

Diseño Hidráulico y Verificación Estructural del Álabes de Microturbina Tipo Pelton

Ariel Ricardo Marchegiani^{1,*} , Lautaro Cepeda¹ 

¹ Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería. Neuquén, Argentina.

e-mails: ariel.marchegiani@fain.uncoma.edu.ar

Resumen

El diseño de las pequeñas turbinas hidráulicas como las turbinas Pelton y otras turbinas de impulso se ha basado en los conocimientos técnicos existentes, en general de grandes máquinas, y las mejoras de diseño se realizaban principalmente tras extensas pruebas experimentales mediante el método de ensayo y error. En los últimos tiempos se ha realizado un gran esfuerzo para comprender mejor los detalles del complejo flujo en este tipo de máquinas, con la ayuda de la dinámica de fluidos computacional (CFD) y la modelización numérica moderna.

En el presente trabajo se realizó el diseño de un álabes de microturbina Pelton. Se diseñaron dos modelos tentativos del álabes y se seleccionó el de mejor rendimiento en base simulaciones CFD realizadas sobre dichos modelos. Estas simulaciones se contrastaron con lo que predice la teoría unidimensional de las máquinas hidráulicas.

Además, se realizó la selección del material más adecuado para este tipo de turbinas, poniendo foco en materiales que presenten altos valores de dureza y buena resistencia a la oxidación.

Se realizó la verificación estructural del modelo, incluyendo resistencia del álabes a la fatiga, llevando a cabo simulaciones fluido dinámicas donde se estudió el impacto del jet de agua contra el álabes y estos resultados se utilizaron para verificar estructuralmente el álabes en distintas condiciones de uso de la turbina, como por ejemplo, turbina detenida y en movimiento, con los tornillos de sujeción con precarga y sin ella. Todas estas condiciones fueron contrastadas con lo que se predijo en forma teórica.

El uso de estas técnicas puede reducir considerablemente las costosas pruebas experimentales que se realizan mediante el método de prueba y error en el campo de las pequeñas turbinas hidráulicas.

Palabras Clave – Microturbina Pelton, Alabe, CFD, Propiedades Mecánicas.

Abstract

The design of small hydraulic turbines such as Pelton turbines and other impulse turbines has been based on existing technical knowledge, generally from large machines, and design improvements were mainly made after extensive experimental testing using trial and error. In recent times, a great effort has been made to better understand the details of the complex flow in this type of machine, with the help of computational fluid dynamics (CFD) and modern numerical modeling.

In this work, the design of a Pelton microturbine blade was carried out. Two tentative models of the blade were designed, and the one with the best performance was selected based on CFD simulations performed on these models. These simulations were compared with the predictions of the one-dimensional theory of hydraulic machines.

In addition, the most suitable material for this type of turbine was selected, focusing on materials with high hardness values and good resistance to oxidation.

The structural verification of the model was carried out, including blade fatigue resistance, by performing fluid dynamics simulations where the impact of the water jet against the blade was studied. These results were used to structurally verify the blade under different conditions of turbine use, such as when the turbine is stopped and in motion, with and without preloaded fastening screws. All of these conditions were compared with what was predicted theoretically.

The use of these techniques can significantly reduce the costly experimental testing carried out using the trial and error method in the field of small hydraulic turbines.

Keywords – Pelton Microturbine, Blade, CFD, Mechanical Properties.

1. Introducción

La creciente demanda de energía eléctrica en las últimas décadas y la necesidad de incrementar el uso de energías limpias ha impulsado el desarrollo de nuevas tecnologías como la energía solar y la energía eólica. Sin embargo, las viejas tecnologías como las turbinas hidráulicas continúan teniendo protagonismo en el mundo de las energías renovables, sobre todo en zonas cordilleranas donde los grandes saltos de agua disponibles resultan ser muy interesantes para su explotación y donde la implementación de las restantes energías renovables es más dificultosa o menos eficiente.

En este contexto es que las microturbinas Pelton (Fig. 1) encuentran aplicación en aquellos lugares aislados de la red eléctrica, donde no se requieren grandes cantidades de energía y existen pequeños cursos de agua con grandes saltos aprovechables.

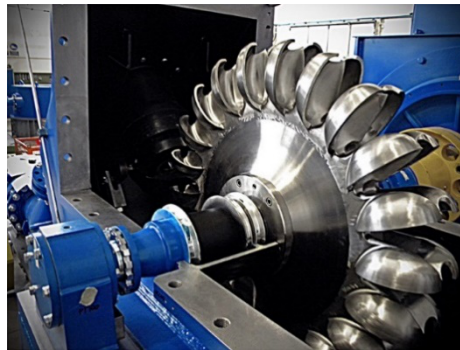


Fig. 1. Microturbina Pelton.

Uno de los componentes principales de las turbinas Pelton es el álabe o cuchara. A lo largo de la historia de las turbinas Pelton los álaves han ido mejorando su rendimiento, pero en esencia no han cambiado en su forma básica. Las cucharas están formadas por dos semi elipsoides que comparten un borde o filo en común. Las cucharas se ubican en la periferia de un rodete macizo (disco) y el jet de agua impacta tangencialmente al mismo. El agua se divide exactamente en dos partes iguales por el filo de la cuchara y es desviada casi 180° entregando la mayor cantidad posible de energía al rodete. El jet de agua se divide en dos partes iguales para cancelar las fuerzas axiales sobre el eje del rodete.

1.1. Diseño Hidráulico

Lo primero que se debe definir es la altura neta de la turbina H_N . Esta altura se define como la altura que es puesta a disposición de la turbina y es igual a la diferencia de alturas totales entre la entrada (E) y la salida de la turbina (S), $H_N = H_E - H_S$. En el caso de las turbinas Pelton la entrada se considera que es el inyector y la salida es la cuchara. Pero como en estas turbinas el intercambio de energía se realiza a presión atmosférica se puede decir que $H_S = 0 \text{ m}$. Con lo cual, $H_N = H_E$ y la altura neta es igual a la altura a la entrada en el inyector.

Una vez que el agua sale a la atmósfera se convierte toda la energía de presión disponible a la entrada en energía cinética menos las pérdidas en el inyector. La velocidad del chorro de agua está dada por la ecuación de Torricelli,

$$c_1 = k_c \sqrt{2 \cdot g \cdot H_N} \quad (1)$$

Donde k_c es el rendimiento del inyector igual a 0,98 como valor habitual [1].

De consultas realizadas con fabricantes regionales y nacionales, y por propia experiencia, las alturas aprovechables en nuestro país para este tipo de máquinas están entre 40 y 100 m. Se define

entonces la altura de diseño en un valor de 70 metros. Cabe aclarar que el diseño propuesto podrá ser usado con otras alturas.

Las turbinas Pelton son turbinas tangenciales, y, por lo tanto, la velocidad periférica a la entrada y a la salida de la cuchara es la misma para radios homónimos. Si la turbina gira a una velocidad n (rpm), la velocidad tangencial es igual a

$$u = u_1 = u_2 = n \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{D}{2} \quad (2)$$

Dónde $D=2.R$ es el diámetro primitivo del rodete. Este diámetro es particularmente importante porque el centro del chorro de agua debe ser tangente al mismo (ver Fig. 2).

Otros diámetros característicos son: Diámetro del rodete $D_a=2.R_a$, Diámetro de la punta del splitter o filo, $D_s=2.R_s$ y Diámetro del inyector, d_0 .

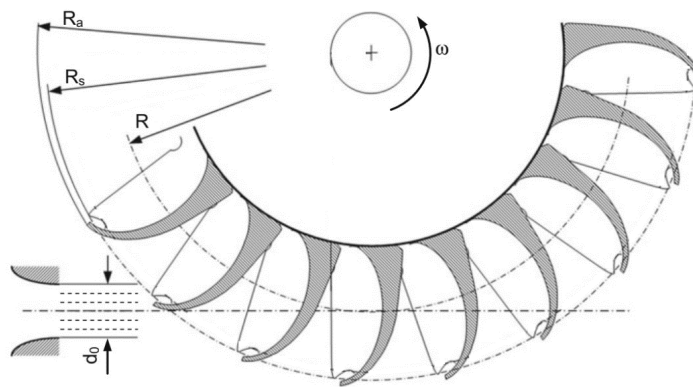


Fig. 2. Definiciones de diámetros en turbinas Pelton [2].

La determinación del diámetro primitivo del rodete está influenciada por la velocidad de rotación del generador (debido a su número de polos) y por la velocidad del chorro de agua. Es sabido que, si la energía eléctrica generada por la turbina es vertida directamente a la red eléctrica, la frecuencia de la electricidad debe ser constante e igual a 50 Hz. En nuestro caso, se decidió dejar sujeta la selección del generador a la disponibilidad del mercado; y se decidió fijar el diámetro primitivo en $D = 300$ mm. Otro parámetro adoptado en función de la experiencia adquirida a través del tiempo en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, es el diámetro del chorro d_0 el cual se fijó, para las condiciones planteadas, en un valor de 30 mm.

La velocidad absoluta del agua (c_1) y la velocidad periférica del rodete (u_1) ya son conocidas para todos los filamentos que coinciden con el diámetro primitivo D , entonces es posible calcular la velocidad relativa del agua (w_1) respecto de la cuchara a partir de $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$. De esta manera, el triángulo de velocidad al ingreso de la cuchara es el mostrado en la Fig. 3.

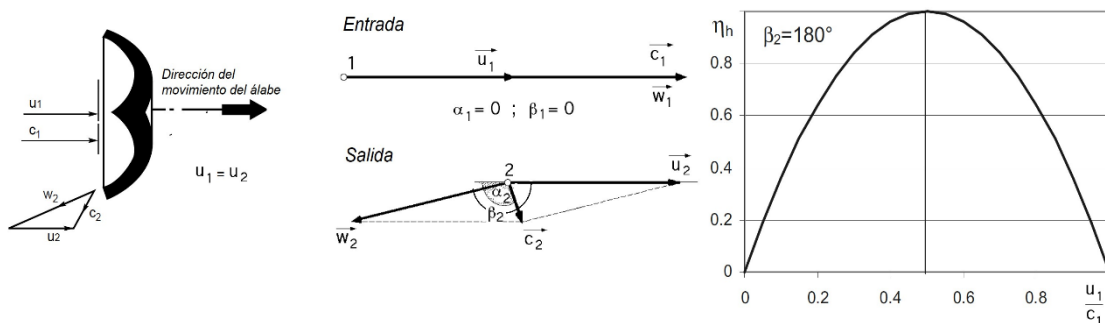


Fig.3. Triángulos de velocidades de una turbina Pelton.

Se observa en dicha figura, que el chorro de agua se divide en dos partes iguales a partir del filo de la cuchara y se produce un desvío que idealmente es de 180° para que se produzca la máxima fuerza sobre la cuchara. Si se supone que no existe fricción en la cuchara entonces la velocidad relativa al ingreso es la misma que a la salida, $w_1 = w_2$, con lo cual la velocidad absoluta a la salida de la cuchara sería igual a cero. Este sería el caso ideal. En realidad, no es posible que el agua se desvíe 180° porque el agua que sale de una cuchara impactaría en el dorso de la siguiente cuchara, generando un momento contrario al sentido de giro frenando el rodete. Además, existe fricción en la cuchara y la velocidad relativa a la salida no es igual a la velocidad relativa a la entrada. Teóricamente, la velocidad periférica u debería ser igual a la mitad de la velocidad del chorro c , como se observa en la Fig. 3. En la realidad, la velocidad periférica, y su coeficiente de velocidad periférica $k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}}$, se debe obtener en un banco de pruebas y se ha encontrado que su valor óptimo ronda entre 0,44-0,46 con un valor medio habitual de 0,45 [2].

1.2. Fuerza y potencia en turbinas Pelton

Según la teoría unidimensional es posible tomar una línea de corriente en representación de todo el flujo para poder calcular la fuerza que ejerce el chorro sobre la cuchara a partir del Teorema de Transporte de Reynolds aplicado a la cantidad de movimiento lineal, en un volumen de control como el de la Fig. 4.

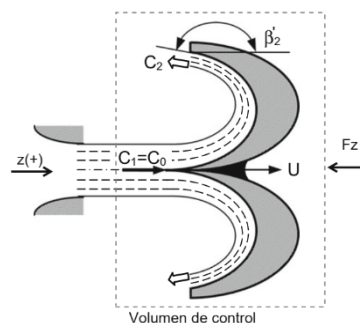


Fig. 4. Volumen de control en movimiento de traslación y fuerza externa [2].

El teorema se escribe como sigue,

$$\frac{d}{dt} \cdot (B_{sist}) = \frac{d}{dt} \left(\int_{cv} \beta \cdot \rho \cdot dVol \right) + \int_{cs} \beta \cdot \rho \cdot \left(\vec{v} \cdot \vec{n} \right) dA \quad (3)$$

Donde:

- B es una propiedad que puede ser masa, cantidad de movimiento, cantidad de movimiento angular o energía.
- β es la propiedad intensiva de B.
- cv , es el volumen de control.
- cs , es la superficie de control.
- $\vec{v}$, es la velocidad a la que ingresa o egresa la propiedad B.
- $\vec{n}$, vector normal a la superficie de control.

Aplicando el Teorema de Transporte de Reynolds se obtiene la fuerza que ejerce el chorro de agua sobre el volumen de control, o sea, la cuchara, teniendo en cuenta las siguientes hipótesis: El eje z está alineado con el centro del jet de agua, No existen variaciones de densidad en el sistema, $\rho = \rho_1 =$

ρ_2 , el sistema es estacionario. Luego, el término de la variación en el tiempo es nulo, y No existe fricción en el álabe, con lo cual, $w_1 = w_2 = w$.

Con estas hipótesis se obtiene lo siguiente,

$$F_z = \dot{m}w(1 + \cos(\beta_2)) \quad (4)$$

Y la potencia es igual a la fuerza multiplicada por la velocidad de traslación de la cuchara o del volumen de control,

$$P = F_z u = \dot{m}w(1 + \cos(\beta_2))u \quad (5)$$

Observar que si $\beta_2 = 0^\circ$, es decir, que el flujo de agua da un giro de 180° , la potencia y la fuerza es máxima.

De acuerdo a esto, y para los parámetros adoptados, mencionados anteriormente se obtuvieron los parámetros de operación que se muestran en la tabla 1. Los mismos son usados en las simulaciones realizadas.

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento obtenidos

c_1 [m/s]	u_1 [m/s]	Q [m ³ /s]	n [r.p.m]	F_z [N]*[a]	F_z [N]**[b]	P [kW]
36,32	16,34	0.256	1601,7	1832,9	824.8	13.48

1.3. Geometría de la cuchara y número de cucharas

La bibliografía disponible [1] [3] define las principales dimensiones de las cucharas en función del parámetro conocido como relación de diámetros. Existen límites máximos y mínimos para esta relación de diámetros donde el rendimiento se mantiene en niveles aceptables. La bibliografía recomienda que la relación de diámetro se encuentre entre 1/30 y 1/9.

Si la relación es excesivamente pequeña el chorro de agua pierde calidad al tener que recorrer un largo camino desde el inyector hasta el rodete. Además, al incrementarse el diámetro del rodete, aumenta el número de cucharas dificultando la evacuación del agua. Por el contrario, si la relación es muy grande, el número de cucharas disminuye y aumentan su tamaño, dificultándose el alojamiento de las mismas en el rodete. Esto produce también que el rendimiento disminuya al no poder aprovechar la totalidad del agua.

De acuerdo a esto se diseñaron dos modelos de cuchara para los extremos de los rangos recomendados, los que se observan en la Fig. 5.

Para determinar el número de cucharas de cada modelo se aplicaron los métodos de los diferentes autores [1] [2]. Los resultados se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Determinación del Número de Cucharas

Referencia	Rango Inferior	Rango superior
[1]	17	14
[2]	22	19

Finalmente, analizando los diseños planteados, se adoptaron 22 cucharas para el rango Inferior y 19 cucharas para el rango superior.

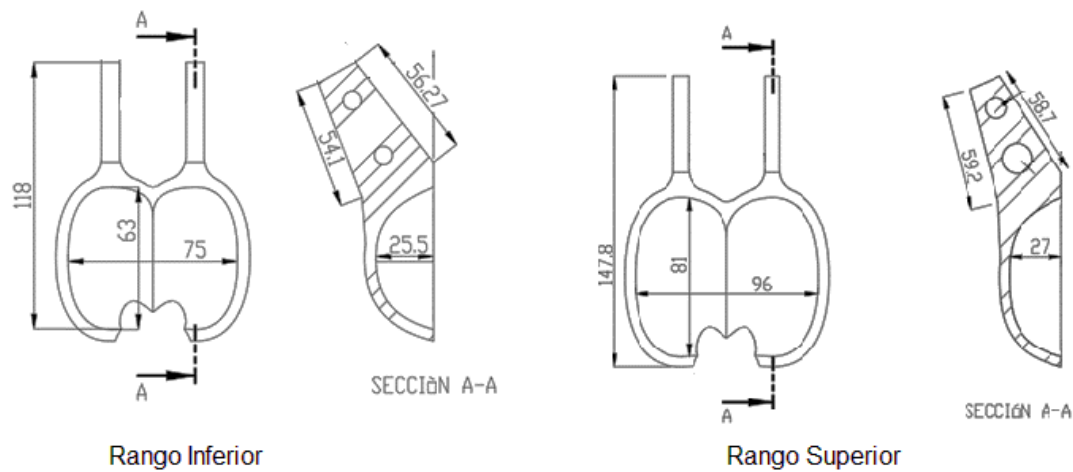


Fig. 5. Modelos de cuchara diseñados.

2. Simulación numérica del flujo

El dominio computacional a analizar es un prisma que cubre la cuchara y el inyector. Las celdas del dominio son cúbicas y tienen un tamaño de 15mm, como se muestra en la Fig. 6. La cuchara se ubicó en una posición tal que una de las cucharas se encuentra a punto de interceptar su filo con el chorro de agua. Con el fin de reducir tiempo de cálculo se definieron dos subdominios adicionales. Cada uno de ellos recibió refinamientos independientes de las celdas del dominio global. De esta manera, se definió un primer subdominio cilíndrico concéntrico al chorro de agua y un segundo subdominio sobre las caras internas de la cuchara y la cara del inyector.

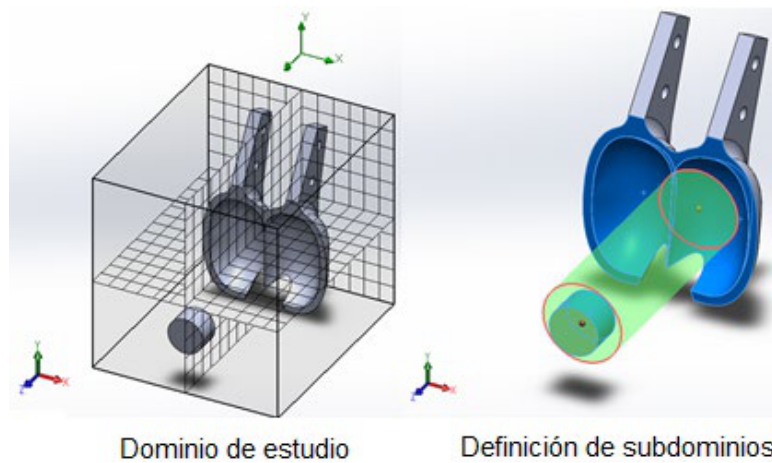


Fig. 6. Dominio computacional.

Se realizó un estudio de convergencia de mallas (Fig. 7) y finalmente se adoptó una malla de aproximadamente 203.000 celdas (DP4 en la Fig. 7).

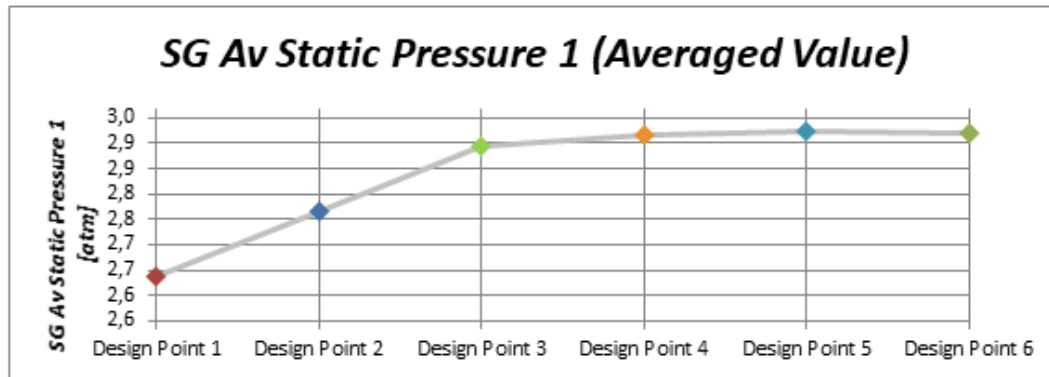


Fig. 7. Análisis de convergencia.

2.1. Comparación de los resultados con la teoría unidimensional

Como se mostró en el anteriormente, se calculó la fuerza que ejerce el agua sobre la cuchara a partir de la teoría unidimensional. Dicha teoría se basa en ciertas hipótesis que permiten simplificar el problema, pero esta teoría solo es capaz de predecir el valor de la fuerza en el sentido del eje z , mientras que las simulaciones nos brindan la fuerza del jet de agua en todos los ejes coordenados. En este punto es posible comparar los resultados obtenidos a partir de la teoría con los resultados de la simulación.

La simulación arrojó un valor de la fuerza en z de $|F_z| = 1580,6$ N, lo que representa una diferencia porcentual del 13,76%. Como ya se mencionó, esta diferencia se debe a que la simulación es capaz de representar el flujo del agua sobre la cuchara, mientras que la teoría unidimensional solo tiene en cuenta una línea de corriente y se asume que todo el flujo sigue dicha trayectoria. En la Fig. 8 se muestran imágenes de la simulación donde se graficaron 200 líneas de corriente que permiten visualizar la diferencia entre la teoría unidimensional y la simulación. Las distintas tonalidades de las líneas de corriente representan el módulo de la velocidad, donde el color rojo son las mayores velocidades y el color azul las menores velocidades.

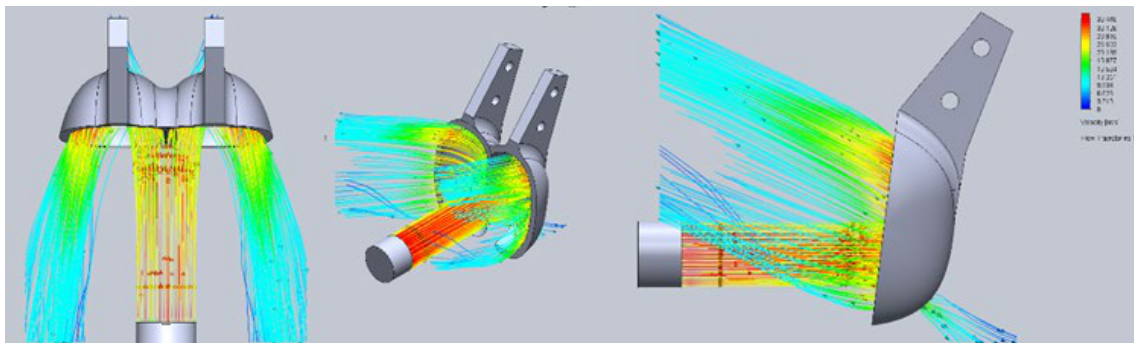


Fig. 8. Resultados de la simulación mediante CFD.

3. Análisis Tensional

Se realizó la verificación de las tensiones para la cuchara en posición estática y en movimiento.

3.1. Cuchara estática

Se realizó el análisis de tensiones para la turbina detenida. En esta posición la cuchara recibe toda la energía del agua, y, por lo tanto, la cuchara se encuentra bajo las máximas solicitaciones posibles

por efecto del agua. Sin embargo, como se verá más adelante, cuando la turbina se pone en movimiento, el efecto del agua disminuye y el módulo de la fuerza centrífuga se incrementa, tornándose comparable con la fuerza ejercida por el agua.

En la Fig. 9 se puede observar como el filo de la primera cuchara de la izquierda está a punto de entrar en contacto con el chorro de agua. Con esta posición de la cuchara se realizaron las simulaciones fluidodinámicas y los resultados se utilizaron para dimensionar los pernos y para realizar las simulaciones de tensiones sobre la cuchara.

3.2. Dimensionamiento de los Pernos

Para dimensionar los pernos se deben analizar dos situaciones. Una donde a los pernos se les aplica la precarga necesaria para sujetar las partes con firmeza, y otra, donde por cuestiones operativas de la turbina (vibraciones y sucesivos impactos del agua, la precarga se pierde y los pernos pasan a trabajar a corte puro y aplastamiento. En este último caso, también se debe verificar el aplastamiento de los brazos de la cuchara.

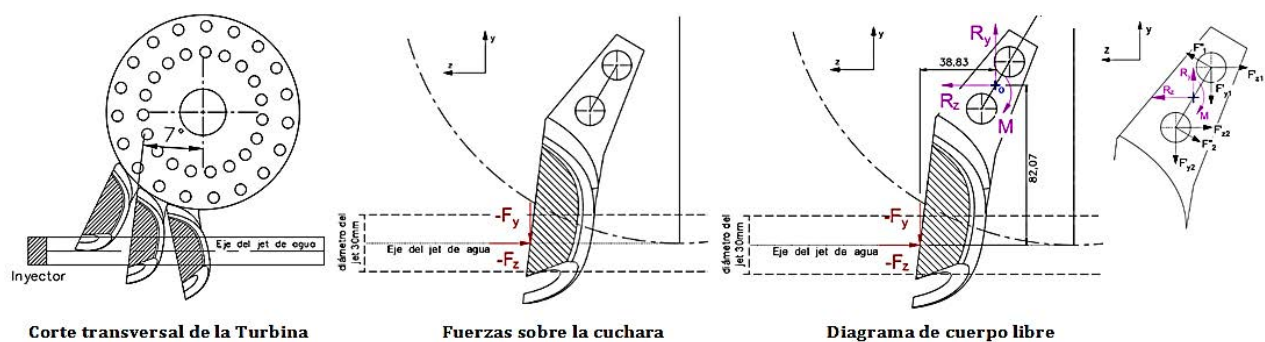


Fig. 9. Fuerzas intervinientes en la cuchara.

En toda unión atornillada los pernos se precargan para que la fricción generada entre las partes sea quien toma toda la carga aplicada. El cálculo se llevó a cabo siguiendo la metodología de autores pertinentes [4]. Los resultados se muestran en la tabla 3.

Tabla 3: Fricción generada por el pretensado del perno.

Ø	Área de prueba, A_t [mm ²]	Fuerza de pretensado, F_i [N]	Fuerza de fricción [N]
M8	36,6	10500	1575
M10	58	16639	2496
M12	84,3	24184	3628

Como se puede observar, se debe seleccionar pernos M10 para resistir una fuerza de aproximadamente 1800 N cuando la turbina se encuentra detenida.

Si los tornillos pierden su fuerza de pretensado, se debe verificar los tornillos a corte y aplastamiento, y los brazos de la cuchara solamente a aplastamiento (en nuestro caso no existe la posibilidad de desgarramiento porque las cucharas se apoyarían unas contra otras).

En la Fig. 9 se puede observar que las fuerzas son excéntricas respecto del centro de pivote de los agujeros, con lo cual se debe aplicar un método de cálculo particular para determinar las fuerzas existentes sobre los pernos.

De los cálculos y las simulaciones llevadas adelante se pudo concluir que la cuchara no falla bajo cargas estáticas cuando se pierde la fuerza de pretensado.

En la Fig. 10 pueden observarse algunos resultados de las simulaciones.

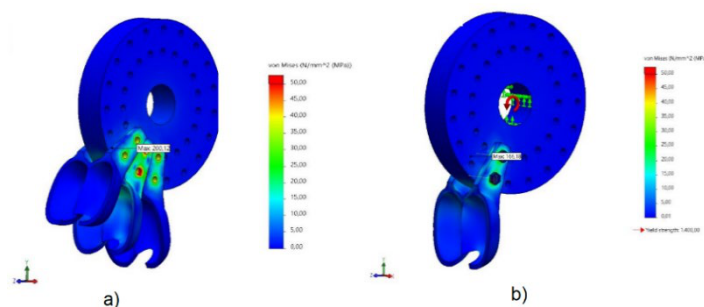


Fig. 10. Tensiones en la cuchara a) con la turbina detenida, b) con la turbina en movimiento

4. Conclusiones

Se diseñó el álabe de una microturbina Pelton a partir de los parámetros sugeridos por la bibliografía existente y a partir de consultas realizadas a fabricantes locales de este tipo de turbinas. Se utilizó el software SolidWorks para el modelado 3d y la verificación de su aptitud ante las solicitudes mecánicas del caso. Se realizó una investigación y selección de materiales para determinar cuáles serían los más apropiados para esta aplicación. Como muestran los resultados de las simulaciones, las tensiones obtenidas son bajas en comparación con la tensión de fluencia, y esto es consecuencia de que la decisión de seleccionar este material se basó principalmente en el valor de dureza que se alcanza con el tratamiento térmico y no tanto por su tensión de fluencia. Con este material se espera disminuir la velocidad del desgaste y prolongar la vida útil de la cuchara. El uso de estas técnicas puede reducir considerablemente las costosas pruebas experimentales que se realizan mediante el método de prueba y error en el campo de las pequeñas turbinas hidráulicas.

Agradecimientos

El presente trabajo se encuentra enmarcado en el Proyecto de Investigación 04/I-268, Estudio y Desarrollo de Turbomáquinas y Sistemas Asociados Aplicados a Pequeñas Fuentes de Energía Renovable II, aprobado por la Universidad Nacional del Comahue (2022-2025).

Referencias

- [1] C. Mataix, “Estudio y proyecto de las T H tangenciales: Turbinas Pelton” en *Turbomáquinas Hidráulicas*, Madrid, España, ICAI, 2009, Capítulo 13, pp 891-964. ISBN-978-84-8468-252-3.
- [2] Zh. Zhang, “Working Principle of Pelton Turbines” in *Pelton Turbines*, Zurich, Switzerland: Springer-Verlag, 2016, chapter 2, pp 13-28, ISBN 978-3-319-31908-7.
- [3] V. Schnitzer, (2009). “Micro Hydro Power”, GTZ Ger and Hydro, Bammental, Germany, 2009, Vol 118.
- [4] Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F.: Mc Graw-Hill/Interamericana Editores, 2008, ISBN-10: 970-10-6404-6.
- [5] ROBERT L. Norton, (2011). *Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado*, México, Cuarta Edición, Pearson Educación, 2011, ISBN: 978-607-32-0589-4.