



UNIVERSIDAD DE LA REPÚBLICA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Tesis para optar al Título de Magíster en Ingeniería Mecánica de los
Fluidos Aplicada**

**TÍTULO: ESTUDIO DEL FUNCIONAMIENTO DE BOMBAS AXIALES
OPERANDO COMO TURBINAS**

AUTOR: RODOLFO PIENIKA ARCHONDO

TUTOR: ING. DANIEL SCHENZER

Montevideo, Uruguay

2017

TABLA DE CONTENIDO

PÁGINA DE APROBACIÓN.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
RESUMEN.....	vi
NOTACIÓN.....	vii
INTRODUCCIÓN.....	1
1. UTILIZACIÓN DE BOMBAS COMO TURBINAS	8
1.1. Revisión del estado del arte.....	8
1.1.1. Diagrama de los cuatro cuadrantes	8
1.1.2. Bombas funcionando como turbinas.....	18
1.1.3. Bombas axiales funcionando como turbinas.....	24
1.2. Aplicación en Uruguay	34
2. CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS Y TURBINAS AXIALES.....	36
2.1 Características generales de bombas axiales.....	36
2.1.1 Cubo	37
2.1.3 Perfiles.....	38
2.2 Comparación con turbinas axiales.....	40
2.2.1 Regulación del punto de funcionamiento	40
2.2.2 Álabes del rotor.....	42
2.2.3 Condiciones del flujo a la entrada al rotor	44
2.2.4 Condiciones del flujo a la salida del rotor.....	45
3. ESTUDIO TEÓRICO DEL FUNCIONAMIENTO EN MODO BOMBA Y EN MODO TURBINA.....	47
3.1. Generalidades.....	47
3.1.1. Cálculo de la carga hidráulica a partir de Euler.....	49
3.1.2. Cálculo de la carga hidráulica a partir de las fuerzas.....	56
3.2 Criterios de diseño	58
3.2.1 Distribución de velocidades tangenciales	58

3.2.2 Curvatura del perfil, ángulos de incidencia y desviación.....	60
3.2.3 Consideraciones sobre cavitación	63
3.3 Fenómenos especiales	67
3.3.1 Funcionamiento inestable	67
3.3.2 Pérdidas de energía.....	70
3.4 Diferencias entre modo bomba y modo turbina	75
3.4.1 Efecto del nº finito de álabes.....	76
3.4.2 Efecto de las pérdidas (hidráulicas y volumétricas)	78
3.5 Flujo tridimensional	80
4. ENSAYOS EN MODELO FÍSICO	86
4.1 Descripción de la bomba ensayada	86
4.2 Descripción del banco de ensayos	93
4.3 Mediciones realizadas	97
4.4 Incertidumbres	98
4.5 Resultados de los ensayos	99
CONCLUSIONES	117
LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN	118
BIBLIOGRAFÍA.....	120

PÁGINA DE APROBACIÓN

AGRADECIMIENTOS

A la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, por brindarme la posibilidad de ampliar continuamente mis conocimientos.

A mi tutor de tesis, Daniel Schenzer, por ser mi guía y apoyo constante para el desarrollo de la presente tesis.

A José Cataldo, por la libertad y el apoyo brindados para realizar esta tesis.

A mis compañeros de oficina: Pablo, Gabriel y Laura, por soportarme a diario.

Al personal del Laboratorio de Hidromecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, por permitirme realizar los ensayos experimentales en sus instalaciones.

A la Comisión Académica de Posgrado de la Universidad de la República, por la beca otorgada.

Un agradecimiento especial a mi esposa Michelle por su infinita paciencia y aliento y por bancarme los numerosos viajes a La Plata. A mis hijos Hernán y Julieta por iluminarme la vida y alegrarme todos los días.

RESUMEN

En la presente tesis se realiza un relevamiento del estado del arte relacionado con la utilización de bombas como turbinas. Debido a las condiciones hidrológicas y topográficas de Uruguay, el tipo de turbomáquina más conveniente a ser instalado en centrales hidroeléctricas (de cualquier porte) son las axiales. Por ello se hace énfasis en la utilización de bombas axiales como turbinas. Luego se presentan las principales características de bombas y turbinas axiales, destacando las diferencias y semejanzas entre ambas. Se analiza el comportamiento hidráulico en modo bomba y en modo turbina, utilizando ecuaciones teóricas. Se enumeran algunas causas que provocan pérdidas en el intercambio energético entre el fluido y la turbomáquina, y se estudia cómo afectan el desempeño en ambos modos de funcionamiento. Por último se describe el ensayo de funcionamiento de una bomba axial con ángulo de pala variable, en modo bomba y en modo turbina. Se describe el banco de ensayos utilizado y las principales características de la bomba ensayada. El ensayo realizado con un ángulo de pala de 10° , permitió obtener la curva característica en modo bomba y en modo turbina, hasta el caudal de máximo rendimiento. A partir de estas curvas, se obtuvieron los parámetros característicos correspondientes al punto de máximo rendimiento para dicha apertura. Por último se obtuvieron los coeficientes entre los parámetros característicos en modo turbina y en modo bomba, siendo comparables con los valores encontrados en las referencias bibliográficas.

PALABRAS CLAVE

Bomba como turbina, bomba axial, hidroeléctrica

NOTACIÓN

Letras romanas

b	Largo de álabe
C_L	Coeficiente de sustentación del perfil
C_D	Coeficiente de arrastre del perfil
C_p	Coeficiente de presiones sobre perfil
D	Diámetro, ó fuerza de arrastre
g	Aceleración de la gravedad
h	Cociente entre la carga en modo turbina y modo bomba en los puntos de máximo rendimiento
H	Carga hidráulica o potencia por unidad de peso en flujo
i	Ángulo de incidencia o choque a la entrada de un perfil
k_1	Ordenada en el origen de curva teórica carga-caudal de bomba axial
k_2	Pendiente de curva teórica carga-caudal de bomba axial
k_3	Cociente entre la componente axial de la velocidad media en modo turbina y en modo bomba
k_H	Constante para corrección de la carga desde los valores de fábrica a las condiciones del ensayo
k_M	Constante para corrección del par mecánico desde los valores de fábrica a las condiciones del ensayo
k_Q	Constante para corrección del caudal desde los valores de fábrica a las condiciones del ensayo
l	Largo de cuerda del perfil
L	Fuerza de sustentación
M	Proyección del momento de las fuerzas sobre el eje de giro
N	Velocidad de rotación
q	Cociente entre el caudal en modo turbina y modo bomba en los puntos de máximo rendimiento
Q	Caudal o flujo volumétrico

r	Distancia al eje de giro
R	Resultante de las fuerzas de interacción entre fluido y álabe
s	Luz entre álabes del rotor y carcasa
t	Paso de las palas del rotor
u	Velocidad de transporte
v	Velocidad absoluta
w	Velocidad relativa en el sistema de referencia no inercial
Z_r	Número de álabes del rotor
Z_d	Número de álabes del difusor

Letras griegas

α	Ángulo de ataque del flujo respecto a un perfil
α_i	Ángulo del flujo absoluto en la sección i de una grilla de álabes
β_i	Ángulo del flujo relativo en la sección i de una grilla de álabes
β_p	Ángulo de la cuerda del perfil respecto a una grilla de álabes
γ	Peso específico del fluido
δ	Desviación del flujo a la salida de una grilla de álabes
ζ	Pérdida de carga
η	Rendimiento total de la turbomáquina
θ	Ángulo de curvatura del perfil (ángulo de <i>camber</i>)
π_H	Número adimensionado de la carga hidráulica
π_Q	Número adimensionado del caudal
ρ	Densidad del fluido
ω	Velocidad angular de rotación del eje de la turbomáquina
Ω	Velocidad específica adimensionada referida al caudal
Ω_p	Velocidad específica adimensionada referida a la potencia

Subíndices

1	Corresponde al valor de una variable a la entrada al rotor en modo bomba (salida en modo turbina)
---	---

- 2 Corresponde al valor de una variable a la salida del rotor en modo bomba (entrada en modo turbina)
- B* Correspondiente al modo bomba
- bep* Correspondiente al punto de máximo rendimiento
- g* Correspondiente a la grilla de álabes
- n* Correspondiente a condiciones nominales de la turbomáquina
- r* Corresponde a la proyección en dirección radial de un vector
- s* Corresponde al valor de una variable en la sección de succión o admisión de la máquina
- T* Correspondiente al modo turbina
- t* Correspondiente al valor teórico de una variable
- θ Corresponde a la proyección en dirección tangencial de un vector (positiva en el sentido de giro)
- x* Corresponde a la proyección en dirección axial de un vector (positiva en el sentido del flujo)
- ∞ Corresponde al valor de una variable en un punto alejado de cualquier perturbación (p. ej.: lejos del álabe)

INTRODUCCIÓN

Generación de energía eléctrica

En los últimos años ha tenido mucha importancia en el sector energético mundial el concepto de generación distribuida, que consiste en la presencia de pequeños generadores de electricidad ubicados cerca de los consumidores o en la red de distribución (Ackerman et al., 2001). Dentro de las ventajas de la generación distribuida se destacan: mejoramiento del perfil de tensiones, reducción de emisiones de CO₂, reducción de pérdidas activas y reactivas, reducción en los picos de carga, aplazamiento de inversiones en expansión de la red, mejoramiento en los niveles de confiabilidad y alivio de congestión en la red (Buitrago y López, 2013). En Uruguay existe desde el 2010 una reglamentación (Decreto 173/010) para la generación distribuida. Desde entonces se han instalado varios parques eólicos, algunos fotovoltaicos y con generación a partir de biomasa, que aportan en este sentido.

Se está llevando a cabo un plan denominado “Política Energética Uruguay 2005-2030”, con el objetivo general de lograr una “diversificación de la matriz energética, tanto de fuentes como de proveedores, procurando reducir costos, disminuir la dependencia del petróleo y buscando fomentar la participación de fuentes energéticas autóctonas, en particular las renovables” (MIEM-DNETN)¹.

De acuerdo a dicha política de mediano y largo plazo, “dado que el país cuenta con fuentes de energía renovables abundantes y que permiten generar energía a costos de mercado, se impulsará la introducción de aquellas formas de energía que no necesitan subsidios, como la eólica de

¹ MIEM-DNETN. *Política Energética 2005-2030*. Página web consultada el 18/08/2017. <http://www.miem.gub.uy/documents/49872/0/Pol%C3%ADtica%20Energ%C3%A9tica%202030?version=1.0&t=1352835007562>

medio y gran porte, la biomasa, la solar térmica, el uso de ciertos residuos, la microhidráulica, ciertos biocombustibles, aunque se ensayarán también, a través de experiencias piloto acotadas, otras formas de aprovechamiento energético renovable”.

La mayoría de las plantas de generación de energía con fuentes provenientes del petróleo, no pueden ajustar flexiblemente sus salidas para igualar a la demanda fluctuante de energía. Este tipo de centrales, así como las centrales nucleares, tienen la desventaja de las demoras en el encendido. Las últimas (nucleares) operan mejor de continuo y su salida no puede incrementarse o disminuirse rápidamente. Por otro lado la energía eólica y la solar, son fuentes energéticas poco firmes, en el sentido de no ser de despacho programable con antelación mayor a unos pocos días. El aprovechamiento de la energía hidráulica aparece como una alternativa que presenta varias ventajas respecto a las antes mencionadas.

En el marco de la mencionada política energética, en los últimos años se han venido implementando varios proyectos de aprovechamiento de energía solar, eólica y a partir de biomasa. Sin embargo, poco se ha realizado en cuanto a la generación hidráulica, cuya potencia instalada (que aporta a la red eléctrica nacional) sigue siendo de 1538 MW, como desde hace más de 20 años. De hecho sólo se registraron leves incrementos en la potencia instalada, desde la última instalación de una central de gran porte (Central Hidroeléctrica Constitución en 1982), debido a la repotenciación de los equipos de generación de una de las centrales.

La generación hidroeléctrica es un conjunto de tecnologías maduras, en el sentido de que hay muchísima experiencia disponible en la región y el mundo. Esa experiencia incluye instalaciones realizadas, estudios teóricos y de laboratorio, ensayos en modelo y en prototipo; y ello tanto para las obras civiles como para los equipos hidráulicos y electromecánicos. Hace

ya décadas que algunas normas técnicas de aceptación prácticamente unánime detallan la realización de ensayos de turbinas.

Las pequeñas y micro centrales hidroeléctricas aparecen en el horizonte cercano como una fuente prometedora de generación de energía renovable para Uruguay (en el resto del mundo hace varios años que se viene explotando dicho recurso). Es muy poco probable que se construyan nuevas grandes centrales, adicionalmente a las tres centrales existentes sobre el Río Negro y la central binacional sobre el Río Uruguay. Las grandes centrales implican la inundación de grandes superficies, representando impactos muy negativos. Sin embargo existen numerosos sitios en Uruguay donde se podrían instalar pequeñas o micro centrales hidroeléctricas, con muy poco impacto sobre la zona. Estas centrales podrían estar conectadas a la red de transmisión eléctrica nacional, o bien alimentar poblados o comunidades aisladas. Es de destacar que hasta el momento no se han implementado proyectos de estas características en el país.

Es por todo lo anterior que la atención se focaliza en pequeños aprovechamientos que impliquen la menor cantidad de superficie afectada, que en general estarán asociados a bajos saltos, como para obtener potencias en el entorno de las que se denominan Micro Centrales Hidroeléctricas (hasta 100 kW), Mini Centrales Hidroeléctricas (entre 101 kW y 2000 kW) y Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (entre 2 MW y 10-15 MW).

Turbinas hidráulicas.

Las turbinas se pueden clasificar por su grado de reacción, que se define como el cociente entre la variación de carga hidráulica estática y la variación de carga hidráulica total del fluido a través de la turbina. En turbinas de acción o de impulso, el grado de reacción se aproxima a cero. En turbinas de reacción, el grado de reacción se aproxima a la unidad.

Las turbinas de reacción se caracterizan porque aprovechan principalmente la energía hidráulica estática del fluido. Por lo general el agua llena por completo el área de pasaje de la turbina. Dentro de las turbinas de reacción se destacan las turbinas de flujo radial (Francis o Dériaz-de álabes orientables) y las de flujo axial. Dentro de las de flujo axial, se pueden mencionar las turbinas de álabes fijos (tipo hélice), turbinas Kaplan (álabes del distribuidor y rotor orientables) o turbinas semi-Kaplan (sólo los álabes de uno de los componentes de la turbina orientables). A las turbinas axiales dispuestas horizontalmente y con su generador encapsulado se les denomina Bulbo.

En las turbinas de impulso el aprovechamiento de la energía se da mediante la conversión de la energía cinética. El flujo de agua a la entrada y salida de la misma se encuentra a presión atmosférica. Las más populares son las turbinas Pelton y las de flujo cruzado o Michell-Banki.

Otra forma de clasificación de turbinas hidráulicas está basado en la velocidad específica. En la Ec. 1 se define la velocidad específica referida a la potencia (Ω_p) utilizada frecuentemente para selección de turbinas, y la velocidad específica referida al caudal (Ω) utilizada para selección de bombas.

$$\Omega_p = \frac{\omega \left(\frac{rad}{s} \right) \cdot \sqrt{\frac{P(W)}{\rho(kg/m^3)}}}{(g(m/s^2) \cdot H(m))^{5/4}}, \quad \Omega = \frac{\omega(rad/s) \cdot \sqrt{Q(m^3/s)}}{(g(m/s^2) \cdot H(m))^{3/4}} \quad (1)$$

Donde $\omega(rad/s)$ es la velocidad de rotación, $P(W)$ es la potencia en punta de eje, $\rho(kg/m^3)$ es la densidad del fluido, $g(m/s^2)$ es la aceleración gravitatoria, $H(m)$ es la carga o salto neto y $Q(m^3/s)$ el caudal a través de la turbomáquina. Todas las variables son calculadas en el punto de máximo rendimiento de la turbomáquina.

Ω_p presenta valores altos en las turbinas de reacción en las que el flujo es axial; valores bajos en las turbinas de reacción en las que el flujo es radial, y aún menores valores en las turbinas de impulso.

Asociado a los valores de velocidad específica, también se pueden clasificar las turbinas hidráulicas en función del caudal y del salto con los que operan en mejores condiciones. La Fig. 1 es un ejemplo de selección de turbina aplicando este criterio.

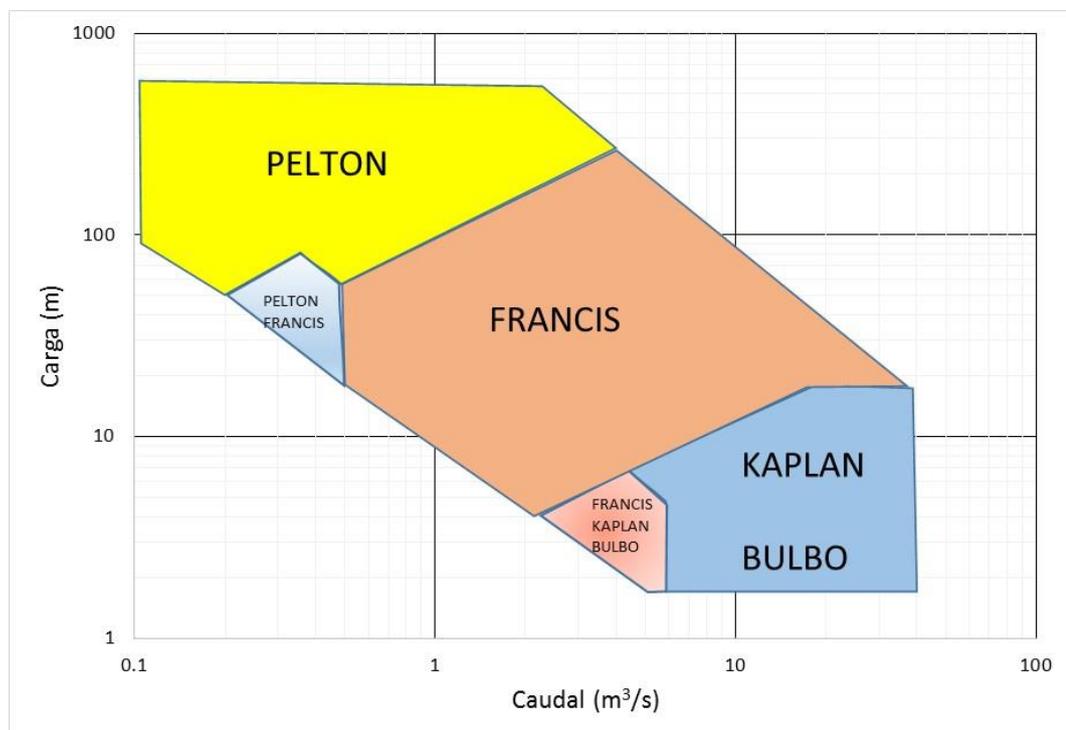


Figura 1. Gráfico de selección del tipo de turbina, según valores de carga y caudal.

Adaptada de Chapallaz et al. (1992)

En la mayoría de los potenciales sitios para aprovechamiento hidroeléctrico en Uruguay, la turbina a instalar sería una de flujo axial (Kaplan, Bulbo o de hélice). Este tipo de turbina opera con buen rendimiento para saltos pequeños (menores a 30-40 m) y caudales altos (mayores a 2-3 m³/s). Para saltos y caudales bajos, en el rango de microgeneración, se recomiendan las turbinas de flujo cruzado o Michell-Banki.

En el rango de pequeñas y muy pequeñas potencias, el costo de los componentes electromecánicos (turbina y generador eléctrico) suele representar un alto porcentaje del costo total de un aprovechamiento hidroeléctrico, pudiendo superar al 40% (Jain y Patel, 2014). Este porcentaje podría ser algo menor para Uruguay, ya que en ríos de llanura los costos de obra civil son mayores (mayores volúmenes de presa, más movimiento de tierra). Los fabricantes de turbinas, no suelen fabricar en serie turbinas para tan bajas potencias. En los últimos años ha crecido la oferta de turbinas de baja potencia, y hay algunos diseños estandarizados, pero los costos siguen siendo elevados.

Aparece como una alternativa interesante la utilización de una bomba funcionando como turbina (conocidas como PAT's por las siglas en inglés: *Pumps used As Turbines*, o en español BUTU's: *Bombas Usadas como Turbinas*). En el funcionamiento como turbina se invierten el caudal y el sentido de giro, respecto del funcionamiento normal como bomba. La potencia mecánica en el eje de la bomba es transformada en potencia eléctrica mediante un generador eléctrico, que puede ser el propio motor de inducción de la bomba.

Las principales ventajas que presenta la utilización de bombas como turbinas son la simplicidad, los bajos costos asociados (tanto iniciales como de mantenimiento) y la gran disponibilidad para amplios rangos de caudales y de cargas. Existe una gran cantidad de fabricantes de bombas, las cuales suelen ser fabricadas en serie. Sin embargo, generalmente los fabricantes de bombas no ponen a disposición las características de éstas funcionando como turbinas. Se hace necesario por tanto, recurrir a la experimentación o la simulación numérica para encontrar dichas características.

Un caso especial es la utilización de bombas-turbina en centrales de acumulación. En este tipo de centrales se acumula agua en embalses elevados para ser turbinada en horas pico de demanda (o cuando sea

necesario), a expensas de consumir energía al bombear nuevamente el agua desde el reservorio bajo al elevado en horas de poca demanda energética (o de exceso de oferta de energía proveniente de otras fuentes, por ejemplo de la eólica). La gran ventaja de estas centrales es la capacidad de almacenar grandes cantidades de energía. La máquina utilizada como bomba-turbina suele ser diseñada específicamente para este funcionamiento dual.

Objetivos

En la presente tesis se presenta una revisión del estado del arte del estudio de bombas funcionando como turbinas. Se mencionan los principales resultados de las investigaciones realizadas específicamente sobre bombas axiales. Se proponen posibles aplicaciones para Uruguay donde sería posible la utilización de una bomba axial como turbina. Se realiza un estudio teórico, que incluye el análisis de los triángulos de velocidades a la entrada y salida, y el cálculo de balances globales que permitan obtener valores de rendimientos de tales máquinas, tanto en modo bomba como en modo turbina. Se analizan las diferentes pérdidas de energía que se dan en el flujo a través de una bomba operando como turbina. Se hace alguna mención sobre las características en cuanto a la cavitación. Luego se describen los ensayos físicos realizados a una bomba axial de diseño convencional acoplada a un motor trifásico de inducción. Se presentan las características del banco de ensayos, así como de la bomba ensayada. Se muestran los principales resultados y se concluye sobre las posibilidades de utilización de la bomba ensayada para generar energía. Se concluye sobre las posibilidades de generación hidroeléctrica mediante una bomba axial, y se plantean líneas futuras de investigación. No es la intención introducirse en los mecanismos de generación de la energía eléctrica, que incluiría aspectos de selección y características de funcionamiento de los generadores a utilizar.

1. UTILIZACIÓN DE BOMBAS COMO TURBINAS

1.1. Revisión del estado del arte

Desde la década de 1930 se ha estudiado el funcionamiento de bombas operando como turbinas, ya sea intencionalmente o por accidente. Según varias referencias, el primer trabajo publicado sobre la utilización de bombas como turbinas, es el realizado por Kittredge y Thoma (1931). Al relevar el funcionamiento completo de una bomba centrífuga con el fin de analizar fenómenos transitorios indeseados, observaron que la misma podría operar como turbina para ciertos valores de caudal y velocidad de giro.

1.1.1. Diagrama de los cuatro cuadrantes

Una forma de presentar el funcionamiento de una turbomáquina como bomba y como turbina en un solo gráfico, se presenta en la Fig. 2. Allí se representa el funcionamiento a velocidad de giro constante, en sentido normal (+ N) o inverso (- N). La curva continua a velocidad de giro + N en el cuadrante (+ H , + Q) representa el funcionamiento en modo bomba. La curva punteada a velocidad de giro + N en el cuadrante (+ H , - Q) representa el funcionamiento en modo disipación de energía. La curva continua a velocidad de giro - N en el cuadrante (+ H , - Q) representa el funcionamiento en modo turbina. Por último la curva punteada a velocidad de giro - N en el cuadrante (+ H , + Q) representa el funcionamiento en modo bomba inversa (sólo en bombas centrífugas, en axiales y de flujo mixto dicha curva se ubica en el cuadrante (- H , + Q) y corresponde al modo disipación de energía). Se indican los puntos de máximo rendimiento (o *bep* por las siglas en inglés: *Best Efficiency Point*) en cada modo de funcionamiento útil.

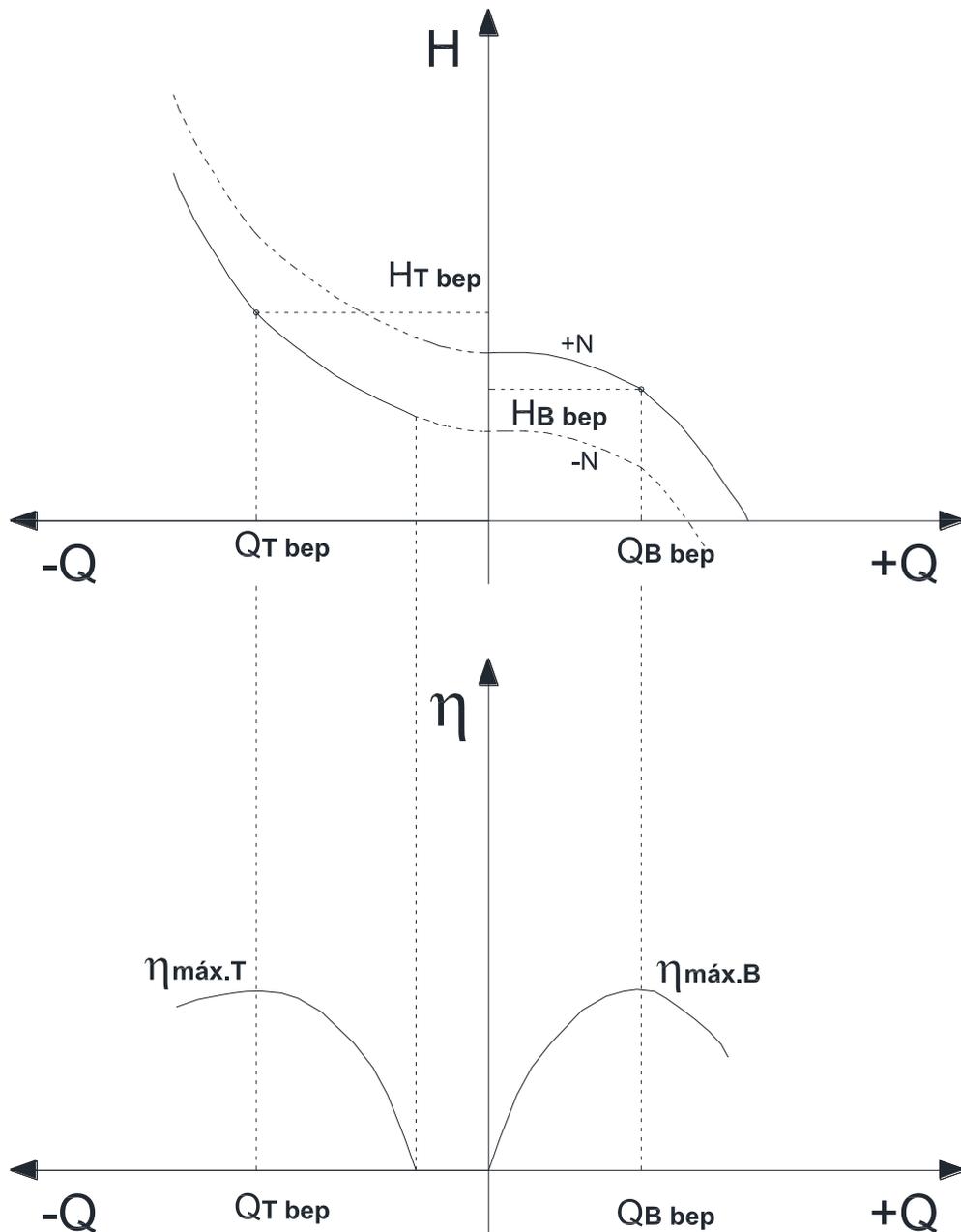


Figura 2. Curvas características de una bomba en modo bomba y turbina. Adaptada de Chapallaz et al. (1992)

El campo completo de operación de una turbomáquina se suele representar en un diagrama circular o diagrama de los cuatro cuadrantes, presentado por primera vez por Knapp (1937), a sugerencia del Prof. Von Kármán, para

mostrar el funcionamiento completo de una bomba centrífuga de doble succión. En varias referencias se lo identifica como el Diagrama Circular de Karman-Knapp. Este diagrama es utilizado comúnmente para estudiar el pasaje transitorio entre distintos modos de funcionamiento. Si bien Kittredge y Thoma (1931) presentaron el funcionamiento completo de una turbomáquina, no lo hicieron en un único diagrama, sino que utilizaron cuatro diagramas distintos.

Los parámetros que intervienen en el estudio del funcionamiento de una turbomáquina son el caudal de fluido que atraviesa la máquina (Q), la diferencia de carga hidráulica del fluido (H), la velocidad de giro del rotor (N) y la proyección sobre el eje de giro del momento que se ejerce sobre el rotor (M). Todos estos parámetros adquieren valores positivos cuando la turbomáquina opera como bomba normal (o en la zona de máximo rendimiento como bomba – se verá más adelante que existe una zona de funcionamiento como bomba inverso donde los rendimientos son más bajos).

Se define el modo de funcionamiento como bomba cuando la turbomáquina recibe potencia mecánica (MN se define positivo) y le entrega potencia hidráulica al fluido (γQH se define positivo). El modo de funcionamiento como turbina se da cuando la turbomáquina recibe potencia hidráulica (γQH es negativo) y le entrega potencia mecánica al eje (MN es negativo). Si la potencia mecánica es positiva y la potencia hidráulica es negativa, entonces la turbomáquina opera como un freno disipando energía, y por lo tanto no es un modo de operación útil como turbomáquina.

El diagrama de los cuatro cuadrantes consiste en un gráfico donde en abscisas figura el caudal adimensionado (Q/Q_n) y en ordenadas la velocidad de rotación adimensionada (N/N_n), aunque los ejes pueden estar intercambiados. Para adimensionalizar se suelen utilizar los valores

correspondientes al punto de máximo rendimiento funcionando como bomba, identificados con el subíndice n .

En el diagrama se identifican los 8 modos posibles de operación de una turbomáquina (Fig. 3), asociados con distintas combinaciones de signos de los parámetros de funcionamiento (Q , H , M y N). En particular la zona de funcionamiento como bomba normal está delimitada por el eje de las abscisas ($Q=0$) y una semirrecta de carga nula ($H=0$).

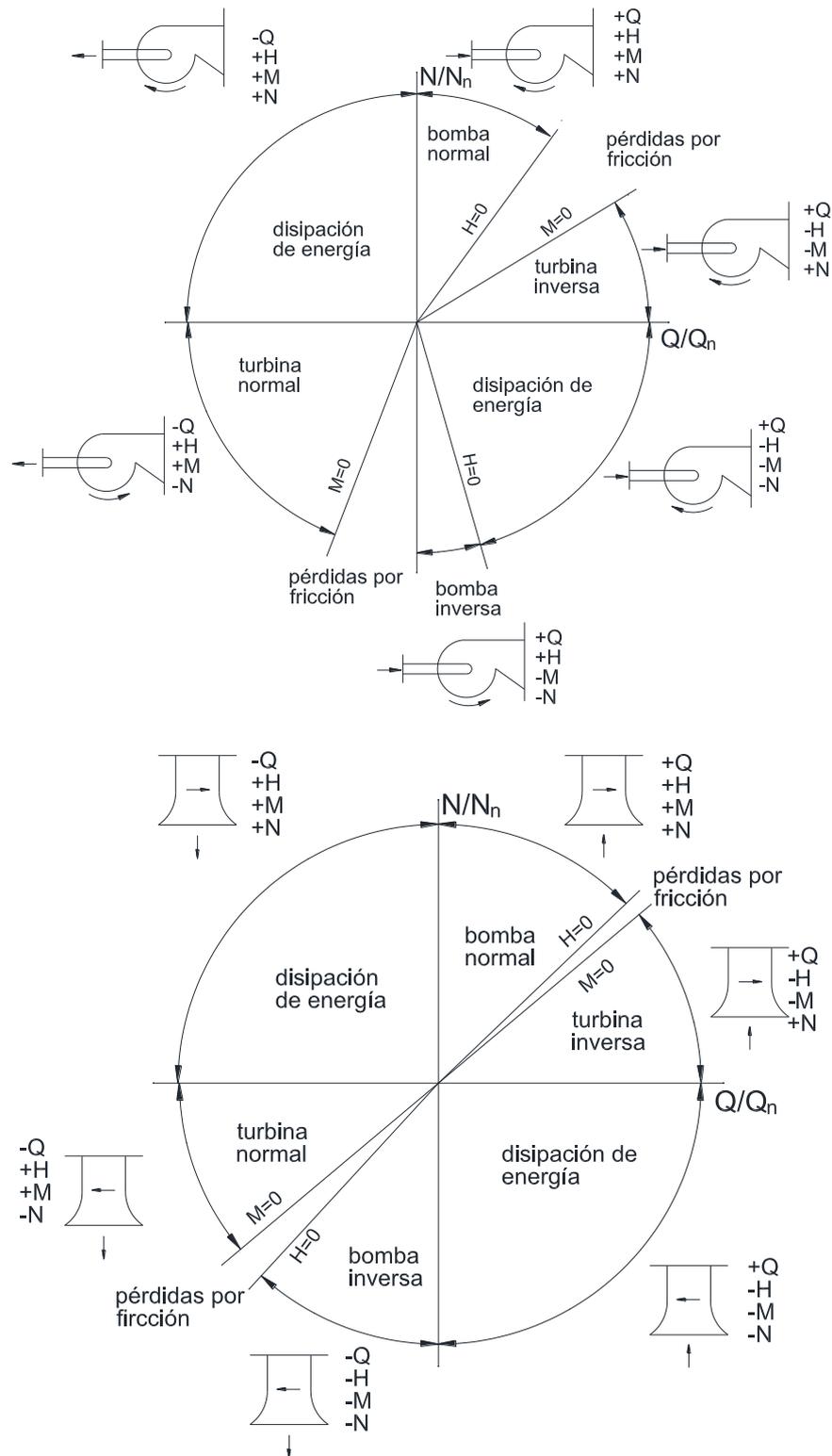


Figura 3. Gráficos explicativos de los diagramas de los cuatro cuadrantes para una turbomáquina de flujo radial (arriba) y una de flujo axial (abajo).

El modo de funcionamiento como bomba inversa, significa que la turbomáquina funciona como bomba con sentido de rotación invertido respecto al normal (y en caso de turbomáquinas axiales también con flujo invertido).

El modo de funcionamiento como turbina inversa, significa que la turbomáquina funciona como turbina con el flujo y el sentido de rotación invertidos respecto al normal como turbina. O sea, en este modo el caudal y la velocidad de giro tienen el mismo sentido que en el modo bomba normal (primer cuadrante de los diagramas de la Fig. 3).

En las zonas de funcionamiento como bomba inversa y como turbina inversa, los rendimientos son bastante menores a los observados en los modos de funcionamiento normales (Knapp, 1937; Swanson, 1953).

En el modo de funcionamiento como turbina normal, los sentidos de flujo y de rotación se invierten respecto al modo normal como bomba. Esta zona está delimitada por el eje de las ordenadas ($N=0$) y una semirrecta de par nulo ($M=0$). Los valores de rendimiento máximo como turbina en esta zona son similares a los valores de rendimiento máximo en la zona de bomba normal (Knapp, 1937; Swanson, 1953).

Entre zonas de funcionamiento como bomba y como turbina, se tienen zonas donde no es útil operar la turbomáquina (se tendría un valor de rendimiento negativo). Según Knapp (1937) estas zonas corresponden a disipación de energía, sin embargo Swanson (1953) plantea una diferencia entre zonas de disipación de energía y zonas de pérdidas por fricción (y también choque). Las zonas de disipación están delimitadas por los ejes de abscisas y ordenadas (velocidad de rotación nula y caudal nulo, respectivamente) y por semirrectas de carga o par nulos.

Teóricamente en un caso ideal los puntos de funcionamiento ($Q(N)$) a carga nula coincidirían con los puntos de funcionamiento a par nulo (es decir las semirrectas $H=0$ y $M=0$ serían las mismas). Al considerar pérdidas de

energía estas semirrectas se separan, creando dos nuevas zonas de funcionamiento de la turbomáquina (Swanson, 1953). Debido al origen de estas zonas, es entendible la denominación de zona de pérdida por fricción.

En el modo turbina normal, la semirrecta de par nulo identifica para cada caudal, la máxima velocidad de giro (o velocidad de embalamiento cuando trabaja sin carga), o para cada velocidad de giro, el mínimo caudal al que se genera energía. En el modo bomba normal, la semirrecta de carga nula identifica para cada velocidad de giro, el máximo caudal que puede entregar la bomba, o para cada caudal, la mínima velocidad de giro a la cual la bomba le aporta energía al fluido.

Swanson (1953) encontró diferencias entre el diagrama completo de características de funcionamiento de turbomáquinas de flujo axial y las de flujo radial, tal como se aprecia en la comparación de los diagramas de la Fig. 3.

Debido a la forma geométrica de los rotores axiales, la rotación inversa de una bomba axial produce naturalmente un cambio en el sentido del flujo, operando como bomba inversa para caudales (negativos) no muy elevados. Entonces el modo de funcionamiento como bomba inversa para las axiales se ubica en el cuadrante $(-N, -Q)$ (tercer cuadrante en la Fig. 3). Por otro lado, el funcionamiento de una bomba centrífuga con sentido de rotación inverso, se asemeja al funcionamiento normal de bombas centrífugas con álabes inclinados hacia adelante (aunque es más común de observar esta forma de álabes en ventiladores). En este último caso el flujo no se invierte, por lo que la máquina opera como bomba inversa con el caudal en el sentido correcto (positivo). Entonces el modo de funcionamiento como bomba inversa para las centrífugas se ubica en el cuadrante de $(-N, +Q)$ (segundo cuadrante en la Fig. 3).

Las zonas de pérdidas por fricción (y choque) abarcan un sector en el diagrama circular de mayor ángulo en turbomáquinas radiales que en

axiales (ver Fig. 3). Según Swanson (1953) se debería a una mayor superficie en contacto con el fluido en el caso de las primeras.

La zona de disipación de energía ubicada en el cuadrante $(-N,+Q)$ (cuarto cuadrante en la Fig. 3) abarca un sector de menor ángulo en turbomáquinas radiales que en axiales. En turbomáquinas radiales, el cuadrante $(-N,+Q)$ es compartido por la zona de disipación y la zona de bomba inversa. En turbomáquinas axiales el cuadrante $(-N,+Q)$ es ocupado en su totalidad por la zona de disipación.

En el diagrama de los cuatro cuadrantes, se pueden representar las curvas de carga relativa (H/H_n) constante y de par relativo (M/M_n) constante de la turbomáquina. La Fig. 4 muestra los diagramas de funcionamiento de una bomba centrífuga de doble succión de velocidad específica $\Omega = 0.66$ (ensayada por Knapp (1937)) y de una bomba axial de $\Omega = 4.95$ (ensayada por Swanson (1953)). En estos diagramas los ejes están invertidos respecto a la Fig. 3 (en abscisas se ubica la velocidad de giro y en ordenadas el caudal). En la Fig. 4 sólo están representadas las curvas de carga y par correspondientes a los valores nominales o de máximo rendimiento, y las semirrectas de carga y par nulos.

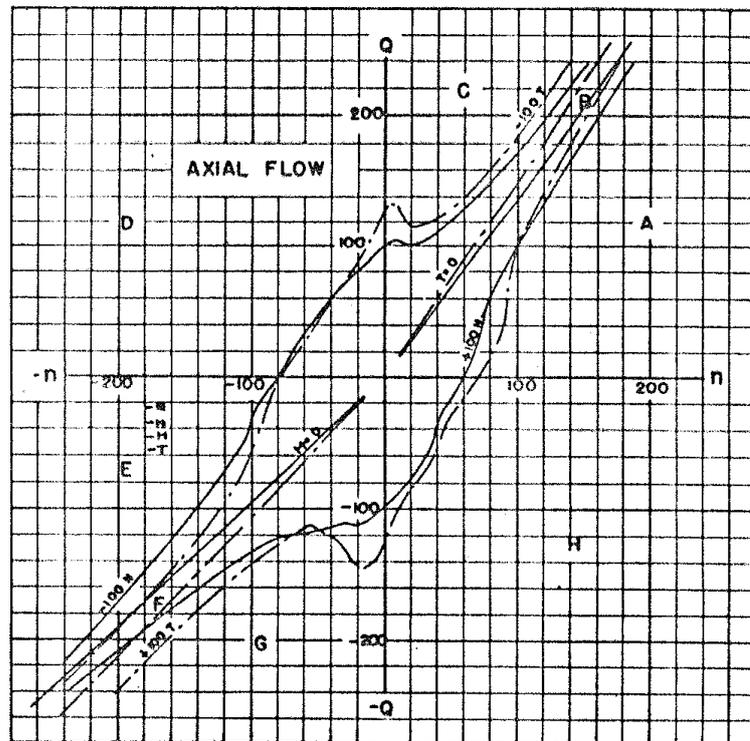
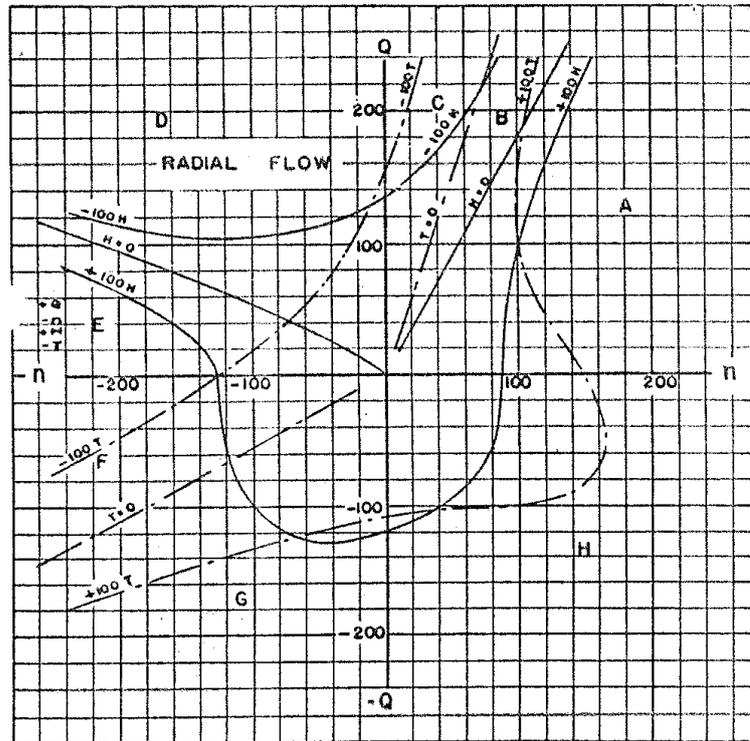


Figura 4. Diagrama de los cuatro cuadrantes para una turbomáquina de flujo radial (arriba) y una de flujo axial (abajo). Extraídas de Swanson (1953).

Tanto en la Fig. 3 como en la Fig. 4 se observa que la zona de funcionamiento como turbina normal es mayor para turbomáquinas radiales que para las axiales. Esto significa que trabajando a velocidad de giro constante, el mínimo caudal al que una bomba funciona como turbina, es mayor (en términos relativos) para axiales que para centrífugas. A partir de los diagramas de la Fig. 4 se aprecia que si se hace operar una bomba centrífuga a una velocidad de giro igual en módulo y opuesta en dirección a los valores normales ($N/N_n = -100\%$), el mínimo caudal para operar como turbina (aquel donde el par es nulo) es aproximadamente el 65% del caudal de máximo rendimiento como bomba. Por otro lado, en el caso de una bomba axial se tiene que el mínimo caudal es aproximadamente el 105% del caudal de máximo rendimiento como bomba. En estos valores de caudales mínimos, que corresponden a par nulo, el rendimiento también es cero, por lo que los caudales donde deberían operarse las bombas en modo turbina deberían ser aún mayores. Esta diferencia fue observada por Gülich (2010) comparando la separación de las curvas de salto contra caudal a la velocidad de embalamiento ($M=0$) y las curvas de salto contra caudal a rotor bloqueado ($N=0$), para los dos tipos de bombas funcionando como turbina (estas curvas se acercan a medida que aumenta la velocidad específica).

Respecto a la variación de velocidad como método de control al variar el caudal, se puede decir que trabajando a salto constante, si se incrementa el caudal, una bomba centrífuga funcionando como turbina debe disminuir su velocidad de giro para poder procesar dicho caudal. Por el contrario, en el caso de una bomba axial funcionando como turbina, la velocidad de giro debe aumentar para procesar un caudal mayor (a salto constante).

De lo anterior también se desprende que ante un rechazo de carga por una falla eléctrica del generador (que lleva a que la turbina se acelere hasta la velocidad de embalamiento), el caudal que circula en una bomba axial funcionando como turbina se incrementa, mientras que en una bomba

centrífuga descende. Además las turbinas axiales alcanzan mayores velocidades de embalamiento que las de turbinas radiales.

Gulich (2010) menciona que ante la falta de publicación de diagramas de cuatro cuadrantes de bombas de distintas velocidades específicas, los publicados por Knapp (1937) y Swanson (1953) pueden ser tomados como referencia. Sin embargo, se han encontrado diferencias entre el comportamiento de diferentes bombas axiales con igual velocidad específica (Ayder, 2009), principalmente en las zonas de funcionamiento como turbina (normal e inversa) y de disipación de energía (del segundo y cuarto cuadrantes). Se concluye que el método de diseño y la geometría resultante influyen en las características completas de bombas axiales, en mayor medida que en bombas centrífugas.

1.1.2. Bombas funcionando como turbinas

En cuanto a la bibliografía que trata específicamente la utilización de bombas en lugar de turbinas convencionales, se destacan los manuales técnicos de Chapallaz et al. (1992) y de Williams (1995) y la revisión del estado del arte llevada a cabo por Jain y Patel (2014). Esta revisión incluye menciones a estudios analíticos, computacionales y experimentales. Los estudios analíticos o teóricos se basan en el teorema de Euler para turbomáquinas y los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor (ver capítulo 3). Los estudios computacionales incluyen cálculos iterativos sencillos para solución de ecuaciones simplificadas de la dinámica de fluidos (ecuaciones de Navier-Stokes y de conservación de la masa) en superficies de corriente y cálculos iterativos más complejos para la solución completa de las ecuaciones de la dinámica de fluidos en tres dimensiones (lo que se conoce en inglés como *CFD* por *Computational Fluid Dynamics*). Los estudios experimentales (que pueden ser realizados en laboratorio o en campo), son indispensables para evaluar el desempeño de una determinada bomba funcionando como turbina y muy necesarios para validar los resultados obtenidos a partir de *CFD*. Mediante trabajos

experimentales de laboratorio, se pueden obtener las características de funcionamiento globales de la bomba en modo turbina, como las curvas carga-caudal y rendimiento-caudal.

Algunos autores han propuesto métodos para la selección de la bomba más adecuada para operar como turbina en función del caudal y salto disponibles, pero la gran dispersión de los resultados y las diferencias entre los métodos propuestos, dan un panorama de gran incertidumbre. Puede hacerse una selección preliminar del tipo de bomba con la ayuda de gráficos como el que se propone en Chapallaz et al. (1992) y se representa adaptado en la Fig.5, que reproduce en buena medida el criterio de selección de turbinas basado en la velocidad específica. Es evidente la semejanza entre los gráficos de la Fig. 5 y la Fig. 1 (éste último para la selección preliminar de turbinas convencionales).

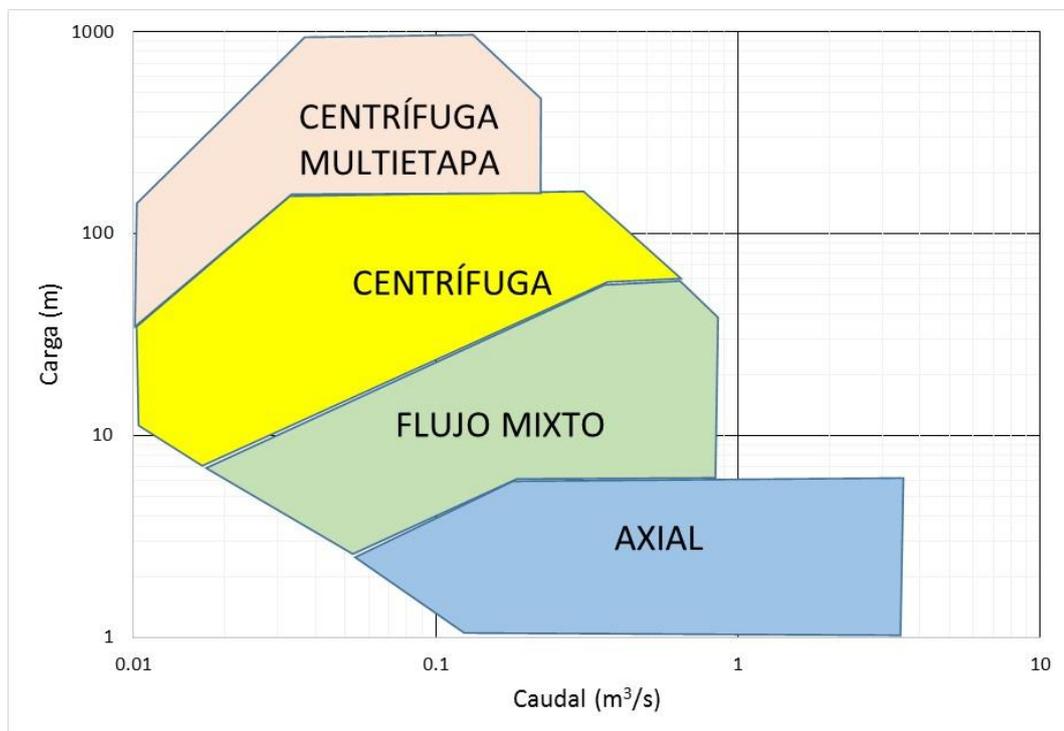


Figura 5. Gráfico de selección del tipo de bomba para ser usada como turbina, según valores de carga y caudal. Adaptada de Chapallaz et al. (1992).

Como principal resultado mencionado en los numerosos estudios previos, se destaca que el máximo rendimiento en el funcionamiento como turbina suele ser muy similar al máximo rendimiento en modo bomba. Además dicho punto de funcionamiento en modo turbina corresponde a mayores caudales y cargas que en modo bomba. En el capítulo 3 se analizan las causas de estas diferencias.

Una forma muy común de presentar las características de funcionamiento de una bomba como turbina, es a través de coeficientes que relacionan la carga y caudal correspondientes al máximo rendimiento en modo bomba y en modo turbina ($h = H_T/H_B$ y $q = Q_T/Q_B$). En dichos coeficientes, que pueden ser hallados teórica o experimentalmente, suelen intervenir los valores de rendimiento máximo y/o de la velocidad específica tanto en modo bomba como en modo turbina. Estos coeficientes se pueden utilizar para predecir las características de funcionamiento de una bomba como turbina. También pueden aplicarse de forma inversa, conociendo el caudal y el salto disponible en un aprovechamiento, para determinar las características de la bomba a seleccionar. En la Tabla 1, que contiene datos mencionados en Alatorre-Frenk (1994) y en Jain y Patel (2014), se presentan algunos de los coeficientes sugeridos por diversos investigadores (acompañado del año en que fueron propuestos). Donde figura el valor del rendimiento como bomba o como turbina, siempre está referido al valor máximo del mismo. Donde figura la velocidad específica, siempre es la referida al caudal y en modo bomba.

Investigador/ Año	Coef. de predicción de caudal q	Coef. de predicción de carga h	Predicción del máx. rendimiento η_T	Rango de validez
Stepanoff 1957	$\frac{1}{\eta_B^{0.5}}$	$\frac{1}{\eta_B}$	$\eta_T = \eta_B$	$0.8 \leq \Omega_B$ ≤ 1.2
Childs 1962	$\frac{1}{\eta_B}$	$\frac{1}{\eta_B}$	$\eta_T = \eta_B$	-
Hancock 1936	$\frac{1}{\eta_T}$	$\frac{1}{\eta_T}$	-	-
Diederich 1967	$1.402 \Omega_B^{-0.171}$	$1.556 \Omega_B^{-0.174}$	$\eta_T \geq \eta_B$	$0.28 \leq \Omega_B$ ≤ 1.04
Grover 1982	$2.643 - 1.399 \Omega_B$	$2.693 - 1.212 \Omega_B$	η_T $= \eta_B(0.893$ $+ 0.0466 \Omega_B)$	$0.2 \leq \Omega_B$ ≤ 1.1
Ventrone y R. 1982	$\frac{1}{\eta_B}$	$\frac{1}{\eta_B^{0.5}}$	$\eta_T = \eta_B$	-
Sharma 1984	$\frac{1}{\eta_B^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_B^{1.2}}$	$\eta_T = \eta_B$	$0.8 \leq \Omega_B$ ≤ 1.2
Gopalakrishnan 1986	$1.86 - 0.551 \ln(5 \Omega_B)$ $+ 0.11 [\ln(5 \Omega_B)]^{2.2}$	$2.6 - 9.1 \ln(5 \Omega_B)$ $+ 7.96 [\ln(5 \Omega_B)]^{1.1}$	$\eta_T = \eta_B$	-
Naber y H. 1987	1.3	1.35	$\eta_T = \eta_B$	-
Palgrave 1987	1.471	1.471	$\eta_T = 1.1 \eta_B$	-
Schmiedl 1988	$-1.378 + \frac{2.455}{(\eta_B \eta_T)^{0.25}}$	$-1.516 + \frac{2.369}{(\eta_B \eta_T)^{0.5}}$	η_T $= \eta_B(1.158$ $- 0.265 \Omega_B)$	$0.1 \leq \Omega_B$ ≤ 1.05
Williams 1990	$1.1 \frac{1}{\eta_B^{0.8}}$	$1.1 \frac{1}{\eta_B^{1.2}}$	-	-
Alatorre-Frenk 1990	$\frac{0.85 \eta_B^5 + 0.385}{2 \eta_B^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85 \eta_B^5 + 0.385}$	$\eta_T = \eta_B$ $- 0.03$	-
Sánchez 1991	1.3	1.35	-	-

Chapallaz et al. 1992	$\frac{1.12}{\eta_B^{0.6}} [1 + (0.4 + Ln\Omega_B)^2]^{0.15}$	$\frac{1.1}{\eta_B^{0.8}} [1 + (0.3 + Ln\Omega_B)^2]^{0.3}$	$\eta_T = \eta_B - 0.03$	$0.1 \leq \Omega_B \leq 1.1$
Alatorre-Frenk 1994	$\frac{1.21}{\eta_B^{0.6}}$	$\frac{1.21}{\eta_B^{0.8}} [1 + (0.6 + Ln\Omega_B)^2]^{0.3}$	$\eta_T = 0.95 \eta_B^{0.7} [1 + (0.5 + Ln\Omega_B)^2]^{-0.25}$	Entrada axial $0.23 \leq \Omega_B \leq 1.8$
Alatorre-Frenk 1994	$\frac{1.21}{\eta_B^{0.6}}$	$\frac{0.79}{\eta_B^{2.3}} [1 + (0.7 + Ln\Omega_B)^2]^{1.9}$	$\eta_T = 1.31 \eta_B^{2.7} [1 + (0.7 + Ln\Omega_B)^2]^{-0.6}$	Doble succión $0.35 \leq \Omega_B \leq 0.9$
Alatorre-Frenk 1994	$\frac{1.21}{\eta_B^{0.6}}$	$\frac{0.93 \Omega_B^{0.1}}{\eta_B^{1.7}}$	$\eta_T = 0.88 \eta_B^{0.5}$	Tipo turbina $1.24 \leq \Omega_B \leq 4.96$

Tabla 1. Coeficientes de predicción del funcionamiento de bomba como turbina.

Alatorre-Frenk (1994) propone métodos de predicción del funcionamiento como turbina, diferenciados para tres tipos de bombas: bombas centrífugas de entrada axial; bombas centrífugas de doble succión; y bombas verticales tipo turbina (mayormente de flujo mixto o axial). Los coeficientes figuran en las tres últimas filas de la Tabla 1. Se basan, al igual que la mayoría de los demás métodos, en la velocidad específica y en el rendimiento máximo en modo bomba. Pero además utiliza características geométricas de cada bomba, como la forma de la carcasa (voluta, difusor, etc.).

La aplicación de los diversos métodos de predicción resumidos en la Tabla 1 presenta diferencias con resultados experimentales del orden de $\pm 20\%$ o mayores (Jain y Patel, 2014).

También se han realizado intentos de predecir el funcionamiento de una bomba como turbina en puntos alejados del correspondiente al máximo rendimiento. Algunos de los métodos de predicción propuestos están resumidos en Alatorre-Frenk (1994). La mayoría se basan en ensayos experimentales (por ejemplo Chapallaz et al., 1992) o en simulaciones

numéricas (por ejemplo White et al., 2005). Las desviaciones resultantes son aún mayores que para la predicción del punto de máximo rendimiento.

En cuanto al estudio del fenómeno de cavitación en bombas funcionando como turbinas, se encuentran disponibles algunos pocos trabajos (Jain y Patel, 2014). En turbinas hidráulicas convencionales, generalmente se admite la existencia de cavitación, al menos en un nivel aceptable desde el punto de vista económico (Kumar y Saini, 2010). Escaler et al. (2006) presentaron varios métodos para detectar cavitación en turbinas hidráulicas, basados principalmente en análisis de vibraciones estructurales, emisiones acústicas y presiones hidrodinámicas medidas dentro de la turbina. En los últimos años, se está utilizando la mecánica de los fluidos computacional para estudiar cavitación en turbinas hidráulicas.

Desde hace varias décadas, se ha estudiado ampliamente por parte de investigadores y técnicos de todo el mundo, la utilización de bombas centrífugas operando como turbinas (analítica, experimental y numéricamente), incluyendo varios casos implementados en campo con éxito. La preferencia de este tipo de bombas para utilizarlas como turbinas, se debe a la gran disponibilidad para un amplio rango de cargas y caudales, al bajo costo por unidad de potencia instalada, a la facilidad del mantenimiento y disponibilidad de repuestos, y a que los rendimientos observados son tan buenos como en su operación normal como bomba. Sin embargo, se han encontrado muy pocas referencias sobre estudios de funcionamiento de bombas de flujo axial operando como turbinas. Una de las posibles causas es el mayor costo por unidad de potencia instalada de éstas respecto de las centrífugas (para lograr la misma potencia las bombas axiales mueven caudales mayores por lo que resultan más grandes que las centrífugas), que harían disminuir las ventajas económicas de utilizar una bomba en lugar de una turbina convencional. Alatorre-Frenk (1994) menciona algunas causas adicionales que justificarían la desmotivación por el uso de bombas axiales como turbinas, entre otras se

destacan: la posibilidad de estandarización de pequeñas turbinas axiales (lo que reduce su costo), la propensión a la cavitación; la elevada velocidad de embalamiento; y el bajo rendimiento. Se discrepa con esta última causa, ya que las turbinas axiales y las bombas axiales funcionando como turbinas, pueden alcanzar rendimientos tan elevados como los de las turbomáquinas radiales. A pesar de estas desventajas, en países donde no se tenga la infraestructura industrial necesaria para fabricar turbinas axiales estandarizadas, el uso de bombas axiales (o de flujo mixto) como turbinas puede ser una solución al acceso de energía eléctrica de la población, especialmente si hay disponibilidad de las mismas (Alatorre-Frenk, 1994).

1.1.3. Bombas axiales funcionando como turbinas

A continuación se presenta un resumen (ordenado en forma cronológica) de los escasos trabajos encontrados que hacen particular énfasis en el funcionamiento de bombas de flujo axial operando como turbinas.

Swanson (1953) observó que hasta la fecha de publicación de su trabajo, sólo se habían presentado diagramas de características completas de bombas centrífugas. Por lo tanto decidió realizar un análisis de las diferencias que existen con bombas de flujo axial y mixto. Primero, basándose en las ecuaciones de la energía y de Euler (ver Ec. 2 en 3.1) aplicadas a una turbomáquina de flujo axial, obtuvo una relación entre carga, caudal y velocidad de giro y otra relación entre el par, caudal y velocidad de giro. Propuso un método para trazar, a partir de las relaciones anteriores, el funcionamiento completo de una bomba axial en el diagrama de los cuatro cuadrantes. Aplicó dicho método a una bomba axial hipotética (sin álabes direccionadores, rotor con perfiles simétricos sin curvatura) e introdujo correcciones al diagrama ideal, basadas en consideraciones de flujos reales. Asimismo propuso un método alternativo para el mismo fin, basado en las curvas adimensionadas de carga y par a caudal constante y velocidad de giro constante. Aplicó este último método para determinar de forma experimental las características de funcionamiento completo de una

bomba axial de tipo comercial, con rotor de 10 pulgadas de diámetro, así como de una bomba de flujo mixto de tamaño similar. Comparó los diagramas resultantes de sus ensayos, con el diagrama obtenido por Knapp (1937) para una bomba centrífuga de doble succión. Las diferencias encontradas ya se mencionaron en 1.1.1. Presentó un nuevo método para representar el rendimiento de una turbomáquina en todo el campo de funcionamiento. Observó, como un resultado interesante, el hecho de que los máximos rendimientos en modo bomba y turbina normal fueron similares (80% y 78% respectivamente). A raíz de esto propuso utilizar la misma turbomáquina para bombear y turbinar el agua en centrales de acumulación, aunque esto ya se estaba haciendo al menos desde 1882 en Suiza y 1885 en USA (ASME, 1980).

Gantar (1988) realizó una breve descripción de las bombas de flujo axial más comunes, destacando las características a favor y en contra de su utilización como turbinas. Mencionó que la tobera con forma de campana por donde ingresa el fluido en el modo bomba (ver Fig. 8), funciona como un difusor de gran ángulo en modo turbina con su consiguiente pérdida de carga, por lo que propone sustituirla por un difusor cuidadosamente diseñado. Por otro lado, los álabes difusores ubicados en la salida del rotor de la bomba juegan un papel muy importante en el modo turbina imponiéndole una componente tangencial a la velocidad del flujo a la entrada, incrementando el momento angular. Destacó que para la determinación del punto (carga-caudal) de máximo rendimiento de una bomba en modo turbina, es necesario la realización de ensayos experimentales, ya que no es posible predecirlo con exactitud a partir del punto de máximo rendimiento de la bomba en modo de operación normal. En este mismo trabajo se presentaron los resultados de ensayos realizados a varias bombas de flujo axial operando en modo normal y en modo turbina, obteniendo como resultado que el número adimensionado de la carga en modo turbina es entre 1.13 y 1.59 veces mayor que en modo bomba y que

el número adimensionado del caudal en modo turbina es entre 1.23 y 1.44 veces mayor que en modo bomba (todos los valores calculados para el punto de máximo rendimiento). Asimismo se presentaron resultados de un ensayo minucioso a una bomba axial de álabes regulables operando en modo inverso. Se obtuvieron las curvas características para varios ángulos de pala, así como conclusiones sobre el incremento en el empuje axial y el momento en los álabes en modo turbina. Destacó como principal resultado que los rendimientos máximos son similares en ambos modos de funcionamiento, y resaltó la importancia de contar con regulación del ángulo de pala para cubrir un amplio rango de operación en modo turbina con rendimientos elevados. También concluyó que la operación como turbina presentó características más favorables en cuanto a la cavitación, pudiendo trabajar con menores sumergencias que en modo bomba.

Sudevan y Subir Kar (1993) plantearon un estudio teórico de una turbomáquina de flujo axial reversible (bomba-turbina) diseñada a tales efectos. Compararon los resultados teóricos contra resultados experimentales propios y de otros investigadores. Las características geométricas del rotor de la turbomáquina estudiada difieren de las de una bomba axial típica y también de las de una turbina axial típica. Fueron construidos con perfiles simétricos respecto al punto medio de su cuerda, con dos formas posibles: de línea media recta y doblemente curvados en forma de "S". Las bomba-turbinas estudiadas incluyen la presencia de álabes guía tanto a la entrada como a la salida, introduciendo pre-rotación a la entrada en modo bomba, y pérdidas adicionales en ambos modos de funcionamiento. Por esto, los rendimientos en ambos modos de funcionamiento de la turbomáquina reversible analizada, son menores a los correspondientes a bombas y turbinas convencionales. Además se destaca la forma en punta de las curvas de rendimiento en ambos modos de funcionamiento (los rendimientos caen rápidamente para caudales distintos de los nominales), que puede deberse a los borde de ataque afilados en

ambos modos de funcionamiento y la imposibilidad de modificar los ángulos de los álabes guía. Por último, presentaron el funcionamiento completo de la turbomáquina axial reversible, en el diagrama de los cuatro cuadrantes.

Joshi et al. (2005) propusieron un método sencillo de selección de una bomba de velocidad específica elevada para un aprovechamiento hidroeléctrico de bajo salto. Utilizaron las curvas características completas (diagrama de los cuatro cuadrantes), de 3 bombas de diferentes velocidades específicas publicadas por Swanson (1953). Con estos datos estimaron las curvas características de una bomba axial en modo turbina que podría instalarse en un sitio particular. La poca cantidad de bombas incluidas en el estudio, sumado a que sólo una de ellas es de velocidad específica alta, hacen dudar de la confiabilidad del método propuesto. Este aspecto es reconocido como una debilidad por los propios autores.

White et al. (2005) predijeron las curvas características de funcionamiento de una bomba axial (para varios ángulos de pala) en modo turbina mediante simulaciones numéricas utilizando el software comercial CFX. Validaron el método de simulación contrastando los resultados de simulaciones en modo bomba con las curvas características presentadas por el fabricante de la bomba. Presentaron en forma muy escueta, las posibilidades de visualización del flujo a través del rotor a partir de los resultados de las simulaciones. Encontraron, al igual que otros investigadores, que el máximo rendimiento en modo turbina es similar al correspondiente en modo bomba. Dichos rendimientos máximos (que se calcularon sin tener en cuenta pérdidas mecánicas) resultaron cercanos al 85% para la bomba ensayada. Además que dicho punto de funcionamiento se da a una carga 1.68 veces mayor y un caudal 1.48 veces mayor al correspondiente en modo bomba (valores promedio para todos los ángulos de pala estudiados). Destacaron asimismo, que el rendimiento en modo turbina no decae tan rápidamente al incrementar el caudal, observándose que para un caudal 3 veces mayor al de máximo rendimiento en modo bomba, el rendimiento

permanecía por encima del 60%. Los resultados de las simulaciones numéricas en modo turbina fueron comparados con los resultados experimentales de Swanson (1953) correspondientes a la bomba axial. Entre la bomba usada para validar los resultados numéricos y la bomba para la cual se presentaron los resultados experimentales, no existe similitud geométrica ni igualdad de velocidades específicas, aspecto que es reconocido como una debilidad por los propios autores. En la Fig. 6 se presenta la comparación de las curvas características como bomba y como turbina, obtenidas de las simulaciones numéricas. La forma de presentación de las curvas características difiere de la forma habitual utilizada en el diagrama de los cuatro cuadrantes (Fig. 4) y de otras formas de presentación utilizadas por algunos investigadores (Fig. 2). La diferencia es que los valores de caudal, carga y potencia, son positivos tanto en el modo bomba normal como en el modo turbina normal.

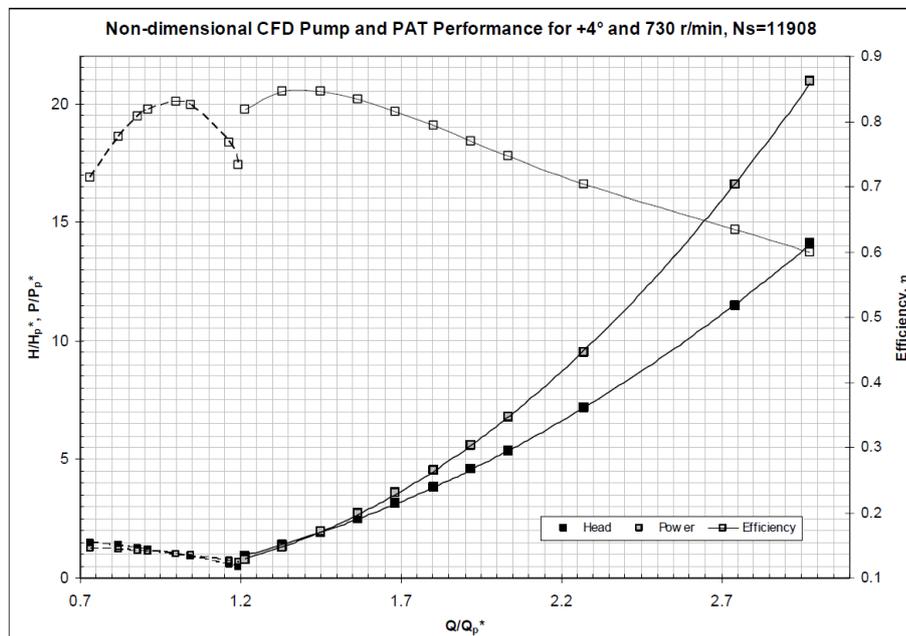


Figura 6. Curvas características normalizadas en modo bomba (líneas punteadas) y modo turbina (líneas continuas), obtenidas mediante *CFD* para una bomba de $\Omega_p = 4.36$. Extraída de White et al. (2005).

Prasad et al. (2006) presentaron resultados de ensayos experimentales a dos bombas de distintas velocidades específicas fabricadas por la empresa KBL (Kirloskar Brothers Limited). Una corresponde a una bomba de flujo mixto y la otra a una bomba de flujo axial. Compararon los resultados experimentales con los resultados obtenidos de aplicar modelos predictivos presentados en el manual de Chapallaz et al. (1992). Concluyeron que el desempeño como turbina de la bomba de baja velocidad específica se puede predecir correctamente a partir de los modelos del manual. Sin embargo no sucede lo mismo para la bomba de velocidad específica alta, atribuyendo esto a que en el manual de referencia no se ensayaron muchas bombas en este rango de velocidades específicas. Mencionan que ambas bombas operan adecuadamente en modo turbina en condiciones de poca variación de la carga, debido a la falta de mecanismos de control como los álabes distribuidores presentes en turbinas convencionales y la posibilidad de variar el ángulo de las palas como en las turbinas Kaplan o las Dériaz. Al igual que los anteriores investigadores, destacan que el punto de máximo rendimiento como turbina ocurre a caudales y cargas mayores que en el modo bomba.

Singh y Nestman (2011a y 2011b) presentaron un estudio teórico poco exhaustivo (utilizando la ecuación de Euler y analizando los triángulos de velocidades) sobre las posibilidades de utilizar bombas axiales de distintas geometrías como turbinas. Más precisamente estudiaron el efecto del ángulo de pala a la salida del rotor. Los rotores con palas curvadas hacia adelante (ángulo de pala a la salida mayor que a la entrada) son los más usados en bombas axiales. Una variante utilizada por algunos fabricantes de bombas axiales, es construir rotores con palas curvadas hacia atrás (ángulo de pala a la salida menor que a la entrada). El funcionamiento como bomba de este tipo de diseño es algo peculiar, aumentando la velocidad relativa (contrario a los criterios de diseño de bombas), por lo cual tiende a operar en una zona de carga negativa (pérdidas) o incluso como turbina

inversa. Los autores concluyeron que para el funcionamiento como turbina, los primeros rotores son más convenientes que los últimos. De hecho, los rotores con palas curvadas hacia atrás serían proclives a operar en la zona de carga negativa, o sea en modo bomba con sentido de rotación inverso (tal como las bombas centrífugas con palas curvadas hacia adelante). Incluyeron, a modo descriptivo, el efecto de las pérdidas hidráulicas para el cálculo de la carga real. Destacaron, al igual que la mayoría de los investigadores, la necesidad de realización de ensayos experimentales, incluyendo análisis del flujo en grilla de álabes (cascada).

Bozorgi et al. (2011) presentaron los resultados de simulaciones numéricas del flujo a través de una bomba axial operando como turbina (previamente ensayada por Nourbakhsh y colaboradores en 2010), utilizando diferentes modelos de turbulencia. Se resolvieron las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes promediadas con el número de Reynolds (RANS, por sus siglas en inglés) con el software comercial NUMECA, lo que les permitió obtener las curvas características adimensionadas (carga-caudal, potencia-caudal y rendimiento-caudal) las cuales fueron comparadas con las curvas experimentales. Se propusieron diversos modelos de turbulencia: el modelo de Spalart-Allmaras (modelo de una ecuación, muy utilizado en la resolución de flujos con fronteras sólidas, especialmente en turbomáquinas) y varios modelos del tipo $k-\varepsilon$ (modelos de dos ecuaciones ampliamente utilizados en simulaciones numéricas). Encontraron que el modelo de Spalart-Allmaras fue el que presentó mejores resultados al comparar con los resultados experimentales. Este modelo de turbulencia ha sido utilizado (con buenos resultados también) por otros investigadores para la simulación de flujos en bombas axiales (Geerts, 2006). Si bien no concluyeron sobre la conveniencia de utilizar una bomba axial como turbina (el trabajo tenía como objetivo principal la validación de modelos de turbulencia), se observa que el máximo rendimiento presenta valores moderados (en el entorno del 60%). Destacaron las ventajas de utilizar una

bomba como turbina en lugar de turbinas convencionales, mencionando que se podría lograr un ahorro económico mayor al 15% de la inversión total de un aprovechamiento hidroeléctrico.

Bozorgi et al. (2013) presentaron resultados de simulaciones numéricas y de ensayos experimentales propios realizados a una bomba axial industrial en el rango de generación de pico-hidroeléctrica (potencia nominal algo menor a 6 kW). Presentaron la malla generada para modelar la geometría, así como las ecuaciones utilizadas para las simulaciones numéricas (ecuación de continuidad y ecuación de Navier-Stokes), y el modelo de turbulencia. El modelo utilizado es el de Spalart-Allmaras (el que presentó mejores resultados según Bozorgi et al. (2011)), que se ha vuelto muy popular en la resolución de flujos complejos por su robustez y menor uso de procesador y memoria. Luego realizaron una descripción del banco de ensayos y los instrumentos de medición. La bomba ensayada presentaba un rotor de cuatro palas con un diámetro exterior de 300 mm. Estaba acoplada a un generador síncrono, cuya velocidad se reguló a 750 rpm mediante un controlador electrónico de carga. Presentaron los resultados de ambos ensayos en forma de curvas características adimensionadas, concluyendo que existe una buena coincidencia entre los resultados experimentales y los numéricos. Además, destacaron que la bomba axial ensayada puede operar como turbina en un amplio rango de caudales, con rendimientos algo mayores a 60% (como se puede apreciar en la Fig. 7 extraída de este trabajo). Las debilidades de este trabajo (al igual que el anterior) son la falta de comparación entre el funcionamiento como bomba y como turbina, y la falta de imágenes de visualización del flujo a través de la turbomáquina, a partir de los resultados de las simulaciones numéricas.

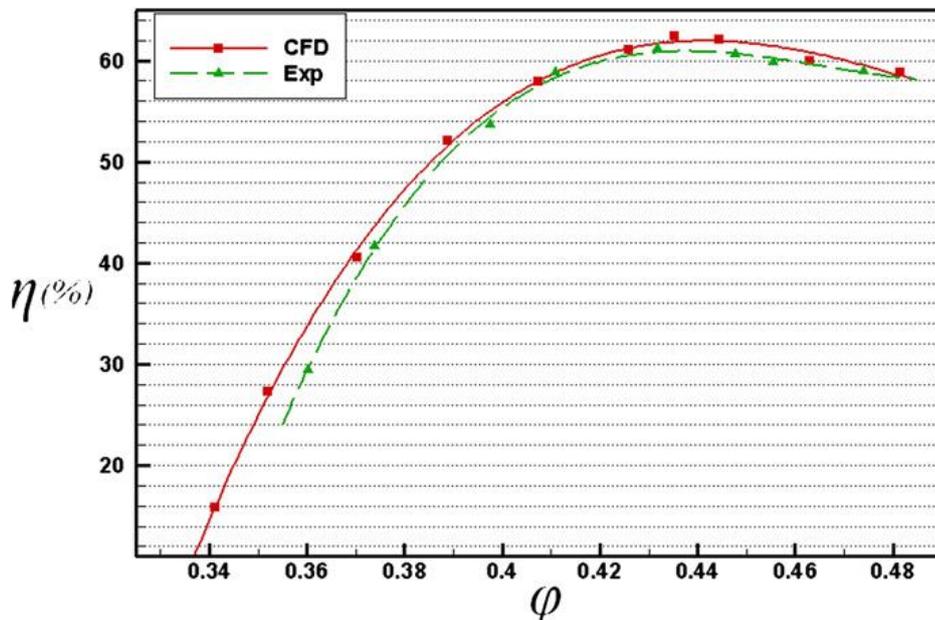


Figura 7. Curva de rendimiento-caudal adimensionado para una bomba axial funcionando como turbina. Extraída de Bozorghi et al. (2013).

Qian et al. (2016) explicaron las ventajas de utilizar álabes directores ajustables, con el fin de ampliar el intervalo de caudales de funcionamiento en modo turbina con rendimientos elevados. Basaron sus conclusiones en resultados de simulaciones numéricas, validados con resultados de ensayos experimentales. Para ello utilizaron la geometría de una bomba axial comercial de 300 mm de diámetro, de 3 palas girando a 1450 rpm, y diseñaron un dispositivo para ajustar el ángulo de los álabes directores. Resolvieron las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes promediadas con el número de Reynolds con el software comercial FLUENT, utilizando un modelo de turbulencia del tipo $k-\varepsilon$. Obtuvieron la curva característica adimensionada carga-caudal en modo bomba, la que fue comparada con la curva experimental, presentando una diferencia máxima del 4%. Los cocientes de valores de carga y caudal entre ambos modos de funcionamiento, correspondientes al máximo rendimiento, resultan 1.34 y 1.40 respectivamente. En el caudal de máximo rendimiento correspondiente a la posición original de los álabes directores, no se logró

un incremento significativo en el rendimiento, al ajustar el ángulo de dichos álabes (aumenta menos de 0.2%). Sin embargo, para un caudal de 0.87 veces el caudal de máximo rendimiento (carga parcial), concluyeron que el rendimiento se pudo incrementar un 7% al ajustar el ángulo de los álabes directores. Es poco común encontrar bombas axiales con álabes difusores ajustables, lo que implicaría fabricar e instalar en la bomba un dispositivo que permitiera modificar el ángulo de dichos álabes (tal como los hicieron los autores de este trabajo). Esto encarecería el proyecto y disminuirían las ventajas de utilizar una bomba en lugar de una turbina convencional.

Las conclusiones más interesantes de los trabajos anteriores se podrían resumir en la siguiente lista:

- El caudal y la carga correspondientes al punto de máximo rendimiento en modo turbina son entre 1.2 y 1.6 veces mayores que los correspondientes en modo bomba. Una posible explicación de las causas que provocan esto se da en 3.4.
- El máximo rendimiento en modo turbina es similar al correspondiente en modo bomba (tal como ya había sido observado por Knapp (1937) y Swanson (1953)), aunque algo inferior al máximo rendimiento de una turbina convencional de características similares.
- Se observa que para caudales mayores al correspondiente al máximo rendimiento, el valor del rendimiento se mantiene elevado (a diferencia de lo que ocurre en modo bomba en el que cae rápidamente), posibilitando un amplio rango de operación en modo turbina.
- Es importante la presencia de álabes difusores en la bomba, para que aporten el giro necesario a la entrada del rotor en modo turbina.
- Sería muy conveniente tener la posibilidad de ajustar el ángulo de los álabes del rotor y/o del difusor, para mantener el rendimiento elevado en modo turbina a carga parcial.
- Puede lograrse una buena predicción del funcionamiento de una bomba como turbina mediante simulaciones numéricas (*CFD*).

- Si bien la utilización de bombas como turbinas se remonta al menos a principios del siglo XX, las del tipo axial recién se comenzaron a utilizar hace pocos años. Por un lado, se debe a la misma razón que explica que la mayoría de las turbinas instaladas son del tipo radial (Francis), y es que primero se explotaron los sitios con menor necesidad de represamiento (y caudal) y mayores saltos disponibles. Además las ventajas económicas de la utilización de bombas centrífugas como turbinas son mayores que para bombas axiales.

1.2. Aplicación en Uruguay

En Uruguay existen varios escenarios donde puede ser posible la utilización de una bomba axial operando como turbina:

- En el riego de ciertos cultivos (el caso más claro es el arroz, pero no el único), el agua es trasegada por gravedad desde embalses hacia los predios a regar, a través de canales. Para regular el caudal suele utilizarse una compuerta que generalmente se encuentra estrangulada (se disipa energía) y se va abriendo a medida que baja el nivel en el embalse a lo largo de la temporada de riego. Se podría aprovechar la energía disipada en la compuerta instalando una bomba funcionando como turbina. Algunos de estos embalses presentan saltos brutos entre 5 y 10 metros, y caudales de riego del orden de 2 a 5 m³/s (sobre todo en embalses multiprediales), por lo que las turbinas que trabajan con mejores rendimientos son las de flujo axial. Durante los períodos del año en los que no se riega y el embalse no tenga capacidad de almacenar más agua, se puede generar energía con el caudal excedente que normalmente es vertido al cauce original. Es usual que algunos productores rurales tengan en sus depósitos alguna bomba axial con capacidad ociosa que pueda usarse con este fin.

- En las líneas de distribución de agua potable de las ciudades, suelen instalarse válvulas reductoras de presión para adecuarse a la demanda de caudales. Estas válvulas podrían ser sustituidas por bombas operando como turbinas para generar potencias del orden de decenas de kW (se

pueden ver casos de estudio presentados por Carravetta et al., 2012 y de Marchis et al., 2014).

- Se podrían instalar centrales de acumulación, las cuales ya fueron mencionadas en el capítulo Introducción. La misma turbomáquina puede utilizarse para bombear el agua desde el reservorio inferior hasta el reservorio superior (en horas de poca demanda de energía) y para turbinarla en sentido inverso (en horas de mucha demanda de energía). Si la diferencia de nivel entre los reservorios es baja y hay suficiente volumen de agua, se podría usar una bomba axial.

- En nuevos aprovechamientos hidroeléctricos de saltos bajos y potencias menores a 100 kW, se puede lograr una reducción en la inversión del proyecto al utilizar una bomba axial en lugar de una turbina axial convencional. Los últimos proyectos analizados en el país no se han implementado principalmente por los elevados costos de los equipos electromecánicos.

2. CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS Y TURBINAS AXIALES

2.1. Características generales de bombas axiales

Existen configuraciones de bombas axiales con el eje en todas las posiciones posibles (vertical, horizontal o inclinado). Los principales componentes de una bomba axial son (ver Fig. 8):

- El rotor formado por el cubo y las palas o álabes, es donde se intercambia energía entre el fluido y la bomba. Algunos modelos cuentan con mecanismos de variación del ángulo de las palas en operación, o tienen la posibilidad de modificarlos con la bomba desarmada.
- Los álabes difusores, cuya función es la de transformar energía cinética en estática. Disminuyen la velocidad absoluta a la salida, redirigiéndola hacia la dirección axial.
- El ducto exterior o carcasa que generalmente cuenta con una entrada convergente tipo campana, un difusor y un codo de 90° (u otro ángulo menor) en la impulsión a los efectos de permitir la salida del eje para el acoplamiento con el motor. Algunos modelos de bombas cuentan con motores sumergibles, en las cuales no necesariamente se cuenta con un codo (o de estar presente el mismo se ubica en la instalación hidráulica y no en la carcasa de la bomba).

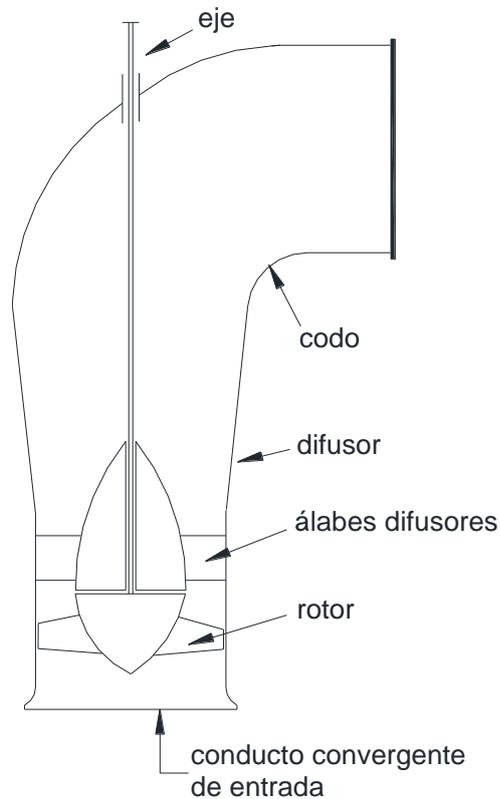


Figura 8. Componentes de una bomba de flujo axial.

2.1.1 Cubo

El cubo es la parte del rotor en donde se fijan las palas o álabes, y a donde se encuentra acoplado el eje que lo hace girar. Pueden tener forma cilíndrica de sección circular, forma cónica, o esférica (ver Fig. 9). En las bombas con posibilidad de variación del ángulo de pala, el cubo y la carcasa en la zona del rotor tienen forma esférica para permitir el movimiento de las palas manteniendo las luces constantes.



Figura 9. Diferentes tipos de cubos: cónico (izq.) y esférico (der.)

Usualmente la sección que se enfrenta al flujo en modo bomba (la nariz del cubo) presenta un perfil hidrodinámico de modo de disminuir los desprendimientos de capa límite y la pérdida de presión correspondiente (ver Fig. 10). Es de destacar la falta de información en la bibliografía sobre criterios de diseño de la nariz.



Figura 10. Nariz del cubo

2.1.2 Perfiles

Las palas o álabes del rotor, son cuerpos (cilíndricos o no) cuyas secciones transversales suelen presentar la forma de perfiles aerodinámicos (Fig. 11). Estos perfiles tienen formas geométricas variadas, que están normalizadas por institutos como NACA (actual NASA) de Estados Unidos, Gottingen (Alemania) y RAF (Reino Unido), que brindan además de resultados de ensayos aerodinámicos, las principales dimensiones geométricas de los perfiles. En Abbott y Von Doenhoff (1959), se muestran entre otra información, las ecuaciones que describen la geometría de los perfiles, y

gráficas con los valores de los coeficientes de sustentación y de arrastre en distintas condiciones para ciertos perfiles de las series NACA.

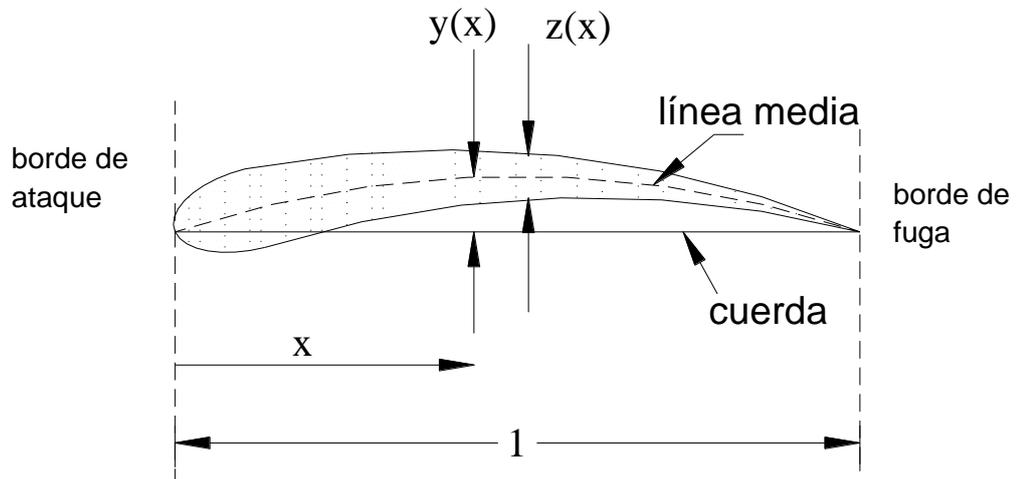


Figura 11. Perfil común utilizado en la construcción de álabes

En la Fig. 11 la coordenada x representa la distancia entre un punto de la cuerda y el borde de ataque, la coordenada y es la distancia entre la línea media y la cuerda, y la coordenada z es el espesor del perfil (que se mide perpendicular a la línea media). Los extremos de la línea media son el borde de ataque (más redondeado) y el borde de fuga (más afilado). Al ángulo que forma la tangente a la línea media en sus extremos se le llama ángulo de pala.

Entre las características principales de los perfiles aerodinámicos, se destacan el espesor máximo (valor máximo de la coordenada z), y el valor máximo de la distancia entre la línea media y la cuerda (valor máximo de la coordenada y), y la ubicación sobre el perfil donde estos máximos ocurren. Al valor máximo de la coordenada y se le suele llamar por su nombre en inglés *camber*, que suele asociarse a la diferencia de ángulo entre las tangentes a la línea media en sus extremos ($\theta = \beta_{2p} - \beta_{1p}$).

Cabe destacar también la utilización de perfiles de poco espesor (y constante) curvados de formas parabólicas o de arco de circunferencia.

Pueden o no estar redondeadas en el borde de ataque y en el borde de fuga. Otra opción es la utilización de perfiles en forma de “S” usados en máquinas reversibles bomba-turbina (como los ya citados en Sudevan y Subir Kar, 1993).

Suele ser común la utilización de dos o más perfiles distintos a lo largo de la pala, partiendo de perfiles con mayores espesores en la zona próxima al cubo hasta perfiles más finos en la punta de la pala (esto por razones estructurales). También puede utilizarse un solo perfil todo a lo largo de la pala, eventualmente afinándose y variando su cuerda desde el cubo hasta la punta (de Souza, 2011). En cualquier caso, el ángulo que forma la cuerda con el eje de giro varía (en mayor o menor medida) desde el cubo hasta la punta de pala.

2.2 Comparación con turbinas axiales

En un trabajo de investigación para el gobierno de Estados Unidos, Acres American (1980) mencionaron que las bombas axiales son las que menos modificaciones necesitarían (en comparación con las centrífugas y la de flujo mixto) para poder ser operadas como turbinas. Sin embargo, como se verá a continuación, existen algunas modificaciones que se podrían realizar con el fin de aumentar el rendimiento como turbina.

2.2.1 Regulación del punto de funcionamiento

La principal diferencia entre una turbina axial convencional (Kaplan o semi Kaplan) y una bomba axial, es la posibilidad que tiene la primera de regulación del caudal mediante álabes distribuidores móviles (Fig. 12). En la mayoría de las turbinas de eje vertical que se usan en las grandes centrales hidroeléctricas dichos álabes se ubican entre la cámara espiral (de sección circular o trapezoidal) y el rotor. En estos casos el flujo ingresa en un plano perpendicular al eje de la turbina, los álabes pre-distribuidores y distribuidores aportan la cantidad de movimiento angular necesaria (ver

Ec. 2 en el capítulo 3) y luego el flujo se adapta a una dirección con componente axial a la entrada al rotor.

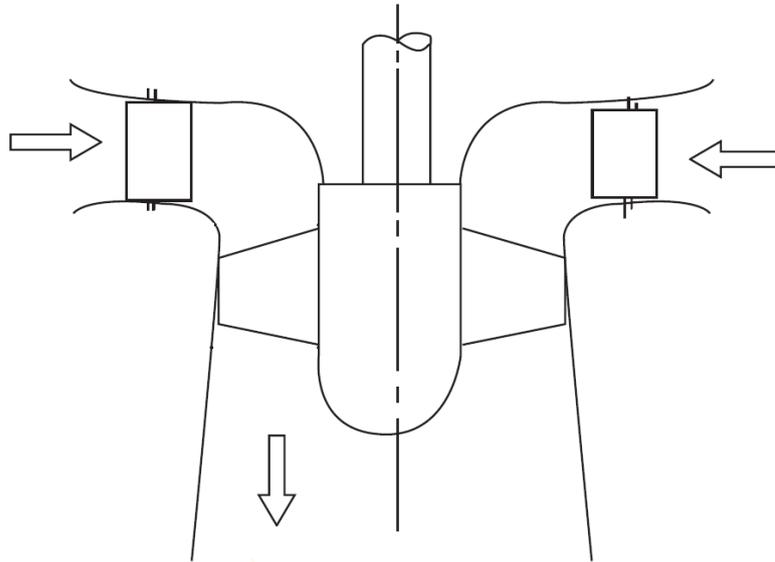


Figura 12. Esquema típico de turbina Kaplan o semi Kaplan.

Por otro lado, en la mayoría de las turbinas de posición horizontal o inclinada, no hay cámara espiral (por ejemplo en las turbinas Bulbo). Sin embargo, también en estos casos se suele disponer de álabes distribuidores móviles instalados coaxialmente con el eje de la turbina.

En las turbinas Kaplan, también se tiene la posibilidad de modificar en marcha el ángulo de los álabes del rotor. La posibilidad de modificar el ángulo de los álabes distribuidores, junto con la elección del ángulo de los álabes del rotor (conjugación), hacen que la turbina pueda operar con buenos rendimientos en un amplio rango de caudales y saltos. Aunque existen bombas con la misma funcionalidad llamadas bombas Kaplan, no son muy comunes de encontrar en la industria. Sí se encuentran disponibles bombas que pueden desarmarse y modificárseles el ángulo de las palas.

Se destaca la existencia de microturbinas axiales con álabes distribuidores fijos y rotores sin regulación de ángulo de pala, llamadas a veces turbinas hélice (o en inglés *propeller*). Este tipo de microturbinas son las más semejantes a las bombas axiales comunes. Cuando se trata de turbinas de hélice de mayor porte, se suelen construir con álabes distribuidores de ángulo variable.

Al no contar con las posibilidades de regulación mencionadas, las opciones para regular el punto de funcionamiento de modo que la bomba opere como turbina cerca del punto de máximo rendimiento, son:

- instalación de varias bombas funcionando como turbinas en paralelo (poniendo en operación la cantidad necesaria para que cada una trabaje a caudal óptimo);
- regulación del caudal mediante la derivación de una parte del mismo (si bien se operaría la bomba como turbina cerca del punto de máximo rendimiento, se estaría desaprovechando parte del caudal útil, lo cual no sería recomendable);
- una combinación de los dos métodos anteriores; por ejemplo, 2 bombas como turbina en paralelo, una siempre en sus condiciones nominales y la otra, de menor potencia, usada para regular;
- regulación por estrangulación de una válvula aguas arriba de la bomba (significará la disipación de la energía excedente lo que no sería recomendable);
- variación de la velocidad de rotación mediante un conjunto de poleas (la pérdida de potencia de la transmisión podría ser importante);
- variación de la velocidad de rotación mediante controladores electrónicos (lo que puede ser costoso y afectar la frecuencia si se genera en corriente alterna con generadores asíncronos, en este sentido es preferible el uso de generadores de imanes permanentes).

Sólo conociendo las características ensayadas de la bomba como turbina (principalmente curva de rendimiento-caudal), se podrá evaluar con precisión la conveniencia de la regulación por alguno de estos métodos.

2.2.2 Álabes del rotor

En los rotores de turbinas axiales se suelen utilizar, para construir los álabes, perfiles aerodinámicos similares a los observados en bombas axiales (ver Fig. 11), redondeados hacia el borde de ataque y filosos (romos o delgados) hacia el borde de fuga. En la utilización de una bomba axial como turbina, el flujo ingresaría por el borde filoso y saldría del rotor por el borde redondeado. De presentarse condiciones de caudal variable y si no se tuviese la posibilidad de modificar el ángulo de los álabes, ocurrirían importantes desprendimientos de capa límite y pérdidas de carga por choque para un mayor intervalo de caudales alejado del de máximo rendimiento como turbina. Sin embargo, si la operación de la bomba como turbina es a caudal fijo (condición habitual por ejemplo en embalses destinados a riego por gravedad), se puede lograr con álabes guía que el flujo ingrese al rotor bien guiado (tangente a las palas) y las pérdidas serían mínimas.

Se puede aumentar el intervalo de caudales donde la bomba opere con buen rendimiento en modo turbina, si se modifican los bordes filosos de los álabes para hacerlos más redondeados. Esta modificación (ver Fig. 13) ha sido recomendada para rotores de bombas centrífugas (Singh, 2005; Derakhshan, 2009; Gülich, 2010).

Singh (2005) investigó el efecto de redondear los bordes de fuga de álabes en rotores de siete bombas centrífugas y una de flujo mixto. En todos los casos encontró una mejora en el desempeño en el caudal correspondiente al máximo rendimiento, y aún mayor en el funcionamiento a carga parcial (caudales menores) y sobre carga (caudales mayores). En la bomba de flujo mixto se obtuvo un incremento de 6.8 puntos en el rendimiento a carga

parcial, mientras que el incremento en el caudal de máximo rendimiento fue sólo de 0.9 puntos y en sobrecarga del 1.3 puntos.

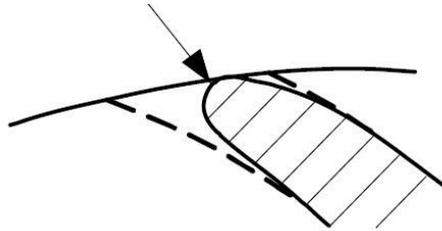


Figura 13. Redondeo de borde de fuga de álabes en rotor de bomba centrífuga. En línea punteada se ve la forma original del borde de fuga. Extraída de Gülich (2010).

2.2.3 Condiciones del flujo a la entrada al rotor

En una bomba operando en modo turbina, es deseable que el flujo ingrese al rotor con cantidad de movimiento angular y salga del rotor con poca o nula componente tangencial, para lograr aprovechar la mayor cantidad de energía hidráulica. Adicionalmente es deseable que ingrese con una velocidad relativa en dirección lo más próxima al ángulo de la pala, para disminuir las pérdidas hidráulicas por choque. Parece razonable entonces la utilización de los álabes difusores de la bomba para lograr las características deseables de ingreso al rotor en modo turbina. En general en las bombas no se tiene la posibilidad de variar el ángulo de dichos álabes, por lo que el rendimiento como turbina sería bajo a caudales alejados del nominal. En el modo bomba, los álabes difusores se encargan de transformar la velocidad absoluta de salida del rotor en lo más axial posible, para de este modo aprovechar al máximo la energía hidráulica entregada al fluido.

Los álabes del difusor suelen ser fijos a la carcasa, y se diseñan teniendo en cuenta la distribución de velocidades a la salida del rotor en modo bomba (para evitar choques y pérdidas de energía) y de manera de lograr un flujo axial a la salida. Se recomienda en general que los difusores tengan entre 5 y 8 álabes, pero deben tenerse en cuenta efectos de interacción entre rotor y difusor que den lugar a pulsaciones de presión elevadas (Gülich,

2010). La peor situación es cuando el número de álabes del rotor (Z_r) y del difusor (Z_d) son múltiplos, generándose fuertes pulsaciones de presión en dos o más álabes simultáneamente. Sin embargo no es la única combinación de números de álabes que debería evitarse. Si se calcula el valor absoluto de la diferencia entre $p_r \cdot Z_r$ y $p_d \cdot Z_d$, para valores enteros de p_r y p_d entre 1 y 3, y el resultado es 0 (Z_r y Z_d son múltiplos), 1, o 2, se pueden generar esfuerzos indeseables sobre los álabes (Gülich, 2010). Se muestran en la Fig. 14 dos imágenes correspondientes a álabes difusores de dos bombas distintas.



Figura 14. Imágenes de álabes difusores de dos bombas diferentes.

Además, en modo turbina el flujo ingresa a los álabes difusores de la bomba luego del codo que generalmente está presente. Las condiciones del flujo a la entrada al rotor en estas circunstancias, pueden distar mucho de las que se tienen en la entrada al rotor en una turbina convencional. Sería conveniente que el codo esté lo más alejado posible de los álabes difusores de la bomba, y que a su vez estos sean suficientemente largos como para lograr direccionar el flujo sin pérdidas apreciables.

2.2.4 Condiciones del flujo a la salida del rotor

En las turbinas axiales convencionales, la nariz del cubo (de estar presente) se ubica en la sección de salida (ver Fig. 12), en una configuración similar a lo que se tendría en una bomba funcionando en modo turbina, aunque los diseños pueden presentar diferencias (ver Fig. 9). Puede haber turbinas

en donde el cubo no tiene nariz, así como algunos tipos de turbina con nariz en ambos lados del cubo (por ejemplo las turbinas Bulbo).

A la salida del rotor de las turbinas se encuentra el tubo de aspiración, que cumple la función de difusor, reduciendo la velocidad del flujo antes de retornar al cauce (arroyo o río) lo que incrementa la energía hidráulica aprovechada. En las bombas usadas como turbinas, esta función la cumpliría el ducto convergente de entrada, que no es diseñado como difusor, por lo que se tendrían pérdidas adicionales. Se podría pensar, como sugirió Gantar (1988), en reemplazar el ducto convergente por un difusor cuidadosamente diseñado que puede ir acompañado de un codo si la configuración lo requiere.

3 ESTUDIO TEÓRICO DEL FUNCIONAMIENTO EN MODO BOMBA Y EN MODO TURBINA

3.1 Generalidades

En el estudio del funcionamiento de una turbomáquina axial, suelen hacerse varias hipótesis sobre la geometría de la máquina y las condiciones del flujo, que se mencionarán a continuación y se evaluará con detalle si las mismas son verificadas en las condiciones reales.

El modo bomba normal de una turbomáquina se caracteriza porque la velocidad de rotación, el caudal, la carga y el par asociados son positivos (según la convención de signos de la Fig. 3). Los puntos de funcionamiento en este modo se ubican en un sector del primer cuadrante en un diagrama de características completas (Fig. 3).

El modo turbina normal de una turbomáquina se caracteriza porque el caudal y la velocidad de rotación son negativos, mientras que la carga y el par son positivos (según la convención de signos de la Fig. 3). Los puntos de funcionamiento en este modo se ubican en el tercer cuadrante en un diagrama de características completas (Fig. 3).

La energía específica o carga hidráulica teórica (H_t) intercambiada entre el fluido y la turbomáquina, puede obtenerse mediante el planteo de la ecuación de Euler para turbomáquinas que se presenta en la Ec. 2, asumiendo condiciones uniformes del flujo a la entrada y salida del rotor.

$$H_t = \frac{M \cdot \omega}{\gamma \cdot Q} = \frac{\vec{u}_2 \cdot \vec{v}_2 - \vec{u}_1 \cdot \vec{v}_1}{g} \quad (2)$$

Donde:

M es el módulo de la proyección sobre el eje de giro, del momento aplicado sobre el rotor (ver convención de signo utilizada en la Fig. 3);

ω es el módulo de la velocidad angular de rotación de la máquina (ver convención de signo utilizada en la Fig. 3);

γ es el peso específico del fluido que circula;

Q es el caudal que atraviesa la máquina (ver convención de signo utilizada en la Fig. 3);

g es la aceleración de la gravedad (cuyo valor se asumirá 9.81 m/s^2);

\vec{u} es la velocidad tangencial de giro del rotor (velocidad de transporte en el triángulo de velocidades);

\vec{v} la velocidad absoluta del fluido;

El subíndice 1 representa la sección de entrada en modo bomba o la salida en modo turbina, y el subíndice 2 representa la sección de salida en modo bomba o la entrada en modo turbina. Con esta convención, la carga toma valores positivos en los intervalos de funcionamiento en modo bomba normal y modo turbina normal. Es importante hacer énfasis en esta notación elegida, ya que difiere de la usada convencionalmente (en general el subíndice 1 indica siempre la entrada y el 2 siempre la salida, ya sea bomba o turbina).

La hipótesis de flujo uniforme tanto a la entrada como a la salida del rotor, sólo sería válida si se asumiera un rotor con número infinito de álabes. En la sección 3.4.1 se levanta esta hipótesis.

En la Ec. 2 no se consideran pérdidas de energía (por lo que el valor que se obtiene es la carga teórica), las cuales son comentadas en la sección 3.3.2, ni pérdidas volumétricas. En la sección 3.4.2 se levantan estas hipótesis.

Se analizará el caso más simple, que corresponde a un rotor con cubo y carcasa cilíndricos y asumiendo componente de velocidad radial nula dentro del rotor. Este enfoque se conoce como la teoría de cascada o grilla de álabes, pues se analiza intersectando el rotor de la máquina con un cilindro coaxial de radio r que al desarrollarlo resulta en una grilla infinita y

plana de perfiles paralelos. Además las superficies de corriente son cilíndricas y coaxiales con el eje de la turbomáquina.

Vale la pena destacar que la suposición de que la componente radial de la velocidad sea nula, aún dentro de un rotor con cubo cilíndrico, es una primera aproximación al flujo real. En realidad, el flujo dentro del rotor presenta cierta tridimensionalidad que dificulta el análisis, y debe por lo tanto tomarse otro camino diferente para estudiar con más detalle o precisión el intercambio energético entre rotor y fluido (como se comentará en 3.5).

Observando la Ec. 2 se deduce que hay dos caminos posibles para determinar el valor de la carga hidráulica entregada o absorbida por la turbomáquina, ya sea bomba o turbina respectivamente. En 3.1.1 se describe el cálculo de H_t a partir de la ecuación de Euler, o sea, utilizando los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor. En 3.1.2 se describe el cálculo de H_t directamente a partir de su definición, o sea, utilizando el momento de las fuerzas de interacción entre fluido y máquina.

3.1.1 Cálculo de la carga hidráulica a partir de Euler

A continuación se definen todas las variables que aparecen en el análisis posterior. Las proyecciones tangenciales de las velocidades se consideran positivas si presentan el mismo sentido que la velocidad de rotación en modo bomba. Las proyecciones axiales de las velocidades se consideran positivas si presentan el mismo sentido que el caudal en modo bomba. Todos los ángulos (de los álabes y del flujo, absolutos y relativos) se miden respecto a la dirección tangencial.

$v_x = v_{1x} = v_{2x} = \frac{4Q}{\pi(D_e^2 - D_i^2)}$ es la componente axial de la velocidad del flujo absoluto (que tiene el mismo valor en las secciones 1 y 2, antes y después del rotor);

$u = u_1 = u_2 = \omega \cdot r$ es la velocidad de transporte de la grilla (que tiene el mismo valor en las secciones 1 y 2, ya que la distancia de la partícula al eje no varía);

\vec{v}_1 y \vec{v}_2 son las velocidades absolutas en las secciones 1 y 2, tomadas lejos del rotor (lo suficiente como para despreciar los efectos que éste causa sobre el flujo);

\vec{w}_1 y \vec{w}_2 son las velocidades relativas en las secciones 1 y 2, tomadas lejos del rotor;

β_1 y β_2 son los ángulos de las velocidades relativas en las secciones 1 y 2;

β_{1p} y β_{2p} son los ángulos de las tangentes a la línea media del perfil en las secciones 1 y 2;

α_1 y α_2 son los ángulos de las velocidades absolutas en las secciones 1 y 2;

β_∞ es el ángulo de la velocidad relativa media $\vec{w}_\infty = \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2}$.

Se supone que el flujo absoluto en la sección 1 es puramente axial, y que el flujo relativo a la entrada y salida es tangente al ángulo de pala en dichas secciones.

Se considera que los triángulos de velocidades corresponden a una sección media o significativa del rotor. Dicha sección es representativa del funcionamiento de la bomba, por lo que la ecuación de Euler utilizando dichas velocidades resulta en la carga intercambiada entre el fluido y el rotor.

En los análisis que se plantean en esta sección, no se consideran efectos o fenómenos de interacción entre rotor y difusor. En estas condiciones la velocidad absoluta del flujo entre el rotor y el difusor se mantiene constante

y uniforme. Más adelante se mostrará que esto no ocurre en la realidad, y tiene efectos negativos sobre el desempeño hidráulico del rotor (Fig. 23).

En la Fig. 15 se muestran los triángulos de velocidades (vectores de velocidad absoluta, de transporte y relativa) en las distintas zonas del rotor de una bomba axial con álabes difusores, en modo bomba. La sección 3 corresponde a la salida de los álabes difusores.

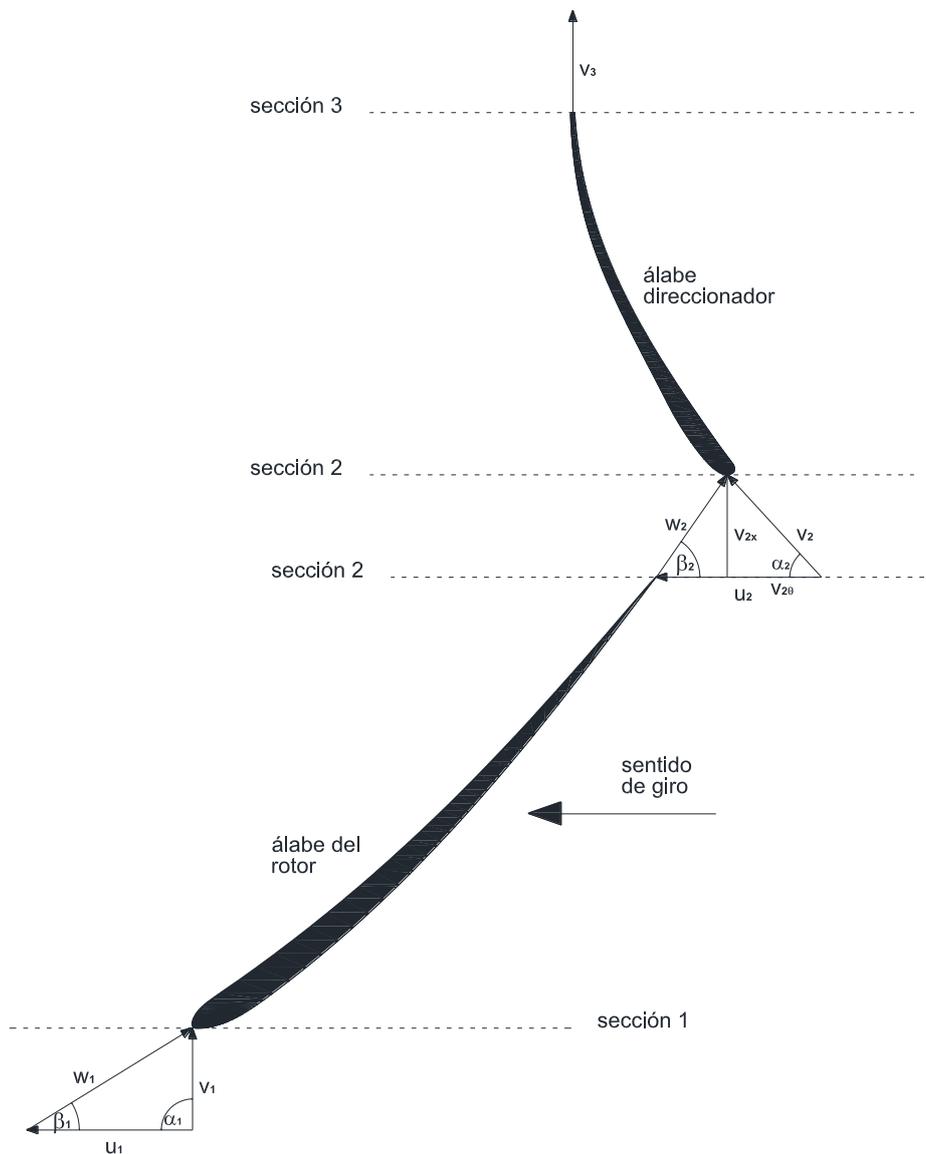


Figura 15. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor y de los álabes direccionadores, en la sección significativa, en modo bomba.

Si se realizan algunas operaciones trigonométricas, se simplifica la ecuación de Euler para la sección significativa, que describe la relación entre carga y caudal teóricos de una bomba a determinada velocidad de rotación fija (Ec. 3).

$$H_{tB} = \frac{u}{g} \cdot \left(u - \frac{v_x}{\tan(\beta_{2p})} \right) = k_1 - k_2 \cdot Q_{tB}, \quad (3)$$

donde k_1 y k_2 (constantes positivas) dependen del área de pasaje del rotor, de la velocidad de rotación, de las dimensiones del rotor en la sección significativa y del ángulo β_{2p} en dicha sección. La constante k_1 representa el valor de la carga teórica a caudal nulo.

En el flujo real existirá una diferencia entre los ángulos del flujo relativo y los ángulos de los álabes, tanto a la entrada como a la salida del rotor (Pfleiderer, 1960). La diferencia entre el ángulo del álabe en el borde de ataque y el ángulo del flujo relativo a la entrada se denomina ángulo de incidencia ($i = \beta_{1p} - \beta_1$ en modo bomba y $i = \beta_{2p} - \beta_2$ en modo turbina) y en general su valor corresponde a una decisión de diseño. La diferencia entre el ángulo del flujo relativo a la salida y el ángulo del álabe en el borde de fuga se denomina desviación ($\delta = \beta_{2p} - \beta_2$ en modo bomba y $\delta = \beta_{1p} - \beta_1$ en modo turbina) y depende en gran medida de la geometría del rotor. Cuando circula por el rotor, el flujo se debe adaptar desde una región donde existe una diferencia de presiones entre el extradós y el intradós, hasta llegar al borde de fuga donde dicha diferencia de presiones se hace nula. Por lo anterior, el flujo relativo medio no logra seguir perfectamente la dirección de la línea media de los álabes. La desviación depende principalmente de la geometría de la grilla de álabes y en condiciones normales suele tener un valor bajo. En general en modo bomba se dará que $\beta_2 < \beta_{2p}$ (Wright y Gerhart, 2009), por lo que la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida (y por lo tanto la carga) es menor que la calculada sin desviación. En 3.2.2 se hacen algunos comentarios

respecto del valor óptimo del ángulo de incidencia y se recopilan algunos métodos para estimar el ángulo de desviación.

En la Fig. 16 se muestran los triángulos de velocidad para la misma bomba axial con álabes difusores, en modo turbina. Se considera que el flujo a través de los álabes direccionadores sigue la geometría sin desviación, o sea que la velocidad absoluta a la entrada del rotor tiene el mismo ángulo α_2 que el que se consideró en modo bomba.

Como se analiza en 3.4, el caudal de máximo rendimiento (y por lo tanto la velocidad axial) son mayores (en valor absoluto, opuestos en sentido) a los correspondientes en modo bomba. Por lo tanto se propone escribir la componente axial de la velocidad absoluta en modo turbina, como una constante ($-k_3$) multiplicada por la componente axial de la velocidad absoluta en modo bomba.

La velocidad de transporte de la grilla de álabes es igual en módulo y opuesta en sentido a la correspondiente en modo bomba. Esto sólo podría lograrse utilizando un generador síncrono, pero a efectos de entender el funcionamiento puede extenderse al uso de generadores asíncronos (cuando están conectados a la red la diferencia de velocidades –en valor absoluto- puede ser de un 10% aproximadamente).

Por estas últimas tres hipótesis se desprende del triángulo de velocidades que el flujo relativo a la entrada del rotor presentará un ángulo de incidencia negativo.

En una primera aproximación se puede suponer que no hay desviación a la salida, es decir que el ángulo β_1 es el mismo que el considerado en modo bomba. Es una hipótesis plausible dado que la grilla representativa de la turbina es aceleradora (opera como una contracción), guiando mejor al flujo que una grilla difusora (como la de una bomba).

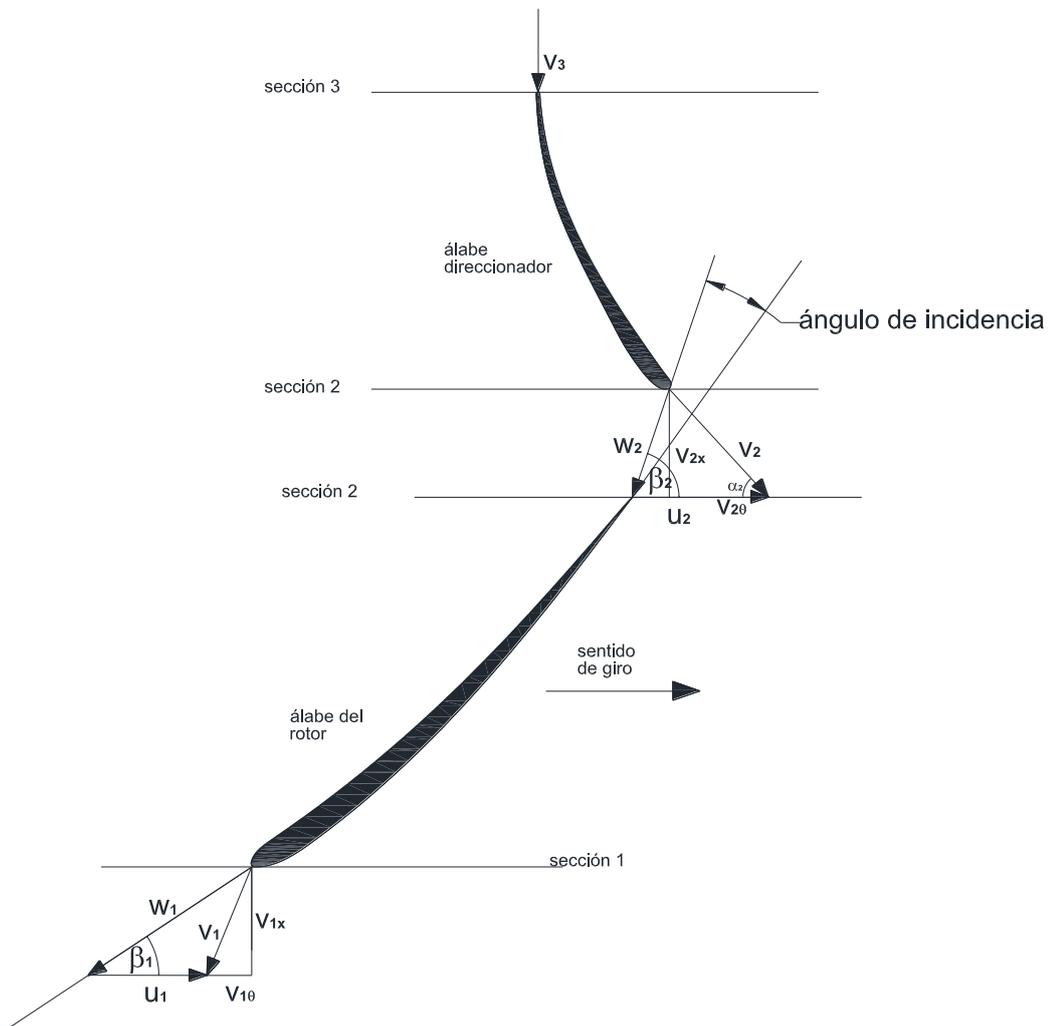


Figura 16. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor y de los álabes direccionadores, en la sección significativa en modo turbina, sin desviación.

Se puede probar que bajo las hipótesis anteriores, las componentes tangenciales de la velocidad absoluta a la entrada y salida cumplen $v_{1\theta T} = (k_3 - 1) \cdot u$ y $v_{2\theta T} = -k_3 \cdot v_{2\theta B}$. Operando en la Ec. 2, la carga teórica en modo turbina sin desviación cumple

$$H_{tT} = k_3 \cdot H_{tB} + (k_3 - 1) \frac{u^2}{g} \quad (4)$$

Como puede apreciarse de la Ec. 4, el cociente entre la carga en modo turbina y en modo bomba para los puntos de máximo rendimiento (h) es

mayor que el cociente entre el caudal en modo turbina y en modo bomba (q). Este resultado ya ha sido analizado, y coincide con lo expresado por los coeficientes de la Tabla 1.

En la Fig. 17 se presentan los triángulos de velocidades en modo turbina, considerando que el flujo a la salida presenta un ángulo de desviación.

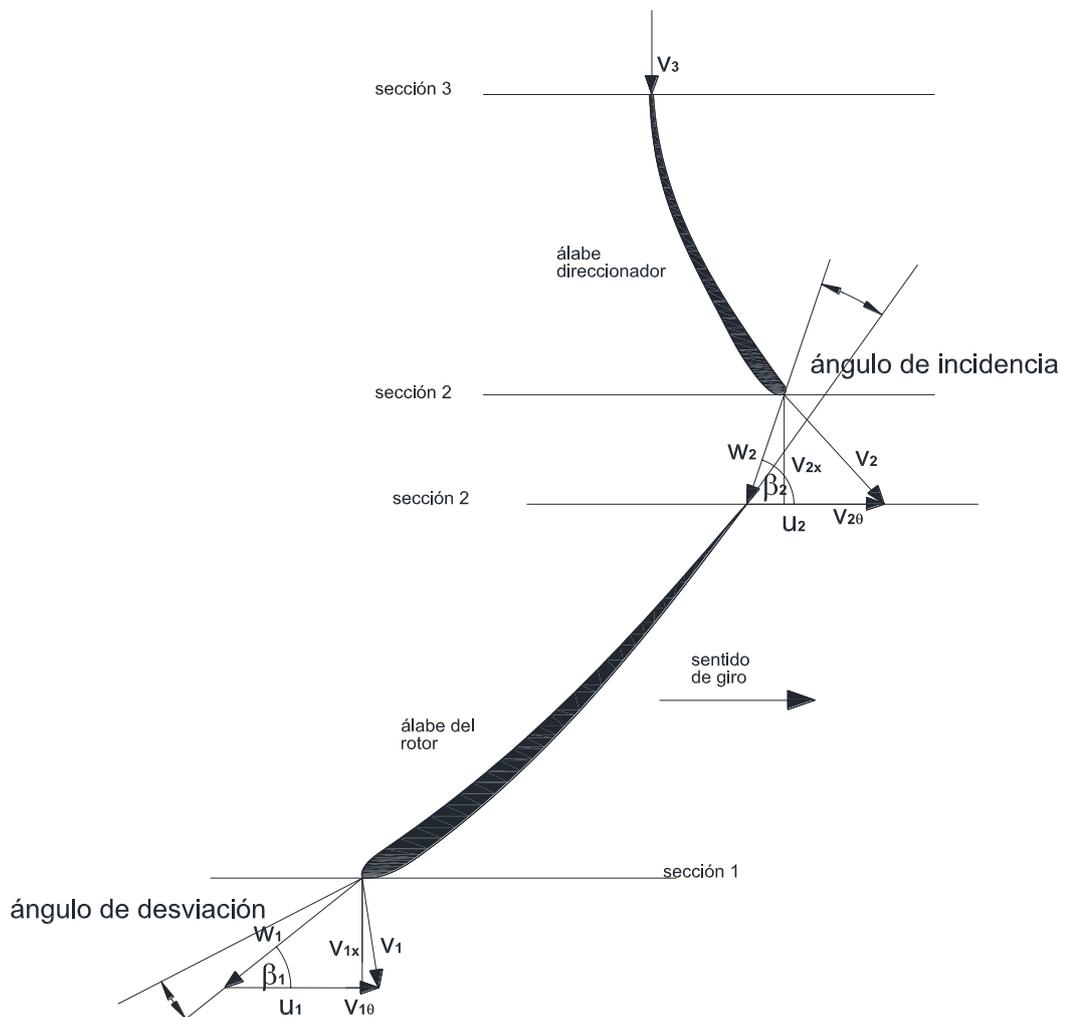


Figura 17. Triángulos de velocidades a la entrada y salida del rotor y de los álabes direccionadores, en la sección significativa en modo turbina, con desviación.

A modo de ejemplo se puede calcular la carga teórica en modo turbina, considerando un ángulo de desviación a la salida tal, que la componente tangencial de la velocidad absoluta sea nula ($v_{1\theta T} = 0$). En esta situación

se tiene que la carga teórica en modo turbina y en modo bomba cumplen $H_{tT} = k_3 \cdot H_{tB}$, es decir que disminuye la carga teórica en modo turbina respecto al caso sin desviación. Si ahora la desviación es mayor y resulta en $v_{1\theta T} < 0$ (como se ejemplifica en la Fig. 17), la carga teórica en modo turbina es aún menor.

3.1.2 Cálculo de la carga hidráulica a partir de las fuerzas

La carga hidráulica teórica entregada al fluido (en el funcionamiento como bomba) y absorbida por el rotor (en el funcionamiento como turbina) puede calcularse también a partir de su definición como la energía por unidad de peso circulante (Ec. 2).

En la Fig. 18 se presentan las fuerzas resultantes de la interacción entre el fluido y un álabe, correspondiente a una distancia al eje r . La imagen de la izquierda corresponde al modo bomba y están representadas las fuerzas que realiza el álabe sobre el fluido. Mientras tanto, la imagen de la derecha corresponde al modo turbina y están representadas las fuerzas que realiza el fluido sobre el álabe. El sentido de las fuerzas en cada modo de funcionamiento corresponde al sentido de mayor interés práctico.

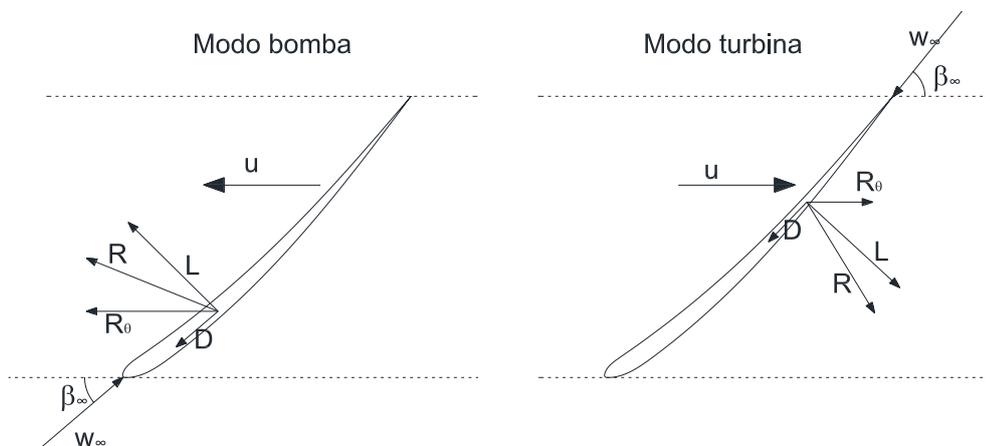


Figura 18. Diagrama de fuerzas aplicadas sobre el flujo en modo bomba (izq.) y sobre el perfil en modo turbina (der.).

Donde D y L son las fuerzas de arrastre y de sustentación (por unidad de largo de pala), que pueden deducirse de las Ecs. 5 y 6 a partir de coeficientes adimensionados, cuyos valores hallados experimentalmente, están disponibles en la literatura (por ejemplo en Abbott y von Doenhoff, 1959) para álabes aislados construidos con distintos perfiles.

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho \cdot l \cdot w_\infty^2} \quad (5)$$

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho \cdot l \cdot w_\infty^2} \quad (6)$$

La componente tangencial (en el sentido de rotación) de la fuerza resultante por unidad de largo de pala, se deduce fácilmente según la Ec. 7, donde el signo positivo corresponde al modo bomba y el signo negativo al modo turbina.

$$R_\theta = L \cdot \text{sen}(\beta_\infty) \pm D \cdot \text{cos}(\beta_\infty) \quad (7)$$

Aplicando la definición de carga hidráulica, como la energía por unidad de peso circulante entregada o absorbida por la máquina (Ec. 2), para una sección anular del rotor situada a una distancia r del eje de giro y de ancho Δr , se obtiene el resultado expuesto en la Ec. 8. Al igual que en la Ec. 7, el signo positivo corresponde al modo bomba y el signo negativo al modo turbina.

$$H_t(r) = \frac{l}{t} \frac{u}{2g} \frac{v_x \cdot C_{Lg}}{\text{sen}(\beta_\infty)} \cdot \left(1 \pm \frac{C_{Dg}}{C_{Lg}} \cdot \frac{1}{\text{tan}(\beta_\infty)} \right) \quad (8)$$

Los coeficientes de sustentación y arrastre son los correspondientes a un álabe inmerso en una grilla (de ahí el subíndice “g”). Se han propuesto varios métodos para corregir los valores de C_D y C_L de un álabe aislado para tener en cuenta el efecto de la grilla, siendo el más utilizado el método de Weinig, citado en Wislicenus (1986) y Lakshminarayana (1996).

Un análisis más detallado del procedimiento anterior, se puede encontrar en referencias como Stepanoff (1957) o Csanady (1964).

Se pueden estimar las pérdidas hidráulicas debido a la fuerza de arrastre ejercida por las palas del rotor y del difusor de acuerdo a la Ec. 9.

$$\zeta_{rotor/difusor} = \frac{D}{t \cdot \text{sen}(\beta_{\infty}) \cdot \gamma} = \frac{C_{Dg}}{\text{sen}(\beta_{\infty})} \cdot \frac{l}{t} \cdot \frac{w_{\infty}^2}{2g} \quad (9)$$

Otras fuentes adicionales de pérdidas de carga (o presión) son enumeradas en 3.3.2.

3.2 Criterios de diseño

Para determinar las características geométricas de los álabes de rotores de bombas y turbinas axiales (diámetros, perfil hidrodinámico, largos de cuerda y ángulos), se suelen considerar las condiciones deseadas del flujo a través del rotor (incidencia y desviación, pérdidas por choque y fricción, posibilidad de cavitación) y la distribución de la carga sobre el largo de los álabes (carga uniforme o variable). El rotor diseñado teniendo en cuenta las consideraciones previas, puede representar ventajas o desventajas en el momento de que la bomba sea utilizada como turbina. A continuación se analizan algunos criterios utilizados para el diseño de los rotores axiales.

3.2.1 Distribución de velocidades

De la ecuación de Euler se desprende que la forma que adquiera $v_{2\theta}$ tiene un efecto directo sobre la variación de la carga a lo largo de la pala del rotor.

Es común el uso de alguna de estas distribuciones: $v_{2\theta} = A/r$, $v_{2\theta} = Br$. A y B son constantes a determinar. Con la primera distribución, el flujo es irrotacional y se denomina diseño "vórtice libre". Con la segunda distribución, la componente tangencial se asemeja a la rotación de un cuerpo rígido y se denomina diseño "vórtice forzado" o "vórtice no-libre". La elección de la distribución de velocidades tangenciales depende del tipo de

turbomáquina, de la relación entre el diámetro exterior e interior y de la distribución de velocidades en la salida deseada.

En un diseño del tipo vórtice libre, la carga sería constante a lo largo de las palas. La carga está directamente vinculada a las fuerzas de sustentación, y éstas últimas a la circulación del campo de velocidades alrededor del perfil. Por lo tanto se puede decir que la circulación también es constante a lo largo de las palas. En la zona cercana al cubo se tienen velocidades tangenciales altas y se le impone al flujo un cambio de dirección elevado, resultando en riesgo de separación de flujo y pérdidas importantes de energía. Además las palas resultan demasiado retorcidas ya que los ángulos varían considerablemente a lo largo del radio. La ventaja es que la energía intercambiada entre el rotor y el fluido se distribuye homogéneamente a lo largo de las palas y no hay desprendimiento de vórtices. Esto último, que se debe a la uniformidad del campo de velocidades y de presiones (Lakshminarayana, 1996), permite asumir que el flujo se desarrolla en tubos cilíndricos (flujo bidimensional) y entonces se puede utilizar la teoría de cascada para el diseño de las palas (Vad et al., 2002).

Por otra parte, en un diseño del tipo vórtice forzado la carga (y la circulación alrededor de la pala) aumenta de forma proporcional al cuadrado del radio. Se tienen velocidades tangenciales altas en la zona cercana a la punta de las palas, resultando en pérdidas importantes de energía. Los ángulos de las palas no varían tanto, facilitando la construcción de las mismas. Pero se tiene un intercambio de energía que varía a lo largo de las palas, puede haber desprendimiento de vórtices y aumenta el riesgo de cavitación en la punta de pala. Al existir desprendimiento de vórtices, debido a la no uniformidad del campo de velocidades y de presiones (Lakshminarayana, 1996), la descripción bidimensional del flujo no resulta adecuada, dificultando la optimización del diseño de las palas. A priori, debido a la carga reducida en la zona del cubo, se pensaría que se elimina el riesgo de

entrada en pérdida de sustentación (*stall*, ver 3.3) y posterior separación del flujo en esa zona. Sin embargo Vad et al. (2002) observa mediante simulaciones numéricas del flujo en un rotor diseñado con el criterio de “vórtice libre” y a otro rotor con “vórtice no-libre”, que el *stall* en el cubo aparece en el segundo rotor, pero no en el primero. Esto se debería principalmente a los efectos del flujo tridimensional entre palas y a la capa límite sobre el cubo (Vad et al., 2002).

Stepanoff (1957) menciona varias objeciones al considerar un flujo tipo vórtice libre como base para el diseño de un rotor axial. Entre otras cosas, muestra que esta condición sólo es posible en un único punto de funcionamiento de la curva carga-caudal de la bomba.

En el diseño de bombas axiales, históricamente se ha seguido la solución del tipo vórtice libre (Sédille, 1967; Stepanoff, 1957; Vad et al., 2002). Pero más recientemente se ha optado por una distribución de compromiso, que resulta de una combinación entre las distribuciones de tipo vórtice libre y vórtice forzado ($v_{2\theta} = A/r \pm Br$). Se le conoce como diseño exponencial (Lakshminarayana, 1996) y con ella se tiene una distribución relativamente uniforme de carga y velocidad a lo largo de la pala. Además, se lograrían mejoras en el desempeño del rotor desde el punto de vista de las pérdidas (Geerts 2006; Lakshminarayana, 1996; Vad et al., 2002).

También es importante mantener una circulación constante en las proximidades del cubo, para disminuir el riesgo de *stall* en las esquinas formadas por las palas y el cubo (Vad et al., 2002).

3.2.2 Curvatura del perfil, ángulos de incidencia y desviación

Además de la elección de la distribución de velocidades tangenciales que se quiera tener en la entrada y salida, se debe elegir la curvatura del perfil, que junto con el efecto de los ángulos de incidencia y desviación, producen un determinado cambio en la dirección del flujo relativo. Dicho cambio, que

se puede representar por la diferencia entre los ángulos del flujo relativo medio a la salida y entrada al rotor ($\beta_2 - \beta_1 = \theta + i - \delta$) en el caso de bombas, es una indicación de la carga entregada por la turbomáquina.

En Cumpsty (1989) se mencionan valores de incidencia óptima o de diseño en compresores axiales, propuestos por varios investigadores, la mayoría de ellas arrojando resultados similares. Parece no haber consenso en cuanto a la definición de incidencia óptima. Uno de los investigadores citados en (Cumpsty, 1989) la relaciona con la mayor relación sustentación-arrastre, otro con pérdidas mínimas, otro con una distribución suave de presiones en la superficie de succión y otro simplemente dice que la incidencia debería ser pequeña (menor a 5° , tal vez cero). Al margen de esto, el desempeño del rotor es sensiblemente independiente de la incidencia para un amplio rango de valores de la misma (Cumpsty, 1989). La referencia anterior está basada principalmente en el estudio de compresores, que puede extenderse aceptablemente a bombas.

En cuanto a la elección del ángulo de incidencia en turbinas axiales, Wright y Gerhart (2009) le atribuyen muchísima menos importancia que en bombas. Se podría asumir igual a cero para un análisis preliminar, y seleccionar la solidez (l/t) asumiendo un valor elevado de C_L (que podría estar entre 0.8 y 1).

La desviación en bombas puede estimarse a partir de ecuaciones derivadas para fluidos no viscosos como las resumidas en Cumpsty (1989) para compresores. En el mismo texto se menciona la poca dependencia de la desviación con la incidencia y con el crecimiento de la capa límite. La desviación depende en gran medida de las dimensiones del canal de pasaje entre álabes, siendo la curvatura o *camber* (θ) y la solidez (l/t) variables representativas de la misma (Wright y Gerhart, 2009). Se destacan las dos ecuaciones más utilizadas. La más sencilla es conocida como “regla de Carter” (Carter, 1950), desarrollada a partir de

modificaciones a una ecuación propuesta por Constant en 1939. Posteriormente Lieblein presentó una modificación a la regla de Carter a la que le incorporó más parámetros (Lieblein, 1965). Esta última se reproduce en la Ec. 10,

$$\delta = \delta_0 + m \cdot \theta \cdot \left(\frac{t}{l}\right)^b, \quad (10)$$

Donde:

δ_0 es la desviación en una grilla similar de un perfil sin *camber* con el mismo ángulo de flujo a la entrada;

m (que depende de la forma de la línea media y del ángulo del flujo a la entrada) para el caso de un perfil con línea media en forma de arco de círculo, varía continuamente entre 0.17 cuando el flujo a la entrada es axial y 0.32 cuando el flujo ingresa con un ángulo de 30°;

b (que depende del ángulo del flujo a la entrada) varía continuamente entre 0.97 cuando el flujo a la entrada es axial (grillas aceleradoras) y 0.55 cuando el flujo ingresa con un ángulo de 30°.

La regla de Carter no introduce la variable δ_0 , y sugiere valores de b fijos, dependiendo si se trata de grillas difusoras ($b = 0.5$) o aceleradoras ($b = 1$). Por su simplicidad, la ecuación de Carter es ampliamente más utilizada (aunque la de Lieblein es más exacta). En ambos casos se disponen de valores empíricos de m . En Wright y Gerhart (2009) se mencionan métodos muy similares a los anteriores para la estimación de la desviación en bombas, desde algunos muy simples como la regla de Howell ($\delta = 0.26\theta \left(\frac{t}{l}\right)^{0.5}$), hasta los más complejos como el propuesto por Lieblein.

Vale la pena destacar que las anteriores ecuaciones para predecir la desviación, fueron deducidas (teórica o experimentalmente) para flujo en cascadas. Este tipo de flujos es estacionario, bidimensional y se desprecian

efectos de pared, a diferencia de lo que ocurre frecuentemente en el flujo a través de una bomba o turbina axial, donde se tienen fenómenos no estacionarios, tridimensionales y muy influenciados por las capas límite en las paredes. Okiishi et al. (1975) propuso una modificación a la regla de Carter, introduciendo un exponente variable (con la incidencia y el área de pasaje) en el parámetro θ .

Respecto a la estimación de la desviación en grillas de álabes de turbinas axiales, Wright y Gerhart (2009) le restan importancia a la misma, ya que no hay que lidiar con límites de difusión como en el caso de bombas axiales. Igualmente mencionan un método de estimación propuesto por Ainley y Mathieson en 1951, que en el caso de palas planas cerca del borde de fuga de la turbina (sección 1) se reduce a $\beta_1 = \frac{7}{6}\beta_{1p} - 5^\circ$, o una desviación igual a $\delta = \frac{1}{6}\beta_{1p} - 5^\circ$.

En Wright y Gerhart (2009) se hace el ejercicio de estimar el valor del *camber* necesario en una grilla de una bomba para lograr una determinada relación $\beta_2 - \beta_1$, mediante el método más simple (asumiendo $i = 0$ y obteniendo la desviación de la regla de Howell) y también mediante los métodos más complejos. Para $t/l = 1$, $\beta_2 - \beta_1 = 20^\circ$, y $\beta_2 = 45^\circ$ la diferencia entre los resultados de ambos métodos es de apenas 1° (26.3° y 27.3° respectivamente).

3.2.3 Consideraciones sobre cavitación

Cuando la presión estática de un líquido, localmente disminuye por debajo de la presión de vapor (p_v) de ese líquido a la temperatura en que se encuentra, se forman cavidades llenas de vapor. Este fenómeno conocido como cavitación se da generalmente en zonas de elevada velocidad, o en zonas donde se producen pérdidas de carga o en el seno de vórtices. Cuando dichas cavidades avanzan hacia zonas de mayor presión, las mismas colapsan, produciendo erosión si lo hacen sobre una frontera sólida, y descenso en el rendimiento de la turbomáquina.

A los efectos de comparar los valores mínimos de presión que se dan en el interior de la turbomáquina con el valor de presión de vapor del agua que circula, es conveniente la introducción del coeficiente de presión: C_p . El coeficiente de presión en un punto x sobre la superficie de un perfil, inmerso en un flujo de velocidad w_∞ y presión p_∞ (lejos del perfil), se define mediante la Ec. 11.

$$C_p(x) = \frac{p(x) - p_\infty}{1/2 \rho w_\infty^2} \quad (11)$$

Para tratar de restringir la cavitación en turbomáquinas axiales, en la construcción de las palas se suelen seleccionar perfiles aerodinámicos con distribuciones de presión planas (o con picos suavizados, ver Fig. 19) y valores absolutos bajos del coeficiente de presión mínimo $C_{p_{min}}$ (Gülich, 2010).

En el caso del análisis de una turbomáquina, el valor de p_∞ puede corresponder con la presión en la sección de aducción o succión (p_s) o ser un promedio entre las presiones en las secciones de succión y de impulsión o presión. Si se tiene un valor razonable de p_∞ (que no sea muy restringente en cuanto a la posibilidad de cavitación) y de w_∞ (que estará dado por el punto de funcionamiento) y a partir del valor de $C_{p_{min}}$ para cada ángulo de ataque, se podría hallar el mayor ángulo para que en ningún punto sobre la superficie del perfil se tengan presiones por debajo de la presión de vapor. Por su puesto que existen valores de p_∞ muy bajos, que hacen que para ningún ángulo de ataque la turbomáquina pueda operar en condiciones libre de cavitación.

En la Fig. 19 se presentan distribuciones de presión sobre las superficies de succión (ss) y de presión (sp) de un perfil NACA 23012 bajo tres ángulos de ataque distintos. Los valores de C_p se obtuvieron a partir del programa XFOIL (Drela y Youngren, 2001).

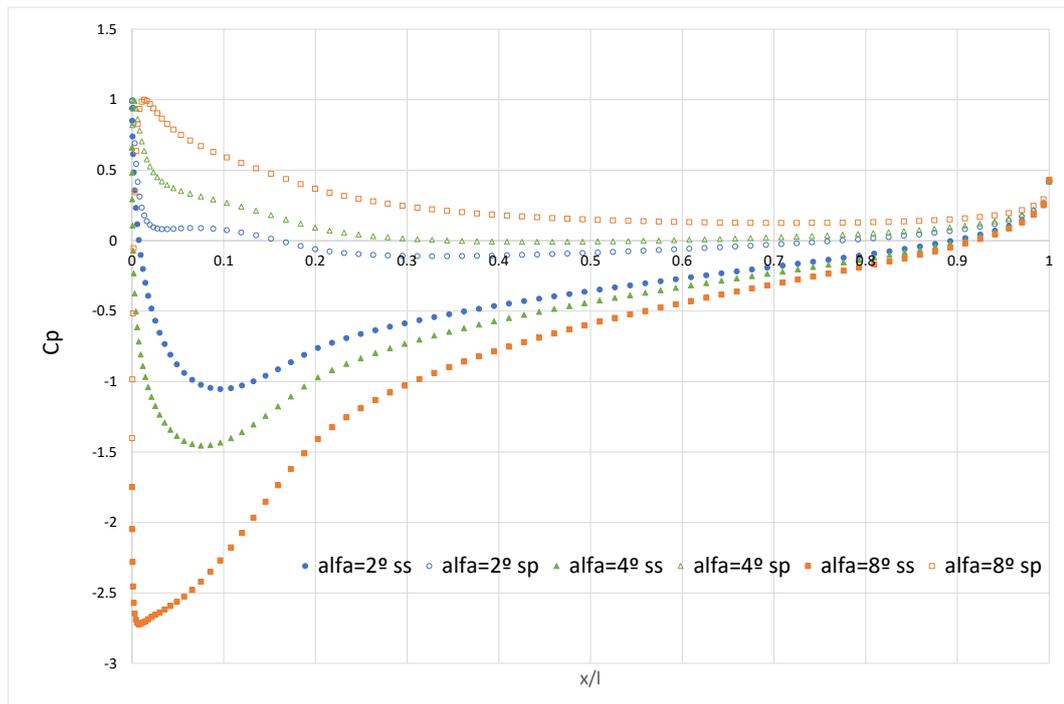


Figura 19. Distribución de presiones (C_p) en las superficies de succión (ss) y de presión (sp) de un perfil NACA 23012 para distintos ángulos de ataque.

La distribución de presión sobre el perfil, para un ángulo de ataque determinado, está dominada en gran medida por el espesor (y su variación a lo largo de la cuerda) y por la curvatura de la línea media (*camber*). La sensibilidad a la cavitación se incrementa en la medida que se usan perfiles de mayor espesor y de mayor *camber*. En Gülich (2010) se recomienda seleccionar perfiles en los que el mayor espesor no sea superior al 15-18% de la cuerda y que esté ubicado al 50% de la misma (como por ejemplo los perfiles de la serie NACA65). Si se ubica más cerca del borde de fuga aumentaría el riesgo de separación.

Asimismo se deben evitar bordes de ataque afilados. Si bien se minimizan las pérdidas en el punto de diseño, producen sensibilidad de algunos parámetros al ángulo de incidencia y pueden inducir desempeños muy negativos respecto a la cavitación (Gülich, 2010). Esta situación se podrá presentar en el funcionamiento en modo turbina.

Usualmente los puntos de estancamiento sobre el perfil (punto en el borde de ataque en el que la velocidad es nula y la presión es máxima) desde el cubo a la punta de pala no se encuentran en una recta radial, sino levemente inclinados hacia atrás (es decir, en el sentido opuesto al de rotación). El ángulo de inclinación de la pala en este plano se denomina en inglés *sweep*, por lo que es común el término *backward-sweep* para referirse al diseño de rotor como el que se muestra en la Fig. 20. No debe confundirse con el sentido en el que está curvada la pala (hacia adelante o hacia atrás) que se utiliza en el contexto del estudio en una grilla de álabes para identificar la diferencia entre los ángulos de pala a la entrada y salida de la grilla. Al diseñar las palas del rotor inclinadas hacia atrás se tienen mayores valores del $C_{p_{min}}$ (mejorando las características respecto a la cavitación), se reduce la carga cerca del cubo, se reducen los flujos secundarios (mejorando el rendimiento), mejora la estabilidad de la curva carga-caudal y previene que fibras de cualquier tipo que se encuentren en el flujo sean atrapadas por el borde de ataque (Gülich, 2010). Algunas de estas características son observadas también en rotores de turbinas axiales siguiendo un diseño similar de sus palas. En especial se obtiene una disminución de las pérdidas debido a flujos secundarios en las zonas cercanas al cubo y a la carcasa (Pullan y Harvey, 2008), pero por otro lado se incrementan las pérdidas por fricción en la zona media del largo de pala (Pullan y Harvey, 2007).

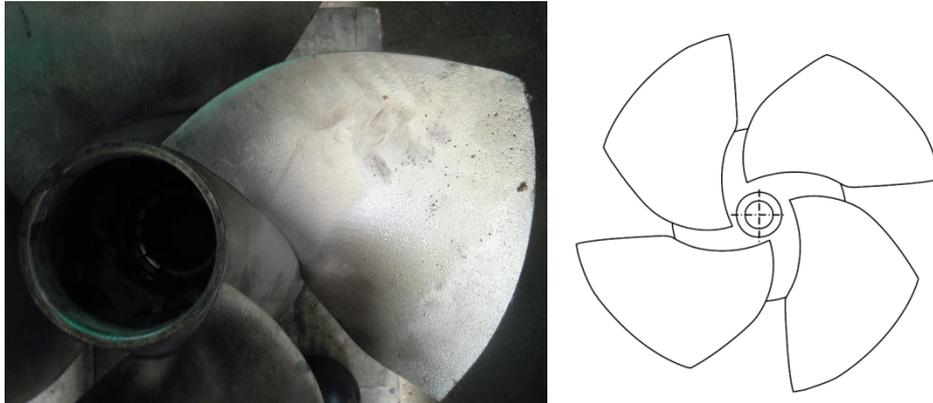


Figura 20. Pala inclinada hacia atrás en un rotor de una bomba axial.

En el análisis del fenómeno de cavitación en bombas, se define otro parámetro de mayor aplicación práctica, como es el *NPSH* (por sus siglas en inglés: *Net Positive Suction Head*) o *ANPA* (por sus siglas en español: *Altura Neta Positiva de Aducción*), que se calcula según la Ec. 12, donde el subíndice *s* en las variables representa el valor de la misma en la sección de succión o aducción de la turbomáquina. Asimismo en el análisis de este fenómeno en turbinas, se define el coeficiente adimensionado σ_T (*sigma de Thoma*), calculado según la Ec. 13.

$$NPSH = \frac{p_s - p_v}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} \quad (12)$$

$$\sigma_T = \frac{NPSH}{H} \quad (13)$$

Se suelen disponer en la bibliografía, de gráficos de variación de los valores de σ_T para los distintos tipos de turbinas, así como intervalos de seguridad donde la se operaría libre de cavitación.

3.3 Fenómenos especiales

3.3.1 Funcionamiento inestable

Cuando se incrementa el ángulo de incidencia sobre un perfil aerodinámico se da la entrada en pérdida de sustentación del perfil, conocido en inglés como *stall*. Esto da lugar a la separación de capa límite del lado de succión del perfil (ver Fig. 21). En el rotor de una turbomáquina axial, esto sucede cuando se reduce demasiado el caudal, y trae aparejado una disminución

del rendimiento y de la carga. El valor del caudal en el cual ocurre este fenómeno, coincide aproximadamente con el pico en la curva carga-caudal observado en la mayoría de este tipo de turbomáquinas (Day, 2016).

Cuando un perfil ubicado en una grilla de álabes entra en pérdida de sustentación, el bloqueo ocasionado por el flujo separado, genera una redistribución de la corriente a través de la grilla. Así, en una pala adyacente ubicada del lado contrario al sentido de rotación de la grilla, ocurrirá un incremento en el ángulo de incidencia. Mientras tanto, en una pala adyacente pero ubicada del lado del sentido de rotación de la grilla, ocurrirá un descenso en el ángulo de incidencia.

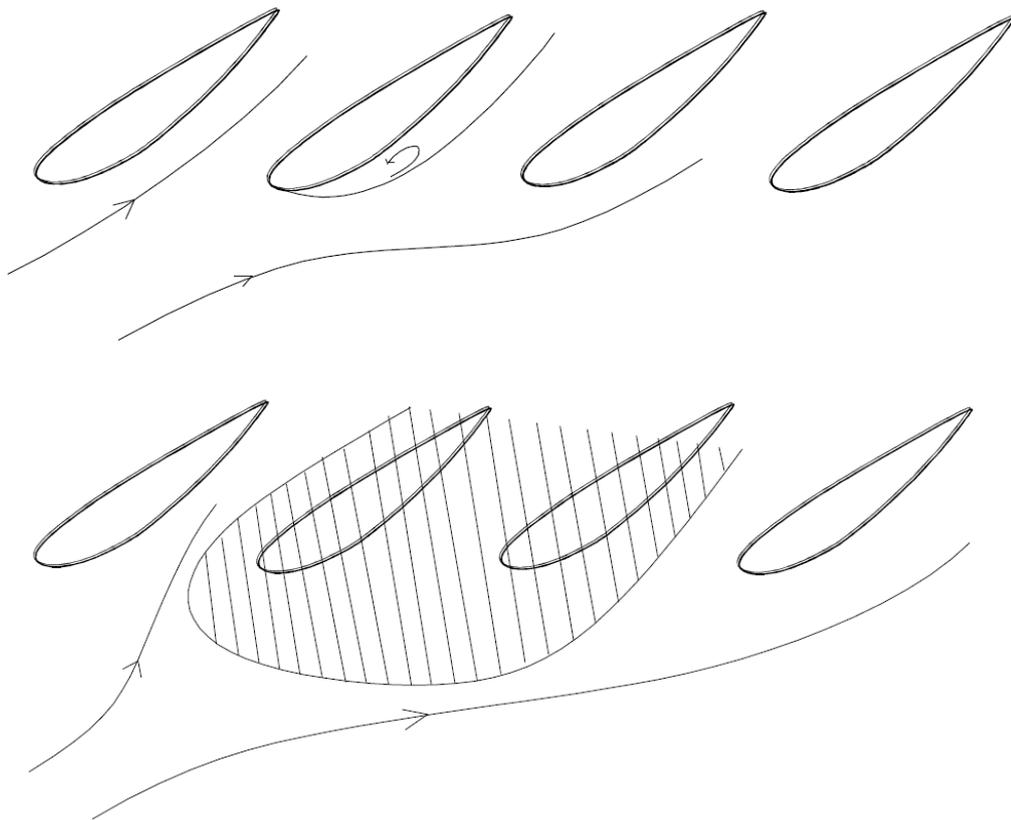


Figura 21. Pérdida de sustentación en un álabe (arriba) y zona de separación de flujo en una grilla (abajo).

A éste fenómeno se lo conoce como pérdida de sustentación rotatoria (*rotating stall*). Se genera lo que se conoce como celda con pérdida de sustentación (*stall cell*) que rota en el mismo sentido de giro que el rotor y a menor velocidad que éste, entre el 50% y el 70% (Lakshminarayana, 1996). Mientras tanto Gülich (2010) menciona que si la celda se genera en el rotor, la misma rota en el sistema absoluto a una velocidad de entre 50% y 90% de la de rotación, pero si la celda se genera en el difusor de una bomba la misma rota a una velocidad de entre 10% y 25% de la de rotación. Según Gülich (2010) se ha demostrado recientemente mediante experimentos con bombas que el fenómeno de pérdida de sustentación rotatoria se puede dar a velocidades muy bajas (del orden del 1% de la velocidad de rotación). Si la celda generada ocupa sólo una parte del largo de la pala (Fig. 22, izq.), se le conoce como pérdida de sustentación parcial (*part-span stall*). Si la celda ocupa toda la zona entorno a una pala, entre el cubo y la punta de la pala (Fig. 22, der.), se le conoce como pérdida de sustentación plena (*full-span stall*) y las celdas rotan más lento que en el caso parcial. En cualquiera de los casos, ocurren fluctuaciones de presión, pero el flujo neto a través del rotor se mantiene constante. La observación de *stall* es mucho más usual en compresores que en bombas o turbinas, debido al mayor número de álabes de los primeros (Gülich, 2010).

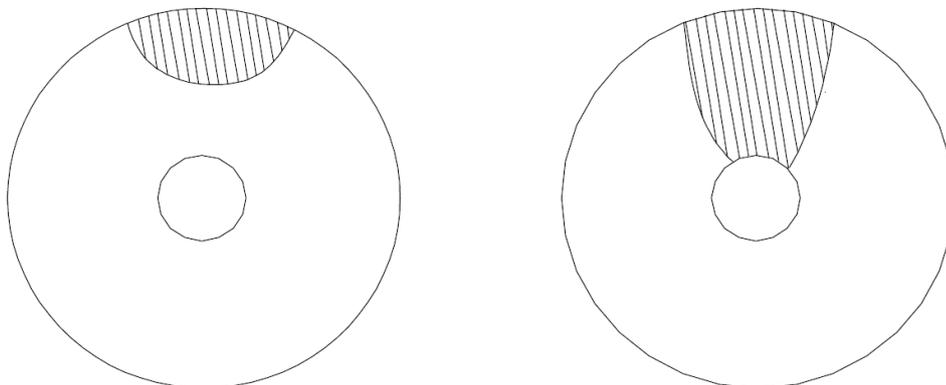


Figura 22. Pérdida de sustentación parcial (izq.) y plena (der.).

Este fenómeno ocurre frecuentemente en la operación de bomba-turbinas (radiales) en centrales de acumulación, y está asociado a la forma en “S” que pueden presentar las curvas $Q-N$ a salto constante en el diagrama de los cuatro cuadrantes (que en particular no se observa en el diagrama de la Fig. 4). Estas curvas se ubican en el cuadrante $(-N,-Q)$, entre la semirrecta de par nulo ($M=0$), y el eje de caudal nulo ($Q=0$). Si la curva tiene esta forma, una velocidad de giro fija corresponde a más de un valor de caudal, posibilitando el pasaje entre modo turbina, modo disipación y modo bomba inversa. Entre otros problemas puede generar dificultades de sincronización con la red durante el encendido en modo turbina y funcionamiento inestable si hay rechazo de carga (Zuo et al., 2016).

Existe un fenómeno inestable más severo conocido como *surge*. Hay investigadores que tratan el *stall* y el *surge* como fenómenos independientes (Cumpsty, 1989; Lakshminarayana, 1996), mientras que otros mencionan que se manifiestan de forma secuencial conforme se reduce el flujo por el rotor (Shobeiri, 2005). Es usual confundir ambos fenómenos, pero hay al menos dos características que los distinguen: el *surge* requiere un almacenamiento de fluido en el sistema, y cuando ocurre, el caudal comienza a fluctuar fuertemente, llegándose a observar inversión del flujo por el rotor (Day, 2016). El *surge* es un fenómeno influenciado fuertemente por la instalación donde opera la turbomáquina y depende en menor grado de la curva de funcionamiento de esta. Mientras que el *stall* está más asociado con fenómenos que ocurren dentro del rotor y tiene poca influencia de la instalación.

En el rotor de una turbina, si bien puede ocurrir separación del flujo sobre las superficies de succión en turbinas de baja carga (como las axiales), según Schobeiri (2005) nunca ocurrirá la separación total del flujo (por ser una grilla aceleradora) ni inversión del flujo en condiciones normales de funcionamiento. Como en la operación en modo turbina, el caudal será mayor al caudal de diseño en modo bomba (para operar a máximo

rendimiento), no se espera observar estos fenómenos en el funcionamiento normal, aunque se podría llegar a transitar rápidamente por esta condición durante el encendido.

3.3.2 Pérdidas de energía

En 3.1.2 se propuso una ecuación para la estimación de las pérdidas hidráulicas (Ec. 9), debido a las fuerzas de arrastre originadas por los álabes del rotor y del difusor. Como se mencionó en dicha sección, hay otras fuentes de pérdidas hidráulicas que disminuyen el rendimiento de la turbomáquina.

A continuación se listan algunas de las pérdidas de energía que se producen en la interacción entre el flujo de agua y el rotor de una turbomáquina axial (Csanady, 1964; Lakshminarayana, 1996; Shobeiri, 2005):

- Pérdida por fricción, en las paredes del rotor y de la carcasa. Se disipa directamente en forma de calor, pero además genera falta de uniformidad en el perfil de velocidades, lo cual induce flujos secundarios y por lo tanto pérdidas adicionales (Csanady (1964)).
- Cuando ocurre la separación de capas límite (debido a gradientes de presión adversos en el caso de bombas), la distribución de presiones sobre los álabes cambia radicalmente, lo cual incrementa las fuerzas de arrastre sobre las mismas y por lo tanto las pérdidas hidráulicas (término D en Ec. 9). El trabajo realizado por las fuerzas de arrastre se termina disipando en forma de calor (Csanady (1964)).
- La formación de capas límites viscosas bloquea parcialmente el área de pasaje de flujo, provocando una disminución en la cantidad de energía intercambiada entre el fluido y el rotor. En una bomba, al descender el caudal aumenta el ángulo de ataque, lo que tiende a incrementar la carga entregada al fluido. Sin embargo, los efectos viscosos también se incrementan, aumentando las pérdidas por

choque y por fricción a medida que desciende el caudal. Esto limita el aumento de carga (Lakshminarayana (1996)), creando un pico característico de las curvas carga-caudal de algunas bombas axiales a medida que el caudal desciende. En el caso de turbinas, un descenso en el caudal provoca una disminución del ángulo de ataque, y por lo tanto una disminución en la carga aprovechada.

- Aguas abajo de una fila de álabes (fijos o móviles), al igual que en cualquier objeto inmerso en una corriente de un fluido viscoso, se forma una estela, generando un flujo no uniforme (Fig. 23). La estela induce una zona de déficit de velocidad (pudiendo en algunos casos presentarse flujo inverso), y puede ir acompañada de separación de flujo y turbulencia. Si las filas de álabes fijas y móviles están muy próximas entre sí, la estela generada por la primera fila alcanzará la segunda, induciendo vibraciones y generando condiciones del flujo diferentes a las de diseño individual de cada grilla. Pero si las filas están alejadas, entre medio ocurrirá un proceso de mezcla turbulenta que uniformizará el flujo a expensas de una pérdida de energía (Shobeiri (2005)). Cuanto más delgados sean los bordes de fuga de los álabes, o más separados estén entre sí, menor es este efecto. En una bomba axial funcionando como turbina, los bordes de fuga de los álabes del rotor y del difusor serán redondeados y gruesos, por lo que se prevé una pérdida de energía por esta causa.

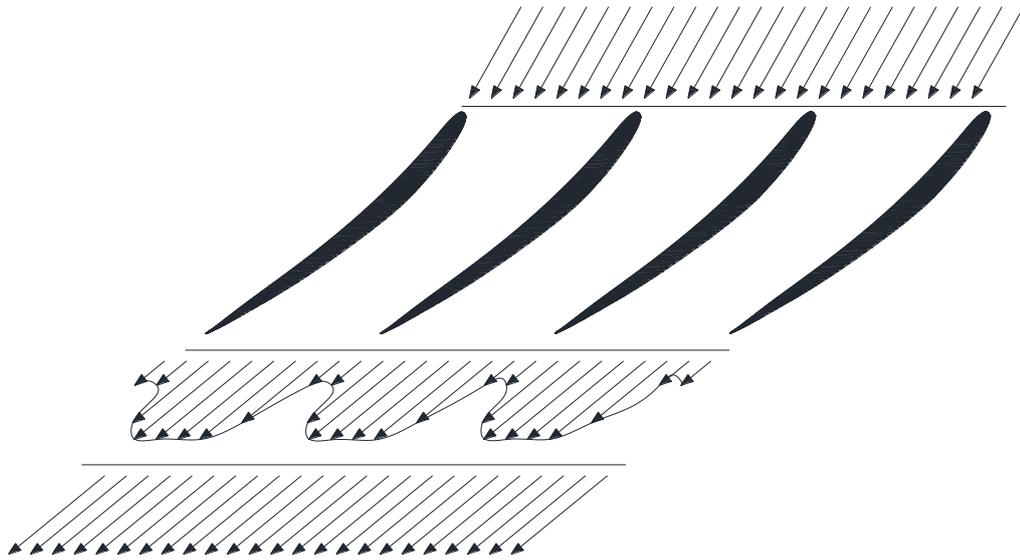


Figura 23. No uniformidad y pérdida de presión en borde de fuga de una cascada.

- Cuando el flujo incide sobre bordes de ataque gruesos suele presentarse un vórtice tipo herradura en las cercanías del cubo (ver Fig. 24). Este vórtice que se disipa antes de abandonar el rotor, produce separación del flujo en las esquinas, efectos tridimensionales y pérdidas adicionales. Las consecuencias son mayores en perfiles con mucha curvatura (Lakshminarayana (1996)) como los utilizados en turbinas de gas o de vapor. En bombas axiales los perfiles utilizados suelen ser levemente curvados, y en modo turbina el flujo ingresa por el borde más delgado, por lo que en estos casos los efectos serían despreciables.

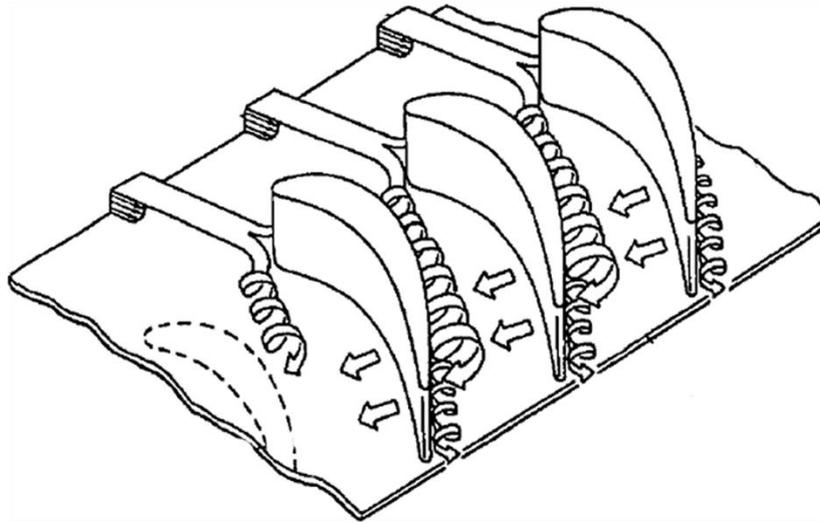


Figura 24. Vórtices herradura en una cascada de álabes

- La presencia de esquinas (especialmente las formadas por el lado de succión de la pala y el cubo) introduce separación del flujo, debido al fuerte gradiente de presión en la dirección del flujo, a flujos secundarios y a la unión de las capas límite del cubo y la pala (Lakshminarayana (1996)).
- Al igual que en el pasaje por un codo de una tubería, cuando un flujo con perfil de velocidades no uniforme (tanto en dirección radial como en dirección circunferencial) escurre por una cascada de álabes, se producen flujos secundarios en un plano transversal al flujo principal (Fig. 25). Las pérdidas relacionadas con esos flujos son de menor importancia y se disipan en forma de calor. Sin embargo, los flujos secundarios pueden inducir otras pérdidas más significativas, como las debidas a la fuerza de arrastre o la acumulación de flujo de baja energía en las proximidades del cubo (Csanady (1964)).

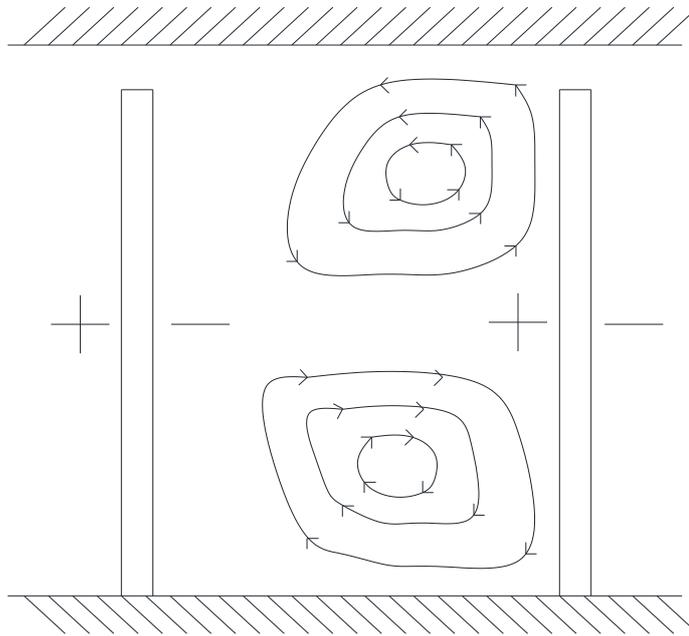


Figura 25. Generación de flujo secundario en una cascada

- En las luces entre la punta de los álabes y la carcasa del rotor, se presenta una diferencia de presiones entre los lados del álabe, lo que induce un flujo recirculado (en bombas) o de *by-pass* (en turbinas), como se esquematiza en la Fig. 26. Este flujo a su vez induce la formación de vórtices que causan tridimensionalidad en el flujo entre la punta del álabe y un 10-30% del largo del mismo. Los procesos de disipación y mezcla de estos flujos inducen pérdidas de energía que representan entre un 20 y 40% del total de las pérdidas. Si tiene lugar en una fila de álabes fijos (difusores o enderezadores) su efecto se traslada hasta el borde de ataque de los álabes del rotor y viceversa, causando inestabilidades en la presión, ruido, vibración, mayores esfuerzos sobre las palas (Lakshminarayana (1996)).

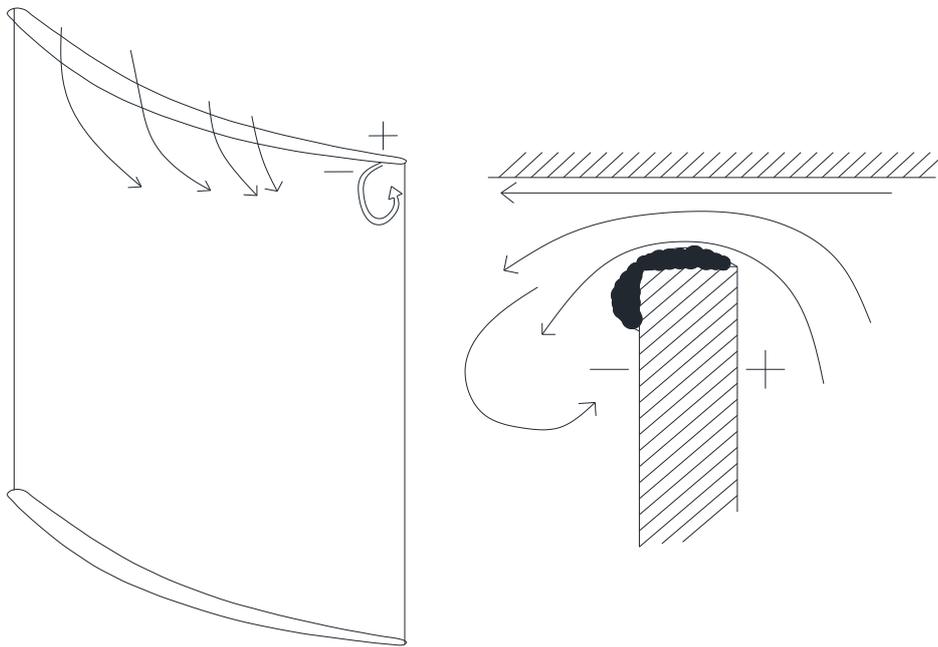


Figura 26. Representación del flujo de recirculación o *by-pass* y zona de separación en punta de pala.

- Los vórtices desarrollados por alguna de las causas anteriores, tienen un núcleo de baja presión donde puede originarse cavitación y un consiguiente descenso en el rendimiento.

En varias referencias se exponen diversos métodos, ecuaciones y gráficos para el cálculo o estimación de las pérdidas de energía mencionadas. Este cálculo escapa al alcance de la tesis.

3.4 Diferencias entre modo bomba y modo turbina

Como se aprecia a partir de los coeficientes de la Tabla 1 y el resultado de la Ec. 4, para una misma velocidad de rotación, el caudal y la carga por el rotor correspondiente al punto de máximo rendimiento en modo turbina, se encuentran entre 1.2 y 1.6 veces los valores de los mismos parámetros en modo bomba. Chapallaz et al. (1992) atribuye esto a dos causas: la modificación del valor teórico de la carga debido a la circulación dentro del rotor (debido a la existencia de número finito de álabes); pérdidas

hidráulicas (por choque y por fricción). Estos fenómenos son diferentes para máquinas radiales y axiales, y sus efectos no son los mismos en modo bomba y en modo turbina.

3.4.1 Efecto del nº finito de álabes

a) En máquinas radiales

La principal consecuencia de que el rotor tenga un número finito (acotado) de álabes es la no uniformidad del flujo a través de los canales del rotor.

Esto se explica en parte por el intercambio energético entre el álabe y el fluido y la existencia de una diferencia de presión en ambos lados del álabe. En el canal comprendido entre dos álabes adyacentes, se tendrán mayores presiones en la zona próxima a uno de los álabes (el que tenga la superficie de presión hacia el lado del canal). Según la ecuación de Bernoulli se tendrán por lo tanto menores velocidades en dicha zona. Esta diferencia de presiones a los lados de cada álabe debe disminuir en el sentido del flujo, hasta hacerse nula en el borde de fuga. Por este motivo, no todo el álabe entrega energía uniformemente.

Como fue mencionado anteriormente, el cambio de dirección del flujo relativo producido por el rotor, introduce al igual que en codos de cañerías, no uniformidad en el campo de velocidades.

Es razonable pensar que estos efectos actúan de manera similar en una turbomáquina axial.

Por último, otra explicación de la no uniformidad del campo de velocidades es la existencia en el sistema relativo de una circulación no nula en el fluido que escurre entre álabes. Si el campo de velocidades absoluto dentro del rotor es irrotacional, entonces el campo de velocidades relativo no lo es, induciendo un flujo secundario o vorticidad que gira en sentido contrario al

giro del rotor. Este flujo secundario tiene mayores consecuencias en turbomáquinas radiales que en las axiales².

Dentro del rotor de bombas centrífugas en modo bomba, tiene mayor efecto sobre el triángulo de velocidades a la salida del rotor (donde las velocidades son mayores). El ángulo del flujo relativo a la salida (β_2) es menor que el que sería sin circulación, disminuyendo la componente tangencial de la velocidad absoluta y por lo tanto también la carga teórica calculada a partir de Euler. Si se asume que el ángulo del flujo absoluto a la salida (α_2) está gobernado por la voluta, el mismo no se modificaría por efecto de la circulación. Si sucede esto, entonces tiene que disminuir la componente radial de la velocidad absoluta (ver el triángulo de velocidades en modo bomba en la parte derecha de la Fig. 27).

En modo turbina la circulación tiene mayor efecto también sobre el triángulo de velocidades a la salida, pero que corresponde en este caso al diámetro interior en las bombas centrífugas, por lo que su efecto es despreciable (las velocidades son menores que en el diámetro exterior). Por otra parte, a la entrada en modo turbina en el caudal de diseño, el ángulo del flujo relativo coincide con el ángulo de la pala (no hay choque). Se analiza ahora una condición en la que el ángulo del flujo absoluto a la entrada en modo turbina coincide con el ángulo del flujo absoluto a la salida en modo bomba (α_2). Entonces el triángulo de velocidades a la entrada en modo turbina sería el correspondiente al modo bomba sin los efectos de la circulación (ver el triángulo de velocidades en modo turbina en la parte izquierda de la Fig. 27). Por lo tanto ni el caudal ni la carga teóricos se verían disminuidos, siendo entonces mayores en modo turbina que en modo bomba.

² Esto se debe a que la aceleración de Coriolis que tiene lugar en el sistema de referencia rotativo ($\vec{a}_c = -2\vec{\omega} \wedge \vec{w}$) presenta dirección radial en turbomáquinas axiales, y por lo tanto perpendiculares a las superficies de corriente.

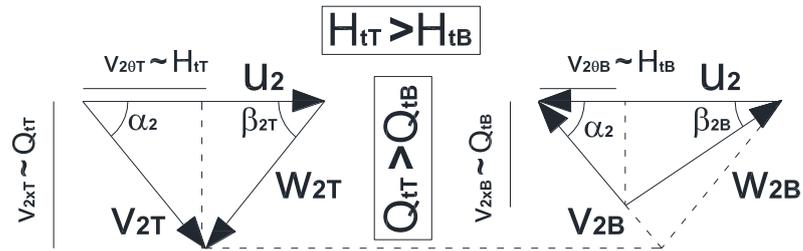


Figura 27. Triángulos de velocidades con circulación en el rotor de una bomba centrífuga, en modo turbina (izq.) y en modo bomba (der.). Adaptada de Chapallaz et al. (1992)

b) En máquinas axiales

A pesar del menor efecto del flujo secundario en bombas axiales, en este tipo de turbomáquinas se da una reducción del ángulo de salida (β_2) respecto del ángulo del álabe (ver desviación en 3.2.2), que hace disminuir el valor de la carga teórica entregada por la bomba (y para mantener α_2 fijo también debe disminuir el caudal teórico). En modo turbina la desviación tiene mucha menor importancia que en modo bomba. Según Pfleiderer (1960), la zona de separación en el lado de succión del álabe (debido a sobre-velocidades), junto con el efecto del espesor finito del álabe, que traen como consecuencia una disminución del ángulo de salida del flujo relativo y una disminución en la carga, sólo está presente en bombas axiales y no en turbinas. Por lo tanto Pfleiderer (1960) concluye que en general no es necesario calcular el efecto del número finito de álaves en turbinas axiales.

3.4.2 Efecto de las pérdidas (hidráulicas y volumétricas)

En el modo bomba las pérdidas hidráulicas (mencionadas en 3.2.2) se restan de la carga teórica (Euler) para obtener la carga real entregada al fluido, mientras que en el modo turbina dichas pérdidas se suman a la carga teórica (Euler) para obtener la carga real extraída del fluido. Por otro lado, las recirculaciones en la punta de los álaves hacen que el caudal real que abandona la turbomáquina en modo bomba sea menor que el caudal que

efectivamente atraviesa el rotor y al cual se le aporta energía. Mientras tanto en modo turbina, el caudal real que ingresa a la turbomáquina resulta mayor que el que atraviesa el rotor ya que parte del flujo tiende a circular por las luces entre el rotor y la carcasa (flujo de *by-pass*) y no forma parte del intercambio de energía. En la Fig. 28 se presenta el efecto de las pérdidas hidráulicas sobre las curvas teóricas, para ambos modos de funcionamiento.

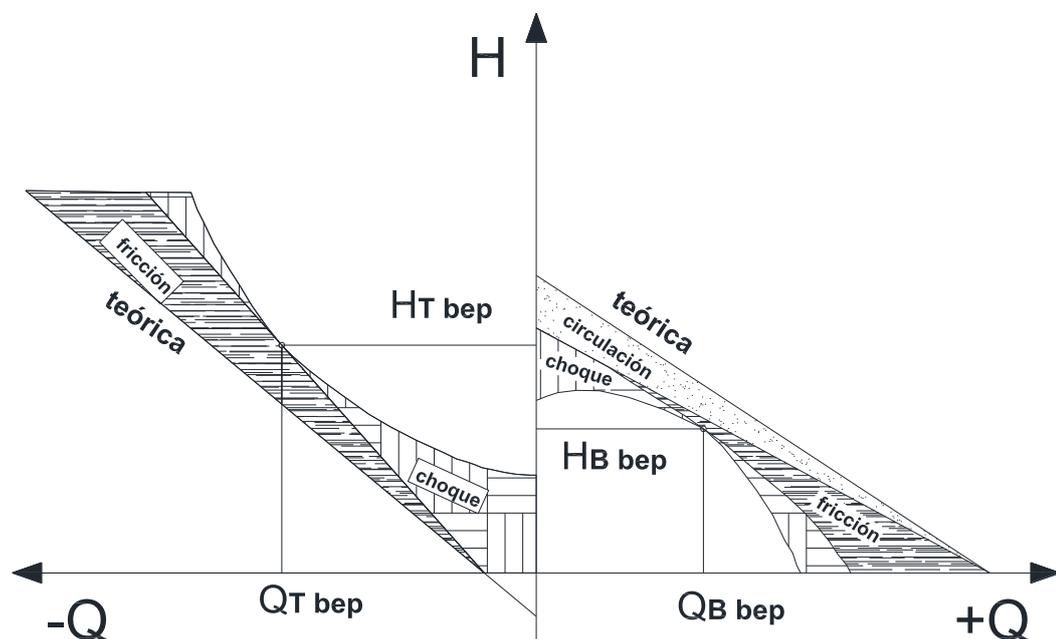


Figura 28. Análisis de las pérdidas hidráulicas en modo turbina (izq.) y modo bomba (der.).
Adaptada de Chapallaz et al. (1992).

Por lo tanto, el caudal útil y la diferencia de carga real que experimenta el fluido, para el punto de máximo rendimiento en modo turbina, resultan mayores que los correspondientes al modo bomba. Esto sucede incluso asumiendo valores teóricos de caudal y carga idénticos (despreciando el efecto del n° finito de álabes) en modo bomba y modo turbina.

Es de esperar que algunas de las pérdidas de presión mencionadas en 3.3.2 se acentúen si la bomba se encuentra operando como turbina, ya que

no fue diseñada para ello. Por ejemplo, si los álabes del rotor de la bomba presentan bordes de fuga afilados, con un bajo ángulo de incidencia el flujo se separaría más fácilmente que si el borde fuese redondeado. Es altamente probable que el flujo a la entrada de la bomba operando como turbina, sea no uniforme y presente pre-rotación, sobre todo ante la presencia del codo para permitir la salida del eje hacia el motor (la corta distancia entre el codo y la bomba no sería suficiente para permitir que el flujo se uniformice). Difícilmente el flujo en la sección de salida sea puramente axial (existirá seguramente una pequeña componente de giro).

3.5 Flujo tridimensional

Como se mencionó, el análisis realizado en 3.1 y 3.2, es válido sólo si se asume que el flujo es bidimensional. Sin embargo, el flujo real a través del rotor de una bomba o turbina axial es tridimensional debido a causas vinculadas a la viscosidad del fluido, pero también se encuentran otras razones que estarían igualmente presentes aunque se asumiera fluido no viscoso.

Entre las causas que provocan que el flujo de agua dentro del rotor de una bomba o turbina axial sea tridimensional, se pueden mencionar las siguientes (Lakshminarayana, 1996):

- Viscosidad del fluido (y todos sus efectos, algunos de los cuales se mencionaron en 3.3.2).
- Variación radial del espesor y la geometría de los álabes (oblicuidad, inclinación y torsionado).
- Presencia del cubo y la carcasa, y cambio en el área de pasaje anular.
- Variación radial en la carga hidráulica (para diseños “vórtice forzado” y “exponencial”, ver 3.2.1) y por lo tanto en la potencia intercambiada entre el rotor y el fluido.
- Componente radial de la fuerza de los álabes.

- Recirculación o flujo de *by-pass* en la punta de los álabes.
- No-uniformidad en la velocidad a la entrada y presencia de álabes fijos aguas abajo y/o aguas arriba del rotor.
- Flujo secundario provocado por gradientes en la velocidad y presión a la entrada al rotor, y por la pre-rotación del flujo.

Debido a la gran complejidad de las condiciones de borde del flujo real en el rotor de una bomba o turbina axial, es necesario recurrir a métodos alternativos a la resolución analítica de las ecuaciones del movimiento y de la energía.

Una posibilidad es hallar una solución axisimétrica del flujo aguas arriba y aguas abajo del rotor (y suficientemente alejado de éste) para predecir la variación radial del flujo, para luego resolver, mediante la teoría de cascada, el flujo entre palas (ver superficies S_1 en Fig. 29). A partir de estos procedimientos (los cuales pueden aplicarse sólo si se hacen algunas hipótesis adicionales) se pueden llegar sólo a soluciones aproximadas del flujo real.

Se ha propuesto un método (Vavra, 1960; Lakshminarayana, 1996) en donde se resuelven de forma acoplada, las ecuaciones que gobiernan el flujo “promedio”³ en distintas superficies (en las que el flujo “promedio” se supone bidimensional), llegando finalmente a predecir las características del flujo tridimensional. En la Fig. 29 se representa una de las superficies “de pala a pala” (*blade to blade*) llamadas S_1 , en las cuales el flujo se resuelve mediante la teoría de cascada, y una superficie de “cubo a punta de pala” (*hub to tip*) llamada S_2 . El proceso iterativo puede resultar muy inestable, por lo que actualmente este método es usado de forma desacoplada (resolviendo de forma independiente las ecuaciones en las superficies S_1 y S_2), principalmente para el diseño de turbomáquinas. Una

³ Se resuelven las ecuaciones de movimiento, con valores medios de las variables, en superficies de pala a pala y de cubo a punta de pala (ver Fig. 29).

revisión de los métodos utilizados para resolver estas ecuaciones puede encontrarse en Lakshminarayana (1996).

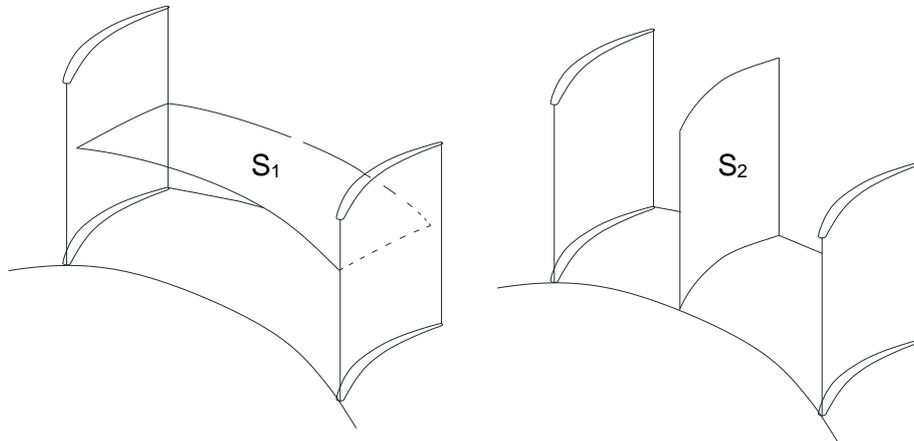


Fig. 29. Representación de las superficies “de pala a pala” (S_1) y “de cubo a punta de pala” (S_2).

El método mayormente utilizado en la actualidad (gracias al aumento en las capacidades computacionales) es el de la resolución numérica de las ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes (*CFD, Computational Fluid Dynamics*). Hoy en día, prácticamente todos los diseños de turbomáquinas se basan o utilizan la técnica de *CFD* para evaluar el desempeño, antes de pasar a la etapa de fabricación. También el uso de *CFD* está muy difundido cuando se desea evaluar el desempeño de una turbomáquina en operación (ya construida). Geerts (2006) mencionó varias causas que hacen que el flujo a través de una turbomáquina axial resulte tridimensional, y presentó una revisión de los métodos más utilizados para resolver dicho flujo. Realizó una comparación detallada de los resultados obtenidos con *CFD* y a partir de ensayos experimentales a una bomba axial. Utilizó dos modelos de turbulencia (Baldwin Lomax y Spallart Almaras), concluyendo que con el modelo de Spallart-Almaras es con el que se obtuvieron mejores resultados. Se destaca la importancia de los resultados experimentales presentados, gracias a la medición del campo de velocidades dentro del rotor mediante LDV (*Laser Doppler Velocimetry*). Estos resultados podrían

servir para validar otros resultados de simulaciones mediante *CFD*, comparando campos de velocidades tal como se presenta en la Fig. 30, o comparando curvas características como se presenta en la Fig. 31 (ambas extraídas de Geerts, 2006).

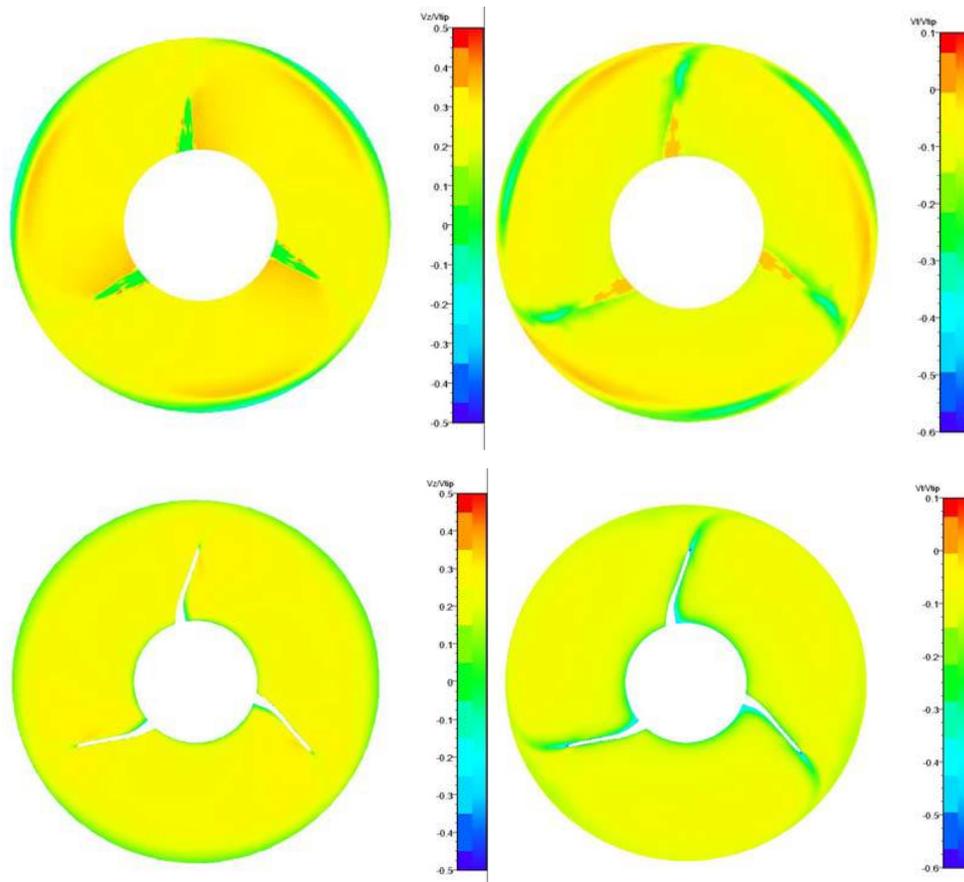


Figura 30. Comparación de campo de velocidades axiales (izq.) y tangenciales (der.) obtenidos de mediciones experimentales (arriba) y de *CFD* (abajo). Extraída de Geerts (2006)

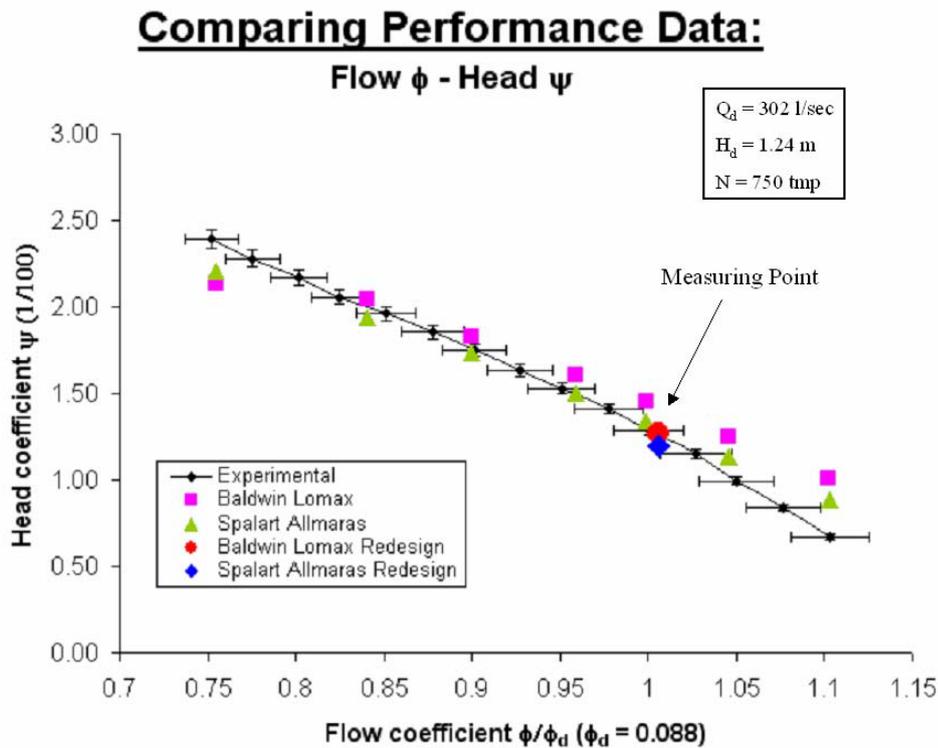


Figura 31. Comparación de curva adimensionada carga-caudal obtenida de mediciones experimentales (rombos color negro y curva de ajuste) y de CFD con modelo de Baldwin Lomax (cuadrados color magenta) y Spallart Almaras (triángulos color verde). Extraída de Geerts (2006)

La forma más exacta y precisa de conocer el funcionamiento real de una turbomáquina, es sin duda la experimentación en modelos físicos. Dependiendo del tipo y tamaño de la turbomáquina, la construcción del banco de pruebas y los instrumentos de medición necesarios pueden representar un costo demasiado elevado. No resulta difícil implementar un ensayo para determinar las curvas características de una turbomáquina. Pero si se pretende entender características del flujo real dentro del rotor y el origen de las pérdidas de energía mediante ensayos físicos, los requerimientos de instrumentación son mucho mayores. Se debe medir el campo de velocidades en grillas de puntos ubicados en diferentes zonas del rotor, por ejemplo mediante técnicas costosas como PIV (*Particle Image*

Velocimetry), LDV (*Laser Doppler Velocimetry*), anemómetro de hilo caliente giratorio u otras, así como relevar el campo de presiones en las mismas grillas y sobre las superficies sólidas (rotor y carcasa). En estos casos suele ser mucho más conveniente utilizar la técnica de *CFD*, aunque ésta última necesita ser validada, justamente contrastando con resultados experimentales.

4 ENSAYOS EN MODELO FÍSICO

4.1 Descripción de la bomba ensayada

Se realizaron ensayos de funcionamiento de una bomba axial operando como turbina. Dichos ensayos se llevaron a cabo en las instalaciones del Laboratorio de Hidromecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, Buenos Aires, Argentina. El banco de ensayos es un banco didáctico fabricado por la empresa británica Armfield en la década del '60 (banco R-17), pensado originalmente para el estudio del funcionamiento de bombas axiales y turbinas Kaplan.

En las Figs. 32 y 33 se muestran imágenes de la bomba axial ensayada, la cual tiene las siguientes características:

- Diámetro de cubo (esférico en la zona del rotor): 146 mm
- Diámetro exterior del rotor: 274 mm
- Largo de palas: 64 mm
- N° de palas del rotor: 4
- Ángulo de palas del rotor regulable entre 0° y 29° (ver mecanismo en Fig. 34)
- *Camber* en sección al 47% del largo de pala ($r = 103$ mm): 24.5°
- Largo de cuerda en sección al 47% del largo de pala: 155 mm
- Longitud axial del difusor de álabes: 140 mm
- N° de palas del difusor: 7
- Ángulo de pala de entrada de difusor: 41° (respecto a eje axial)
- Ángulo de pala de salida de difusor: 0° (respecto a eje axial)



Figura 32. Imagen frontal del rotor de la bomba axial ensayada como turbina.



Figura 33. Imagen lateral del rotor de la bomba axial ensayada como turbina.



Figura 34. Mecanismo de regulación del ángulo de pala.

En la Fig. 35 se muestra un plano de corte longitudinal de la bomba axial, donde puede observarse el cubo, las palas del rotor, el difusor de álabes, el eje y parte del codo de 90°.

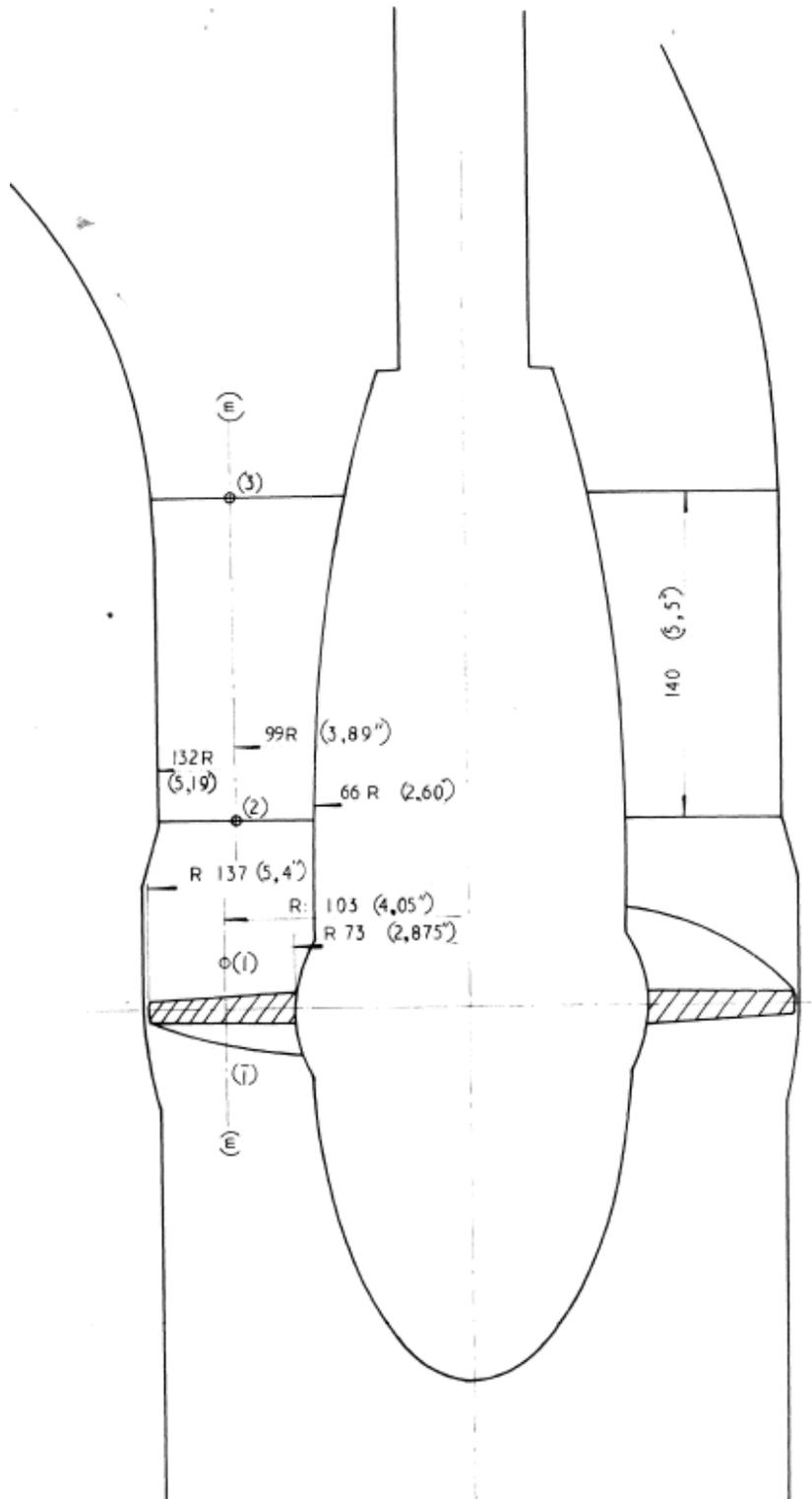


Figura 35. Plano de corte de la bomba, obtenido del proveedor (Armfield).

En la Fig. 36 pueden verse los perfiles del rotor y del difusor en la sección m-m (ver Fig. 35) correspondiente al 47% del largo de las palas del rotor. Tanto en esta figura, como en la Fig. 33, puede observarse que el borde de fuga del rotor (borde de ataque en modo turbina) es romo (no afilado). Aunque no es redondeado, se estima que en modo turbina no introduciría grandes pérdidas de carga si el ángulo de incidencia se mantiene cerca de cero. También es de destacar el perfil casi simétrico (respecto a un eje perpendicular a la cuerda que pase por el baricentro del perfil) de los álabes del difusor y la redondez de sus bordes. Es de esperar que el difusor cumpla adecuadamente la función de incrementar el momento angular del flujo absoluto en modo turbina, sin introducir grandes pérdidas.

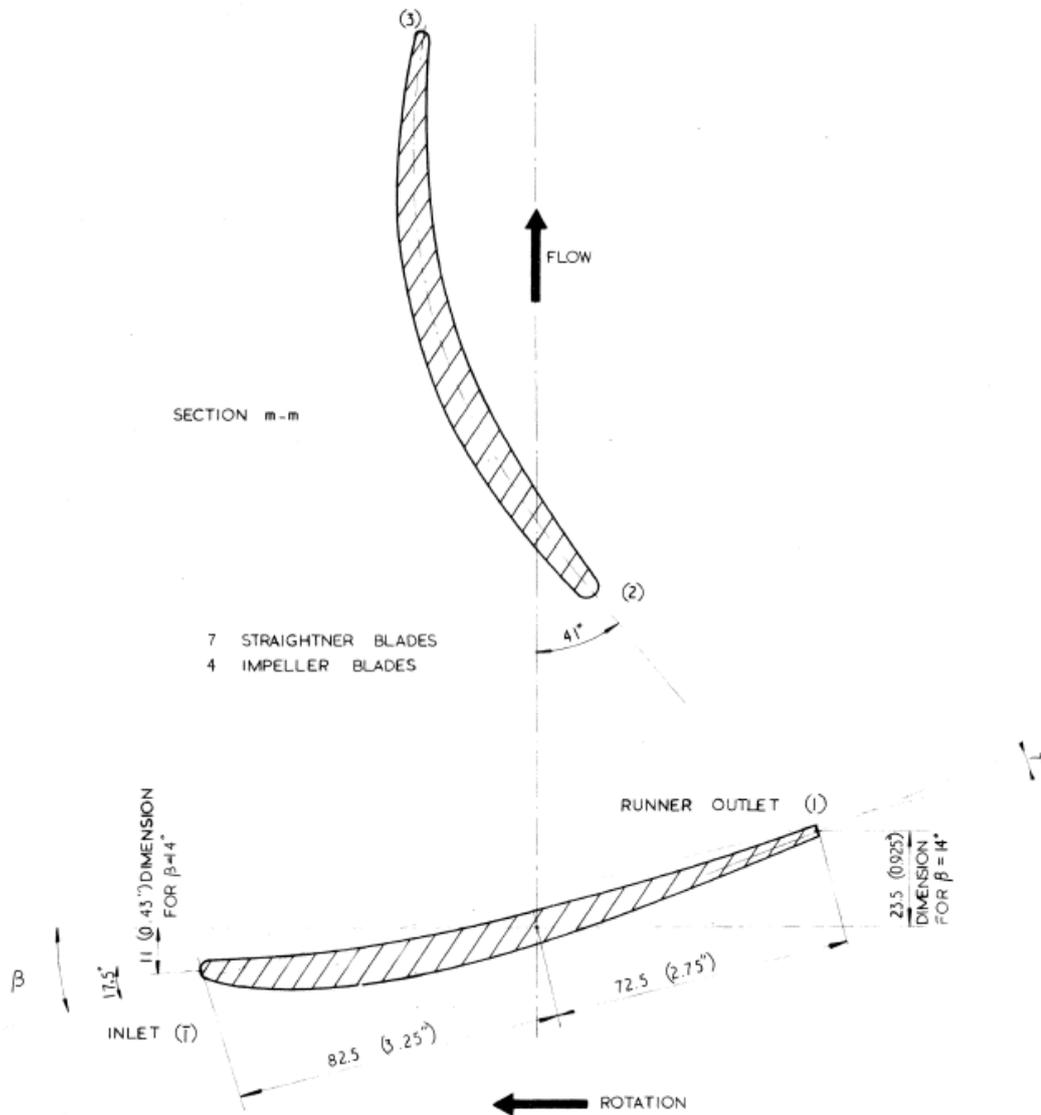


Figura 36. Perfiles del rotor y difusor en la sección m-m (ver Fig. 35), obtenidos del proveedor (Armfield).

En la Fig. 37 se presentan las curvas características (carga-caudal y rendimiento-caudal) de la bomba axial en modo normal para varios ángulos de pala distintos, a velocidad de rotación 1450 rpm. Las magnitudes están expresadas en el sistema de unidades inglés: carga en pies (ft) y caudal en pies cúbicos por segundo (cfs).

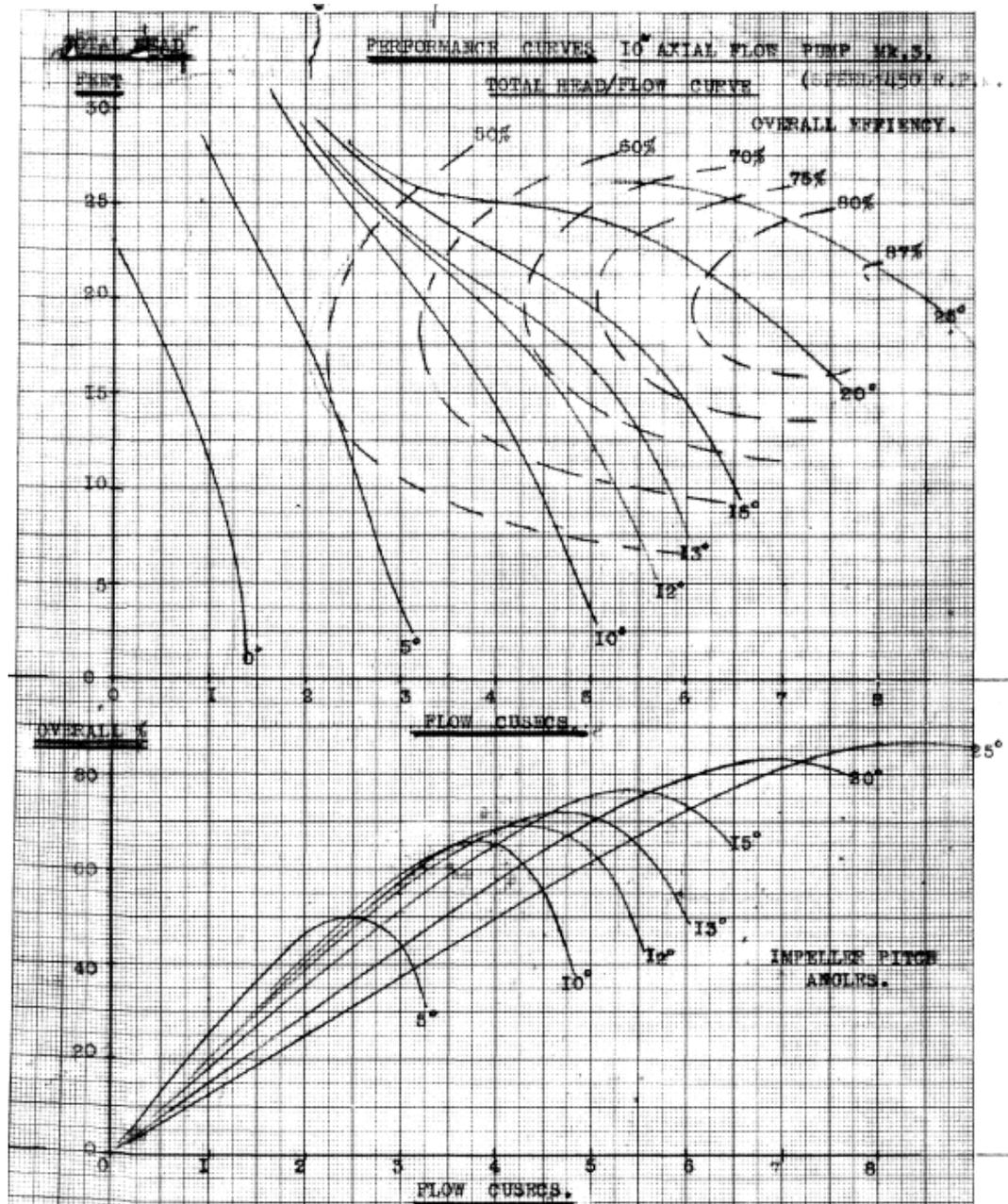


Figura 37. Curvas características de la bomba en modo normal a 1450 rpm, obtenidas del proveedor (Armfield). Arriba curvas carga-caudal y abajo curvas rendimiento-caudal.

A partir de las gráficas de la Fig. 37 se deduce que la bomba ensayada tiene una velocidad específica en el entorno de $\Omega = 3$ (varía poco para los distintos ángulos de pala).

4.2 Descripción del banco de ensayos

En las Figs. 38 y 39 se presentan imágenes del banco de ensayos, mientras que en la Fig. 40 se presenta un croquis del mismo. La cañería en la secciones de baja y alta presión de la bomba presenta un diámetro interior de 264 mm. El tramo recto donde se inserta la placa orificio tiene una longitud de 4800 mm y un diámetro interior de 350 mm. Antes de la sección de baja presión se tiene una chimenea de equilibrio (de 1800 mm de altura máxima) usado para establecer la carga en la referida sección. Entre el tanque pulmón y la sección de baja presión se cuenta con un enderezador de flujo (para que en modo bomba el flujo sea puramente axial a la entrada).

La fotografía de la Fig. 38 fue obtenida antes de las modificaciones realizadas, y corresponde al formato original del banco de ensayos, donde puede verse a la derecha la turbina Kaplan que luego fue removida. En la Fig. 39 puede verse una imagen de las adaptaciones realizadas al banco, principalmente para instalar una bomba de alimentación a los efectos de ensayar la bomba axial como turbina.



Figura 38. Imagen del banco de ensayos antes de las modificaciones.



Figura 39. Imagen de la bomba de alimentación en el banco de ensayos.

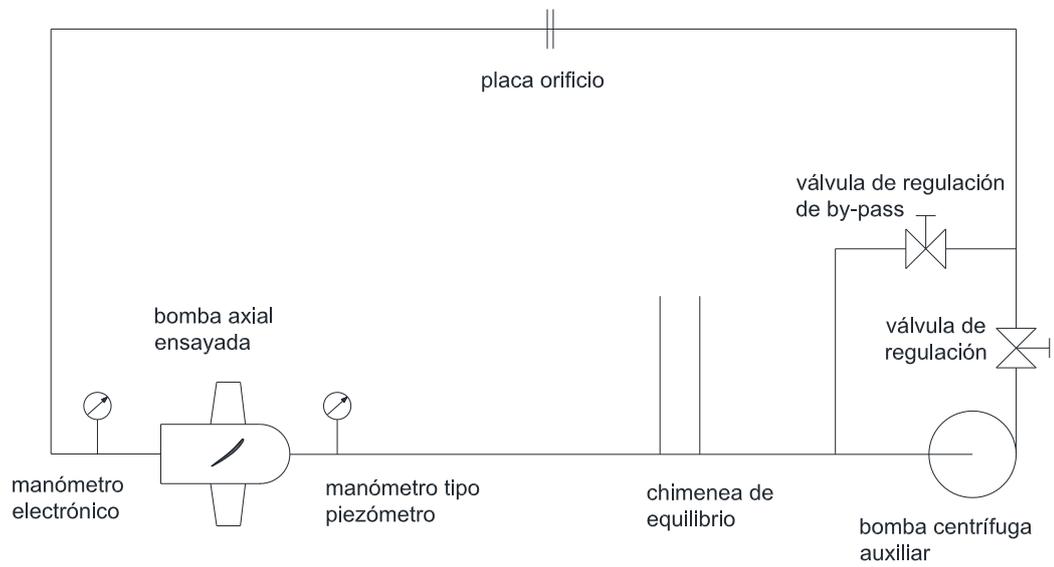


Figura 40. Croquis del banco de ensayos.

La bomba de alimentación es del tipo centrífuga con rotor de 300 mm de diámetro, acoplada a un motor trifásico de inducción, de potencia y velocidad de giro nominales 30 HP y 1450 rpm respectivamente. Hay instalada una válvula esclusa de 200 mm en la impulsión de la bomba. Se tiene una instalación de *by-pass* de 100 mm de diámetro para recircular parte del caudal de la bomba de alimentación a los efectos de una regulación más precisa del caudal.

La energía absorbida por la bomba axial funcionando como turbina es convertida en energía mecánica y luego en energía eléctrica mediante un motor de inducción trifásico funcionando como generador. Dicho motor tiene doble bobinado, pudiendo girar a velocidades nominales de 1450 rpm o 980 rpm, entregando una potencia nominal de 30 HP o 20 HP, respectivamente. La energía eléctrica generada en el motor/generador es transmitida al tablero de la red eléctrica del laboratorio.

El banco está equipado con los siguientes instrumentos de medida:

- Piezómetro de rama abierta en la sección de baja presión de la bomba axial, de rango 0 a 2 m, 1 mm de resolución. El piezómetro se conecta a 4 tomas ubicadas a 90°, según norma ISO 9906:2012, mediante un anillo.
- Transmisor de presión electrónico con sensor cerámico, marca Nuova Fima modelo ST18, instalado en la sección de alta presión de la bomba axial. El transmisor tiene un rango 0:1600 mbar, 1 mbar de resolución. Se calibró previamente utilizando como patrón un manómetro Fluke modelo 717 30G de 0 a 1200 mbar, con una incertidumbre expandida máxima en el rango del instrumento de 0.22 mbar.
- Placa orificio instalada en cañería de diámetro $D=350$ mm, construida según norma ISO 5167:2003, con un orificio de diámetro $d=253.5$ mm ($d/D = 0.7243$), espesor de placa de 4.7 mm, espesor

del orificio de 2.3 mm. Para el ensayo en modo bomba se utilizaron tomas de presión a 1 D y ½ D aguas arriba y aguas abajo de la placa respectivamente. Para el ensayo en modo turbina se utilizaron tomas de presión a ½ D y ½ D aguas arriba y aguas abajo de la placa respectivamente. Se tuvo en cuenta esta diferencia, tal como lo establece la recomendación ISO/TR 12767:2007, en el cálculo del coeficiente de descarga y mediante un incremento en la incertidumbre del valor del mismo.

- Termoresistencia Pt100 marca SYAR, para la medición de la temperatura del agua, de rango 0 a 250 °C, 0.1 °C de resolución. La termoresistencia se conecta a un controlador de temperatura marca Novus modelo N321 PT100.
- Transmisor de presión diferencial capacitivo, marca Rosemount modelo 3051 CD1, conectado a las tomas de presión de la placa orificio. El transmisor tiene un rango de 0 a ±634 mmH₂O, 0.01 mmH₂O de resolución en el intervalo 0 a 99.99 mmH₂O, 0.1 mmH₂O en el intervalo 100.0 a 634.0 mmH₂O. El transmisor se calibró previamente contra un piezómetro de rama abierta.
- Balanza de momento para la medición del par entregado al motor/generador de la bomba axial. La carcasa del motor está suspendida y gira debido al par intercambiado, mediante pesas se vuelve a la configuración de equilibrio (ver Fig. 41). Se midieron las masas de las pesas (entre 0.0778 kg y 5.023 kg) con una balanza digital.
- Tacómetro láser de mano, marca Extech modelo 461920. El tacómetro se calibró previamente en un laboratorio de calibración.



Figura 41. Imagen del motor suspendido y sistema de medición de par.

4.3 Mediciones realizadas

Para diferentes regulaciones del ángulo de las palas del rotor (entre 10° y 20°), se procedió a relevar varios puntos de funcionamiento de la bomba en modo bomba, y luego en modo turbina. En ambos casos se utilizó la configuración de baja potencia del motor (en la que la velocidad de giro nominal es de 980 rpm). En cada caso, se realizaron las mediciones necesarias para obtener los valores de carga, caudal y rendimiento, y trasladarlos a una única velocidad de rotación mediante las leyes de similitud (Ec. 14, 15 y 16), donde $N_{informado} = 980 \text{ rpm}$ y N_{ensayo} varía para cada punto de funcionamiento:

$$\frac{Q_{ensayo}}{N_{ensayo} D^3} = \frac{Q_{informado}}{N_{informado} D^3} \quad (14)$$

$$\frac{g.H_{ensayo}}{N^2_{ensayo} D^2} = \frac{g.H_{informado}}{N^2_{informado} D^2} \quad (15)$$

$$\eta_{ensayo} = \eta_{informado} \quad (16)$$

Las modificaciones introducidas al banco original para poder ensayar la bomba en modo turbina, resultaron en un incremento de las pérdidas de carga propias de la instalación. Por este motivo se vio muy limitado el máximo caudal alcanzado en el funcionamiento en modo bomba, siendo en todos los casos inferior al caudal correspondiente al máximo rendimiento. Asimismo se observó que no se alcanzó el caudal correspondiente al máximo rendimiento en modo turbina para la mayoría de los ángulos de pala ensayados. Por esto último solo se presentan los resultados de los ensayos con los dos ángulos de pala más pequeños, 10° y 13°.

4.4 Incertidumbres

Para la estimación de las incertidumbres de las mediciones se siguieron las recomendaciones de la GUM (Guide for the expression of Uncertainty in Measurements). Los valores que se presentan corresponden a incertidumbres expandidas en un intervalo de confianza del 95%, obtenidas multiplicando las incertidumbres estándar combinadas por un factor de cobertura igual a 2.

En la estimación de la incertidumbre del caudal interviene el cálculo del coeficiente de la placa orificio según la norma ISO 5167:2003. En los ensayos de funcionamiento en modo turbina se utilizaron tomas de presión ubicadas a $\frac{1}{2} D$ desde la placa orificio aguas arriba y aguas abajo, a diferencia de lo que exige la norma ISO 5167:2003 (distancias entre toma y placa de 1 D y $\frac{1}{2} D$ aguas arriba y abajo respectivamente). De acuerdo al documento ISO/TR 12767:2007, se agregó un término de incertidumbre adicional a la incertidumbre del valor del coeficiente de descarga.

En la Tabla 2 se presentan los valores máximos de las incertidumbres expandidas para las variables de los ensayos en modo bomba y turbina.

Variable	Máxima incertidumbre exp. modo bomba	Máxima incertidumbre exp. modo turbina
Caudal (l/s)	4	12
Carga (m)	0.04	0.06
Potencia (kW)	0.04	0.04
Rendimiento (%)	4	8

Tabla 2. Valores máximos de incertidumbre expandida de las variables de ensayo.

4.5 Resultados y discusión

En la Figs. 42 y 43 se presentan las curvas carga-caudal y rendimiento-caudal en modo bomba, a una velocidad de rotación de 980 rpm para ángulos de pala de 10° y 13° , respectivamente. En cada figura, se graficaron los valores obtenidos de los ensayos junto con los valores obtenidos del proveedor de la bomba (Fig. 37). Por claridad no se incluyeron en las gráficas las bandas de incertidumbre de los valores.

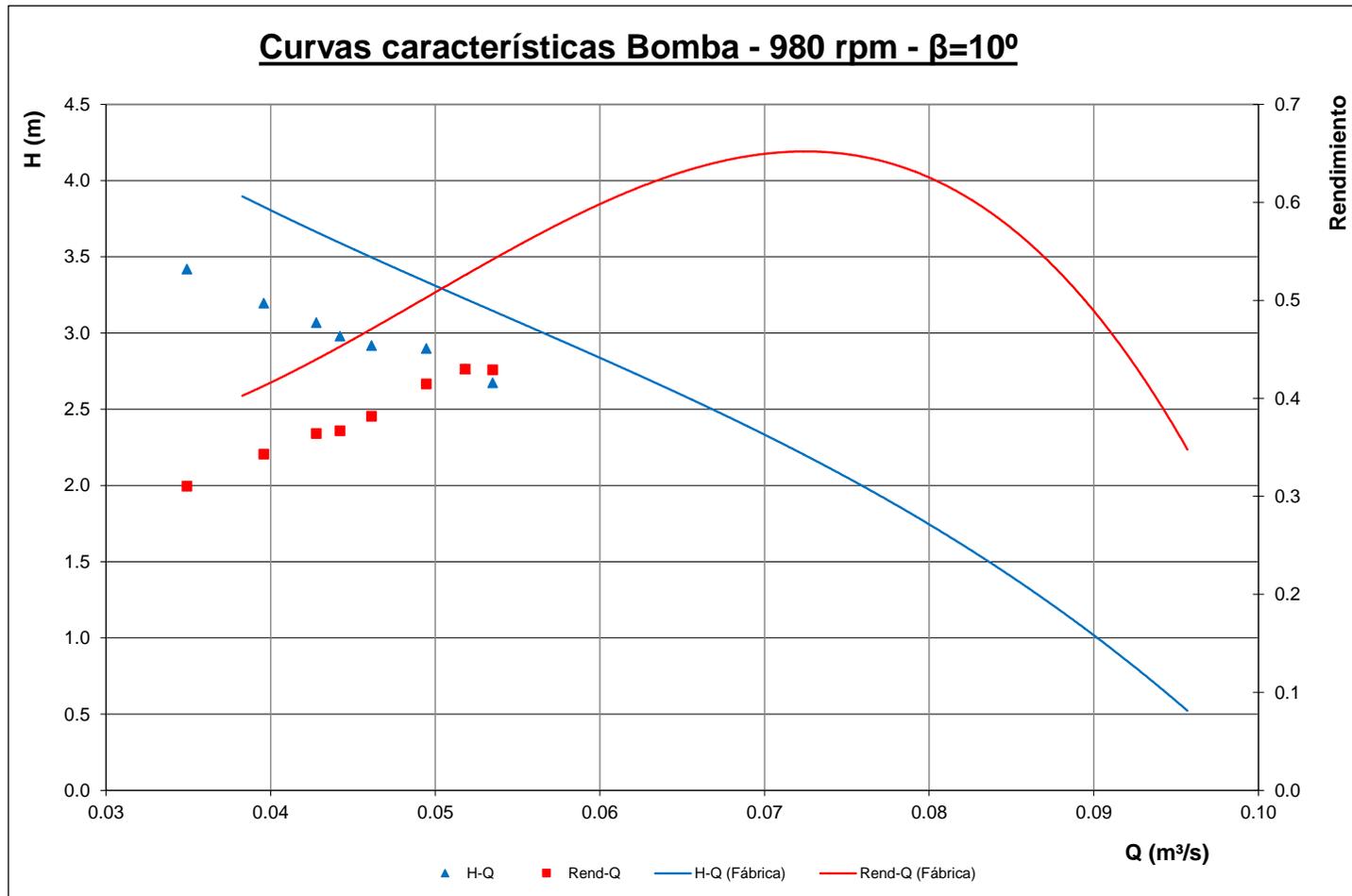


Figura 42. Curvas características en modo bomba: ángulo de pala 10° , $N=980$ rpm.

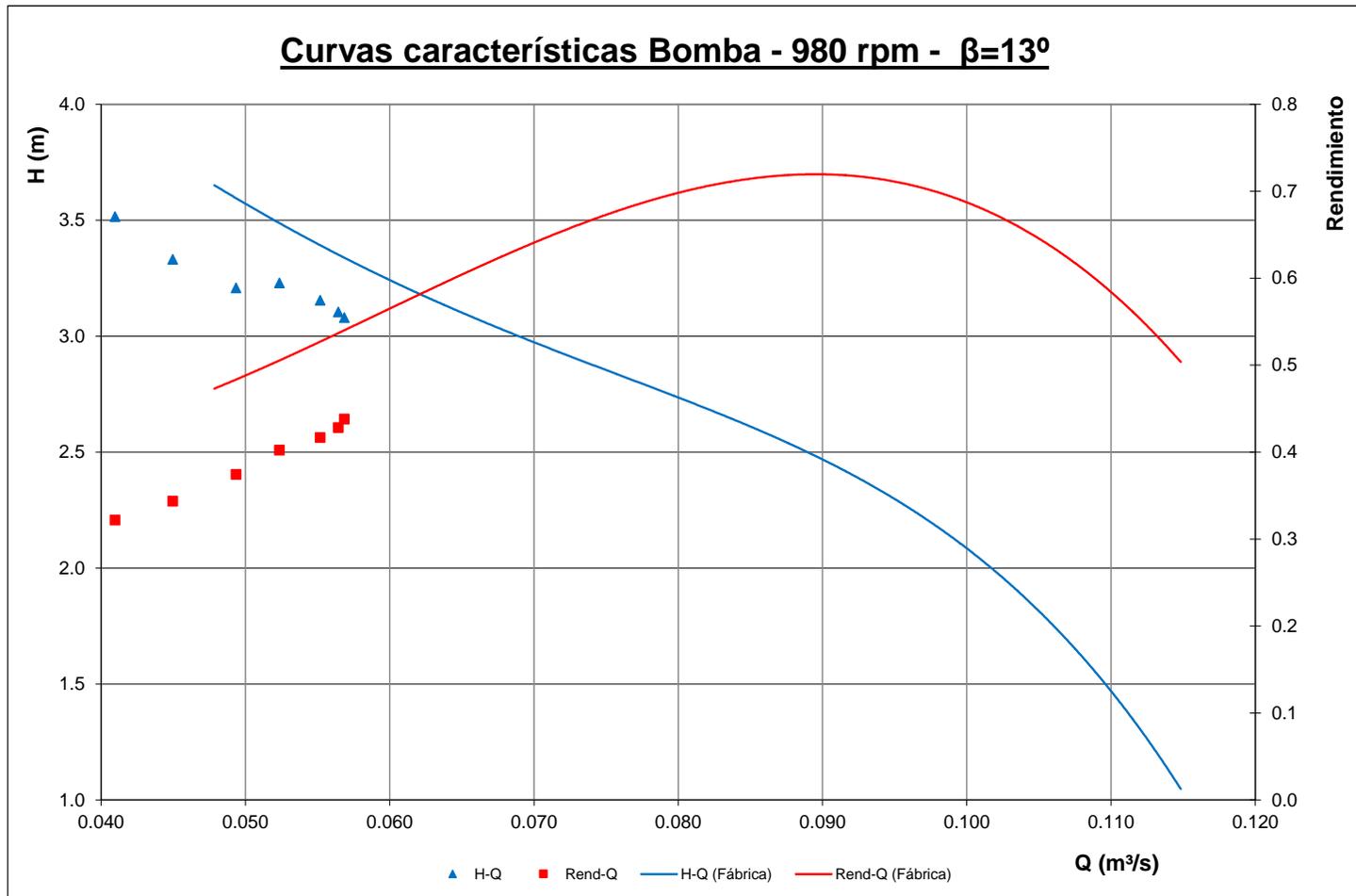


Figura 43. Curvas características en modo bomba: ángulo de pala 13° , $N=980$ rpm.

Se destaca por un lado, que el caudal máximo ensayado resultó muy inferior al caudal correspondiente al máximo rendimiento, obtenido de la curva del fabricante. Esta situación se podría mejorar si se redujeran las pérdidas de carga del banco de ensayos o si se instalara una bomba adicional que trabajara en serie con la bomba ensayada, pero no se tuvo la posibilidad de realizar las modificaciones necesarias.

Por otro lado, si bien las curvas de los ensayos no se superponen con las curvas obtenidas del proveedor, se aprecia que hay cierto paralelismo entre ellas. Es notorio que el estado de la bomba no se corresponde al de una máquina recientemente fabricada e instalada. El rotor de la bomba es de bronce y no presenta imperfecciones significativas, pero el difusor de álabes es de fundición y se pudo apreciar el mal estado de la superficie que autoriza a suponer que introduce pérdidas de carga importantes. Se informó que los cojinetes que soportan los esfuerzos del eje de la bomba no han tenido mantenimiento en varios años (además se desconocía el estado de la lubricación). Se pudo apreciar a simple vista un incremento de algunas décimas de milímetros en las luces entre el rotor y la carcasa de acrílico (por desgaste de ésta). Esto último aumenta el caudal recirculado (disminuyendo el rendimiento volumétrico) e introduce pérdidas de carga adicionales debido a flujos secundarios y vórtices.

No se encontraron muchas referencias bibliográficas sobre la modificación de las curvas características de bombas luego de varios años de uso, debido principalmente al desgaste. Bunn (2009) presentó para dos bombas centrífugas, una comparación entre las curvas características de origen y las obtenidas luego de varios años (9 y 21 años después). Las curvas carga-caudal luego de años de uso resultaron aproximadamente paralelas a las de origen, y con una separación de unos 10 metros de carga (mayores cargas en la curva de origen). Las curvas rendimiento-caudal también resultaron ser paralelas entre sí para caudales mayores al 70% del caudal de máximo rendimiento (a caudales menores las curvas se van acercando

hasta llegar al valor de rendimiento nulo a caudal nulo). El descenso en el máximo rendimiento resultó ser de 13% y 25% para ambas bombas. Según Gülich (2010) el incremento de las luces de bombas con rotor abierto o semi-abierto, provoca un descenso en la carga, en la potencia consumida y en el rendimiento. Además el punto de máximo rendimiento se desplaza hacia valores de menor caudal a medida que se incrementan las luces. Según Pfleiderer (1960) se puede estimar de forma aproximada el efecto de las luces sobre los valores de carga, caudal y rendimiento según la Ec. 17 (válida para rotores radiales, semi-axiales y axiales):

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{s}{b_2}, \quad (17)$$

Donde para rotores axiales, s es la luz entre las palas y la envolvente y b_2 es el largo de pala a la salida. Para la bomba ensayada: $s=2$ mm originalmente y se estima un incremento de 1 mm, $b_2=64$ mm, por lo que se estima una disminución del 2% en los valores de carga, caudal y rendimiento, respecto a los valores originales.

Observando las Figs. 42 y 43 se puede deducir que se dio un incremento en el caudal recirculado, más significativo para los valores más bajos de caudal. Estos puntos corresponden a valores altos de carga, lo que significa una diferencia de presión mayor entre ambos lados del rotor, que facilita la recirculación. Es de esperar que en los puntos de funcionamiento de caudales elevados, que corresponden a cargas bajas (con diferencias de presión bajas) el caudal recirculado sea poco significativo. Si la luz entre las palas del rotor y la carcasa es significativa como en este caso, entonces el caudal a través de la luz se asemeja al caudal a través de un orificio. Entonces el caudal resulta proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presión entre ambos lados del orificio (luz), o de forma aproximada la carga entregada por la bomba en punta de pala. Si bien no se puede asegurar que la carga en punta de pala sea representativa de la carga entregada por el rotor (la geometría no corresponde con un diseño tipo

vórtice libre), se utiliza este último valor a los efectos de estimar las recirculaciones. El caudal de la curva de fábrica corregido a las condiciones del ensayo se estimaría utilizando la Ec. 18.

$$Q_{\text{corregido}} = Q_{\text{fábrica}} - k_Q \sqrt{H} \quad (18)$$

Por otro lado las pérdidas hidráulicas por fricción podrían haberse incrementado, por lo que la carga de la curva de fábrica en las condiciones del ensayo se estimaría utilizando la Ec. 19.

$$H_{\text{corregido}} = H_{\text{fábrica}} - k_H Q^2 \quad (19)$$

Se supone que las pérdidas mecánicas aumentaron de forma constante para todos los puntos de funcionamiento. El par mecánico de la curva de fábrica corregido a las condiciones del ensayo se estimaría utilizando la Ec. 20.

$$M_{\text{corregido}} = M_{\text{fábrica}} + k_M \quad (20)$$

Por último se puede escribir una relación entre los valores de rendimiento en las condiciones de fábrica y en las condiciones del ensayo (despejando e igualando la velocidad de rotación). La misma se presenta en la Ec. 21.

$$\eta_{\text{corregido}} = \frac{Q_{\text{corregido}}}{Q_{\text{fábrica}}} \cdot \frac{H_{\text{corregido}}}{H_{\text{fábrica}}} \cdot \frac{M_{\text{fábrica}}}{M_{\text{corregido}}} \cdot \eta_{\text{fábrica}} \quad (21)$$

Se ajustaron los valores de las constantes $k_Q (= 0.0065 \text{ l/s}/\text{m}^{1/2})$, $k_H (= 0)$ y $k_M (= 6 \text{ Nm})$ con el fin de minimizar el error cuadrático medio (ECM) de los ajustes a los valores de carga y rendimiento, para las curvas características correspondientes a los ángulos 10° , 13° y 15° . El ECM de los valores de carga resulta igual a 0.03m, 0.04m y 0.03m respectivamente, mientras que el ECM de los valores de rendimiento resulta igual a 0.3%, 0.7% y 0.7% respectivamente. Se hace notar que el mejor ajuste se logró

sin considerar un incremento en las pérdidas hidráulicas, lo cual resulta coherente con la observación del estado de las superficies del rotor.

Es usual representar el funcionamiento de una bomba utilizando las formas adimensionadas de carga (π_H) y caudal (π_Q), definidas en las Ecs. 22 y 23 respectivamente.

$$\pi_H = \frac{gH}{N^2 D^2} \quad (22)$$

$$\pi_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad (23)$$

En las Figs. 44 y 45 se presentan las curvas adimensionadas carga-caudal y rendimiento-caudal para el ángulo de pala 10° . En las Figs. 46 y 47 se presentan las mismas curvas para un ángulo de pala de 13° . En cada figura se presentan las curvas de fábrica, los valores del ensayo y las curvas de fábrica ajustadas a las condiciones actuales de la bomba.

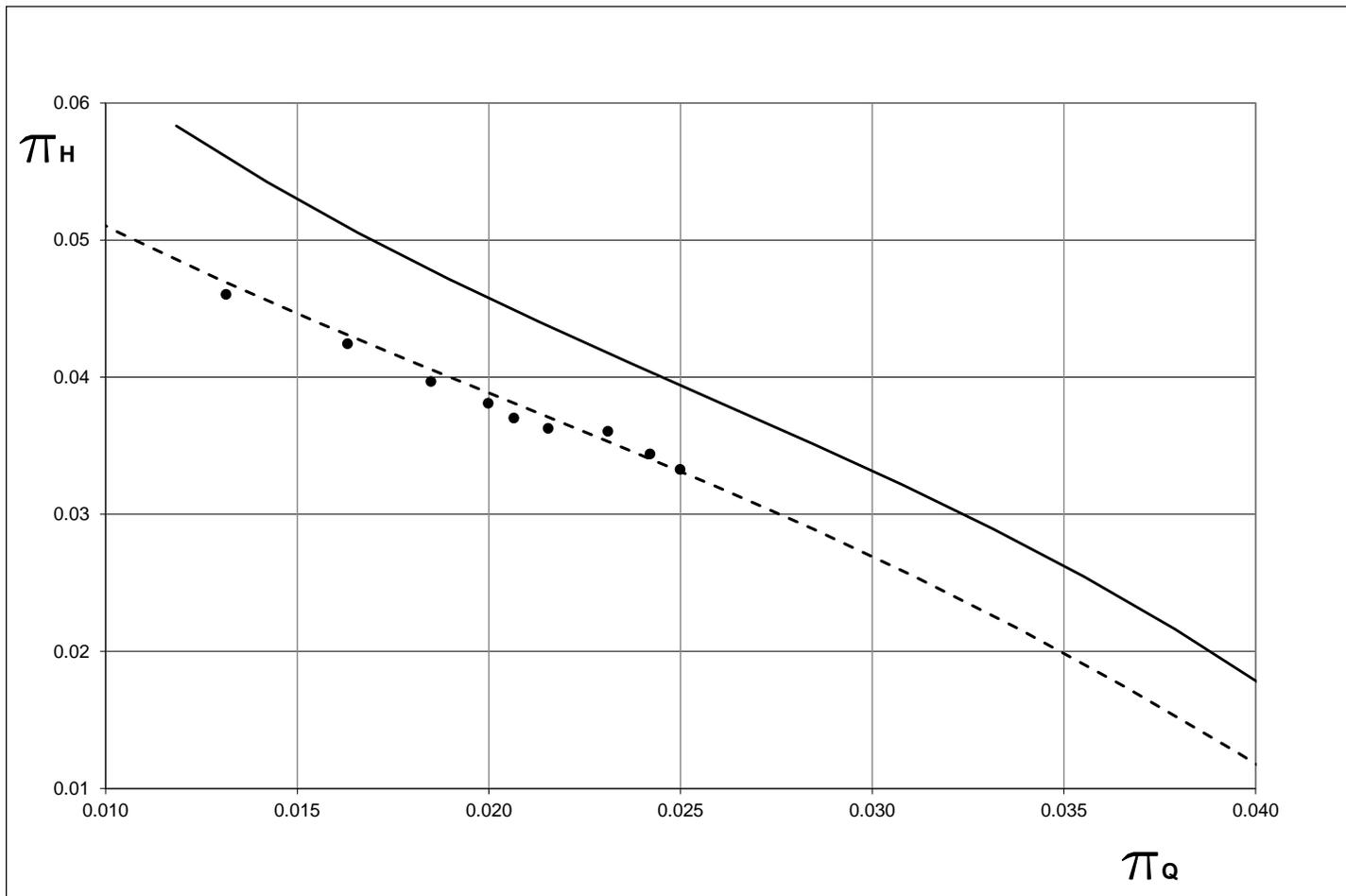


Figura 44. Curvas adimensionadas carga-caudal en modo bomba con ángulo de pala 10°. Curva continua: valores de fábrica; curva punteada: valores del proveedor ajustados al estado actual; círculos: valores de ensayo.

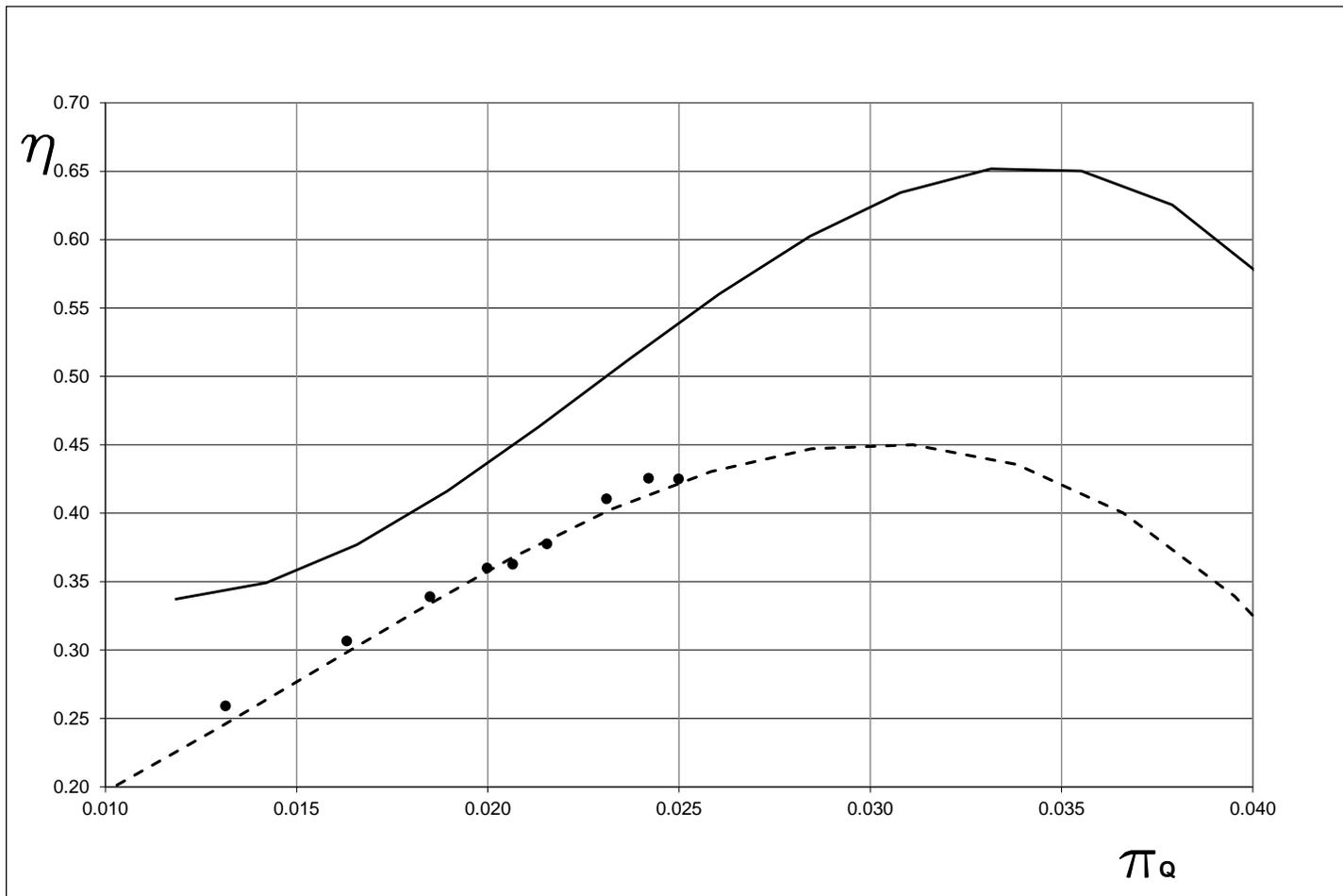


Figura 45. Curvas adimensionadas rendimiento-caudal en modo bomba con ángulo de pala 10°. Curva continua: valores de fábrica; curva punteada: valores del proveedor ajustados al estado actual; círculos: valores de ensayo.

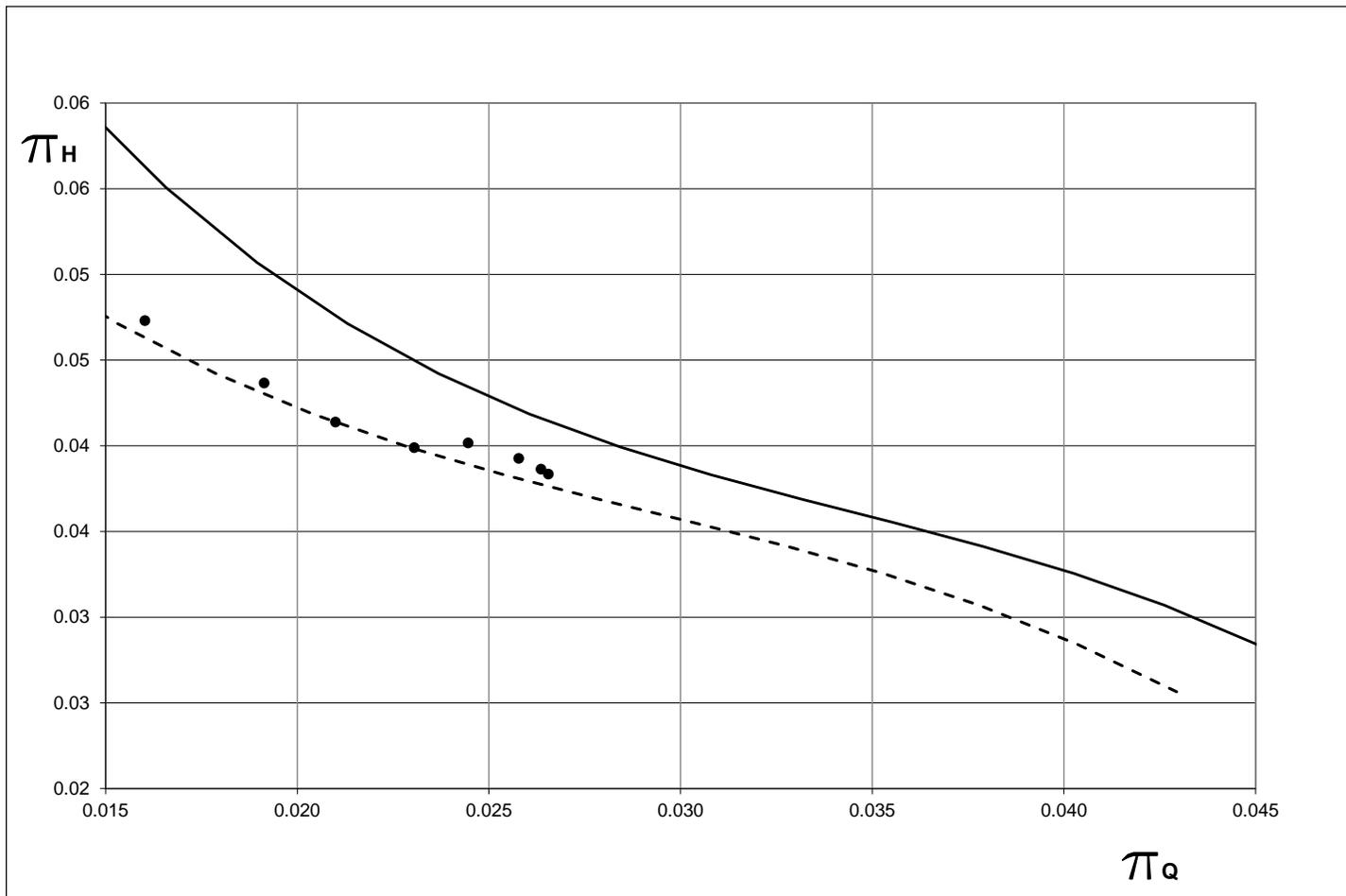


Figura 46. Curvas adimensionadas carga-caudal en modo bomba con ángulo de pala 13°. Curva continua: valores de fábrica; curva punteada: valores del proveedor ajustados al estado actual; círculos: valores de ensayo.

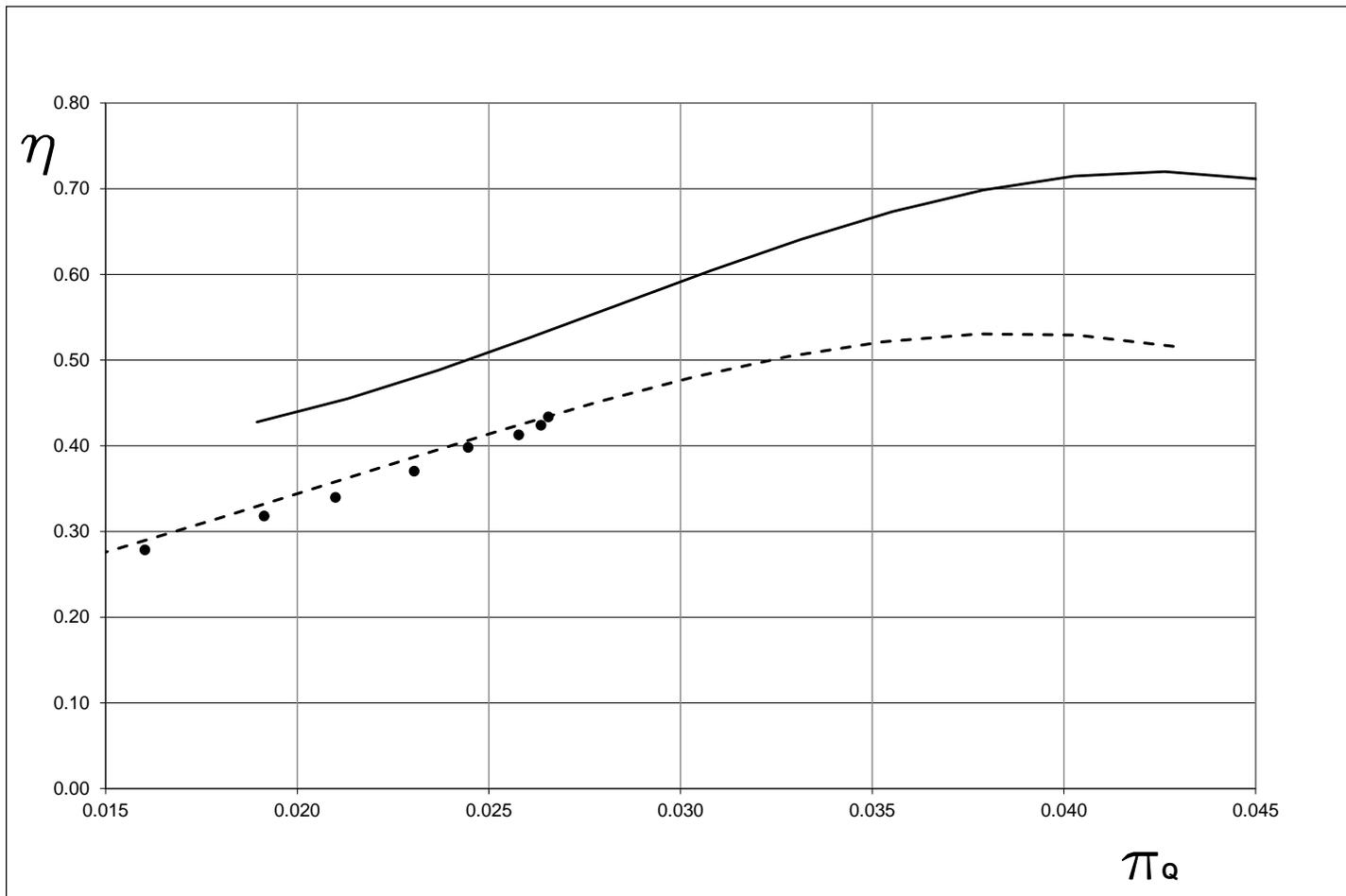


Figura 47. Curvas adimensionadas rendimiento-caudal en modo bomba con ángulo de pala 13°. Curva continua: valores de fábrica; curva punteada: valores del proveedor ajustados al estado actual; círculos: valores de ensayo.

A partir de las gráficas anteriores pueden inferirse los valores de rendimiento máximo y de caudal y carga adimensionados correspondientes a dicho punto de funcionamiento. Estos valores se presentan en la Tabla 3. Es de destacar que a las incertidumbres calculadas en 4.4 se les debería sumar la incertidumbre por el ajuste realizado (lo cual no fue realizado por lo complejo de su estimación). En la tabla 4 se presentan los valores no adimensionados.

Ángulo de pala (°)	π_Q	π_H	$\eta_{m\acute{a}x}$ (%)
10	0.031 ± 0.003	0.0259 ± 0.0006	45 ± 4
13	0.039 ± 0.003	0.0296 ± 0.0006	53 ± 4

Tabla 3. Valores adimensionados en el punto de máximo rendimiento en modo bomba.

Ángulo de pala (°)	Q (l/s)	H (m)	$\eta_{m\acute{a}x}$ (%)
10	66 ± 4	2.05 ± 0.04	45 ± 4
13	82 ± 4	2.39 ± 0.04	53 ± 4

Tabla 4. Valores no adimensionados en el punto de máximo rendimiento en modo bomba.

En el análisis dimensional del funcionamiento de una turbina es común definir variables adimensionadas distintas de las utilizadas en el análisis de una bomba. Sin embargo, a los efectos de poder comparar entre ambos modos de funcionamiento, fueron utilizados las mismas formas adimensionadas para turbinas, tal como se definieron para bombas en las Ecs. 22 y 23.

En la Figs. 48 y 49 se presentan las curvas adimensionadas carga-caudal en modo turbina para ángulo de pala 10°. En las Figs. 50 y 51 se presentan

las mismas curvas para un ángulo de pala de 13° . En cada figura, se graficaron los valores obtenidos de los ensayos junto con la curva polinómica que mejor ajusta por mínimos cuadrados los valores ensayados.

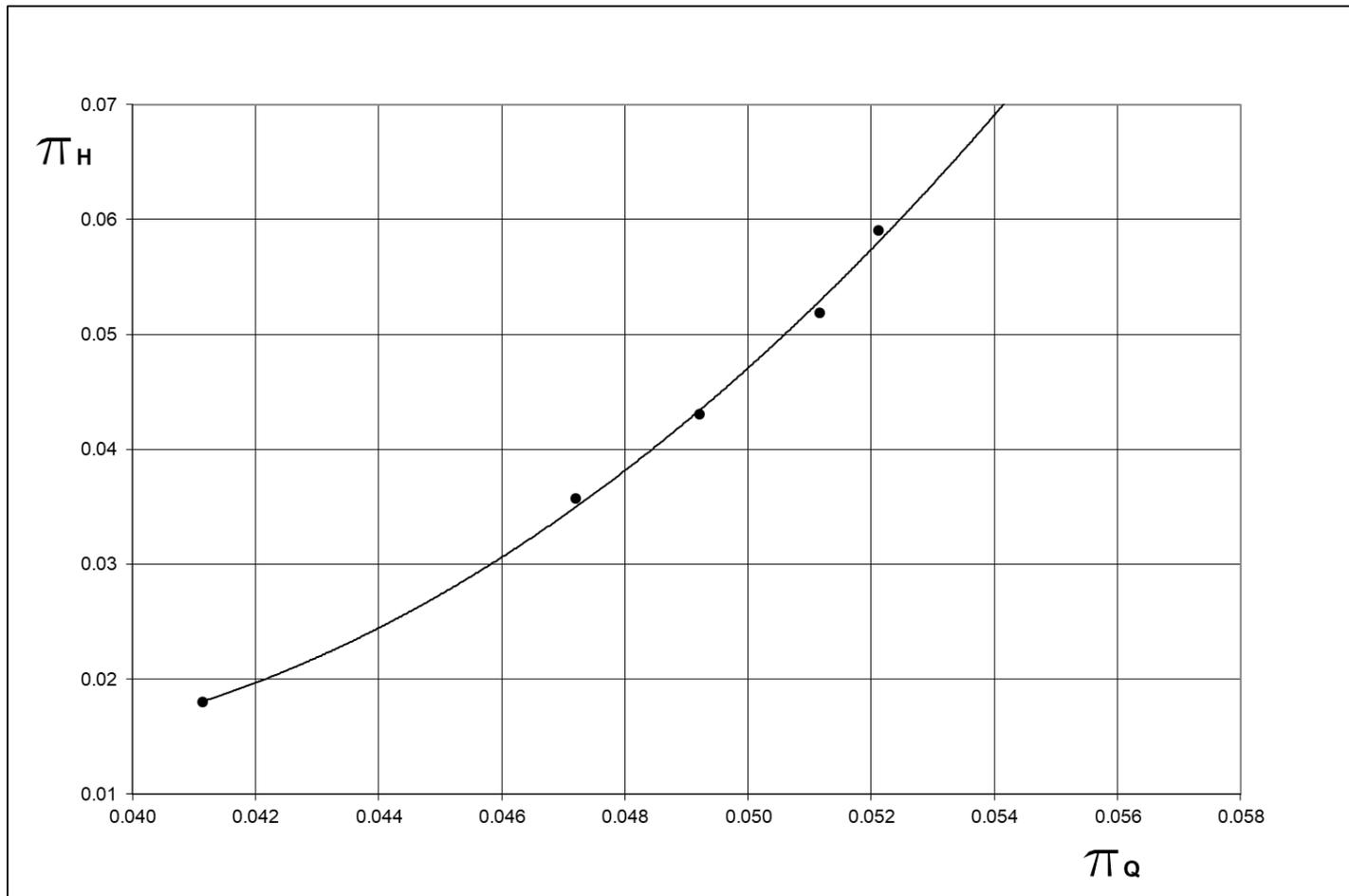


Figura 48. Curva adimensionada carga-caudal en modo turbina con ángulo de pala 10° . Círculos: valores de ensayo; curva continua: ajuste polinómico a los valores de ensayo.

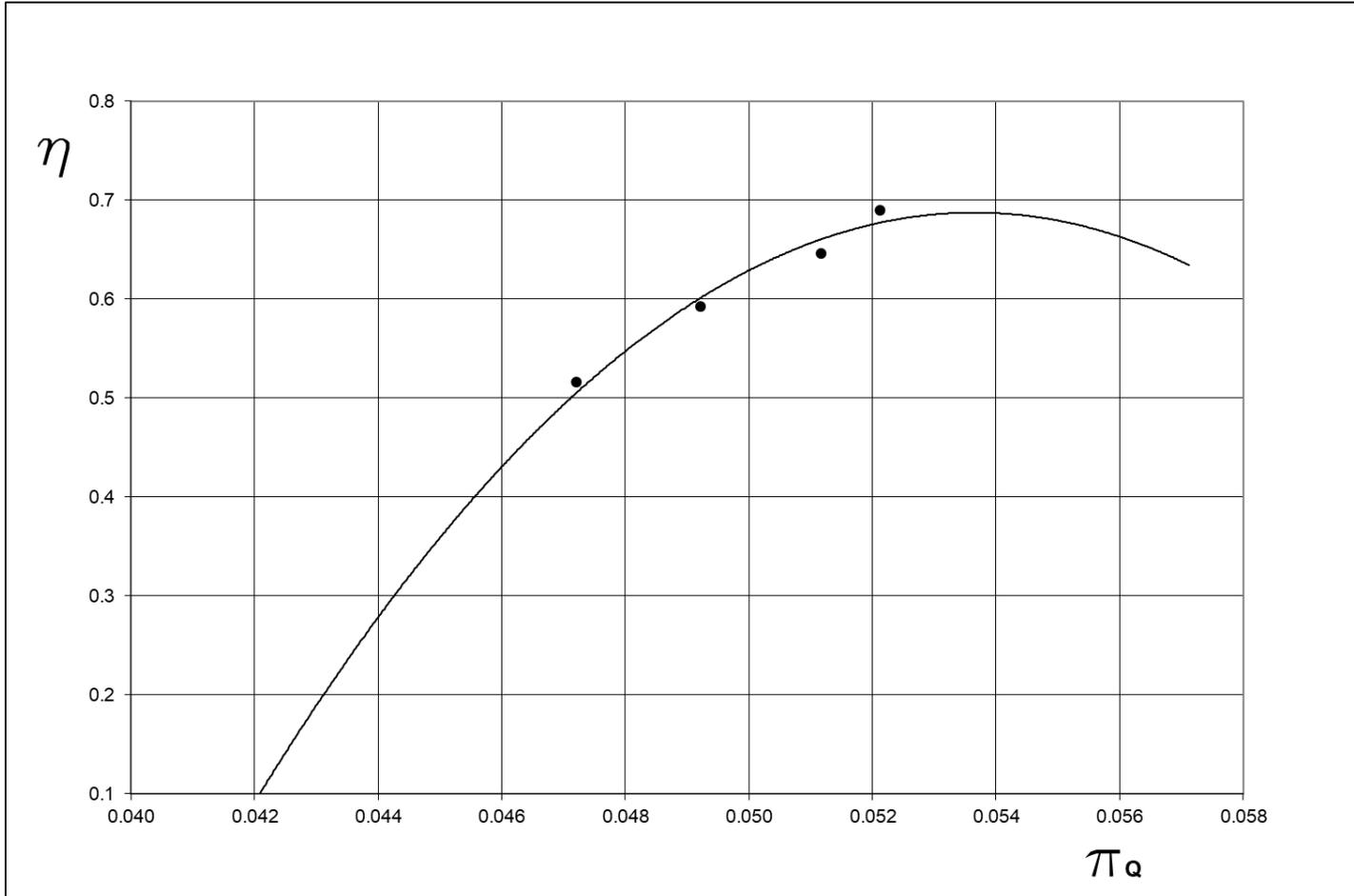


Figura 49. Curva adimensionada rendimiento-caudal en modo turbina con ángulo de pala 10° . Círculos: valores de ensayo; curva continua: ajuste polinómico a los valores de ensayo.

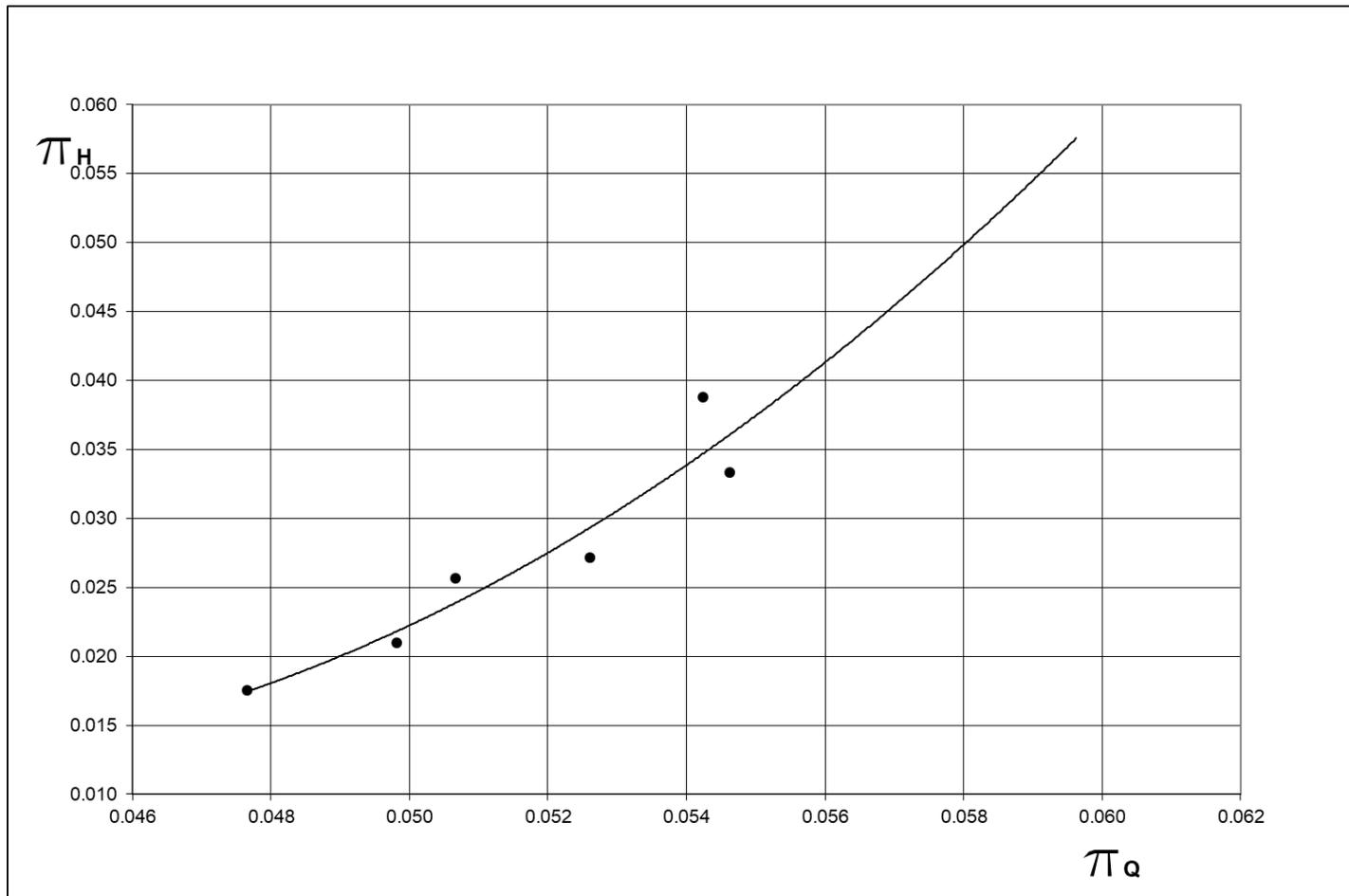


Figura 50. Curva adimensionada carga-caudal en modo turbina con ángulo de pala 13°. Círculos: valores de ensayo; curva continua: ajuste polinómico a los valores de ensayo.

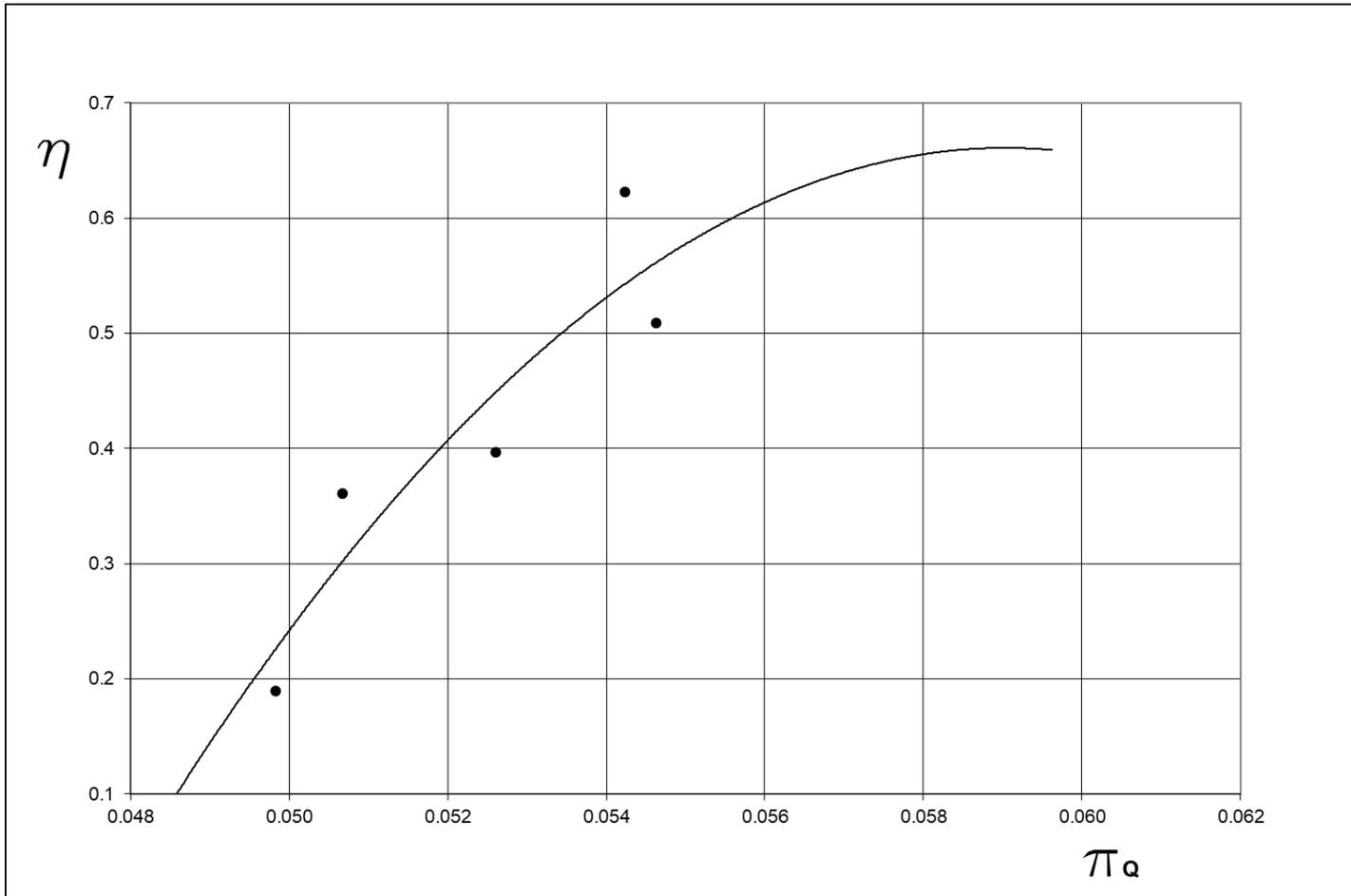


Figura 51. Curva adimensionada rendimiento-caudal en modo turbina con ángulo de pala 13°. Círculos: valores de ensayo; curva continua: ajuste polinómico a los valores de ensayo.

Los resultados del ensayo en modo turbina con ángulo de pala 13° presentaron gran dispersión, además de no haberse alcanzado el caudal de máximo rendimiento, por lo tanto no serán considerados. En el ensayo de funcionamiento con el ángulo de pala en 10°, los valores presentan poca dispersión. La tendencia de la curva de rendimiento-caudal para 10° permite estimar que se alcanzó el caudal de máximo rendimiento. En la tabla 5 se presentan los valores adimensionados del punto de máximo rendimiento como turbina para ángulo de pala 10°. En la tabla 6 se presentan los valores no adimensionados.

π_Q	π_H	$\eta_{m\acute{a}x}$ (%)
0.054 ± 0.004	0.0690 ± 0.0007	69 ± 6

Tabla 5. Valores adimensionados en el punto de máximo rendimiento en modo turbina.

Q (l/s)	H (m)	$\eta_{m\acute{a}x}$ (%)
114 ± 8	5.57 ± 0.06	69 ± 6

Tabla 6. Valores no adimensionados en el punto de máximo rendimiento en modo turbina

Las relaciones entre los valores de máximo rendimiento en modo turbina y en modo bomba, para un ángulo de pala de 10°, serían:

$q = \frac{\pi_{QT}}{\pi_{QB}}$	$h = \frac{\pi_{HT}}{\pi_{HB}}$	$\frac{\eta_T}{\eta_B}$
1.74 ± 0.3	2.59 ± 0.8	1.53 ± 0.25

Tabla 7. Coeficientes entre características de funcionamiento en modo turbina y en modo bomba.

Los valores de estos coeficientes se encuentran dentro del rango de variación observado en las referencias (resumidos en la Tabla 1), aunque llama la atención lo elevado del coeficiente del rendimiento. De hecho es de esperar que el máximo rendimiento como turbina resulte algo menor que

el máximo rendimiento como bomba, en el caso de bombas axiales (Gülich, 2010). Este elevado coeficiente puede deberse a la estimación del rendimiento máximo como bomba (recordar que no se llegó a ensayar al caudal correspondiente), el cual resultó muy inferior al presentado por el fabricante. La utilización de los coeficientes del último método de predicción mencionado en la Tabla 1 correspondiente a bombas tipo turbina de velocidad específica elevada (Alatorre-Frenk, 1994), dan como resultado un rendimiento máximo como turbina del 59% (también mayor que el rendimiento máximo como bomba). En este método de predicción, tiene mucha influencia el bajo rendimiento máximo como bomba. Para rendimientos en modo bomba menores al 77%, el rendimiento predicho en modo turbina resulta mayor. A medida que aumenta el rendimiento como bomba, el rendimiento como turbina que predice el método es cada vez menor.

CONCLUSIONES

Se realizó un relevamiento de las investigaciones sobre el funcionamiento de bombas como turbinas, específicamente el caso de bombas de flujo axial, ya que sería el tipo de bomba a usar en la mayoría de los aprovechamientos hidroeléctricos en Uruguay. Todas las referencias destacan la posibilidad de bajar los costos de un aprovechamiento hidroeléctrico, mediante la utilización de bombas en lugar de turbinas convencionales. Asimismo se menciona que el máximo valor de rendimiento encontrado en el funcionamiento como turbina, resulta similar al correspondiente al funcionamiento normal como bomba, aunque razonablemente algo inferior al de una turbina convencional de características similares.

Mediante un análisis teórico considerando un flujo bidimensional (teoría de cascada), se dedujo que el funcionamiento en modo turbina de una bomba axial es posible y las pérdidas de energía pueden reducirse si se presentan determinadas condiciones de diseño y operación. En particular es importante la presencia de álabes difusores de la bomba para que en modo turbina aporten al flujo un momento angular a la entrada del rotor. También sería aconsejable que el borde de fuga de las palas del rotor de la bomba sea redondeado, para que en modo turbina se pueda operar en un amplio rango de caudales (y por lo tanto distintos ángulos de incidencia) sin aumentar considerablemente las pérdidas de energía por desprendimientos.

El ensayo realizado a una bomba axial se vio limitado en el rango de caudales debido a las pérdidas de carga de la instalación. Sin embargo se pudo observar para cierto ángulo de pala, que la bomba ensayada puede operar como turbina con rendimientos mayores a los observados en el modo normal. Las relaciones entre los valores de carga y caudal correspondientes al máximo rendimiento como turbina y como bomba

resultaron similares a los presentados en las diversas referencias bibliográficas.

LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

Si bien se logró un avance significativo en la comprensión del funcionamiento de bombas axiales como turbinas, quedan varias interrogantes por responder. A continuación se mencionan algunas acciones que podrían encaminarse para obtener más y mejores conclusiones.

Si bien se realizaron ensayos en laboratorio que arrojaron resultados interesantes, no se logró abarcar todo el intervalo de caudales de funcionamiento de la bomba. Se podría pensar en realizar algunas modificaciones a la instalación hidráulica, de modo de disminuir las pérdidas de carga, y poder así alcanzar los caudales correspondientes a los puntos de máximo rendimiento y mayores. Podría ser útil también, en el ensayo en modo turbina, disponer de una bomba auxiliar de mayor capacidad que pueda hacer circular mayores caudales. En futuros ensayos en laboratorio, sería importante tener la posibilidad de incluir ensayos de cavitación (los cuales no fueron realizados debido a limitaciones propias de la instalación de ensayo utilizada). Conocer el comportamiento respecto a los valores de σ_T (sigma de Thoma) en modo turbina es esencial, como complemento de las curvas de salto y rendimiento en función del caudal, para limitar el intervalo de funcionamiento útil. Se destaca que en los ensayos de funcionamiento realizados (en modo bomba y turbina) se operó la bomba en condiciones de no cavitación.

Las posibilidades de realizar ensayos de funcionamiento en modelos físicos no se agotan en los laboratorios. Se podría instalar una bomba axial para funcionar como turbina en una instalación preexistente. Al efecto podría utilizarse un embalse destinado al riego por gravedad; todos ellos cuentan con un conducto que atraviesa la presa a cuya salida puede instalarse una

bomba operando como turbina. Puede utilizarse alguna bomba en desuso previa verificación de su estado de conservación y realización de eventuales adaptaciones.

Desde el comienzo de los trabajos de esta tesis, se intentó obtener resultados mediante simulaciones numéricas (*CFD*) que pudieran ser comparados con los resultados experimentales. Se decidió utilizar el código de *CFD* denominado *caffa3d.MB*, desarrollado en los últimos años por docentes del Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. El código libre *caffa3d.MB* (disponible en <http://www.fing.edu.uy/imfia/caffa3d.MB/>) es una implementación del método implícito de volúmenes finitos en Fortran 90, para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes tridimensionales de un flujo incompresible en geometrías complejas. Fue desarrollado a partir del código en dos dimensiones denominado *caffa* por sus siglas en inglés (*Computer Aided Fluid-Flow Analysis*) desarrollado por Peric (Lilek et al., 1997). Puede verse una descripción de las capacidades de simulación del código en Mendina et al. (2014). Se modeló geoméricamente el rotor de una bomba axial típica y se realizaron simulaciones, incorporando al código las modificaciones necesarias para resolver el flujo en un sistema de referencia rotatorio. La generación de la malla fue realizada por fuera del código, utilizando Matlab. Se desarrolló un procedimiento para generar mallas considerando distintas geometrías de rotor (perfil NACA de 4 dígitos, diámetros, largos de cuerda y ángulos de pala) así como distintos refinamientos de malla. Se realizaron pruebas con el rotor en reposo (sin girar) para verificar las características de la malla, obteniéndose buenos resultados en un amplio rango de números de Reynolds. El código no se había utilizado hasta ahora para resolver problemas de turbomáquinas, ni tampoco se habían resuelto problemas en sistemas de referencia rotatorios. Los resultados preliminares sólo resultaron cualitativamente satisfactorios para bajos números de Reynolds, por lo que se decidió no incluirlos en la tesis. Sería

interesante, que paralelamente al trabajo a realizar en el código *caffa3d.MB*, se lograra interiorizarse en el uso de otros códigos de *CFD* como el *OpenFOAM* (ampliamente difundido y utilizado en todo el mundo, y además de código abierto y acceso libre) u otros que tengan experiencia probada en la resolución de flujo en turbomáquinas (en este tema abundan los códigos comerciales, dentro de los cuales se prioriza el código *Turbomachinery CFD* de la empresa checa *CFD Support*, ya que está basado en *OpenFOAM*).

BIBLIOGRAFÍA

Abbott, I.H., von Doenhoff, A.E.. *Theory of Wing Sections*. Dover Publications, Inc. New York, 1959.

Ackerman, T., Andersson, G., Söder, L.. *Distributed generation: a definition*. *Electric Power Systems Research* 57 (2001) 195-204.

Acres American Inc.. *Small Hydro Plant Development Program*. USDE, 1980.

Alatorre-Frenk, C.. *Cost minimization in micro hydro systems using pumps-as-turbines*. PhD Thesis, University of Warwick, 1994.

ASME. *Rocky River Pumped-Storage Hydroelectric Station*. A National historic mechanical engineering landmark, ASME, 1980.

Ayder, E., Ilikan, A., Şen, M., Özgür, C., Kavurmacioğlu, L., Kirkkopru, K.. *Experimental investigation of the complete characteristics of rotodynamic pumps*. Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM2009), August 2-6, 2009, Vail, Colorado USA.

Bozorgi, A., Riasi, A., Nourbakhsh, A.. *Investigation of several turbulence models in simulation of an axial pump for a small hydropower using as renewable source of energy*. Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE2011) November 11-17, 2011, Denver, Colorado, USA.

Bozorgi, A., Javidpour, E., Riasi, A., Nourbakhsh, A.. *Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in Pico hydropower plants*. *Renewable Energy* 53 (2013) 258–264.

Buitrago, L., López, J.. *Valoración de los impactos técnicos de la generación distribuida en sistemas de energía eléctrica*. *Tecnura*, Vol.17 (2013) nº 36 pp. 50-60.

Bunn, S.. *Ageing Pump Efficiency. The hidden cost thief?*. Distribution Systems Symposium & Exposition, August 30-September 2, 2009, Reno, Nevada.

Carravetta, A., Del Giudice, G.. *Energy Production in Water Distribution Networks: A PAT Design Strategy*. Water Resource Management (2012) 26:3947-3959.

Carter, A.D.S.. *The low speed performance of related aerofoils in cascades*.. Aeronautical Research Council, CP 29, 1950.

Chapallaz, J.M., Eichenberger, P., Fischer, G., *Manual on Pumps Used as Turbines*, MHPG Series, Harnessing Water Power on a Small Scale, Volume 11, 1992.

Csanady, G.T.. *Theory of Turbomachines*. McGraw-Hill, 1964.

Cumpsty, N.A. *Compressor aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, UK, 1989.

Day, I. J.. *Stall, Ruge, and 75 Years of Research*. Journal of Turbomachinery 2016 138 (1) 011001-011001-16.

de Marchis, M., Fontanazza, C.M., Freni, G., Messineo, A., Milici, B., Napoli, E., Notaro, V., Puleo, V., Scopa, A.. *Energy recovery in water distribution networks. Implementation of pumps as turbine in a dynamic numerical model*. Proc. of 12th International Conference on Computing and Control for the Water Industry (CCWI2013) Procedia Engineering 70 (2014) 439-448.

de Souza, Z.. *Projeto de máquinas de fluxo: tomo II, bombas hidráulicas com rotores radiais e axiais*. 1^a ed. – Rio de Janeiro: Interciência; Minas Gerais: Acta, 2011. 196pp.

Decreto 173/010: Reglamento de Distribución de Energía Eléctrica.
Disponibile en http://portal.ute.com.uy/sites/default/files/clientes/Decreto173_2010.pdf

Derakhshan, S., Mohammadi, B., Nourbakhsh, A., 2009, *Efficiency Improvement of Centrifugal Reverse Pump*, J. of Fluids Eng. Vol. 131.

Drela, M., Youngren, H.. *XFOIL 6.9 User Primer*. Novembre de 2001. Disponible en http://web.mit.edu/aeroutil_v1.0/xfoil_doc.txt

Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., Coussirat, M.. *Detection of cavitation in hydraulic turbines*, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 983-1007.

Gantar, M., *Propeller pumps running as turbines*, 1988, Conference on Hydraulic Machinery, Ljubljana, Slovenia, pp. 237-248.

Geerts, S.. *Experimental and Numerical Study of An Axial Flow Pump*. PhD. Thesis, Brussel, Belgium. 2006.

Gülich, J.F.. *Centrifugal Pumps*. Springer 2nd ed. 2010.

ISO 5167-2:2003. *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full – Part 2: Orifice plates*.

ISO 9906:2012. *Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3*.

ISO/TR 12767:2007. *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices – Guidelines on the effect of departure from the specifications and operating conditions given in ISO 5167*.

Jain, S., Patel, R.. *Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 30 (2014) 841-868.

Joshi, S., Holloway, A.G., Chang, L.. *Selecting a high specific speed pump for low head hydro-electric power generation*. Proc. of the 18th Annual Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, Saskatoon, Canada, May 1-4, 2005.

Kittredge, C.P., Thoma, D.. *Centrifugal Pumps Operated Under Abnormal Conditions*, Power, vol. 73 (1931) 881-884.

Knapp, R.T.. *Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behaviour*, Trans. ASME, vol. 59 (1937) 683-689.

Kumar P., Saini, R.P.. *Study of cavitation in hydro turbines – A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 374-383.

Lakshminarayana, B.. *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, Wiley & Sons, 1996, New York.

Lieblein, S.. *Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades*. Chapter VI of Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors. NASA SP-36, 1965.

Lilek, Z., Muzaferija, S., Peric, M., Seidl, V., *An implicit finite-volume method using nonmatching blocks of structured grid*, Numer. Heat Transf. B 32, 385-401 (1997).

Mendina, M., Draper, M., Kelm Soares, A.P., Narancio, G., Usera, G.. *A general purpose parallel block structured open source incompressible flow solver*, Cluster Comput. (2014) 17:231-241.

Okiishi, T.H., Miller, M.J., Kavanagh, P., Serovy, G.K.. *Axial-flow pump blade-element loss and deviation angle prediction*. Int. Journal of Mechanical Sciences. Pergamon Press. Vol. 17 (1975), pp. 633-641.

Pfleiderer, C.. *Bombas centrífugas y turbocompresores*. Ed. Labor, España, 1960.

Prasad, V., Shukla, S.N., Joshi, S.. *Performance characteristics of pump as turbine*. Indian Pumps 2006:5-9.

Pullan, G., Harvey, N.. *Influence of Sweep on Axial Flow Turbine Aerodynamics at Midspan*. Journal of Turbomachinery, vol. 129 (2007).

Pullan, G., Harvey, N.. *The Influence of Sweep on Axial Flow Turbine Aerodynamics in the Endwall Region*. Journal of Turbomachinery, vol. 130 (2008) pp. 591:598.

Qian, Z., Wang, F., Guo, Z., Lu, J.. *Performance evaluation on an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode*. Renewable Energy 99 (2016) 1146-1152.

Sédille, M.. *Turbo-machines hydrauliques et thermiques, Tome II*, Ed. Masson et Cie., Paris, 1967.

Shobeiri, M.. *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*. Springer Berlin Heidelberg New York, 2005.

Singh, P., *Optimization of the Internal Hydraulics and of System Design for Pumps as Turbines with Field Implementation and Evaluation*. PH.D. Thesis, University of Karlsruhe, Germany, 2005.

Singh, P., Nestmann, F.. *Impeller performance. Axial flow impeller shapes: part 1*, World pumps 0262 1762/11, February 2011.

Singh, P., Nestmann, F.. *Impeller performance. Axial flow impeller shapes: part 2*, World pumps 0262 1762/11, March 2011.

Stepanoff, A.J.. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2^a Ed., Wiley, New York, 1957.

Sudevan, K. K., Subir Kar. *Evaluation of performance of reversible axial flow turbomachines*, FED – Vol. 154, Pumping Machinery ASME 1993, pp 197-205.

Swanson, W.M.. *Complete Characteristics Circle Diagrams for Turbomachinery*, Trans. ASME, vol. 75 (1953) 819-826.

Vad, J., Bencze, F., Benigni, H., Glas, W., Jaberg, H.. *Comparative investigation on axial flow pump rotors of free vortex and non-free vortex design*. Periodica Polytechnica Ser. Mec. Eng. Vol. 46 (2) 107-116, 2002.

Vavra, M.H.. *Aero-Thermodynamics and Flow in Turbomachines*, Wiley & Sons, 1960, New York.

White, J., Holloway, A., Gerber, A.. *Predicting turbine performance of high specific speed pumps using CFD*. Proc. of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition (FEDSME2005), June 19-23, 2005, Houston, TX, USA.

Williams, A.. *Pumps as turbines. A user's guide*, Intermediate Technology Publications, 60 pp, 1995.

Wislicenus, G.F.. *Preliminary Design of Turbopumps and Related Machinery*. NASA Reference Publication 1170, 1986.

Wright, T., Gerhart, P.. *Fluid Machinery: Application, Selection and Design*. CRC Press, 2009, Florida.

Zuo, Z., Fan, H., Liu, S., Wu, Y.. *S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode – A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 60 (2016) 836-851.