



Vol1-Año 2019-ISSN 2591-4219

Comprobación de algunas Hipótesis de Diseño de una Turbina de Flujo Transversal o Michell-Banki, mediante CFD

Ariel R. Marchegiani ^{a, *}, Victor H. Kurtz ^b

^a Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue (UNCo), Neuquén, Argentina. ^b Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM), Oberá, Misiones, Argentina. e-mails: ariel.marchegiani@fain.uncoma.edu.ar, kurtzvh@fio.unam.edu.ar

Resumen

En este trabajo se presentan los resultados de simulaciones numéricas 3D del flujo, realizadas a una turbina tipo Michell-Banki. Se investiga numéricamente la validez de las hipótesis de diseño. Para este estudio se utilizó un diseño realizado por el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Nacional del Comahue. Los objetivos generales de la simulación numérica del flujo a través de la turbina fueron: La determinación de la validez de las hipótesis asumidas en el diseño; como ser el principio de funcionamiento de la turbina como máquina de acción y la asunción de valores de algunos ángulos presentes en los triángulos de velocidades de esta.

Se realizaron simulaciones utilizando un modelo de flujo turbulento, con un modelo de turbulencia k-e. Se impuso un salto de presión entre la entrada y la salida obtenido a partir de los valores típicos de operación de esta máquina. Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo mediante el software ANSYS-FLUENT, que resuelve numéricamente este problema mediante el método de volúmenes finitos (FVM) aplicado a un flujo permanente incompresible.

Palabras Clave – Energías Renovables, Pequeñas Turbinas Hidráulicas, Turbinas Banki, CFD, Simulación Numérica.

1. Introducción

La turbina de Flujo Transversal o turbina Mitchell-Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Basa sus ventajas fundamentalmente en un sencillo diseño y fácil construcción lo que la hace especialmente atractiva en el balance económico de un aprovechamiento en pequeña escala. No obstante, esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones.

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los alabes curvados en forma de sector circular (figura 1).

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 alabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía. La regulación de la potencia se realiza variando el caudal que ingresa a la máquina, mediante un alabe regulador que permite estrechar la sección de pasaje del agua a través de un movimiento sobre su eje.

El chorro entra al rotor con un ángulo que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia del rotor. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre.



Fig.1. Turbina Banki

La diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120°.

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.

En el presente estudio se analizará un diseño de una turbina Banki, desarrollada y ensayada el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Nacional del Comahue (LAMHI). En la tabla 1, se presentan los parámetros geométricos y de operación de la turbina. En la figura 2, se ve un esquema de esta turbina y la misma en el momento de ser ensayada.

| Parámetros Geométricos de la turbina | Parámetros en el punto óptimo de operación |
|---|--|
| Diámetro exterior = 200 mm | Altura H = 14 m |
| Diámetro interior = 128 mm | Caudal Q = $60 $ l/s |
| Ancho del rotor = 100 mm | Potencia en el eje $P = 6,25 \text{ kW}$ |
| Número de álabes = 25 | Velocidad nominal = 836 r.p.m. |
| Ángulos de entrada y salida $\beta_1 = 30^\circ$ y $\beta_2 = 90^\circ$ | Apertura del álabe regulador $a_0 = 100\%$ |

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

2. Algunas hipótesis que se utilizan en el diseño de la turbina

La mayoría de los diseñadores consideran la turbina de flujo transversal como una máquina de acción o impulso.

Según la teoría de las turbomáquinas, el cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático.

El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total, o sea:

$$G_r = \frac{H_{est.}}{H_{tot.}} \tag{1}$$



Fig. 2. Turbina en estudio

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que $p_1 = p_2$, o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva, en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.

Teniendo esto en cuenta se llega a la conclusión de que el máximo aprovechamiento de la energía se da cuando:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \tag{1}$$

Siendo

u₁= velocidad periférica del rotor.

c₁=velocidad del flujo a la entrada de la turbina.

En el caso de la turbina Banki, debido a la forma del triángulo de velocidades a la entrada (ver figura 3) se adapta esta hipótesis a:

$$u_1 = \frac{c_{u1}}{2} \tag{3}$$

Siendo:

 c_{u1} = la componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo a la entrada de la turbina.

Considerando a la turbina Mitchell-Banki como una máquina de acción pura y haciendo el análisis conforme a las diferentes consideraciones de distintos autores para una turbina Pelton y teniendo en cuenta sus características de diseño. Se determina la necesidad de tomar algunas consideraciones distintas a las realizadas en el análisis de una turbina Pelton.

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades (figura 3) se llega a una expresión que involucra los ángulos de los triángulos de velocidades de la turbina de la forma:

$$\beta_1 = \arcsin\frac{\sec\alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cdot \cos^2 \alpha_1}} \tag{4}$$

Para una turbina Banki, el ángulo α_1 varía generalmente entre los 14° y los 17°, y muchos autores utilizan este ángulo con valores que no sobrepasan los 16° [1],[2]. Si se toma un ángulo $\alpha_1 = 16°$ el ángulo β_1 valdrá 30°.

Puede verse, además, que existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor, debido a los ángulos adoptados para estos triángulos, a saber: $\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ$. Se supone, además, que el ángulo de salida de la 2° etapa será $\alpha_4 = 90^\circ$, para un máximo aprovechamiento de la energía.

En el presente trabajo se tratarán de comprobar estas suposiciones mediante la simulación numérica del flujo en la turbina.



Fig.3. Tríangulos de velocidades de una turbina Banki

3. Ensayo de la turbina

Los ensayos de rendimiento y determinación del campo de operación de la turbina fueron llevados a cabo en el LAMHI, con fin de determinar la perfomance, rendimiento y campo de operación de esta. El ensayo se realizó para un rango de caudales a fin de determinar el campo de operación de esta. Los métodos de medición fueron aplicados conforme a las reglas de las normas IEC, BSI, y DIN.

Se determinó el rendimiento óptimo de la turbina con su correspondiente punto de operación. Se estableció, además el campo de operación de la máquina para distintos caudales. Los resultados fueron analizados y combinados en distintos diagramas.

La performance de una turbina hidráulica es medida por su rendimiento. 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.

Esta 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 modelo igual a 14 m, se analizaron agrupándolos según fuera la variable o parámetro cuyo estudio de detalle quisiera realizarse (figura 4).



Fig. 4. Resultados de los ensayos de la turbina en estudio

4. Modelación Numérica y Condiciones de Borde.

El sistema de leyes 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 con derivadas parciales de primer orden acoplado y no lineal, de la forma:

$$\nabla \bullet u = 0 \tag{5}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \bullet \nabla u\right) = -\nabla p + \rho f + \rho g + \mu \nabla^2 u \tag{6}$$

A la entrada se impuso la presión dada por el salto que aprovecha la turbina. A la salida se aplicó una presión relativa igual a cero. Las velocidades sobre las paredes sólidas se asumen igual a cero (Marchegiani et.al., 2003). La simulación numérica se llevó a cabo mediante el software para aplicaciones de CFD, ANSYS-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. Como consecuencia de tales simplificaciones, problemas de inestabilidad tal como la interacción entre el álabe regulador y el rotor no pueden ser modelados.

Para la modelación de flujo turbulento se utilizó un modelo del tipo *eddie viscosity* (hipótesis de Boussinesq) donde la viscosidad turbulenta se obtiene a partir de dos cantidades: La energía cinética turbulenta y la disipación turbulenta resueltas mediante dos ecuaciones diferenciales (κ - ϵ). Las

condiciones de contorno a aplicar sobre estos campos en las inmediaciones de contornos sólidos responden a la bien conocida ley de pared, apta para flujos a altos números de Reynolds.

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.

5. Simulación Computacional y Validación de los Resultados

Los objetivos generales de la simulación numérica del flujo a través de la turbina fueron la determinación de los campos de presión y velocidad, y finalmente la comprobación de las hipótesis de diseño planteadas anteriormente.

Para realizar la validación de la simulación computacional se compararon los resultados obtenidos con valores experimentales obtenidos para la turbina mencionada anteriormente [3]. Se realizaron simulaciones para un rango de caudales, y se comparó con los resultados experimentales.

El análisis se realizó en un modelo 3D en todo el volumen del flujo, usando el solver Fluent[®] que se basa en el método de volúmenes finitos.

La simulación se llevó a cabo para mallas de distinta densidad a fin de encontrar la que mejor se adaptara al proyecto. Finalmente se optó por una malla de 543451 nodos y 2809216 elementos tetraédricos, con la cual se logró una rápida convergencia.

En el proceso de generación de la malla se usaron dos herramientas de software: SolidWorks[®] para construir la geometría inicial de la turbina. Mientras que la malla fue generada por el programa de ANSYS[®]. Se aumentó la densidad de malla en las áreas con flujo más conflictivoas a fin de obtener un nivel aceptable de solución (figura 5).



Fig 5. Vista de la malla utilizada

5.1. Preparación de la Simulación

Pruebas preliminares permitieron definir los parámetros de simulación que ofrecen los mejores resultados, éstos se resumen en la tabla 2.

Las definiciones más importantes a tener en cuenta en el momento de especificar las condiciones de frontera se relacionan con el movimiento relativo entre las zonas de flujo correspondientes al rodete y a la carcasa. En la presente simulación solamente se utiliza el esquema MRF (*Moving Reference Frame*), que es un método esencialmente estacionario, donde los resultados que se obtienen

dependen en gran medida de la posición de las partes móviles con respecto a las estáticas, sin embargo, los resultados obtenidos por el esquema MRF ofrecen una aproximación satisfactoria para casos de estudio como el presente [4].

| Parámetro | Definición |
|---------------|--------------|
| Unidades | SI |
| Solver | Segregated |
| Linealización | Explicit |
| Régimen | Estacionario |
| Viscosidad | k-ε Estándar |
| Materiales | Agua, aire |

Tabla 2: Parámetros geométricos y de operación de la turbina ensayada.

6. Análisis de los resultados

Lo primero que se puede apreciar en la visualización del flujo por medio de la simulación, es el campo de velocidades en el plano medio de la turbina. Se observa dentro del rotor el patrón de flujo típico de estas máquinas, con una zona de flujo muerto en la parte inferior del rotor (figura 6).



Fig.6. Campo de velocidades y líneas de corriente del flujo en la turbina

Para poder apreciar mejor este patrón de flujo en la turbina se graficaron las líneas de corriente a lo largo del recorrido del flujo a través de la máquina (a la derecha de la figura). Se observa que la simulación numérica reprodujo con gran exactitud el comportamiento real del flujo. En la figura 7 puede apreciarse un detalle de la misma en el rotor de la turbina.



Fig.7. Detalle del Campo de velocidades y líneas de corriente en el rotor.

Esta observación se condice con visualizaciones obtenidas en otros ensayos, como por ejemplo los realizados en la Universidad Nacional de la Plata [1]. En la figura 8 puede apreciarse el patrón de flujo real de la turbina de flujo transversal observados en dichos ensayos.



Fig.8. visualización del flujo en turbina Banki UNLP.

6.1. Análisis de las Variables de Flujo y Condiciones de Diseño en las Diferentes Etapas de Funcionamiento

La información obtenida de estas simulaciones permite tener conocimiento del comportamiento de las variables de flujo en determinadas regiones que, en forma experimental, serían de imposibilidad práctica pero que, sin embargo, tienen influencia directa en el conocimiento del comportamiento de la máquina.

La eficiencia hidráulica de la primera etapa es mayor ya que el ángulo de incidencia del fluido " α_1 " puede ser calculado y 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 observar los ángulos que determinan los triángulos de velocidad en cada etapa.

En la figura 9 se pueden observar las distribuciones de velocidad y presión en la entrada a la primera etapa. Obsérvese, sobre todo, la diferencia entre la presión calculada y la supuesta por hipótesis de diseño (p_{amb}) en cuanto a calcular la turbina como turbomáquina de acción.



Fig.9. distribuciones de velocidad y presión en la entrada a la primera etapa

La figura 10 muestra la variación del ángulo de entrada del flujo α_1 . Más allá de los valores que adopta sobre los bordes de los álabes, se observa una variación del mismo, que se aleja de la hipótesis de diseño que considera α_1 constante.



Fig. 10. Variación del ángulo de entrada del flujo a

Otro de los valores supuestos en la etapa de diseño, como se dijo anteriormente, es la invariancia del ángulo β_1 (figura 10, derecha). En la misma figura (derecha) también se aprecia una variación similar a la variación de α_1 , toda vez que están relacionados íntimamente desde el punto de vista del diseño.

A la salida de la 1° etapa podemos verificar otra hipótesis de diseño, como es el valor del ángulo β_2 adoptado 90° (figura 11, izquierda). Aquí se observa un cumplimiento bastante acertado de esta hipótesis, debido a que el mismo es forzado por la presencia física del álabe.



Fig.11. distribuciones de velocidad y presión en la entrada a la primera etapa

Ya entrando a la 2° etapa como se muestra en la figura 11 (derecha), el ángulo β_3 también permanece relativamente constante, esto daría validez a la hipótesis que expresa que los triángulos de salida de la 1° etapa y de entrada a la 2° etapa permanecen invariables.

7. Conclusiones

Se ha llevado adelante la simulación numérica de una turbina de flujo transversal a fin de determinación de la validez de las hipótesis asumidas en el diseño como ser el principio de funcionamiento de la turbina como máquina de acción y la asunción de valores de algunos ángulos presentes en los triángulos de velocidades de esta.

De la misma se puede concluir, en primera instancia y como varias investigaciones sugieren, esta turbina está lejos de comportarse como una máquina de acción, esto puede observarse de las presiones obtenidas a la entrada de la 1º etapa del rotor.

En cuanto a los ángulos supuestos en el diseño para la entrada se puede observar que, si bien los valores se acercan a los adoptados, estos no se mantienen a lo largo de todo el ángulo de abrace del inyector. En cambio, a la salida los valores calculados comprueban los valores supuestos, principalmente debido a la presencia del álabe que orienta el flujo.

Un de las suposiciones que se verifican totalmente es la constancia del triángulo de velocidades entre la salida de la 1º etapa y la entrada de la 2º. Lo que corrobora que el flujo no toca el eje en su recorrido.

Si bien algunas hipótesis no se comprueban, este método de diseño ha probado ser acertado, ya que esto se comprueba por el buen rendimiento obtenido de los ensayos.

Los resultados obtenidos en el presente trabajo pueden ser el punto de partida para aun análisis que permita ajustar las suposiciones de prediseño y obtener así mejores rendimientos de esta turbina.

Referencias

- [1] F. Zarate, C. Aguerre, R. Aguerre; "Turbina Mitchell-Banki: Criterios de Diseño, Selección y Utilización"; Universidad Nacional de La Plata; La Plata, 1987.
- [2] C. Staniscia; "Selección y Diseño de una turbina de Flujo Transversal Mitchell-Banki"; Cuadernos de La Facultadde Ingeniería 24/33, Universidad Nacional del Comahue, Neuquén, 1990.
- [3] Marchegiani A. R., Audisio O. A., "Ensayo para la Determinación del Campo de Operación de una Turbina Michell-Banki: Reporte Final", Universidad Nacional del Comahue, Neuquén Argentina, 2002.
- [4] Marchegiani Ariel R., "Aplicación de la Simulación Numéica a una Turbina Hidráulica de Flujo Transversal" E&D - Energia & Desarrollo. Nro.37 CINER Centro de Información en Energías Renovables. Cochabamba, Bolivia, 2011.