



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

VERIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRAULICA DE FLUJO TRANSVERSAL MEDIANTE ANÁLISIS NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL

Ariel R. Marchegiani *

* Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (La.M.Hi.)
Depto. de Mecánica Aplicada - Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional Del Comahue
Buenos Aires 1400 - (Q8300BCX)Neuquén - Argentina
e-mail: ariel.marchegiani@fain.uncoma.edu.ar

RESUMEN

Existen varios criterios para el diseño de una turbina hidráulica de flujo transversal que utilizan un análisis hidrodinámico sencillo, basado en una muy fuerte simplificación de la realidad.

Para este estudio se utilizó un diseño realizado por el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Nacional del Comahue, siguiendo estos criterios. La máquina diseñada tiene un diámetro de 200 mm. Los mejores valores de rendimiento fueron obtenidos para una altura de ensayo de 13.00 m.

Se realizó la verificación de los parámetros seleccionados a través de los criterios mencionados, mediante la aplicación del análisis CFD (Computational Fluid Dynamics), y se presentan resultados de las simulaciones numéricas del flujo, que pueden ser utilizadas para analizar la validez de dichos criterios de diseño.

Se determinaron los campos de presión y velocidad, y se verificaron los parámetros adoptados como óptimos en el diseño y finalmente se obtuvo el rendimiento normalizado en diferentes puntos de funcionamiento.

Las simulaciones se realizaron para flujo Turbulento, mediante el software FLUENT, que resuelve numéricamente este problema mediante el método de volúmenes finitos (FVM). Los resultados fueron comparados con datos experimentales a fin de validar el modelo teórico.

Este trabajo muestra claramente que el uso del análisis por medio de CFD puede ser una herramienta apropiada para asistir al diseño de las turbinas. Esto se pone en evidencia en la validación de la técnica aplicada por medio de la comparación con resultados de ensayos experimentales, los cuales muestran una notable precisión de los resultados alcanzados y proporciona una base para futuras simulaciones destinadas mejorar el diseño de la turbina.

Palabras Claves: Energías Renovables, Pequeñas Turbinas Hidráulicas, CFD, Simulación Numérica.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

1. INTRODUCCION

La turbina de flujo transversal es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Esta turbina consiste fundamentalmente en un rotor de forma cilíndrica que descansa sobre un eje horizontal. Los álabes del rodete están sobre la periferia de este; una tobera de sección rectangular guía el agua hacia el rodete, ya sea vertical u horizontalmente.

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular - circular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante [1].

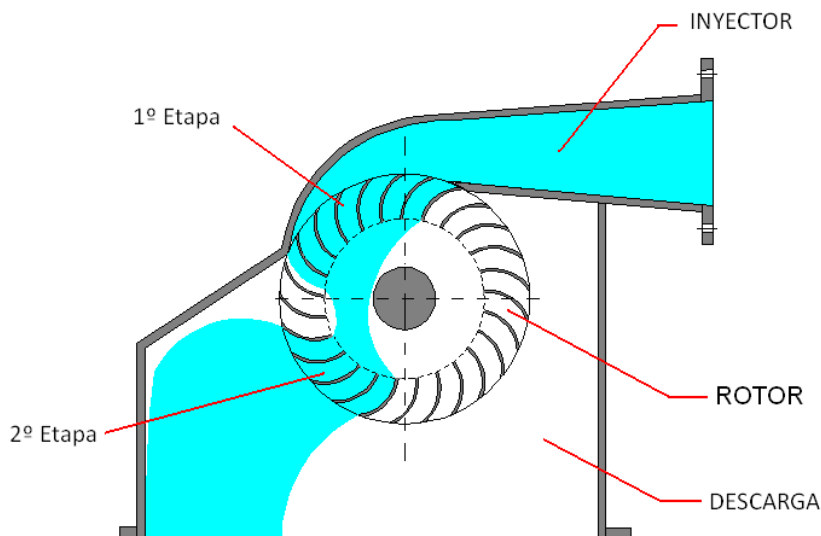


Figura 1: Turbina de Flujo Transversal

En este trabajo, se analiza un diseño realizado en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Nacional del Comahue, el cual, fue desarrollado para la generación a pequeña escala, entrando en el segmento de las llamadas "picoturbinas" cuyo rango de generación es hasta 10 Kw.

En la Tabla 1 se dan los parámetros geométricos y de operación de esta turbina. En la Figura 2 se ve un esquema de esta turbina y la misma en el momento de ser ensayada.



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

Tabla 1 Parámetros geométricos y de operación de la turbina ensayada.

Parámetros Geométricos de la turbina	Parámetros en el Punto Optimo de Operación
Diámetro exterior = 200 mm	Altura H = 13 m
Diámetro interior = 128 mm	Caudal Q = 60 l/s
Ancho del rotor = 100 mm	Potencia en el eje P = 6 Kw.
Número de álabes = 25	Velocidad nominal = 836 r.p.m.
Espesor de los álabes = 2.1 mm	Apertura del álabe regulador $a_0 = 100\%$
Ángulos de entrada y salida $\beta_1 = 150^\circ$ y $\beta_2 = 90^\circ$	

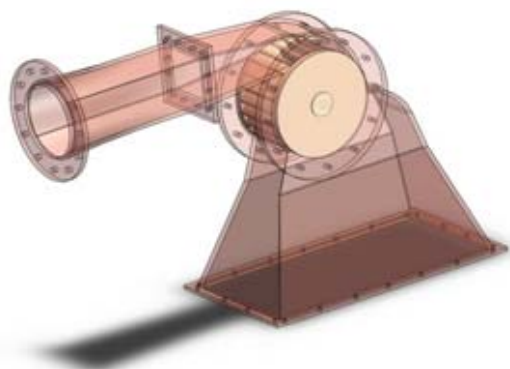


Figura 2: Esquema de esta turbina y la misma en el momento de ser ensayada.

2. ENSAYO DE LA TURBINA

Los ensayos de la turbina fueron llevados a cabo, a fin de determinar el rendimiento y campo de operación de la misma. El ensayo se realizó para un rango de caudales a fin de determinar el campo de operación de la misma. Los métodos de medición fueron aplicados conforme a las normas IEC, BSI, y DIN.

Los resultados fueron analizados y combinados en distintos diagramas que dan un conocimiento acabado del funcionamiento de la turbina. En general el rendimiento es una indicación de que porcentaje de la potencia entregada por el agua a la turbina es transformada en potencia mecánica en el eje.

La turbina no posee distribuidor por lo que el ensayo se tomó como apertura de distribuidor, fija $A_0 = A_{0max} = 100\%$. Los resultados obtenidos en los ensayos con salto igual a 13 m, se analizaron



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

agrupándolos según fuera la variable o parámetro cuyo estudio de detalle quisiera realizarse (Figura 3).

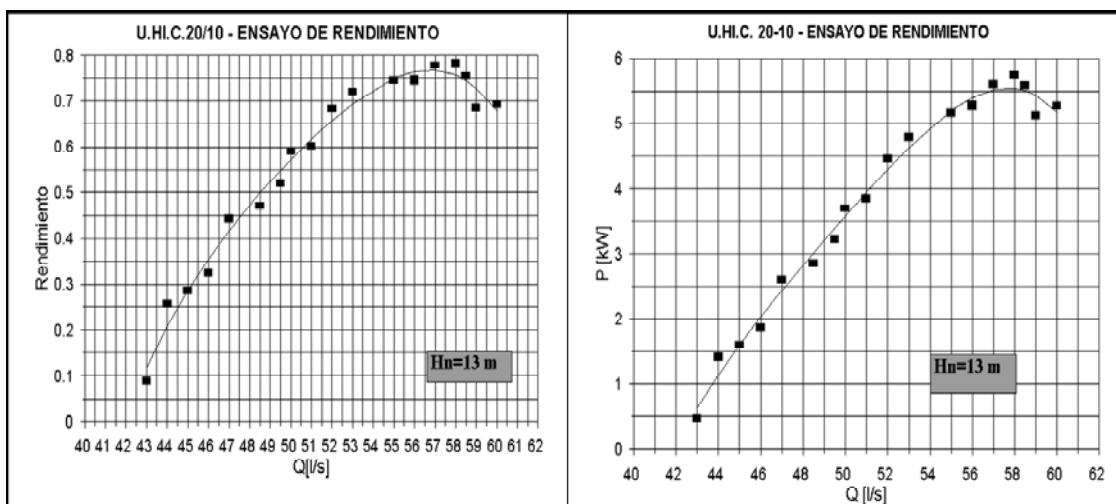


Figura 3: Resultados experimentales

3. CÁLCULO HIDRÁULICO DE LA TURBINA

Para determinar las características geométricas del rotor y sus respectivas dimensiones, primeramente se debe determinar los triángulos de velocidades. El trazado de los triángulos de velocidades en ambas etapas de la máquina se basa en la utilización del método unidimensional y en su resolución se tiene en cuenta la relación más ampliamente usada en el diseño de una turbomáquina es la ecuación de Euler, que expresa que la energía adquirida a partir del fluido que fluye a través del rotor es una función de la variación de momento angular:

$$g \cdot H_n = (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2) + (c_{u3} u_3 - c_{u4} u_4) \quad (1)$$

Donde H_n es la altura o energía entregada por el fluido al rotor entre la entrada y la salida del mismo, g es la aceleración de la gravedad, y las distintas velocidades puede observarse en la Figura 4.

La ecuación de Euler considera la variación de los triángulos de velocidades a la entrada y de salida del rotor en la primera etapa, y a continuación, desde la entrada a la salida del rotor, en la segunda etapa.

En la Figura 4 pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas. De acuerdo con la figura, para condiciones de diseño $\alpha_2 = \alpha_3$, $w_2 = w_3$ y $\beta_3 = 90^\circ$. Además, un buen diseño



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

requiere que α_1 esté entre 15° y 20° , en nuestro caso se adoptó un ángulo $\alpha_1 = 16^\circ$ con lo que el ángulo de entrada al rotor es igual al ángulo de salida $\beta_1 = \beta_4 = 30^\circ$. Esto proporciona, además una ventaja constructiva [2].

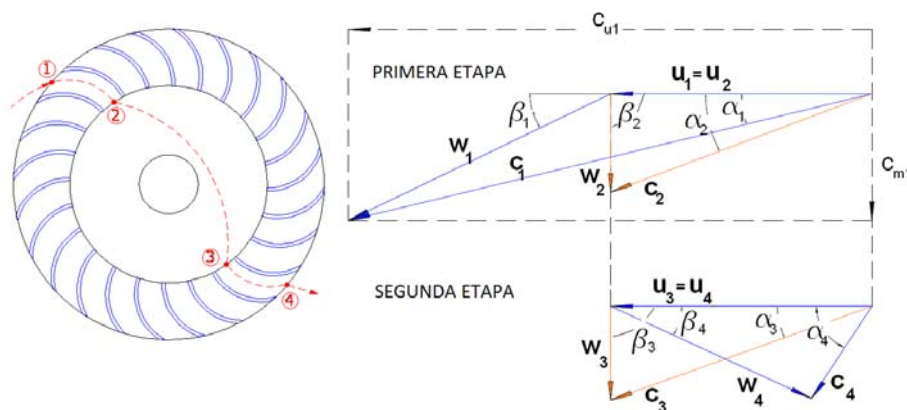


Figura 4: triángulo de velocidades de una turbina Banki

4. MODELACIÓN NUMÉRICA Y CONDICIONES DE BORDE.

El sistema de leyes de conservación para analizar el escurrimiento de un fluido permanente e incompresible en la turbina suele expresarse mediante las ecuaciones de Navier Stokes, que matemáticamente representan un sistema de ecuaciones a derivadas parciales acoplado y no lineal, de la forma:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \rho f + \rho g + \mu \nabla^2 u \quad (3)$$

A la entrada se impuso la presión dada por el salto que aprovecha la turbina. A la salida se impuso una presión relativa igual a cero. Las velocidades sobre las paredes sólidas se asumen igual a cero [3]. La simulación numérica se llevó a cabo mediante el software para aplicaciones de CFD, FLUENT®.

Para analizar el flujo en los elementos rotantes de la turbina, se utilizó la opción de Marco de referencia móvil del Fluent. Los cálculos fueron realizados en un dominio móvil correspondiente al rotor. En este caso el flujo fue referido a un marco de referencia rotante, lo cual simplifica el análisis.

Para la modelación de flujo turbulento se utilizó un modelo del tipo eddy viscosity (hipótesis de Boussinesq) donde la viscosidad turbulenta se obtiene a partir de dos cantidades, la energía



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

cinética turbulenta y la disipación turbulenta resueltas mediante dos ecuaciones en derivadas parciales (κ - ϵ) También se aplicó el modelo VOF (volume of fluid) para simular el flujo bifásico existente en este tipo de turbina.

La distribución de presión y velocidad es calculada en cada punto de la malla computacional. El campo de presión resultante en el campo del flujo es una herramienta apropiada para predecir el comportamiento de la turbina.

Las mallas fueron construidas de elementos tetraédricos. Se generó una función de crecimiento de los elementos, imponiendo los valores mínimos y máximo de lado del elemento como así también, fueron tratados de manera especial las zonas particulares de cada una de las geometrías, como por ejemplo, pequeñas secciones de paso o de un interés particular. La malla utilizada finalmente contó con 2809216 Celdas y 574814 Nodos, y puede apreciarse en la Figura 5.

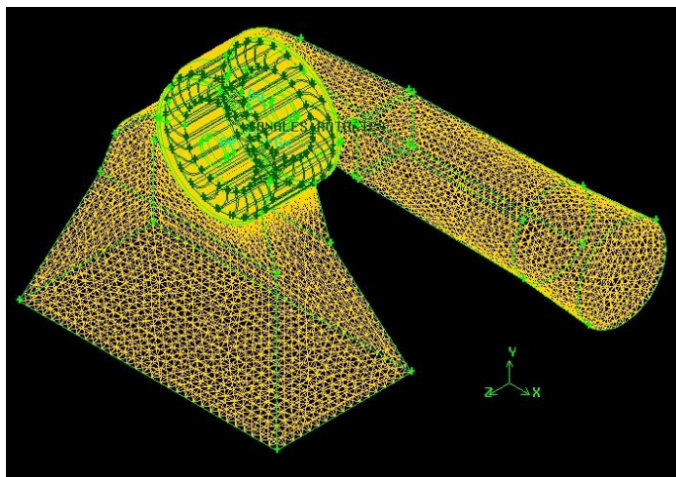


Figura 5: malla utilizada en el análisis

5. ANÁLISIS DE LAS VARIABLES DE FLUJO Y CONDICIONES DE DISEÑO EN LAS DIFERENTES ETAPAS DE FUNCIONAMIENTO

Con el objetivo de simplificar el análisis de los resultados, los parámetros se adimensionalizaron con respecto a los valores del punto óptimo de funcionamiento. Se simuló para un valor del número de Reynolds del orden de 375000 tomando como longitud característica la altura de la entrada y velocidad característica de entrada.

5.1 Validación de la Simulación Numérica

A fin de corroborar la precisión de los resultados numéricos se realizó el cálculo de la curva de eficiencia para los parámetros geométricos y de operación. En la Figura 6 se observa la aproximación de los resultados numéricos a los valores experimentales de la relación de



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

rendimientos versus la relación de caudales y la velocidad de rotación en el rango de operación de la turbina.

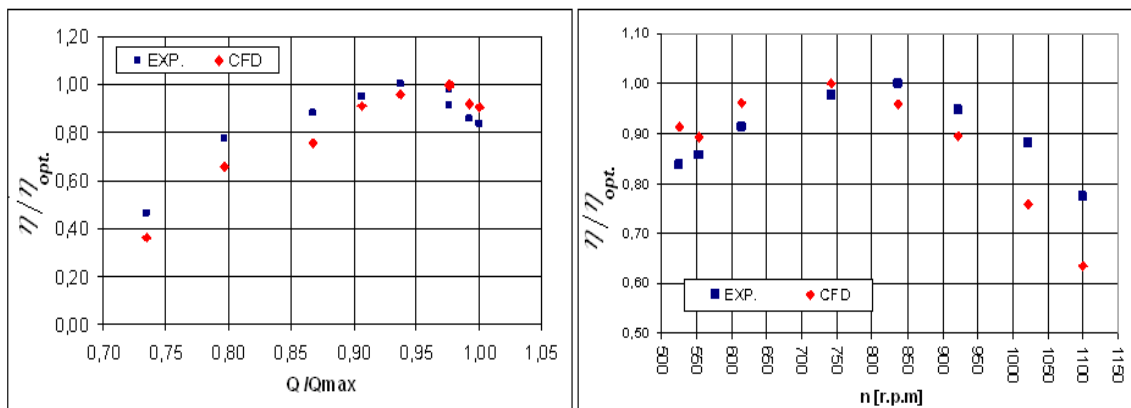


Figura 6: Comparación de los resultados numéricos con los valores experimentales

5.2. Análisis de las Condiciones de Diseño

Como se mencionó anteriormente, en una turbina del tipo Michell-Banki el fluido cede su energía en dos etapas, donde, en promedio, en su primera etapa cede el 70% y en su segunda el 30% restante. Una parte importante de este estudio consiste en observar el desarrollo de las variables de flujo en estas etapas de funcionamiento, de este modo se obtiene un conocimiento que, de forma experimental sería impracticable.

La eficiencia hidráulica de la primera etapa es mayor ya que el ángulo de incidencia del fluido α_1 puede ser controlado con un apropiado diseño del inyector. En la segunda etapa la eficiencia cae debido a las pérdidas hidráulicas que se dan en el interior del rotor. El ángulo del flujo a la entrada de la segunda etapa no puede ser controlado. Es por ello, que para observar estos parámetros se decide analizar los ángulos que determinan los triángulos de velocidad en cada etapa.

Ingreso a la Primer Etapa: En la figura 7, se observa la fracción de volumen de agua dentro del rotor obtenidas a partir del modelo VOF y el campo de vectores velocidad del agua a la salida del inyector. Se puede observar que existe una interfaz bien definida entre el agua y el aire con flujos homogéneos. La velocidad del flujo alcanza velocidades máximas a la salida de la boquilla, donde se ubica la entrada de la primera etapa. La transformación de energía de presión en energía de velocidad es importante en cualquier turbina de acción. Sin embargo, de acuerdo con [5], el mantenimiento de un ángulo de flujo específico a la entrada del rotor es de igual importancia.

Durante el diseño hidráulico del rotor, una operación ideal de la turbina Se supone condiciones. Este diseño está dirigido a garantizar la mayor transferencia de energía hidráulica. Por lo tanto, el conocimiento de los triángulos de velocidades en la entrada y la salida de cada etapa del rotor es



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

de vital importancia. El estudio de estas variables es bastante complejo en un ensayo experimental y así, las herramientas CFD representan un medio útil para este fin.

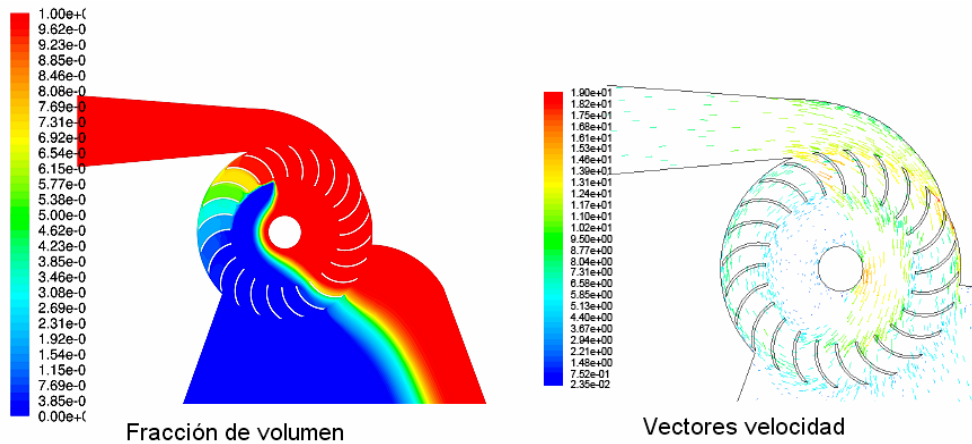


Figura 7: Fracción de volumen de agua dentro del rotor y el campo de velocidades a la salida del inyector

En la Figura 8, el ángulo de la velocidad absoluta de entrada α_1 es representado como una función del ángulo de admisión θ . El ángulo α_1 tiene una tendencia a disminuir al aumentar el ángulo θ hasta alcanzar casi la totalidad del arco de admisión, para luego aumentar nuevamente hacia el final de este. Se observan perturbaciones significativas con prominentes picos descendentes. Las fuentes de este comportamiento son los impactos periódicos del flujo aguas arriba del rotor con el borde de ataque de los álabes del rodete.

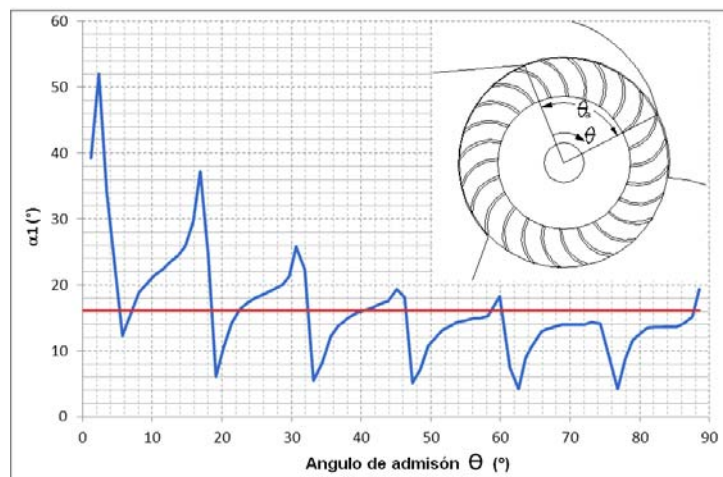


Figura 8: Angulo de la Velocidad Absoluta (α_1)



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

En la zona entre los bordes de ataque de los álabes, la curva del ángulo α_1 se aplana ligeramente. Es importante recordar que el ángulo α_1 de diseño es 16° , y aún cuando α_1 promedia esta condición de diseño, la eficiencia hidráulica de esta etapa se verá afectada negativamente. La probable explicación para este comportamiento del flujo es la suposición que normalmente se hace de adoptar un flujo potencial en el diseño del inyector.

En la Figura 9, el ángulo de la velocidad relativa a la salida del primero etapa β_2 se grafica versus la razón adimensionalizada del ángulo que el flujo abarca a la salida de la primer etapa λ . El ángulo β_2 tiene una tendencia a estar próximo a la condición de diseño $\beta_2 = 90^\circ$. La explicación de este comportamiento es que la característica constructiva, es decir la posición del álabe guía el flujo de manera efectiva.

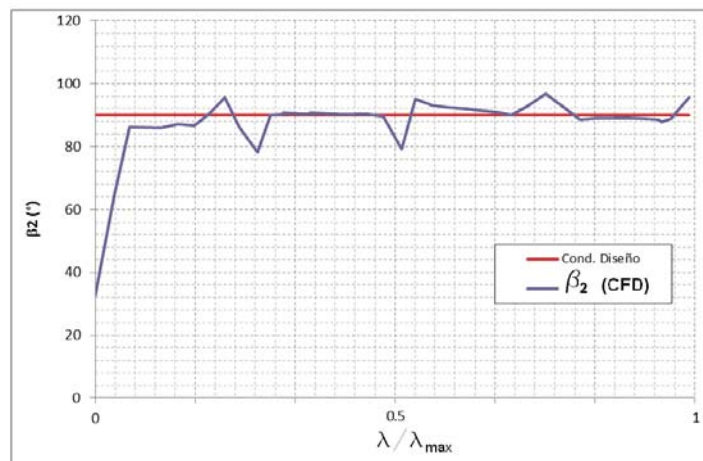


Figura 9.- Angulo de Velocidad relativa (β_2)

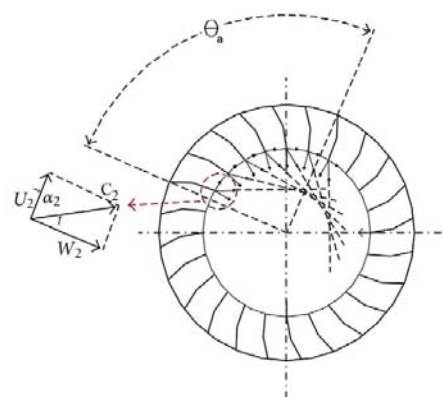
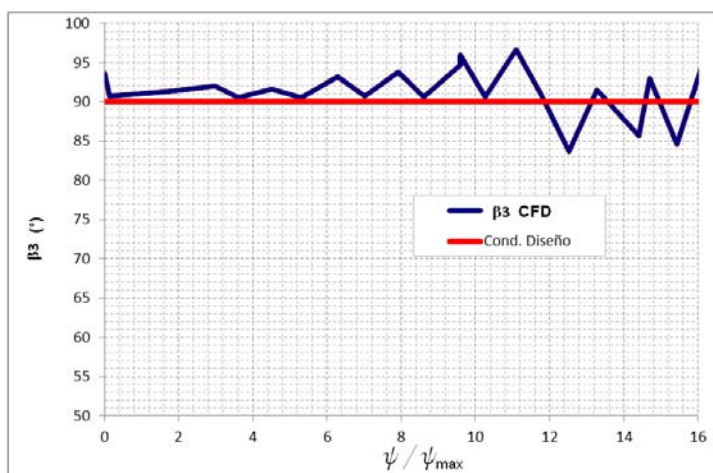


Figura 10.- Angulo de Velocidad Relativa (β_3)



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

La Figura 10 representa el ángulo β_3 correspondiente de la velocidad relativa a la entrada de la segunda etapa, en función de la razón adimensionalizada del ángulo que el flujo abarca a la entrada de la segunda etapa ψ . El ángulo β_3 tiene una tendencia parecida a la del ángulo β_2 presentándose distorsiones probablemente debidas al pasaje del flujo por el interior del rotor y la presencia del eje. La razón de esto también radica en la modificación de las líneas de corriente que salen de la primera etapa e interfieren progresivamente unas con otras dentro del rotor (véase la Figura 10). Téngase en cuenta que la condición de diseño asume $\beta_3 = 90^\circ$. El pobre rendimiento de la turbina en la segunda etapa se atribuye a esta desviación con respecto al ángulo previsto. La figura 11 muestra el ángulo α_4 de la velocidad absoluta a la salida. Como consecuencia de las alteraciones en la dirección del flujo β_3 comentadas anteriormente en la entrada de esta segunda etapa, el ángulo α_4 presenta alteraciones importantes. α_4 varía entre 15° y 125° , con valores muy disímiles a los 90° que es la condición de diseño. Este comportamiento del flujo explica también el bajo rendimiento de la segunda etapa.

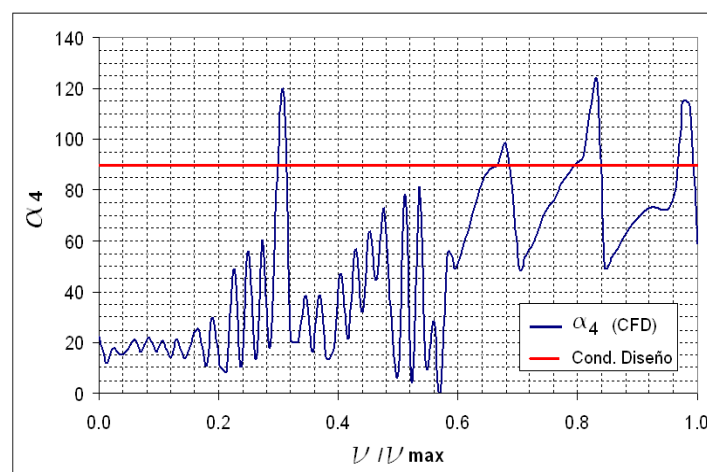


Figura 11.- Ángulo de Velocidad absoluta a la salida de la 2ª etapa (α_4)

6. CONCLUSIONES

El uso de técnicas de CFD permitió simular el comportamiento del flujo 3D en un estado estacionario bifásico (agua-aire) en el interior de una turbina de flujo transversal, pudiendo de visualizarse el campo de flujo y obtener los ángulos de las velocidades en distintos puntos del rotor. Se encontró que los ángulos del flujo a lo largo de la salida del inyector α_1 que es el ángulo con que el agua entra a la primer etapa varía de 30° a 8° (valores promedio) a lo largo del ángulo de rotación θ_a dejando de lado la perturbación ocasionada por la presencia de los álabes, pasando por el ángulo de condición de diseño $\alpha_1 = 16^\circ$. La desviación del ángulo α_1 puede explicarse en función del flujo potencial que se asumió cuando se diseñó el inyector. Se pudieron observar



IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



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

FORO
DOCENTE
DEL AREA
MECANICA
DE LAS
INGENIERIAS

FoDAMI

varios fenómenos como choques con el eje del rotor, algunas zonas de recirculación en los pasajes del flujo y entre los álabes.

Se analizaron cuantitativamente, en el rotor y para la velocidad de diseño, los ángulos absolutos y relativos de las velocidades del flujo en la primera y segunda etapas de transferencia de energía. Los resultados se mostraron contra los ángulos normalizados ocupados por cada etapa del rotor.

En todos los ángulos analizados, se encontraron picos en su variación atribuidos a la ubicación de los álabes del rodete, ya sea en los bordes de ataque o de fuga de los mismos. Esto perturba significativamente el valor de los ángulos y afecta directamente la eficiencia hidráulica en cada una de las etapas del rotor. La envergadura de las variaciones de los ángulos se incrementa en la segunda etapa. Podría decirse que el ángulo que mejor se aproxima a las condiciones de diseño es α_1 , ya que el flujo que llega a la primera etapa es controlado por el inyector. La peor desviación de la condición de diseño fue observada para los ángulos β_3 y α_4 el cual debería estar cerca de 90° . La razón de esto radica en la modificación de las líneas de corriente del flujo que deja la primera etapa y la interferencia progresiva entre sí dentro del rotor.

7. REFERENCIAS

- [1] W. Durgin, W. Fay, Some fluid flow characteristic of a cross-flow type hydraulic turbine; Worcester Polytechnic Institute; Worcester, Massachusetts, 1984.
- [2] Marchegiani A., "Metodología de diseño y cálculo de una turbina de flujo transversal", Cuadernos de La Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue, 1992.
- [3] Marchegiani A., Audisio O., Diseño, Construcción Y Ensayo de una Turbina de Flujo Transversal para Generación Eléctrica en Sitios Aislados. X *ELPAH*. Poços De Caldas. Brasil, 2003.
- [4] Marchegiani A., Simulación Numérica Del Flujo en una Turbina Tipo Banki, Pch Noticias & Sph News, Año 8 N°30, Set/Oct/Nov. 2006, Pag.13-15. Issn 1676-0220. Cerpch, Brasil.
- [5] C.A.MockmoreandF.Merryfield, The Banki Water Turbine, Bulletin Series no. 25, Engineering Experiment Station, Oregon State College, Corvallis, Ore, USA, 1949.

Agradecimientos

El autor agradece a la Universidad Nacional del Comahue por el soporte financiero brindado a través de Proyecto de Investigación 04/ 1178. Un especial agradecimiento al grupo Ingeniería de Reacciones y Procesos Químicos, Instituto PROBIEN (CONICET-U.N.Co.), por permitir el uso del software ANSYS V.14 bajo licencia.