

SIMULACIÓN NUMÉRICA COMPUTACIONAL DEL COMPORTAMIENTO FLUIDODINÁMICO DE UNA TURBINA PELTON MEDIANTE LOS MODELOS DE TURBULENCIAS $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ SST

(COMPUTATIONAL NUMERICAL SIMULATION OF THE FLUID-DYNAMIC BEHAVIOR OF A PELTON TURBINE USING THE $k-\varepsilon$ AND SST TURBULENCE MODELS)

YESSICA SALAZAR MARVAL¹, YORDY GONZÁLEZ – RONDÓN^{1,2}, JOHNNY JOSÉ MARTÍNEZ³

¹Universidad de Oriente, Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM). Puerto La Cruz, estado Anzoátegui, Venezuela.

²Instituto de Investigaciones en Biomedicina y Ciencias Aplicadas «Dra. Susan Tai». Universidad de Oriente. Cumaná. Venezuela

³Universidad de Oriente, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Mecánica. Puerto La Cruz, estado Anzoátegui, Venezuela.

yordygonzalez@hotmail.com

RESUMEN

En este artículo se evaluó el comportamiento fluidodinámico del chorro de agua que impacta en la cuchara de una turbina Pelton de laboratorio Armfield FM-32 acoplada a una unidad de servicio Armfield FMSU, para diferentes aperturas de la boquilla del inyector de la turbina, empleando la teoría de la dinámica de fluidos computacional (computational fluid dynamics, CFD). La metodología consistió en tomar las dimensiones del prototipo y construir con un software CAD la geometría de la turbina Pelton en 3D. Asimismo, se diseñaron modelos físicos con distintos porcentajes de aperturas (100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 y 15,00 %) de la boquilla del inyector, y se discretizaron los dominios de cálculos aplicando la técnica de mallado no estructurado. Las simulaciones se realizaron con un software de DFC en estado transitorio aplicando dos (2) modelos de turbulencias, $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ SST. Los resultados numéricos mostraron las curvas de convergencia de la turbulencia y del momento y masa para cada porcentaje de apertura del inyector. También se determinó el comportamiento de la presión y líneas de velocidad del chorro de agua, y los contornos de la presión en la cuchara de la turbina para los distintos porcentajes de aperturas del inyector con ambos modelos de turbulencia. El estudio demostró que las simulaciones numéricas del comportamiento fluidodinámico del chorro de agua en las cucharas de la turbina mediante el software DFC generaron resultados confiables en la predicción del comportamiento del flujo. Se concluyó que el modelo de turbulencia que mejor representó el comportamiento fluidodinámico del chorro de agua en las cucharas de la turbina es el $k-\omega$ SST.

Palabras clave: Dinámica de fluidos computacional, modelo de turbulencia, turbina hidráulica.

ABSTRACT

In this article, the fluid dynamic behavior of the water jet that impacts the ladle of an Armfield FM-32 laboratory Pelton turbine coupled to an Armfield FMSU service unit was evaluated, for different openings of the turbine injector nozzle, using the theory of computational fluid dynamics (computational fluid dynamics, CFD). The methodology consisted of taking the dimensions of the prototype and building the geometry of the Pelton turbine in 3D with CAD software. Likewise, physical models were designed with different percentages of openings (100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 and 15,00%) of the injector nozzle, and the calculation domains were discretized by applying the unstructured meshing technique. The simulations were carried out with transient state CFD software applying two (2) turbulence models, k- ϵ and k- ϵ y k- ω SST. The numerical results showed the convergence curves of turbulence and momentum and mass for each injector opening percentage. The behavior of the pressure and velocity of the water jet, and the pressure contours in the turbine spoon for the different percentages of injector openings with both turbulence models, were also determined. The study demonstrated that numerical simulations of the fluid dynamic behavior of the water jet in the turbine ladles using CFD software generated reliable results in predicting the flow behavior. It was concluded that the turbulence model that best represented the fluid-dynamic behavior of the water jet in the turbine spoons is the k- ω SST.

Keywords: Computational fluid dynamics, turbulence model, hydraulic turbine.

INTRODUCCIÓN

La energía hidroeléctrica se considera una fuente de energía renovable, limpia y sostenible, que se puede generar en grandes y pequeños ríos, o en canales naturales (COMINO *ET AL.* 2020; KIRKE 2020; ZAMORA-JUÁREZ *ET AL.* 2023). El desarrollo y la implementación de centrales para producir este tipo de energía han estado ligados a entornos naturales, pero también está teniendo sus inicios en grandes ciudades como un potencial de fuentes de energía (KUMANO *ET AL.* 2018; HAN *ET AL.* 2021). A nivel mundial la hidroeléctrica representa aproximadamente la cuarta parte de la producción total de electricidad, y los países más importantes que constituyen esta fuente de electricidad son Noruega, Zaire y Brasil; otros países como Canadá, Estados Unidos y China, también utilizan dicho sistema con muy buenos resultados (SALAZAR 2015). En Venezuela, la energía hidroeléctrica representó alrededor del 70,00 % del total de generación

de energía en los últimos cinco (5) años.

La central hidroeléctrica está constituida por diversas instalaciones y equipos, y uno de los más importantes entre estos es la turbina hidráulica, la cual puede ser de tipo Francis, Kaplan Pelton, entre otras. La tipo Pelton es una turbina de acción de flujo radial, que se utiliza en elevadas alturas y bajos caudales. El agua suele salir de uno o más inyectores de alta presión en forma de chorro, lo cual impacta a un conjunto de cucharas unido a un rodete; este proceso es el responsable de la conversión de casi toda la energía cinética del agua en energía mecánica mediante un cambio de impulso, esto a su vez es utilizado para producir energía eléctrica a través de un generador (; PERRIG *ET AL.* 2006; ARMFIELD 2007, PERRIG 2007).

El análisis del funcionamiento de la turbina Pelton ha sido abordado desde hace más de un siglo desde su invención por Lester Pelton en 1889 (SOLEMSLIE & DAHLHAUG 2012). La

predicción del rendimiento de las máquinas hidráulicas, como la eficiencia y el comportamiento dinámico en diferentes condiciones operativas, es de gran interés para los fabricantes (PERRIG ET AL. 2006). El diseño de la turbina Pelton puede centrarse en las dimensiones geométricas de sus elementos considerando condiciones de operación como carga hidráulica, características del generador eléctrico y caudal disponible, entre otras, y se ha investigado utilizando enfoques tanto numéricos como experimentales (QASIM ET AL. 2022; ZAMORA-JUÁREZ ET AL. 2023).

La experimentación es el método más común para evaluar su desempeño, sin embargo, puede ser costosa y no proporciona información detallada de los parámetros locales (GUPTA ET AL. 2016). Por ello, se han desarrollado métodos para reducir la complejidad en este proceso, siendo el más utilizado la dinámica de fluidos computacional (DFC). La aplicación DFC permite modelar, mediante esquemas numéricos, el flujo básico y el momento de un flujo continuo para resolver diversos problemas de transferencia de calor y masa a partir de las ecuaciones de cantidad de movimiento de Navier-Stokes y la ecuación de la energía (LÓPEZ-REBOLLAR ET AL. 2021). Los resultados obtenidos de este análisis permiten obtener información detallada del flujo a nivel local para evaluar y optimizar la geometría de los diferentes elementos que componen el sistema (SHIKAMA ET AL. 2021).

Debido a que en las turbinas tipo Pelton, para obtener mayor productividad, eficiencia y el mejor diseño, se requieren de muchos procesos que garanticen un mejor entendimiento del comportamiento del chorro de agua en las cucharas, y que esto no es tan fácil de conseguir debido a que el flujo de agua al salir del inyector entra en superficie libre produciendo distintos regímenes de flujo en toda la superficie de la misma (BAJRACHARYA ET AL. 2019). Además, el poco conocimiento de la física de

los fenómenos que ocurren en la interacción entre el chorro de agua y las cucharas es limitante para obtener un modelo numérico que englobe los distintos comportamientos dinámicos que se presentan en dicha zona (GUPTA ET AL. 2016); la DFC abre un campo en el avance del estudio del comportamiento fluidodinámico en las turbinas Pelton.

Como se ha escrito en la literatura, según el principio de funcionamiento de la turbina Pelton la calidad del chorro influye en el rendimiento de la turbina (HAN ET AL. 2021), que el inyector de la turbina juega un papel importante en generar la alta velocidad del chorro como para regular el caudal (MESSA ET AL. 2019), que para predecir el flujo turbulento en la cuchara y el inyector de una turbina hidráulica se recomienda utilizar el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ estándar, el modelo RNG $k-\epsilon$ para la turbina de flujo cruzado, mientras que se sugiere el modelo SST $k-\omega$ para turbinas de hélice o de canal abierto como la Pelton, en este sentido, el presente estudio plantea evaluar el comportamiento fluidodinámico del chorro de agua que impacta en la cuchara de una turbina Pelton de laboratorio Armfield FM-32 acoplada a una unidad de servicio Armfield FMSU, para diferentes aperturas de la boquilla del inyector de la turbina, empleando la teoría de la DFC con dos (2) modelos de turbulencia: $k-\epsilon$ y $k-\omega$ SST.

Con el objetivo planteado se busca obtener mayor detalle sobre las características locales del flujo y la física de los fenómenos que actúan en la dinámica del fluido. Para esto se construirán distintos modelos físicos de la turbina Pelton FM-32 con porcentajes de aperturas de la boquilla del inyector de 100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 y 15,00 %. Se realizarán pruebas experimentales a la turbina Pelton FM-32 ubicada en el Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento de la Universidad de Oriente, para verificar la sensibilidad de cada malla del modelo numérico

diseñado.

MATERIALES Y MÉTODOS

En el estudio se desarrolla el modelo numérico 3D de una turbina tipo Pelton de laboratorio Armfield FM-32 acoplada a una unidad de servicio Armfield FMSU (ARMFIELD 2007).

Ecuaciones de movimiento

Para flujo laminar estacionario de un fluido viscoso, newtoniano, incompresible y sin efectos de superficie libre, las ecuaciones de movimiento son las ecuaciones de continuidad:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

Y la ecuación de Navier-Stokes:

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} \quad (2)$$

En realidad, la ecuación 1 es de conservación de la masa, mientras que la ecuación 2 es la de transporte, que representa el transporte de cantidad de movimiento lineal en el dominio computacional. Las ecuaciones (1 y 2) se aplican solo a flujos incompresibles, en los que también se supone que ρ y ν son constantes. Por lo tanto, para el flujo tridimensional en coordenadas cartesianas son cuatro ecuaciones diferenciales, acopladas para cuatro incógnitas u, v, w, P' . Los flujos de líquidos pueden tratarse casi siempre como incompresibles, y en el caso de muchos flujos de gas, el flujo está a un número de Mach suficientemente bajo para que se interprete como un fluido casi incompresible (GONZÁLEZ-RONDÓN ET AL. 2021).

Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Cantidad de movimiento en x:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (4)$$

Cantidad de movimiento en y:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (5)$$

Cantidad de movimiento en z:

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (6)$$

Donde, P' es la presión; u, v, w es el vector unitario de la velocidad; x, y, z presentan las coordenadas cartesianas espaciales; ρ la densidad del fluido; t el tiempo.

Modelo de turbulencia k-ε

Para considerar los efectos de turbulencia en el flujo de fluidos del área de la turbina, el modelo de turbulencia K-ε es adecuado (GONZÁLEZ-RONDÓN ET AL. 2021). El modelo de turbulencia k-ε utiliza un acercamiento de la función de pared que mejora los resultados cuando la malla cercana a la pared es muy fina. La función de pared, permite una solución arbitraria en rejillas finas cercanas a la pared, que es una significativa mejora dentro de las funciones estándares de pared. El modelo está basado en la hipótesis de difusividad de remolino y permite expresar los esfuerzos de

Reynolds en términos del gradiente de la velocidad. Este modelo de turbulencia evita la singularidad para un valor bajo de turbulencia, y se ha reportado en estudios previos (GONZÁLEZ-RONDÓN ET AL. 2021). Es un modelo semiempírico de dos ecuaciones que se basan en la ecuación de la energía cinética de turbulencia k , que representa las fluctuaciones de la velocidad, y en la ecuación de la razón de disipación ϵ , es la disipación turbulenta de torbellino (la razón con la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan), como se muestra a continuación (GONZÁLEZ-RONDÓN ET AL. 2021):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot (\rho \epsilon \vec{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} S_\epsilon \quad (8)$$

Donde, k es la energía cinética turbulenta; μ_t la viscosidad turbulenta; G_k la generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad; G_b la generación de energía cinética turbulenta debido a fuerzas de flotación; Y_m la contribución a la razón de disipación debido a efectos de compresibilidad;

S_k término fuente; y las constantes $C_2 = 1,90$,

$\sigma_k = 1,00$, y $\sigma_\epsilon = 1,20$.

Modelo k- ϵ SST

Este modelo fue desarrollado y descrito por MENTER (1994), el cual trata de conseguir una mezcla entre la precisa y robusta formulación

del modelo k- ϵ en la zona cercana a la pared y los buenos resultados que da el modelo k- ω en la zona interior del campo fluido (ARMPFIELD 2007). Asimismo, el modelo de turbulencia k- ω SST, es un modelo de transporte de la tensión de cizallamiento (SST), usa la formulación k- ω en las partes interiores de la capa límite, lo cual hace que el modelo sea utilizable en toda la trayectoria hacia abajo de la pared, a través de la sub-capa viscosa, por lo tanto, el modelo k- ω SST puede ser utilizado como un bajo número de Reynolds, modelo de turbulencia y sin ninguna función de amortiguación adicional. La formulación SST, también cambia a un comportamiento k- ω en la corriente libre y por lo tanto evita el problema k- ω común. El modelo es muy sensible a las propiedades de la turbulencia de entrada libre de flujo.

Los autores que utilizan el modelo k- ω SST a menudo lo recomiendan, por su buen comportamiento en los gradientes de presión adversos y separación de flujo. El modelo k- ω SST produce grandes niveles de turbulencia en las regiones con una variedad normal, al igual que las regiones de estancamiento y regiones con una fuerte aceleración. Esta tendencia es mucho menos pronunciada que con un modelo normal k- ω . Las ecuaciones de transporte para k y ω se detallan a continuación:

Ecuación para k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (9)$$

Ecuación para ω :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (10)$$

Donde, ω es la energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad promediados de k y ω ; Γ_k y Γ_ω es la

difusividad efectiva de y ; y son la disipación de y debido a la turbulencia; y términos de fuente.

Modelo geométrico y mallado

Se diseñó la geometría del modelo computacional en 3D de la turbina tipo Pelton con un software CAD. Las dimensiones de la carcasa, la cuchara, rueda motriz, aguja del inyector, diámetro de tubo, longitud total de la aguja y el diámetro de la boquilla del inyector fueron tomadas de la turbina Pelton Armfield FM-32 (ARMFIELD 2007), ubicada en el Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento de la Universidad de Oriente. La geometría fue exportada al software de análisis de DFC como se muestra en la **Figura 1**.

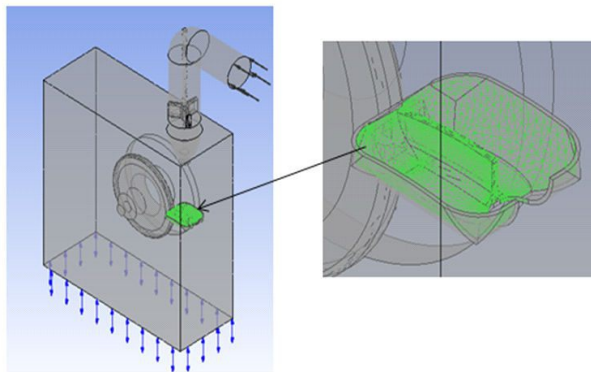


Figura 1. Modelo físico de la turbina Pelton. El mallado de la turbina Pelton se realizó con el método Lagrangiano, se establecieron los parámetros de la función de tamaño avanzado en las zonas de curvaturas, se consideró la función de transición como baja y una resolución angular de $35,00^\circ$. Se realizó un refinamiento de la malla en el modelo físico variando el tamaño mínimo de aristas para generar una mayor densidad de malla, produciendo un mejor alcance en el lugar de estudio. La malla de la turbina Pelton se generó para seis (6) porcentajes de aperturas de la boquilla del inyector: 100,00 %, 85,00 %, 75,00 %, 50,00 %, 25,00 % y 15,00 %, como se muestra en la **Tabla 1**. Se realizó un análisis de sensibilidad para cada caso de estudio, comparando con resultados experimentales de la presión estática en la turbina Pelton FM-32.

75,00 %, 50,00 %, 25,00 % y 15,00 %, como se muestra en la **Tabla 1**. Se realizó un análisis de sensibilidad para cada caso de estudio, comparando con resultados experimentales de la presión estática en la turbina Pelton FM-32.

Condiciones de frontera y simulación

La simulación se realizó con una sola cuchara debido a que éstas poseen las mismas dimensiones y se asumió que el resultado sería el mismo en el resto de las cucharas, esto para ahorrar tiempo computacional. Para configurar las propiedades del dominio y las regiones o límites que representan las fronteras de estudio, se seleccionó como tipo de dominio el fluido agua y se definieron las propiedades físicas de la misma. También se configuró la morfología como fluidos continuos y el movimiento del dominio como estacionario. La configuración de la simulación fue en estado transitorio, con una duración de tiempo total de 1,00 s y un paso de tiempo de 0,001 s, previamente se realizaron pruebas para distintos tiempos y los resultados fueron muy similares.

Se establecieron como modelos de turbulencia el $k-\epsilon$ y $k-\omega$ SST, esto para verificar cuál de los modelos representa mejor las condiciones de estudio. Se estableció la entrada del volumen de control como un régimen de flujo de fluido subsónico, en masa y momento, se estableció la presión estática, la cual fue distinta para cada apertura como se muestra en la **Tabla 2**. Estos valores fueron tomados de resultados experimentales de la turbina Pelton FM-32.

El mallado de la turbina Pelton se realizó con el método Lagrangiano, se establecieron los parámetros de la función de tamaño avanzado en las zonas de curvaturas, se consideró la función de transición como baja y una resolución angular de $35,00^\circ$.

Tabla 1. Estadísticas de la malla

PARÁMETROS	Apertura (%)					
	15	25	50	75	85	100
No. de Elementos	4.403.429	4.397.207	4.406.664	4.395.913	4.397.167	4.399.452
No. de nodos	770.272	769.342	770.909	768.878	769.181	769.662
Angulo normal de la curva	35,00°	35,00°	35,00°	35,00°	35,00°	35,00°
Tamaño mínimo (mm)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Tamaño mínimo de cara (mm)	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
Tamaño máximo (mm)	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
Índice de crecimiento	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
Longitud mínima de borde (mm)	2,36E-04	2,36E-04	2,36E-04	2,36E-04	2,36E-04	2,36E-04

Tabla 2. Presiones para los diferentes porcentajes de apertura

Apertura (%)	Apertura (%)					
	15	25	50	75	85	100
Presión estática (kPa)	265,83	254,91	233,81	220,62	218,04	215,04

Se realizó un refinamiento de la malla en el modelo físico variando el tamaño mínimo de aristas para generar una mayor densidad de malla, produciendo un mejor alcance en el lugar de estudio. La malla de la turbina Pelton se generó para seis (6) porcentajes de aperturas de la boquilla del inyector: 100,00 %, 85,00 %, 75,00 %, 50,00 %, 25,00 % y 15,00 %, como se muestra en la **Tabla 1**. Se realizó un análisis de sensibilidad para cada caso de estudio, comparando con resultados experimentales de la presión estática en la turbina Pelton FM-32.

Condiciones de frontera y simulación

La simulación se realizó con una sola cuchara debido a que éstas poseen las mismas dimen-

siones y se asumió que el resultado sería el mismo en el resto de las cucharas, esto para ahorrar tiempo computacional. Para configurar las propiedades del dominio y las regiones o límites que representan las fronteras de estudio, se seleccionó como tipo de dominio el fluido agua y se definieron las propiedades físicas de la misma. También se configuró la morfología como fluidos continuos y el movimiento del dominio como estacionario. La configuración de la simulación fue en estado transitorio, con una duración de tiempo total de 1,00 s y un paso de tiempo de 0,001 s, previamente se realizaron pruebas para distintos tiempos y los resultados fueron muy parecidos.

Se establecieron como modelos de turbulencia el k- ϵ y k- ω SST, esto para verificar cuál de dichos modelos representa mejor las con-

diciones de estudio. Se estableció la entrada del volumen de control como un régimen de flujo de fluido subsónico, en masa y momento, se estableció la presión estática la cual fue distinta para cada apertura como se muestra en la **Tabla 2**. Dichos valores fueron tomados de resultados experimentales de la turbina Pelton FM-32.

En la configuración básica se establecieron las zonas que representan a los alrededores en la geometría, y en el tipo de borde se seleccionó la opción pared de no deslizamiento. En el dominio de salida se estableció el tipo de condición de borde, como apertura, debido a que existe intercambio de flujo en dicha frontera, un régimen de fluido subsónico, en masa y momento se estableció la presión de apertura de 0,00 Pa y una intensidad de turbulencia media médium intensity = 5,00 %. Dichas condiciones fueron establecidas para cada porcentaje de apertura y para los modelos de turbulencia k- ϵ y k- ω SST. Como criterio de convergencia se escogió un error de $1,00 \times 10^{-4}$, el cual fue el valor del error aceptable en la simulación.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Convergencia numérica

La simulación numérica permitió conocer la malla que más se ajusta a cada modelo mate-

mático, para esto se realizó un análisis de sensibilidad a los modelos numéricos que corresponden a las aperturas de 100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 y 15,00 % de la boquilla del inyector, tomando como referencia las presiones experimentales que se muestran en la **tabla 2**. Los resultados arrojaron que para cada malla pertinente a las aperturas antes mencionadas, los números de elementos en la discretización fueron 4.399.452,00; 4.397.167,00; 4.395.913,00; 4.406.664,00; 4.397.207,00 y 4.403.429,00 y los errores en las presiones (experimental y numérica) estuvieron inferiores al 3,00 %, lo que indica una buena sensibilidad en cada caso.

Se graficaron las curvas de la convergencia numérica en la simulación del chorro de agua que impacta con las cucharas de la turbina Pelton, esto para evaluar que las variables del proceso consiguieran la estabilidad en función del tiempo. En la **Figura 2** se muestra el comportamiento de convergencia de las curvas de turbulencia y momento y masa para un porcentaje de apertura del inyector de 75,00 %, y en la **Figura 3** se presenta de igual manera para un porcentaje de apertura del inyector de 15,00 %, ambas figuras representan el modelo k- ϵ . Del mismo modo, para el modelo k- ω SST se evaluó el comportamiento de convergencia, en la **Figura 4** se muestran las curvas de turbulencia y momento y masa para un porcentaje de apertura del inyector de 75,00 %, y

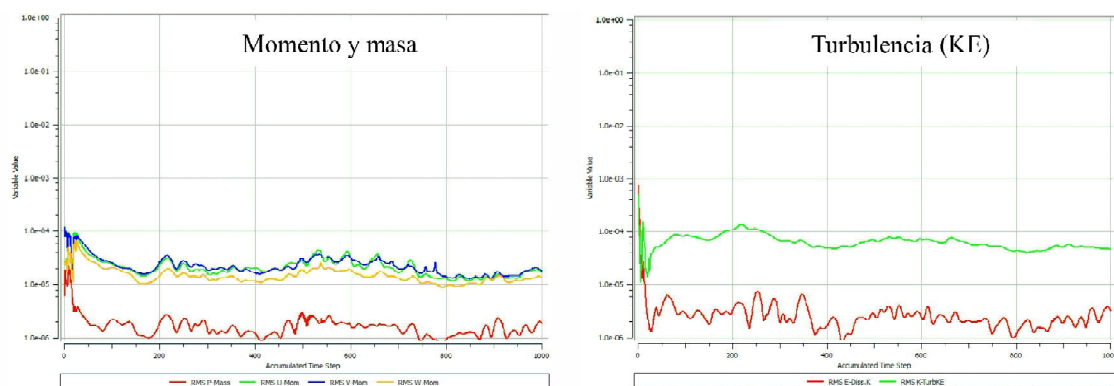


Figura 2. Convergencia del porcentaje de apertura de 75,00 % del modelo k- ϵ

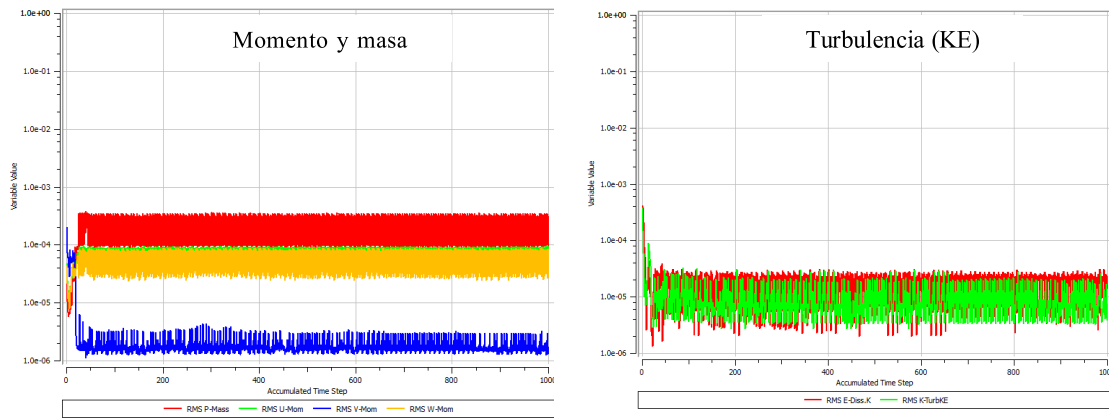


Figura 3. Convergencia del porcentaje de apertura de 15,00 % del modelo $k-\epsilon$

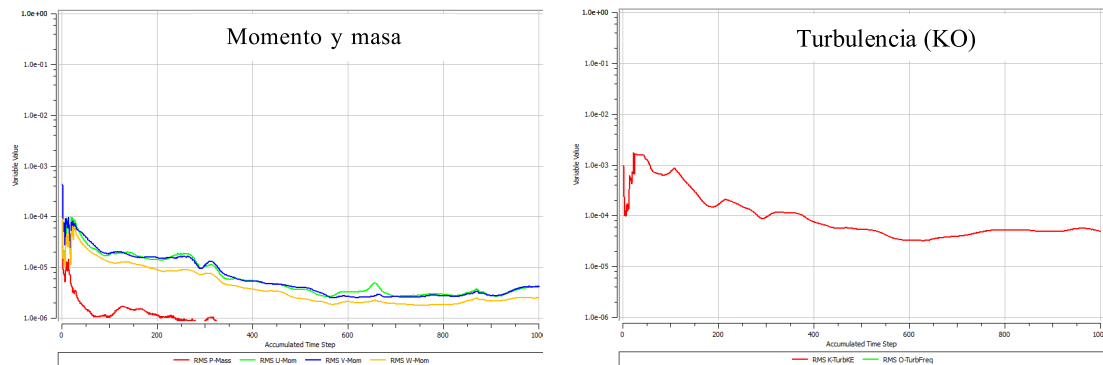


Figura 4. Convergencia del porcentaje de apertura de 75,00 % del modelo $k-\omega$ SST.

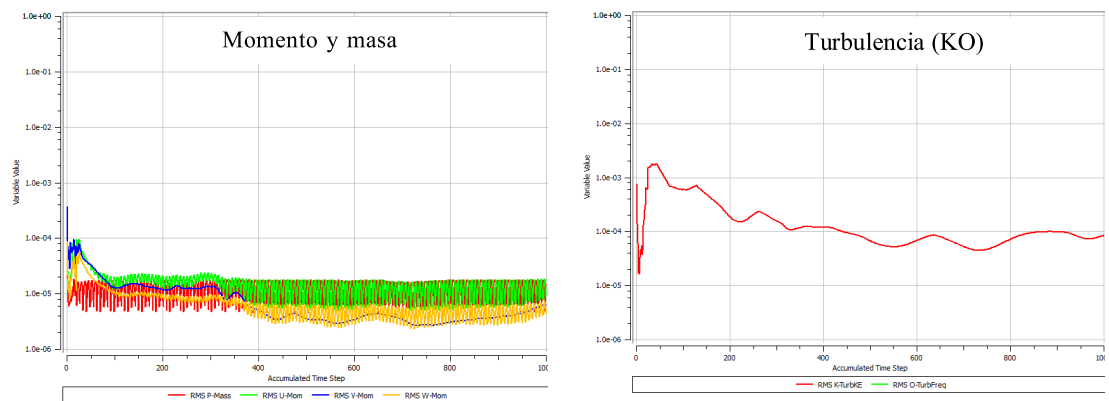


Figura 5. Convergencia del porcentaje de apertura de 15,00 % del modelo $k-\omega$ SST.

la **Figura 5** para un porcentaje de apertura del inyector del 15,00 %.

Se puede observar en las **Figuras 2, 3, 4, y 5**, las mayores y menores estabilidades que se presentaron durante la evaluación de las si-

mulaciones numéricas. Las curvas de convergencias correspondientes a los porcentajes de aperturas 100,00 %, 85,00 %, 50,00 % y 25,00 % que no se muestran en la investigación, se mantuvieron dentro del comportamiento an-

tes mostrado. De tal manera, que todas las curvas de convergencia obtenidas en este trabajo reflejaron una tendencia estable, y mantuvieron un error residual en estado transitorio menor a $1,00 \times 10^{-4}$, a excepción de la curva momento y masa del modelo k- ϵ que, para una apertura de 15,00, % (**Figura 3**) la variable no alcanzó converger por debajo del error establecido, sin embargo, el modelo k- ϵ SST si obtuvo la convergencia de todas las variables estudiadas. También se puede observar en las **Figuras 2 y 4** que la mayor estabilidad del flujo se generó para los porcentajes de apertura de 75,00 % en ambos modelos (k- ϵ y k- ϵ SST), y la mayor turbulencia se presentó para el porcentaje de apertura de 15,00 % (según **Figuras 3 y 5**) en ambos modelos.

Comportamiento fluidodinámico con los modelos de turbulencia k- ϵ y k- ϵ SST

Las curvas de velocidad del flujo de agua se muestran en las **figuras 6 y 7** para los modelos de turbulencia k- ϵ y k- ϵ SST. Se puede observar que en el modelo k- ϵ (**Figura 6**) las mayores velocidades se presentaron para los porcentajes de aperturas de 100,00 %, 85,00 %, 75,00 % y 50,00 %, con valores de 16,96 m/s; 17,78 m/s, 17,97 m/s y 17,99 m/s, respectivamente, mientras que en el modelo k- ϵ SST fueron de 16,96 m/s; 17,48 m/s, 18,04 m/s y 18,13 m/s, respectivamente para los porcentajes de aperturas. Este comportamiento en las velocidades es normal por cuanto existe una reducción de área. Sin embargo, en el modelo k- ϵ para los porcentajes de apertura 25,00 % y 15,00 % la velocidad decreció de 14,32 m/s a 11,56 m/s respectivamente.

Del mismo modo, en la **Figura 7** del modelo de turbulencia k- ϵ SST se obtuvo una disminución de 14,62 m/s a 11,80 m/s en estas aperturas. Este comportamiento puede atribuirse a las pérdidas que se generan en la boquilla del inyector lo cual ocasionó que la velocidad del flujo disminuyera a medida que el chorro

de agua se iba haciendo menor.

En las **Figuras 6 y 7**, también se pudo observar que para todas las aperturas, la velocidad del flujo desde la boquilla del inyector hasta las cucharas de la turbina Pelton en los dos modelos de turbulencia (k- ϵ y k- ϵ SST), la velocidad de las partículas de flujo fue decreciente, lo que representó adecuadamente el comportamiento típico del funcionamiento de la turbina Pelton, ya que el flujo de agua, al impactar con las cucharas de la turbina Pelton, se transfiere la mayoría de su energía saliendo con una velocidad mínima.

Las curvas de presión del flujo de agua para los modelos de turbulencia k- ϵ y k- ϵ SST se presentan en las **Figuras 8 y 9**. Se puede observar que la presión del flujo de agua para ambos modelos de turbulencia (k- ϵ y SST), en la **Figura 8**, tuvo una tendencia de mayor a menor entre el porcentaje de apertura de 100,00 % hasta 15,00 %, cuyos valores son 13.191,56 Pa; 13.560,74 Pa; 13.449,76 Pa; 12.261,69 Pa; 7.320,78 Pa y 5.355,25 Pa para el modelo k- ϵ , y de 13.330,00 Pa; 13.217,34 Pa; 13.337,45 Pa y 12.427,20 Pa; 7.040,76 Pa y 5.393,73 Pa para el modelo k- ϵ SST, lo que es un comportamiento esperado ya que a mayor flujo mayor presión en el impacto de la cuchara y viceversa.

Sin embargo, en las **Figuras 8 y 9**, también se pueden apreciar algunas irregularidades en el comportamiento del flujo de agua a mayor acercamiento con la cuchara de la turbina, esto pudo atribuirse a que se generaron presiones de vacío en la superficie libre del volumen de control, indicando con ello perturbaciones que afectaron a las partículas del chorro de agua.

Análisis de los planos de superficie XY y YZ de la presión y la velocidad del chorro de agua

En las **Figuras 10 y 11**, se muestran los planos XY y YZ de la presión y la velocidad del flujo de agua en el volumen de control, correspondiente a los modelos de turbulencia k-

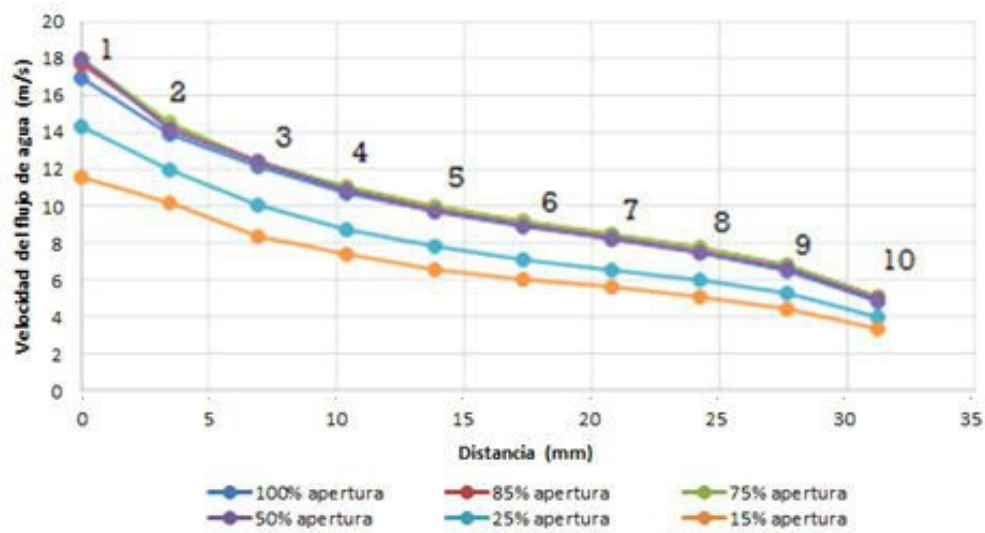


Figura 6. Curvas de la velocidad del flujo de agua para el modelo de turbulencia k- ϵ

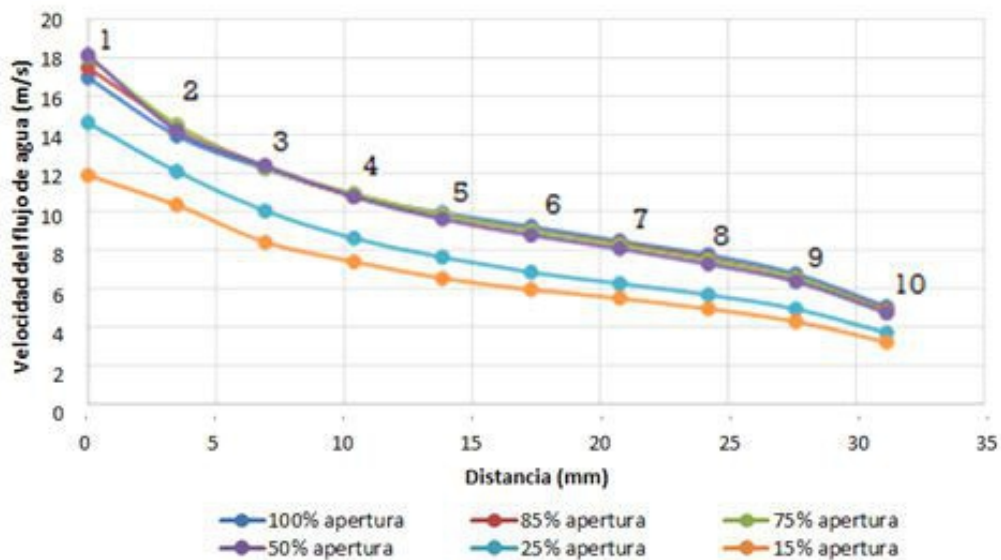


Figura 7. Curvas de la velocidad del flujo de agua para el modelo de turbulencia k- ω SST

á y k- ω SST para los porcentajes de apertura de 85,00 % y 75,00 %, los cuales generaron las mayores velocidades del flujo en la boquilla del inyector, de 19,99 m/s y 20,04 m/s, respectivamente, lo que indica que a mayor apertura menor velocidad y viceversa. Asimismo, se puede observar que las mayores presiones tuvieron lugar en el interior del inyector ge-

nerando un valor de 218.000,00 Pa en el modelo k- ϵ y de 220.500,00 Pa en el modelo SST, lo que afirma que a mayor apertura menor presión y viceversa. Estos comportamientos de la presión del flujo en la boquilla del inyector concuerdan con los resultados de HORTA (2009).

También se observa en las Figuras 10 y 11,

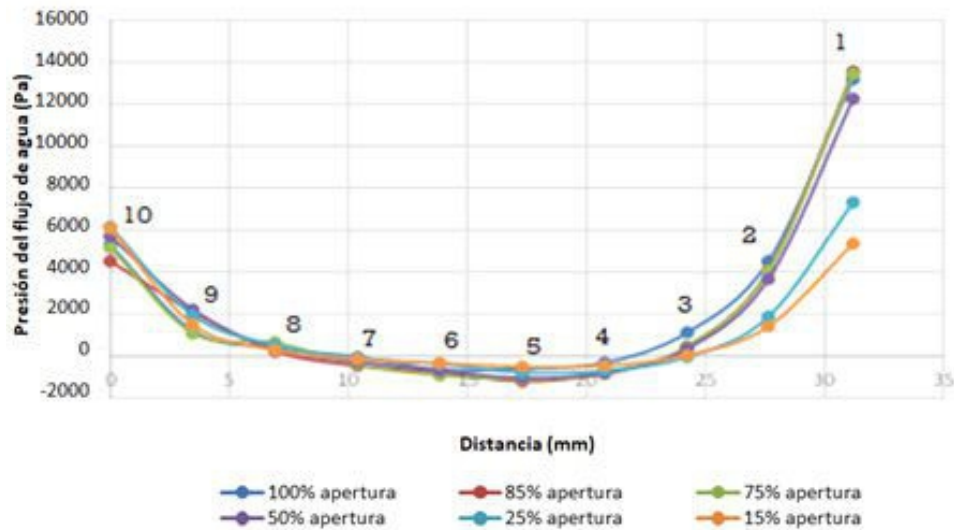


Figura 8. Curvas de la Presión del flujo de agua para el modelo de turbulencia k- ϵ

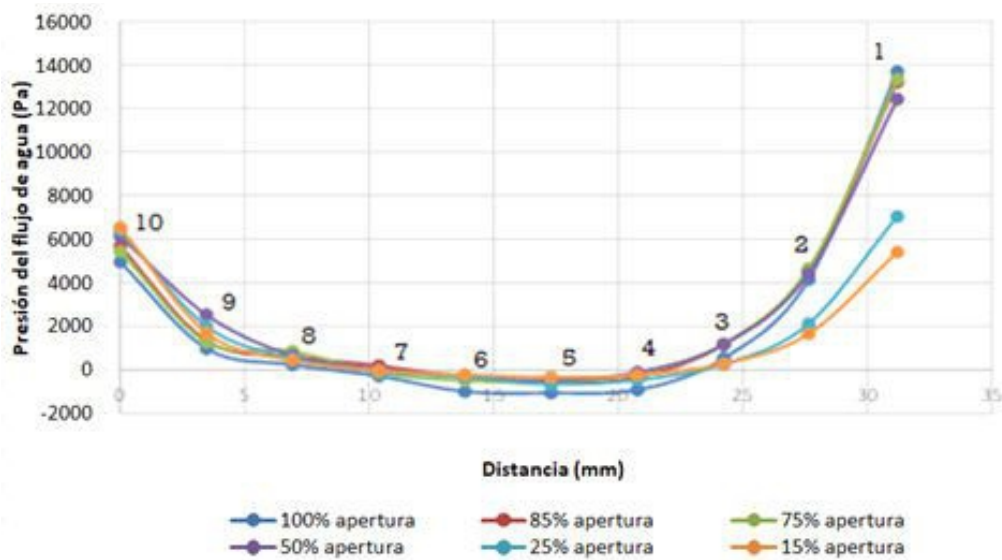


Figura 9. Curvas de la Presión del flujo de agua para el modelo de turbulencia k- ϵ SST

que la velocidad del flujo de agua presenta cierta dispersión desde que sale de la boquilla del inyector hasta que impacta con las cucharas de la turbina Pelton, el flujo entra en superficie libre y tiene mayor libertad de movimiento, lo cual generó desviaciones con respecto al centro de la cuchara de la turbina Pelton. Este comportamiento puede atribuirse a la hidrodinámica del flujo de superficie libre en las cucharas de una turbina Pelton, y

coincide con los resultados de PERRIG *ET AL.* (2006), quienes comprobaron que la compresión de las láminas de agua liberadas a través de la superficie libre provocan una desviación radial del flujo de agua y que los bordes de la cuchara forman un obstáculo que hace que el flujo se devuelva, prolongando la componente normal de la velocidad del chorro generada por el impacto. En la presente investigación, este comportamiento se presentó en todos los

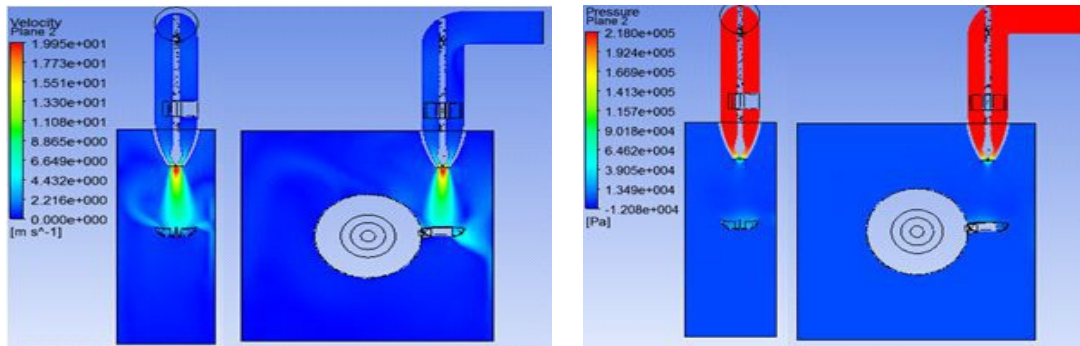


Figura 10. Planos XY y YZ para la apertura de 85,00 % en el modelo de turbulencia k- ϵ .

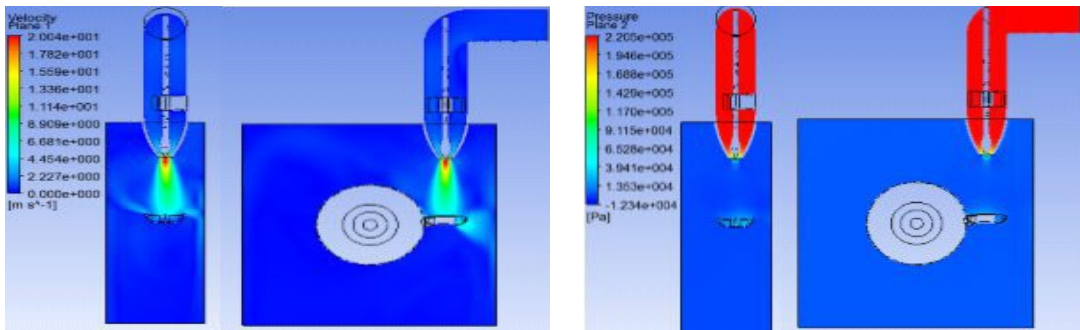


Figura 11. Planos XY y YZ para la apertura de 75,00 % en el modelo de turbulencia k-SST.

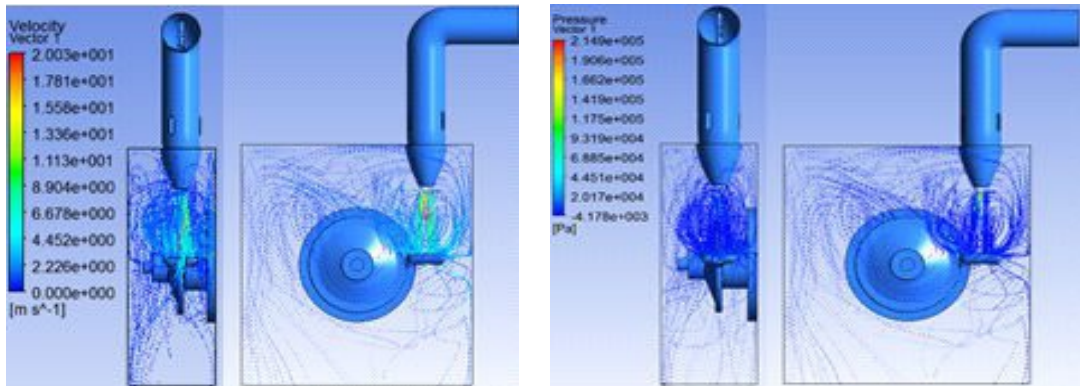


Figura 12. Velocidad y presión del chorro de agua para la apertura de 85,00 % en el modelo de turbulencia k- ϵ .

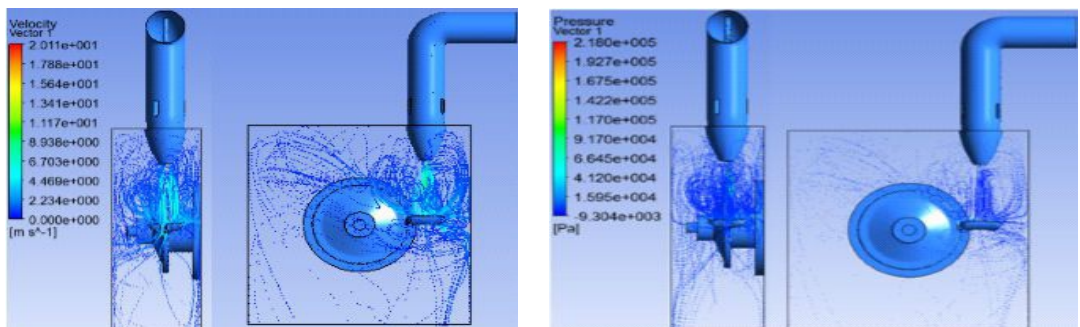


Figura 13. Velocidad y presión del chorro de agua para la apertura de 75,00 % en el modelo de turbulencia k-SST.

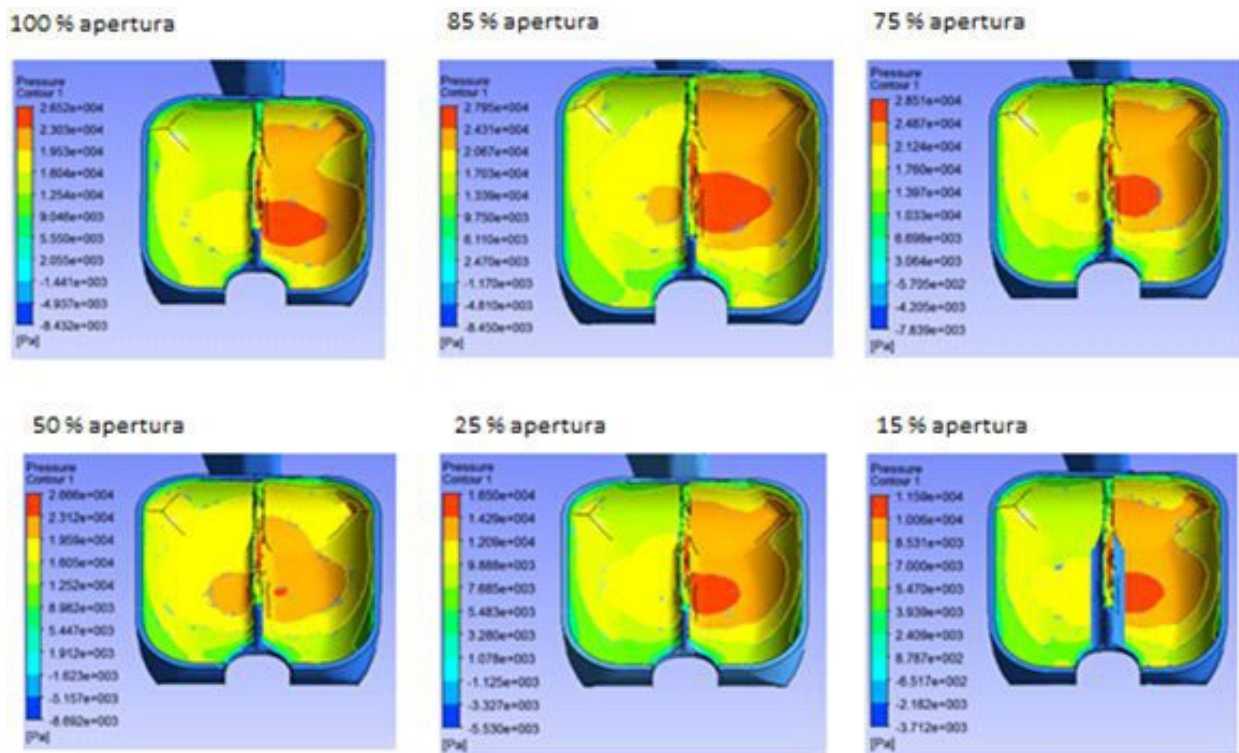


Figura 14. Contornos de la presión en las cucharas con el modelo de turbulencia k- ϵ .

porcentajes de apertura de la boquilla del inyector, lo cual indica que, independientemente del flujo de agua suministrado por el inyector, se genera un comportamiento indeseable, que pudiera desencadenar en una serie de problemas que afectarían tanto el funcionamiento como el diseño de la turbina Pelton.

Análisis de velocidad y presión en diferentes porcentajes de apertura de la boquilla

En las **Figuras 12 y 13** se presentan la velocidad y la presión en los modelos de turbulencia k- ϵ y SST para los porcentajes de apertura de 85,00 % y 75,00 %. En ambos modelos, se observa que el flujo de agua al impactar con las cucharas de la turbina Pelton se devuelve hacia arriba generando perturbaciones en el mismo, empujándolo mayormente hacia el lado derecho de las cucharas.

Este comportamiento pudiera traer como consecuencia que se generen mayores esfuerzos

de un lado de la cuchara, provocando un desequilibrio en el sistema, así como la desalineación del eje y la alteración del equilibrio dinámico que existe entre la interacción del flujo de agua y las cucharas de la turbomáquina. Es importante mencionar, que el comportamiento de la presión y la velocidad del flujo de agua presentados en las **Figuras 12 y 13**, guarda relación con el comportamiento mostrado en los planos de superficie de las **Figuras 10 y 11**, lo que afirma la presencia de turbulencias creadas en el volumen de control.

Análisis del contorno de presión en la cuchara para distintos porcentajes de aperturas de la boquilla

En las **Figuras 14 y 15** se muestran los contornos de presión en las cucharas de la turbina Pelton para los distintos porcentajes de apertura de la boquilla del inyector, mediante los modelos k- ϵ y k- ϵ SST. Se observa, en

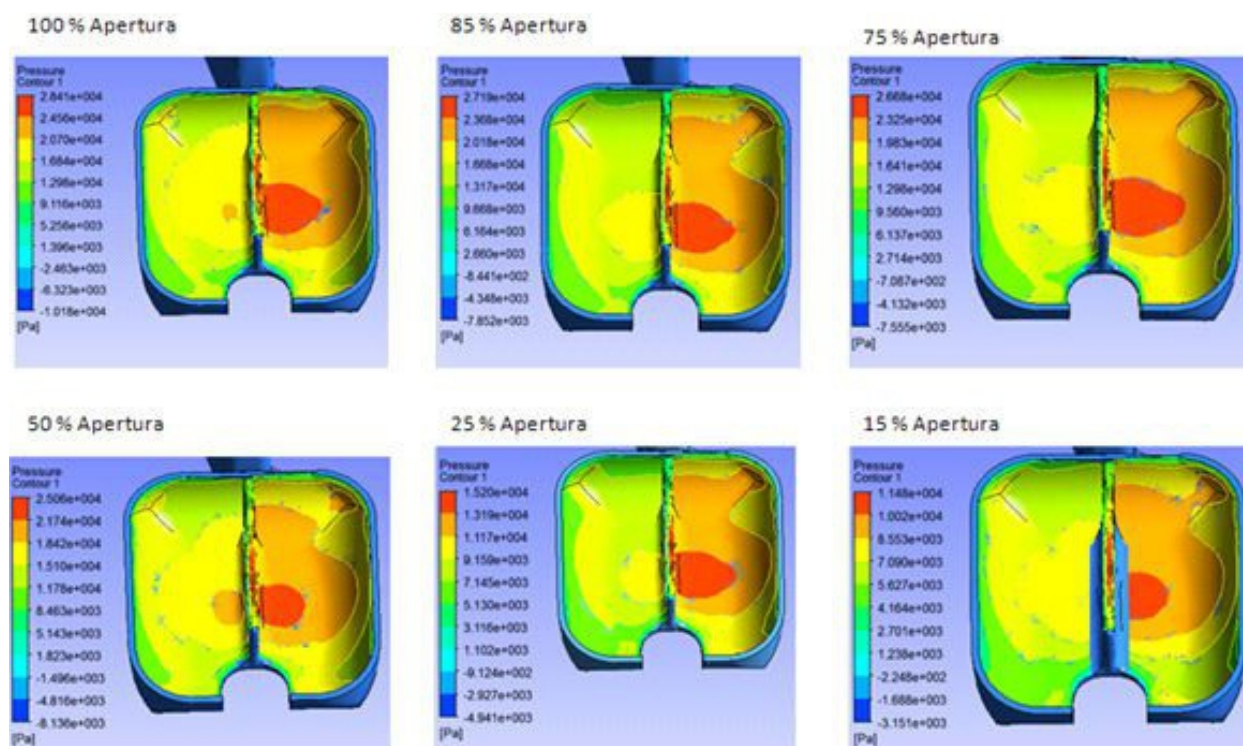


Figura 15. Contornos de presión en las cucharas con el modelo de turbulencia SST

ambas figuras, que la mayor incidencia de la presión se registró del lado derecho de la cuchara, comprobando lo expuesto en la sección anterior, es decir, que existe una desviación del chorro de agua producto de la hidrodinámica del flujo de agua, ocasionando una anomalía en el funcionamiento típico de la turbina Pelton.

Asimismo, se puede apreciar que en el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ la mayor presión se generó para los porcentajes de apertura de 85,00 % y 75,00 % con valores de 27.950,00 Pa y 28.510,00 Pa respectivamente, y que la menor presión en las cucharas fue de 11.590,00 Pa en el porcentaje de apertura de 15,00 %. Sin embargo, en el modelo $k-\epsilon$ SST, la mayor concentración de presión se observa en el porcentaje de 100,00 % la cual fue de 28.410,00 Pa, la cual disminuyó a medida que se fue cerrando la válvula, siendo este comportamiento el adecuado, debido a que la fuerza de impacto también disminuye con el cierre de la

misma observadores que en el porcentaje mínimo de apertura 15,00 % la presión fue de 11.480,00 Pa.

CONCLUSIONES

Esta investigación obtuvo un modelo numérico que describe el comportamiento fluidodinámico de una turbina tipo Pelton para las aperturas de 100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 y 15,00 % en la boquilla del inyector. El modelo se basó en los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ y $k-\epsilon$ SST, donde el primero tuvo el mayor tiempo de convergencia respecto al segundo, y este último mostró ser más estable y fue el que se ajustó mejor al tipo de estudio.

Se generaron los modelos numéricos de las aperturas de 100,00, 85,00, 75,00, 50,00, 25,00 y 15,00 % de la boquilla del inyector, que arrojaron respectivamente mallas con números de elementos de 4.399.452,00, 4.397.167,00, 4.395.913,00, 4.406.664,00, 4.397.207,00 y

4.403.429,00, indicando una buena sensibilidad en cada caso. Se establecieron los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ y $k-\omega$ SST, en los cuales se obtuvo que el mayor tiempo de convergencia en el modelo $k-\epsilon$ fue de 10 horas con 43 minutos en la apertura de 15,00 % y de 6 horas con 2 minutos en la apertura del 50,00 % con el modelo SST, indicando que dicho modelo es más estable y fue el que se adaptó mejor al tipo de estudio.

Las simulaciones numéricas y los resultados presentados describieron el cambio en la presión y la velocidad del flujo de agua para cada porcentaje de apertura, desde la boquilla del inyector hasta las cucharas de la turbina, mostrando adecuadamente el comportamiento típico del funcionamiento de la turbina Pelton. La velocidad y la presión describieron las zonas de contacto entre el flujo de agua y el volumen de control. Los contornos de presión mostrados en la zona interna de las cucharas de la turbina reportaron un comportamiento anormal, presentando mayores contornos de presión en la zona interna del lado derecho de la cuchara, de 28.510,00 Pa en la apertura de 75,00 % para el modelo $k-\epsilon$, y de 28.410,00 Pa en la apertura de 100,00 % para el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARMFIELD 2007. Manual de instrucciones FM32 (Unidad de demostración de una turbina).
- BAJRACHARYA T.R., SHRESTHA R. & TIMILSINA A.B. 2019. A methodology for modelling of steady state flow in Pelton turbine injectors. *J. Inst. Eng.* 15: 246–255.
- COMINO E., DOMINICI L., AMBROGIO F. & ROSSO M. 2020. Mini-hydro power plant for the improvement of urban water-energy nexus toward sustainability-A case study. *J. Clean. Prod.* 249; 119416. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119416>
- GONZÁLEZ-RONDÓN Y., RENGEL J. E. & MARTÍNEZ J. J. 2021. Simulación termofluidodinámica en un molde de colada continua de acero. *Memoria Investigaciones en Ingeniería*. 21: 29-42. <https://doi.org/10.36561/ING.21.4>
- GUPTA V., PRASAD V. & KHARE R. 2016. Numerical simulation of six jet Pelton turbine model. *Energy*. 104: 24–32. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.110>
- HAN L., WANG Y., ZHANG G. F. & WEI X. 2021. The particle induced energy loss mechanism of Pelton turbine. *Renew. Energ.* 173: 237-248.
- HORTA C. 2009. Estudio fluidodinámico en el interior de un inyector de una turbina Pelton mediante la aplicación del software CFD. Tesis de Grado. Departamento de Mecánica, Universidad de Oriente.
- KIRKE B. 2020. Hydrokinetic turbines for moderate sized rivers. *Energy Sustain. Dev.* 58: 182-195. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2020.08.003> (Kirke 2020)
- KUMANO T., MATSUNAWA K. & NISHIYAMA R. 2018. Experimental test and feasibility study of a micro in-pipe hydro power generator at a university building. *IFAC-Papers OnLine*. 51(28): 380-385. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.11.732>
- LÓPEZ-REBOLLAR B. M., SALINAS-TAPIA H., GARCÍA-PULIDO D., DURÁN-GARCÍA M. D., GALLEGO-ALARCÓN I., FONSECA-ORTIZ C. R. & DÍAZ-DELGADO C. 2021. Performance study of annular settler with gratings in circular aquaculture tank using computational fluid dynamics. *J.*

- Aquac. Eng. Fish. Res.* 92: 102143. <https://doi.org/10.1016/j.aquaeng.2020.102143>
- MENTER F. R., KUNTZ M. & LANGTRY R. 2003. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Proc. Int. Symp. Turbul. Heat Mass Transf.* 4(1): 625-632.
- MESSA G. V., MANDELLI, S. & MALAVASI S. 2019. Hydro-abrasive erosion in Pelton turbine injectors: A numerical study. *Renew. Energ.* 130: 474-488. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.06.064>
- PERRIG A. 2007. Hidrodinámica de los flujos de superficie libre en los alabes de una turbina Pelton. Doctorado en ciencias. Escuela Politécnica Federal en Lausana Suiza.
- PERRIG A., AVELLAN F., KUENY J. L., FARHAT M. & PARKINSON E. 2006. Flow in a Pelton turbine bucket: numerical and experimental investigations. *ASME*. 128: <https://doi.org/10.1115/1.2170120>
- QASIM M.A., VELKIN V.I., SHCHEKLEIN S.E., HANFESH A.O., FARGE T.Z. & ESSA F.A. 2022. A numerical analysis of fluid flow and torque for hydropower pelton turbine performance using computational fluid dynamics. *Inventions*. 7: 22. <https://doi.org/10.3390/inventions7010022>
- ROSSI M., NIGRO A. & RENZI M. 2019. Experimental and numerical assessment of a methodology for performance prediction of Pumps-as-Turbines (PaTs) operating in off-design conditions. *Appl. Energy*. 248: 555-566. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.123>
- SALAZAR Y. 2015. Evaluación del comportamiento fluidodinámico del chorro de agua en las cucharas de la turbina tipo Pelton FM-32 mediante un software de CFD. Trabajo de grado. Universidad de Oriente. Venezuela.
- SHIKAMA H., WANG T., YAMAGATA T. & FUJISAWA N. 2021. Experimental and numerical studies on the performance of a waterfall-type cross-flow hydraulic turbine. *Energy Sustain. Dev.* 64: 128-138. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2021.09.001>
- SOLEMSLIE B. W. & DAHLHAUG O. G. 2012. A reference Pelton turbine design. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 15(3): 032005.
- ZAMORA-JUÁREZ M. Á., ORTIZ C. R. F., GUERRA-COBIÁN V. H., LÓPEZ-REBOLLAR B. M., ALARCÓN I. G. & GARCÍA-PULIDO D. 2023. Parametric assessment of a Pelton turbine within a rainwater harvesting system for micro hydro-power generation in urban zones. *Energy Sustain Dev.* 73: 101-115. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2023.01.015>