.- *Ubicación de la Máquina - Cavitación*

BOMBAS: Si la ubicación física de esta máquinas en relación al nivel del agua en la admisión esta en un punto critico, es decir si esta altura de aspiración es demasiado alta puede presentarse el fenómeno de cavitación. En este contexto, el diseño de la tubería de succión adquiere una importante consideración dado que las pérdidas por fricción en la tubería de succión reducen la presión a la entrada de la bomba y esto incrementa las posibilidades a la tendencia a la cavitación.

TURBINAS: Son menos sensibles a la cavitación dado que las pérdidas por fricción en el tubo de aspiración incrementa la contrapresión sobre la turbina.

6).- SELECCIÓN DE UNA BOMBA USADA COMO TURBINA

6.1).- *Estado del Arte*

Idealmente la selección de una BUTUS debe ser tan fácil y sencilla como la selección de una bomba centrífuga standard: Para ello se consideran diagrama de performance de diferentes fabricantes en función de los requerimientos de la bomba en cuestión y que estarán en función del caudal, altura y óptima eficiencia. Pero desafortunadamente, hoy en día este no es el caso de BUTUS, dado que no se cuenta con información suficiente respecto a la performance de las bombas funcionando en el modo de turbina, y la poca que existe resulta insuficiente.

En los últimos años se han publicado diversos métodos de aproximación para predecir la performance del modo turbina de una bomba centrífuga; las mismas son de carácter empírico y teóricos. El objetivo principal es el de poder predecir la performance de la BUTUS a partir de datos hidrodinámicos como ser la altura, el caudal y la eficiencia para su mejor punto de funcionamiento.

Sin embargo, todos los métodos propuesto no han resultados muy confiables, dado que se han detectados errores en predecir la performance del modo turbina de bombas centrífugas, y que oscilan entre un 20 por ciento y más.

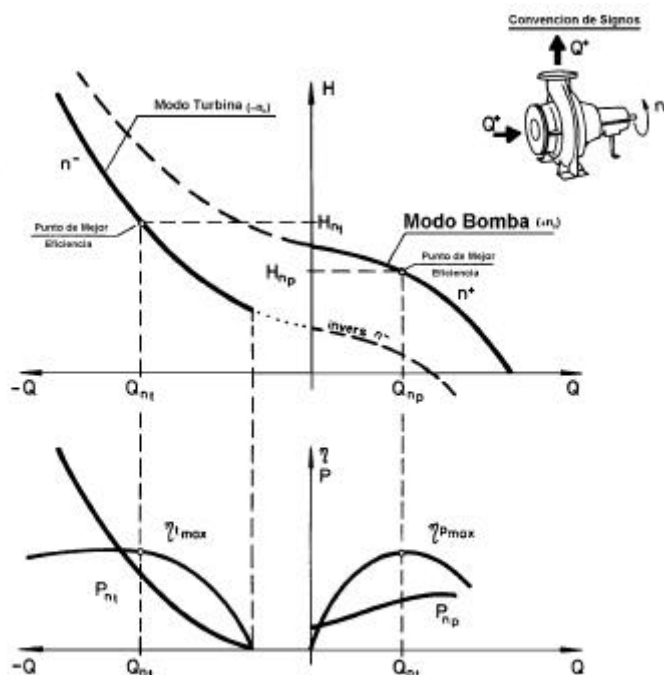
7).- LA DIFERENCIA DE PERFORMANCE EN BOMBAS Y MODO TURBINA

7.1).- *Curvas de Performance*

La performance de una bomba y/o turbina, por lo general se lo presenta en unos diagramas de altura en función del caudal o, bajo la misma relación funcional, por medio de los coeficientes adimensionales y/o unitarios de los parámetros antes mencionados.

La performance de la bomba y la misma en modo turbina pueden ser llevados a un único diagrama de altura en función de caudal, con la salvedad de que este estará comprendido en un rango que tomara valores positivos y negativos.

Este valor negativo representa el flujo reverso de la bomba trabajando como turbina. La curva que se presenta a continuación nos muestra la curva característica “Altura Total en función del Flujo” de una bomba y una BUTUS. Estas, están dado para una misma velocidad de rotación en los dos modos de trabajo.



En cuanto a un análisis de la performance de una Bomba y una BUTUs, podemos considerar las siguientes diferencias:

PARAMETROS	MODO BOMBA	MODO TURBINA
Caudal	Disminuye a medida que aumenta la altura y llega a un valor nulo para la máxima altura (Altura de Corte).	Incrementa continuamente a medida que aumenta la altura o carga.
Potencia	<i>Máquina de Flujo Radial:</i> Demanda mínima potencia para la máxima altura. Para alturas inferiores a la altura nominal, la máquinas puede ser levemente sobrecargada. <i>Máquinas de Flujo Axial:</i> Demanda máxima potencia para la máxima altura, y la misma decrece a medida que disminuye la altura.	Para que la turbina comience a generar, el flujo debe exceder un valor mínimo (caudal de vacío). La potencia nominal entregada aumenta progresivamente aun sobrepasando la altura nominal. El punto de óptimo funcionamiento es mas alto que el punto óptimo en el modo bomba lo que representa un torque mayor en el eje.
Rendimiento	La eficiencia de la máquinas se incrementa, con el aumento del flujo, a partir de cero y caudal nulo hasta llegar a un punto máximo o pico (punto nominal de funcionamiento de la máquinas). A partir de ese punto decrece a medida que se sigue aumentando el flujo.	El rendimiento se incrementa a partir de cero y de un caudal mínimo (caudal de vacío), hasta un pico que es el punto nominal de funcionamiento, y decrece lentamente a medida que se incrementa el caudal.

En la figura anterior se puede visualizar de una manera clara que el punto de mejor eficiencia en el modo bomba no se corresponde para la misma combinación de valores de altura y caudal para el punto de mejor eficiencia en el modo turbina.

La respuesta básica cuando seleccionamos una bomba para ser utilizada como turbina es transformar la altura y el caudal, para la mejor performance de la bomba, y trasladar esos valores, al modo de operación como turbina. Pero como se ha dicho anteriormente, la relación

entre el modo bomba y el modo turbina no es la misma para cualquier tipo y dimensión de bomba y depende de las características que presenta el flujo a través de las máquinas.

Este aspecto es ponderado en este tipo de máquinas por un parámetro o coeficiente denominado *Numero Especifico* y por las pérdidas que incurren el flujo cuando interactúa con las máquinas, situación que es evaluada por medio del rendimiento de la máquina. El problema es, que estas pérdidas en el modo bomba no son exactamente las mismas cuando el flujo es reverso en el modo turbina.

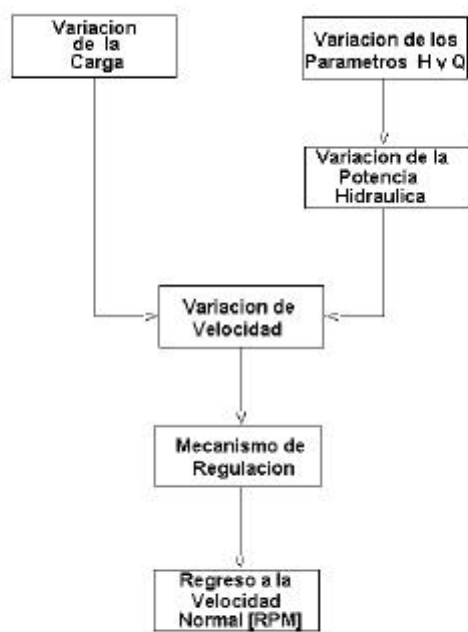
Dependiendo del diseño de la bomba, como ser número de alabes del impulsor, ángulo de las palas, cámara espira, y/o distribuidor, etc., la relación entre el rendimiento del modo bomba y el modo turbina puede diferir considerablemente de una máquina a otra aunque el número específico y la eficiencia de la bomba pueda ser los mismos.

8).- CONSIDERACIONES TÉCNICAS

La bomba, al funcionar como turbina, trabajará fuera de su régimen normal de operación; de allí que, una vez hecha la selección de la bomba, debe revisarse y/o verificarse el diseño de la máquina. A continuación describiremos las consideraciones técnicas que se deben tener en cuenta para una operación normal como turbina.

8.I.- Regulación de la Velocidad de Rotación

Puesto que la bomba no posee ningún mecanismo de regulación del flujo (por ejemplo, distribuidor), debe esperarse una apreciable variación de la velocidad de rotación a menos que la carga permanezca constante. El cambio de velocidad en la turbina tiene dos fuentes principales las cuales se esquematizan en la siguiente figura:



Para que la velocidad de rotación permanezca casi constante se pueden plantear dos maneras de regulación de la velocidad:

8.I.1).- Controlar el caudal y la altura de carga de la máquina (Q y H)

El sistema consiste básicamente en regular el flujo automáticamente mediante una válvula instalada aguas arriba de la unidad generadora. Esta situación lleva a considerar la utilización de un regulador convencional o mecánico-hidráulico cuyo costo es muy significativo y mas aun para pequeñas instalaciones hidráulicas.

8.I.2).- Control en la variación de la demanda (E)

En este caso solo es posible efectuar una regulación si el control se hace al nivel del generador eléctrico de la turbomáquina. Para ello se deberá utilizar un regulador de frecuencia del tipo “Por Absorción de Energía” y cuya función es la de mantener la carga total sobre el generador constante. En forma general el sistema funciona de la siguiente manera:

$$\text{Energía o Carga Total producida por el Generador} = \\ \text{Carga Consumida por la Red} + \text{Carga Consumida por las Resistencias Eléctricas.}$$

En este caso el regulador electrónico esta constantemente censando la energía producida por el generador y la energía demandada por la red; la diferencia la deriva al panel de resistencias. Es decir, en este tipo de regulación, la turbina esta siempre generando la máxima carga nominal.

Respecto a este tipo de reguladores, el Dpto. de Electrotecnia de esta Universidad tiene profesionales con experiencia a través de un equipo desarrollado y probado con muy buen suceso.

De estas dos soluciones que se utilizan para la regulación de la energía consumida, la de tipo electrónica es la mas moderna, económica, y confiable.

8.II).- Velocidad de Embalamiento

La velocidad mas desfavorable de una bomba cuando es operada como turbina es la velocidad de embalamiento, por lo que, para unidades que no cuenten con dispositivos de protección de sobre velocidad, se deberá verificar que la velocidad de embalamiento sea inferior a las condiciones limites de diseño mecánico de la bomba.

La velocidad de embalamiento puede ser calculada a partir de las leyes de semejanza hidráulica y considerando las curvas características de la máquina en cuestión (Figura 4) y donde tenemos que:

$$n_e = n \left(\frac{H}{H_z} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \dots(2)\dots$$

donde:

n_e = Velocidad de Embalamiento en RPM

n = Velocidad Normal de Operación en RPM

H = Altura a la cual la Velocidad de Embalamiento se desea calcular en

m

H_z = Altura a Potencia Cero (Torque igual a cero, que es la altura cuando la eficiencia es cero) en m

El flujo para estas condiciones también se lo puede determinar o calcular de la siguiente manera:

$$Q_e = \frac{n}{n_e} \cdot Q \quad \dots(3)\dots$$

donde:

Q_e = Caudal a la Velocidad de Embalamiento

Q = Caudal a la altura H para la cual la Velocidad de Embalamiento ha sido calculada..

Por otro lado, se puede obtener la velocidad de embalamiento directamente de la curva característica con altura de elevación constante ($H = \text{Cte.}$). La velocidad de embalamiento encontrada para las bombas que son utilizadas como turbinas, varían entre un 120% a 150% de la velocidad normal de rotación.

Es importante incluir una protección contra la sobre velocidad, ya que dicha magnitud puede afectar la integridad estructural del equipo.

8.III).- *Prevención de la Cavitación*

Al igual que en las turbinas convencionales, en las BUTUs se presentará el fenómeno de cavitación en zonas donde la presión llega a un punto de magnitud inferior a la tensión de vapor del fluido, agua en este caso.

Para evitar indicios de este fenómeno o la aparición total del mismo, es necesario mantener una altura de succión o contrapresión en el lado de descarga de manera suficiente de modo que evite dicha problemática.

Existe una forma rápida de calcular, con un buen grado de aproximación, la altura de succión utilizando la siguiente expresión:

$$H_s = h_a + h_t - \sigma \cdot H_{neta} \quad \dots(4)\dots$$

donde:

H_s = Altura de succión del rodete sobre el nivel del mar.

h_a = Presión Atmosférica, en unidades de longitud.

h_t = Tensión de vapor del agua.

σ =Coeficiente de cavitación

H =Altura Neta de la Turbina.

Para el calculo del coeficiente de cavitación es necesario recurrir a la experiencia que se encuentra en el campo de las turbinas hidráulicas; es decir, existe curvas que relacionan el coeficiente de cavitación (σ) con la velocidad especifica de la máquina en cuestión (poner figura apropiada)

El calculo de este coeficiente de cavitación es solo aproximado, toda vez que la bomba utilizada como turbina no tendrá exactamente las mismas relaciones de G y N_B :

8.IV).- Requerimientos en el Diseño

Por lo general no se realizan cambios o modificaciones en el diseño cuando se va a utilizar una bomba como turbina; pero una vez realizada la selección deberemos realizar una verificación del diseño de manera adecuada, dado que durante la operación de la bomba como turbina, la altura y la potencia son por lo general más altas que las correspondientes a su operación como bomba.

En base a lo expuesto se hace necesario una revisión del diseño poniendo un especial énfasis en los siguientes puntos:

- *).- Cambiar el sentido de las roscas en los componentes del eje de modo que estos no puedan aflojarse (tuerca sujeta rotor, tapa de cojinetes, etc).
- *).- Chequear los límites de presión de la carcasa; para ello es necesario verificar que la presión de prueba de la carcasa no sea inferior a 1,50 veces la máxima presión de operación de la bomba como turbina. Para esta evaluación es recomendable evaluar el fenómeno de golpe de ariete que es frecuente que se haga presente durante el proceso de embalamiento del grupo. En caso de que esta verificación, de realizada, no verifica la carcasa se deberá cambiar el material de la carcasa, o eventualmente seleccionar alternativamente una nueva unidad con una velocidad de operación menor,.
- *).- Verificar que el eje pueda resistir el Torque ejercido en la operación como turbina.
- *).- Evaluar el diseño adecuado para los cojinetes.

9).- ASPECTOS ECONOMICOS

El costo de inversión de una BUTUs es considerablemente menor que el correspondiente a una turbina convencional. Esto se debe principalmente, a que la bomba presenta un diseño muy simple al no estar presente el distribuidor o alabes directrices, y además presenta una adicional ventaja que es la de tener costos de fabricación bastantes menores debido a su producción en serie derivada de la gran demanda que existe para este producto.

10).- TEORIA BASICA

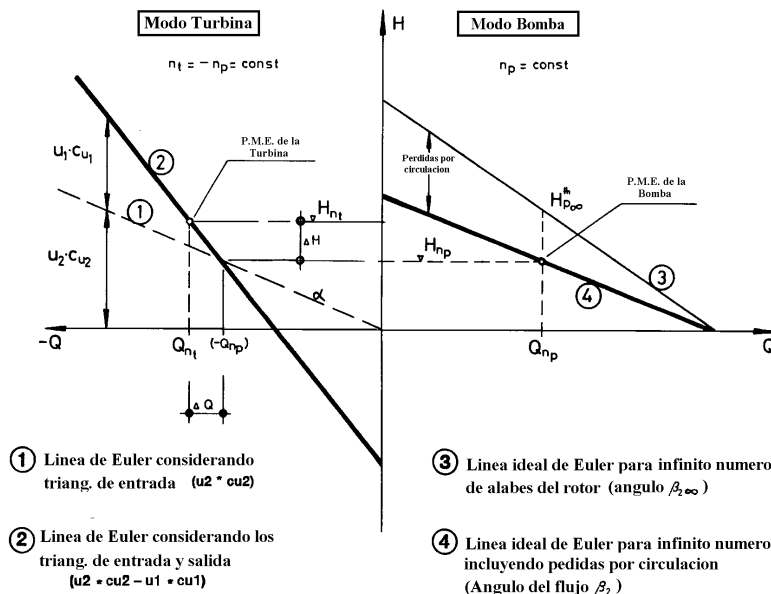
Una explicación teórica del porque la performance de una bomba como turbina difiere a partir de la performance del modo bomba a pesar de ser la misma maquina y a la misma velocidad de rotación.

Aplicando la ecuación de Euler:

$$H_E = \frac{1}{g} (C_{U_2} U_2 - C_{U_1} U_1) \quad \dots(5)\dots$$

para una maquinas de características ideales podemos llegar a obtener la grafica de las curvas de performans tanto para el modo turbina como para el modo bomba:

Curva de pefomance con perdidas por choque y friccion



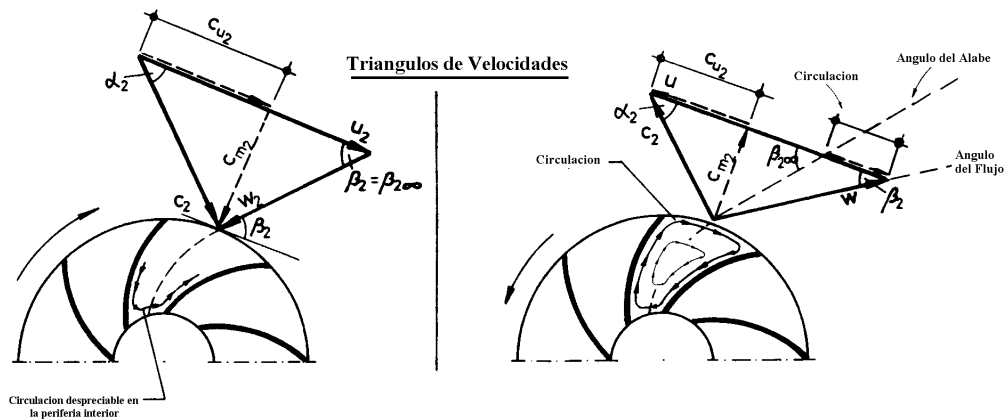
Para condiciones ideales, la altura y el caudal o flujo de diseño para los dos modos de operación son las mismas. Sin embargo para la consideración de maquinas y fluido real, se deben considerar dos efectos importante:

- *)- Geometría de la bomba
- *)- Perdidas hidráulicas del fluido real.

10.1).- Geometría de la Bomba:

La operación óptima de una bomba se la alcanza para un caudal que corresponde para condiciones de escurrimientos libre, internamente, de recirculación. La altura correspondiente se la determina por medio del diagrama de vectores de velocidades a la salida, donde el ángulo β_2 es el elemento decisivo en la consideración del modo bomba.

La performance teórica de una bomba de la manera que lo describe la ecuación de Euler asume un numero infinito de alabes. El flujo a través del impulsor de una bomba real teniendo un *numero finito de alabes* esta sujeto a modelos con flujos secundarios dentro de los pasajes del rotor y que se las conoce como *Perdidas por Circulación* y son causadas por la rotación del impulsor:



Debido a estas pérdidas por circulación, la velocidad a la salida del impulsor del fluido es ligeramente desviada su dirección y por lo tanto abandona el impulsor no con un ángulo $\beta_{2\infty}$ sino con un ángulo β_2 . Esto se manifiesta en una reducción de la altura de presión generada. Notar que estas pérdidas de circulación no son una pérdida de energía como por ejemplo las pérdidas por fricción. Esto es así debido que lo único que se modifica es la transferencia de la energía del entre el impulsor y el fluido, y viceversa la cual se ve reducida y no el contenido energético del fluido en si mismo.

Si a esta bomba analizada hasta aquí la hacemos trabajar como turbina, su performance esta principalmente determinada por el triangulo de entrada, siendo la voluta o cámara espiral (α_2) el elemento de regulación. Ahora las pérdidas por circulación ocurrirán en la perifería interior del rotor el cual, debido a su diámetro mas pequeño del impulsor en el lado de succión, y serán prácticamente despreciables.

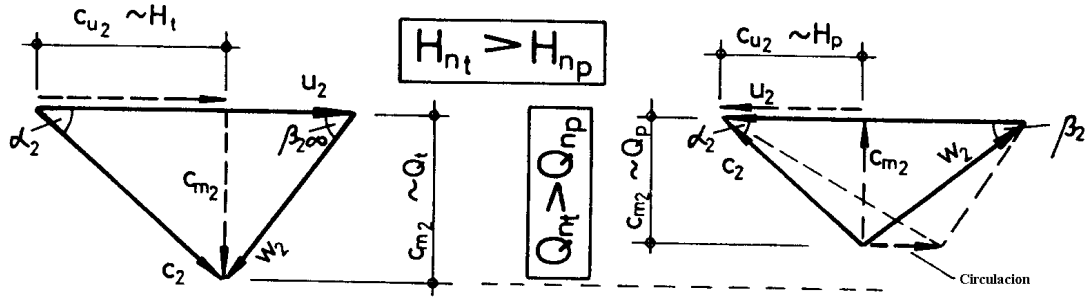
La performance para un flujo sin fricción y en el modo turbina corresponderá, por lo tanto, a las condiciones ideales de Euler (numero infinito de alabes y no presencia de recirculación del flujo) y tanto la altura como el flujo y para el PME (Triangulo a la entrada con α_2 y $\beta_{2\infty}$) tendrán parámetros hidráulicos mayores a los correspondientes la PME en el modo bomba.

Todo este fenómeno lo consideramos con *Efectos de Geometría* dado que los mismos están causados básicamente por diferencias en los parámetros geométricos y que determinan y/o condicionan la transferencia de energía entre el fluido y el rotor. En resumen podemos decir que:

En el modo bomba; el flujo de fluido se desvía levemente y el elemento decisivo en esto es el ángulo β_2 .

En el modo turbina; el fluido se acerca al impulsor diseccionado por la cámara espiral o voluta y el elemento decisivo es el ángulo α .

El incremento del flujo en el modo turbina modificara el triangulo de salida del escurrimiento

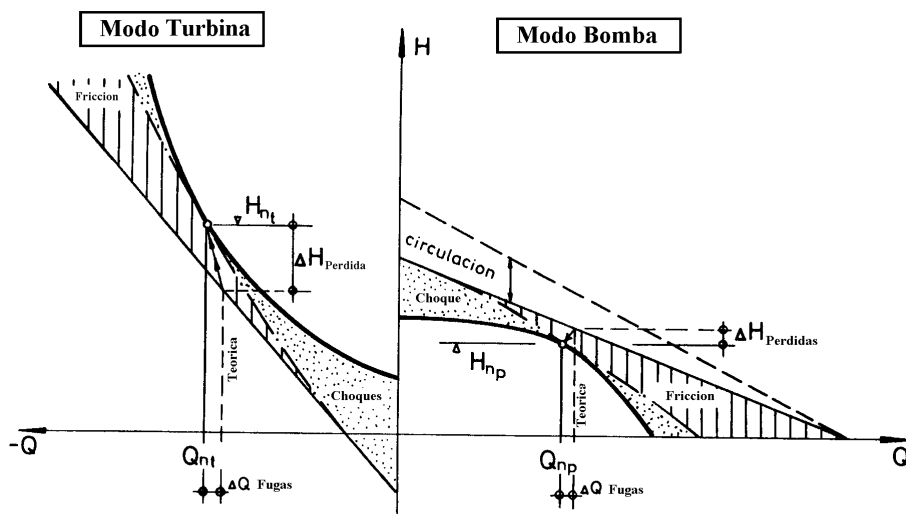


En este caso la condicion de salida de no circulacion no es respetada dado que los alabes de esta BUTUs no so diseñados para estas condiciones de escurrimientos elevadas. Sin embargo, se ha encontrada que en la practica que una pequeña circulacion en el lado de succión de la BUTUs u Tubo de Aspiración de la turbina (y turbinas en general) es beneficioso especialmente en vista de la consideración de las perdidas debido a los procesos difusivos (desaceleración del flujo) en el lado de succión de la BUTUs o en la turbinas en general.

10.2).- Perdidas Hidráulicas

Durante el pasaje en el impulsor, el fluido esta sujeto a perdidas por fricción y choque. Debido a esta perdidas, la transferencia ideal de energía del impulsor rotante al fluido expresada por la ecuación de Euler, esta no considera dichas perdidas. La altura dinámica total generada por la bomba es siempre menor que la altura dinámica ideal la cual esta basada en condiciones de escurrimiento sin fricción. Esta reducción de alturas esta evaluada o expresada por la **Eficiencia Energética** de la bomba.

La energía transferida en el modo turbina es reversible. Considerando que una BUTUs opera en condiciones de escurrimiento optimo, un incremento en la presión deberá producir algún efecto sobre la BUTUs. En base a esto podemos decir que las perdidas de fricción y por choque se deberán adicionar a la altura dinámica ideal que se obtiene a partir de la ecuación de Euler.



Las pérdidas que hasta aquí hemos mencionados, debemos agregarle una pérdida hidráulica que ocurren en la bombas debido a fugas de fluido a partir del lado de alta presión hacia el lado de baja presión, con lo cual se ve reducido el flujo total bombeado; a estas pérdidas se las denomina **Perdidas Volumétricas** y la eficiencia correspondiente a estas pérdidas se las denomina como **Eficiencia Volumétrica**. En función de lo hasta aquí expuesto podemos decir que la eficiencia hidráulicas es:

$$h_{Hidraulica} = h_{Energetica} * h_{Volumetrica} \quad \dots(6)\dots$$

Pérdidas de similares características se hacen presente cuando se utiliza en el modo de turbina, es decir, existen pequeñas cantidades de fluido que bypassen al rotor de la BUTUs y por lo tanto, no contribuyen a la transferencia de energía. A fin de poder mantener las condiciones de caudal-altura en el punto óptimo, se deberá considerar la posibilidad de incrementar el flujo a fin de compensar esta fuga de fluido.

A fin de poder visualizar el efecto de las pérdidas hidráulicas sobre la performance entra la relación del modo bomba y el modo turbina, el cálculo siguiente se puede realizar, donde no se consideran los efectos geométricos o pérdidas por circulación:

$$H_p = H_E h_p \quad \dots(7.a)\dots$$

$$H_T = \frac{H_E}{h_T} \quad \dots(7.b)\dots$$

Dado que la altura ideal, H_E que se calcula a partir de Euler con la condición de no circulación, es la misma para ambos modo de funcionamiento, con lo cual se puede escribir:

$$\frac{H_p}{H_T} = h_p h_T \quad \dots(8)\dots$$

Datos de carácter experimental han podido confirmar que la eficiencia del modo turbina puede llegar a tomar valores muy próximos a los que se obtienen en el modo bomba. En base a esto último y considerando una eficiencia del 80 por ciento y no tomando en cuenta de los efectos de geometría, podemos determinar:

$$\frac{H_p}{H_T} = h_p^2 = 0,80^2 = 0,64 \quad \dots(9.a)\dots$$

$$\frac{H_T}{H_p} = \frac{1}{0,64} = 1,56 \quad \dots(9.b)\dots$$

En base a lo hasta aquí expuesto podemos concluir que una BUTUs requiere una Altura Neta que este comprendida entre un 30% y 150% mayor que para el modo bomba a fin de que

la turbina pueda operar en el PME. En otras palabras, para un sitio dado (condiciones de caudal-altura) se deberá seleccionar una bomba más pequeña, en el modo turbina, que para las mismas condiciones, en el modo bomba.

11).- PROCEDIMIENTO PRELIMINAR DE CALCULO

En función de predecir el funcionamiento, se han propuesto varios métodos; los mismos están basados principalmente en:

- Considerar la geometría de la máquina
- Considerar el funcionamiento como bomba.
- Consideraciones basadas en ambos métodos.

Dado que resulta difícil que los usuarios de BUTUs tengan acceso a los detalles geométricos de un rango de máquinas, los datos disponibles más reales son los obtenidos a partir del funcionamiento como bomba, y más específicamente los del punto de máxima eficiencia (PME).

Uno de los métodos de predicción que hoy disponemos fue el publicado en una tesis de doctorado en Inglaterra, donde se mostró que da buenos resultados y mejores que aquellas resultados a partir de formulas publicadas desde la década del 50'. Este método, que resumimos aquí, divide a las bombas en tres categorías con características de funcionamiento como turbinas bien diferenciadas: bombas de succión (centrífugas y multietapas), bombas de doble succión, y bombas verticales de alta velocidad específica.

Si bien las bombas de las últimas dos categorías han sido usada de manera exitosa como turbinas, existen varios informes que tratan la operación como ineficiente o inestable, y además hay poca información referente a ellas. Por lo tanto, se sugiere que solo las formulas propuestas son para la primera categoría y permitirá una predicción confiable de una BUTUs.

Las mismas fueron desarrolladas por regresión, a partir de datos experimentales obtenidos de 41 bombas cuyo funcionamiento en ambos modos se ha publicado en una gran variedad de fuentes, y requieren los siguientes datos:

el caudal (\hat{Q}_P)

la altura (\hat{H}_P)

y la eficiencia ($\hat{\eta}_P$) del punto de máxima eficiencia

como bomba, a una determinada velocidad ($\hat{\omega}_P$)

El acento “^” significa el punto de máxima eficiencia (PME)

Otros datos útil a considerar, son el costo de la bomba, así como su máxima velocidad permisible. Por ejemplo si la máxima velocidad recomendada como bomba es 1750 RPM se puede suponer una ω_{max} relativamente mayor -por ej. 1 850 RPM, pero no mucho mayor, a menos que se pueda averiguar consultando a los fabricantes cual es el ω_{max} real.

Se recomienda obtener estos datos para tantas bombas como sea posible y desarrollar un pequeño y elemental programa de calculo de computadora para procesarlos utilizando las fórmulas y/o expresiones que se describen mas adelante. El método de predicción permitirá al

diseñador de la micro central seleccionar la BUTUs mas apropiada para un determinado sitio de emplazamiento.

Primero se calcula la velocidad especifica adimensional como bomba Ω_P :

$$\Omega_P = \frac{\Omega_P^{\wedge} [rad / s] \sqrt{Q_P^{\wedge} [m^3 / s]}}{(g [m / s^2] H_P^{\wedge} [m])^{3/4}} \quad \dots(10.a)\dots$$

$$\Omega_P = \frac{w_P^{\wedge} [RPM] \sqrt{Q_P^{\wedge} [l / s]}}{(1673.H_P^{\wedge} [m])^{3/4}} \quad \dots(10.b)\dots$$

después se calcula el PME como turbina (altura, caudal, y eficiencia), para la misma velocidad de rotación

$$W_*^{\wedge} = W_P^{\wedge} \quad \dots(11)\dots$$

que se usó para los datos del funcionamiento como bomba (usaremos el subíndice * para representar este punto de operación). Nótese que la eficiencia debe estar en forma decimal (y las otras magnitudes en las unidades que se prefieran):

$$H_*^{\wedge} = 1.21 H_P^{\wedge} h_P^{\wedge -0.80} [1 + (0.60 + \ln \Omega_P)^2]^{0.30} \quad \dots(12)\dots$$

$$Q_*^{\wedge} = 1.21 Q_P^{\wedge} h_P^{\wedge -0.25} \quad \dots(13)\dots$$

$$h_*^{\wedge} = 0.95 h_P^{\wedge 0.70} [1 + (0.50 + \ln \Omega_P)^2]^{-0.25} \quad \dots(14)\dots$$

las ecuaciones [12] y [13] muestran que, para operar en el punto óptimo (“^”) y a la misma velocidad, el funcionamiento como turbina requiere de una altura y un caudal mucho mayores (de 20% a 60%) que como bomba. Por ultimo, utilizando estos valores, se calcula la potencia en el eje (P_*^{\wedge}); potencia que se va a necesitar mas adelante.

Las siguientes ecuaciones sirven para predecir el funcionamiento de la BUTUs fuera del PME. Primero se obtienen dos parámetros adimensionales llamados E_T y E_{2T} (que miden respectivamente la *pendiente* y la *curvatura* de la curva característica de *altura vs. caudal* en el PME como turbina:

$$E_T = 0.68 + 1.20 \sqrt{\Omega_P} \quad \dots(15)\dots$$

$$E_{2T} = 0.76 + 2.10 \sqrt{\Omega_P} \quad \dots(16)\dots$$

y después se calculan los siguientes cinco coeficientes:

$$A_H = \frac{E_{2T}}{2} \frac{H_*^{\wedge}}{Q_*^{\wedge}} \quad \dots(17)\dots$$

$$B_H = (E_T - E_{2T}) \frac{H_*^{\wedge x}}{Q_*^{\wedge} w_*^{\wedge}} \quad \dots(18)..$$

$$C_H = (1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}) \frac{H_*^{\wedge x}}{w_*^{\wedge 2}} \quad \dots(19)\dots$$

$$A_P = E_T \frac{P_*^{\wedge}}{Q_*^{\wedge 2} \cdot w_*^{\wedge}} \quad \dots(20)\dots$$

$$B_P = (1 - E_T) \frac{P_*^{\wedge x}}{Q_*^{\wedge} \cdot w_*^{\wedge 2}} \quad \dots(21)\dots$$

Y así el resultado es un modelo matemático completo del funcionamiento de una bomba que es usada como turbina:

$$H_T = A_H Q_T^2 + B_H Q_T w_T + C_H w_T^2 \quad \dots(22)\dots$$

$$P_T = A_P Q_T^2 w_T + B_P Q_T w_T^2 \quad \dots(23)\dots$$

Utilizando este modelo, se puede predecir cualquier punto de operación de la turbina proporcionando dos ecuaciones complementarias y resolviendo el sistema. Esta es la regla de las turbinas de geometría fija tales como son las BUTUs.)

Ahora vamos a mostrar los dos casos de predicción y que son los más comunes de encontrar:

11.1) Satisfacer las condiciones del sitio en el punto de máxima eficiencia

En este primer caso conocemos la altura del sitio o desnivel topográfico del terreno y se quiere operar la BUTUs en su PME (estas son las dos condiciones complementarias). Esto ocurre por ejemplo cuando se usa una transmisión por correas y poleas para mover un generador, y se tiene por lo tanto la flexibilidad de escoger la velocidad de la turbina.

De hecho, este es el caso más sencillo, ya que no requiere el uso de las ecs. [15] a la [23]; sólo se necesitan las leyes de semejanza para "ajustar" el PME calculado a partir de las ecuaciones [12], [13] y [14] a las condiciones del sitio.

Entonces sólo se necesita definir una ecuación para la altura neta, H_T , del sitio. Para un diseño preliminar se puede usar un valor aproximado de, aproximadamente, 90% (o el factor que se prefiera, para tomar en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería de presión) de la altura bruta, H_{bruta} .

$$\hat{H}_T = 0.90H_{bruta} \quad \dots(24)\dots$$

mientras que para el diseño definitivo se pueden usar como datos la altura bruta, H_{bruta} y un coeficiente de pérdidas de altura K tal que:

$$\hat{H}_T = H_{bruta} - KQ_T^2 \quad \dots(25)\dots$$

en este caso, se tiene:

$$\hat{H}_T = \frac{H_{bruta}}{1 + K \frac{Q_T^2}{H_*^2}} \quad \dots(26)\dots$$

y luego, usando las leyes de semejanza:

$$\hat{w}_T = w_* \sqrt{\frac{\hat{H}_T}{H_*}} \quad \dots(27)\dots$$

$$\hat{Q}_T = Q_* \sqrt{\frac{\hat{H}_T}{H_*}} \quad \dots(28)\dots$$

Por ultimo, suponemos que la eficiencia es igual a la que calculamos antes:

$$\hat{h}_T = h_* \quad \dots(29)\dots$$

11.2) Satisfacer las condiciones del sitio y de la máquina movida por la turbina

En este se considera apropiado una transmisión directa en vez de una transmisión por correas bandas y poleas, aun a pesar de que esto implique operar la turbina fuera de su PME. Esto significa que las dos ecuaciones complementarias necesarias para resolver el sistema algebraico son la ecuación de altura:

$$\hat{H}_T = 0.90H_{bruta} \quad \dots(30)\dots$$

$$\hat{H}_T = H_{bruta} - KQ_T^2 \quad \dots(31)\dots$$

y la relación momento-velocidad de la máquina movida por la turbina.

Aquí nos vamos a limitar a abordar el caso mas frecuente, a saber la generación de electricidad con velocidad $\omega_T = \text{constante}$.

Si se substituyen estas dos ecuaciones complementarias en la ecuación. [23], se puede obtener Q_T resolviendo una ecuación cuadratica.

Cuando se usa, la solución es:

$$Q_T = \frac{-B_H w_T + \sqrt{B_T^2 w_T^2 - 4(A_H + K)(C_H w_T^2 - H_{bruta})}}{2(A_H + K)} \quad \dots(32)\dots$$

Nótese que esta ecuación a veces no tiene solución, lo que significa que la bomba en cuestión no se puede operar como turbina en estas condiciones. Por último, la potencia P_T se calcula por medio de la ecuación [23], y usando estos valores se puede calcular la eficiencia η_T .

12).- CONCLUSION

En cualquier caso, el resultado es un punto de operación (es decir caudal, potencia, eficiencia, y también costo) para cada bomba en el rango, y luego se elimina de esta lista:

- * los puntos con velocidad demasiado baja (digamos $\omega < 400$ RPM), ya que a bajas velocidades el funcionamiento se aleja de las leyes de semejanza y la eficiencia disminuye,
- * los puntos con velocidad demasiado *alta* ($w > w_{max}$)
- * los puntos cuyo caudal o potencia esté fuera del rango de interés, y
- * los puntos cuya baja eficiencia o alto precio sean inaceptables.

El resultado final es una lista de opciones viables que permita tomar la mejor decisión para el sitio.

Al igual que todos los métodos de predicción, éste tiene un cierto grado de inexactitud. Sin embargo, un análisis económico hecho nos muestra que el impacto de tal inexactitud es despreciable en las condiciones típicas de los sistemas micro hidroenergéticos.