

# SIMULACIÓN DEL EFECTO DE ATAGUÍAS SUMERGIDAS SOBRE LA FUTURA OPERACIÓN DE LAS TURBINAS KAPLAN DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA TOCOMA (VENEZUELA)

**G. Montilla, M.A. Toscano, R. Sánchez**

CVG EDELCA  
Departamento de Hidráulica  
Bolívar, Venezuela  
gmontilla@edelca.com.ve

**A. Shmueli, M. Stanko, M. Asuaje**

Universidad Simón Bolívar  
Conversión de Energía, Caracas, Venezuela

**Resumen:** La Central Hidroeléctrica de Tocoma, actualmente en construcción, está localizada en la zona sur oriental de Venezuela en el Estado Bolívar sobre las aguas del Río Caroní. Tocoma será equipada con 10 turbinas Kaplan, con potencia instalada de 2.160 MW y un Aliviadero con una capacidad de 28.750 m<sup>3</sup>/s, y junto con las presas de Macagua, Caruachi y Guri conformarán el Desarrollo Hidroeléctrico del Bajo Caroní. El objetivo de esta investigación es evaluar los efectos hidrodinámicos de las Ataguías "A" y "B" sumergidas sobre la operación de las turbinas Kaplan de la Central Hidroeléctrica Tocoma utilizando la modelación híbrida Matemática - Física. La presencia de estas Ataguías sumergidas puede dar origen a comportamientos hidrodinámicos tridimensionales pudiendo causar pérdidas adicionales de energía y mal funcionamiento en la operación de las turbinas. Se desarrollaron 2 modelos matemáticos monofásicos utilizando la técnica de la Dinámica Computacional de los Fluidos (CFD) aplicando el código comercial ANSYS-CFX 10. El primer modelo matemático representó el embalse de la Central Hidroeléctrica y fue calibrado cualitativa y cualitativamente con un modelo físico a escala 1:80 gobernado bajo la ley de similitud de Froude. Este modelaje híbrido determinó los patrones de flujo hidrodinámicos de aproximación a las tomas de las turbinas Kaplan, los cuales evidencian una asimetría en la distribución de velocidades en las tomas cercanas a la Ataguía B. El segundo modelo matemático representó la toma y la turbina Kaplan considerando la asimetría de velocidades reportadas por el primer modelo matemático. Los resultados reportaron que la asimetría de velocidades no ocasiona ninguna irregularidad en la distribución de velocidades y presiones en los dominios estudiados en comparación con el caso de aproximación uniforme. Esto puede ser un indicativo de que la condición hidrodinámica no uniforme en la entrada de las tomas de las turbinas Kaplan de Tocoma no afecta el funcionamiento normal de la unidad turbogeneradora.

## INTRODUCCIÓN

La Central Hidroeléctrica de Tocoma, actualmente en construcción, está localizada en la zona sur oriental de Venezuela en el Estado Bolívar sobre las aguas del Río Caroní. Tocoma será equipada con 10 turbinas Kaplan, con potencia instalada de 2.160 MW y un Aliviadero con una capacidad de 28.750 m<sup>3</sup>/s, y junto con las presas de Macagua, Caruachi y Guri conformarán el Desarrollo Hidroeléctrico del Bajo Caroní (Figura 1). En la primera etapa de desvío

del río del Proyecto Tocoma se construirán unas ataguías con una longitud total de 3 Kms, llamadas Ataguías "A" y "B", con el propósito de permitir la construcción de la Casa de Máquinas en seco. Una vez finalizado el proyecto, estas pueden quedar sumergidas o ser removidas parcialmente. La no remoción puede dar origen a comportamientos hidrodinámicos tridimensionales que pueden inducir remolinos sumergidos, vórtices superficiales y separación de flujo, originando pérdidas adicionales de energía y mal funcionamiento en la operación de las turbinas.

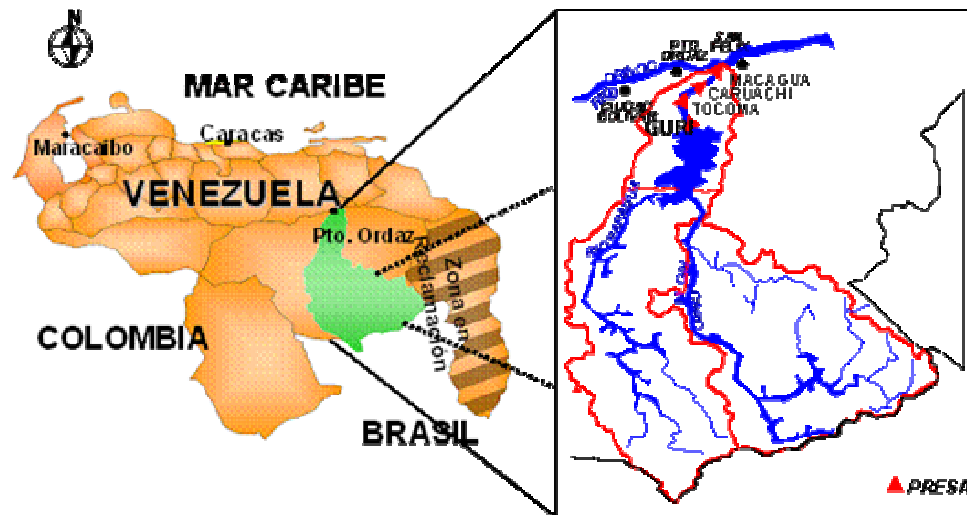


Figura 1. Desarrollo hidroeléctrico del bajo Caroní



Figura 2. Proyecto Tocoma (actualmente en construcción)

El Laboratorio de Hidráulica de CVG EDELCA cuenta con un modelo físico de Tocoma de fondo fijo a escala 1:80 donde se realizan diversos ensayos que proyectan con precisión el comportamiento hidráulico de las estructuras durante las diferentes etapas de la construcción del prototipo. Sin embargo, en ocasiones medir la fenomenología hidrodinámica con instrumentos precisos se torna complicada y poco eficiente. Por este motivo se hace menester atacar el problema mediante el desarrollo de un modelo matemático tridimensional de última generación [AEA, 2006]].

El objetivo de esta investigación es evaluar los efectos hidrodinámicos de las Ataguías "A" y "B" sumergidas sobre la operación de las turbinas Kaplan de la Central Hidroeléctrica Tocoma (Figuras 2 y 3) utilizando la modelación híbrida Matemática - Física. Para esto, se desarrollaron dos modelaciones matemáticas utilizando la técnica de la Dinámica Computacional de los Fluidos (CFD). El primer modelo matemático representó el embalse de la Central Hidroeléctrica y fue calibrado cualitativa y cuantitativamente con un modelo físico a escala 1:80 gobernado bajo la ley de similitud de Froude. El segundo mo-

delo matemático representó la toma y la turbina Kaplan considerando la asimetría de velocidades reportadas por el primer modelo matemático.

## MODELO MATEMÁTICO

Las simulaciones matemáticas se desarrollaron utilizando el programa comercial ANSYS-CFX10 el cual está diseñado y validado para calcular el campo de flujo utilizando la técnica de elementos finitos basados en volúmenes de control. El dominio fue construido y mallado mediante el programa ICEM 10 utilizando elementos tetraédrico.

Cálculos teóricos para tomas sumergidas con aproximación asimétrica permitieron confirmar la no formación de vórtices en la superficie libre aguas arriba de las tomas ( $h/D^h > 1, 7Fr$ ) [Knuss, 1987] por lo cual se utilizó un modelo monofásico para correr las simulaciones.

### Método Numérico

El dominio es dividido en un gran número de volúmenes de control. Las ecuaciones diferenciales que gobiernan el movimiento del fluido son escritas algebraicamente en cada volumen de control, después aplicando diferencias finitas se relacionan la presión, la velocidad y la fracción volumétrica con los volúmenes vecinos. La solución consiste en resolver un sistema algebraico no lineal de ecuaciones.

Todos los términos en las ecuaciones de gobierno, excepto el convectivo, son espacialmente discretizados utilizando diferencias finitas centradas de segundo orden, mientras que para el término convectivo se utiliza un esquema híbrido. La naturaleza no lineal de las ecuaciones de gobierno conduce a la utilización de un procedimiento iterativo para solucionar el sistema de ecuaciones. La presión es distribuida como un término fuente en la ecuación de momentum y el algoritmo SIMPLEC [AEA, 2006] es utilizado para acoplar las ecuaciones de conservación de la masa y el momentum. La simulación es desarrollada en el marco de referencia Euleriano, sin embargo, las fuerzas volumétricas son determinadas a través de la conservación de la masa.

La ecuación de conservación de la masa (1) la de momentum RANS (2) son resueltas considerando el fluido incompresible e isotérmico. En la ec.(2) los términos de la izquierda representan el transporte convectivo y el momentum difusivo mientras que en la derecha se encuentra las fuerzas de cuerpo y presión

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{U}) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\vec{U})}{\partial t} + \nabla \left( \left( \rho\vec{U} \times \vec{U} - \rho\mu \left( \nabla\vec{U} + (\nabla\vec{U})^T \right) \right) \right) \\ = B - \nabla p \end{aligned} \quad (2)$$

### Modelo de Turbulencia

Para simular la turbulencia se utilizó un modelo de dos ecuaciones llamado  $k - \varepsilon$  con función de pared para mejorar la representación de la viscosidad turbulenta cerca de los bordes. Las ecuaciones del modelo son: La energía cinética turbulenta " $k$ " (3), la energía de disipación turbulenta " $\varepsilon$ " (4), los términos fuentes (5) y (6) y la viscosidad turbulenta, la cual es calculada a través de la relación de Prandtl-Kolmogorov (7) [AEA, 2006; Knuss, 1987; Wesseling, 2000]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \left( \rho\vec{U}k - \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) = S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \left( \rho\vec{U}\varepsilon - \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla\varepsilon \right) = S_\varepsilon \quad (4)$$

$$S_k = P + G - \rho\varepsilon \quad (5)$$

$$S_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon}(P + C_{3\varepsilon} \max(G, 0)) - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon) \quad (6)$$

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

## SIMULACIÓN DE LA APROXIMACIÓN A LAS TOMAS

Las ecuaciones que relacionan el flujo del fluido deben ser cerradas numéricamente con condiciones de borde específicas en los extremos del dominio, a fin de poder obtener una simulación real del comportamiento del fluido (Figura 3) [Montilla y Toscano, 2008].

Como condición de entrada de flujo al modelo se estableció un perfil de velocidades uniforme, al igual que en las salidas de las tomas 2 a la 10 de la Casa de Máquinas. En la salida 1 se estableció una distribución uniforme de presión hidrostática equivalente a la columna de agua sobre la Toma 1, con el fin de cerrar numéricamente las ecuaciones que gobiernan el flujo del fluido.

El techo del modelo fue establecido a la cota 127 m.s.n.m. y se trabajó como una superficie sin fricción. El cierre del modelo por la margen derecha se hizo a través de una pared ficticia con condición de plano de simetría, lo cual reduce la carga computacional y no repercute significativamente en el área de estudio. La Presa Izquierda, Intermedia y Derecha, las Ataguías "A" y "B" y el fondo del río se representaron como superficies sin deslizamiento.

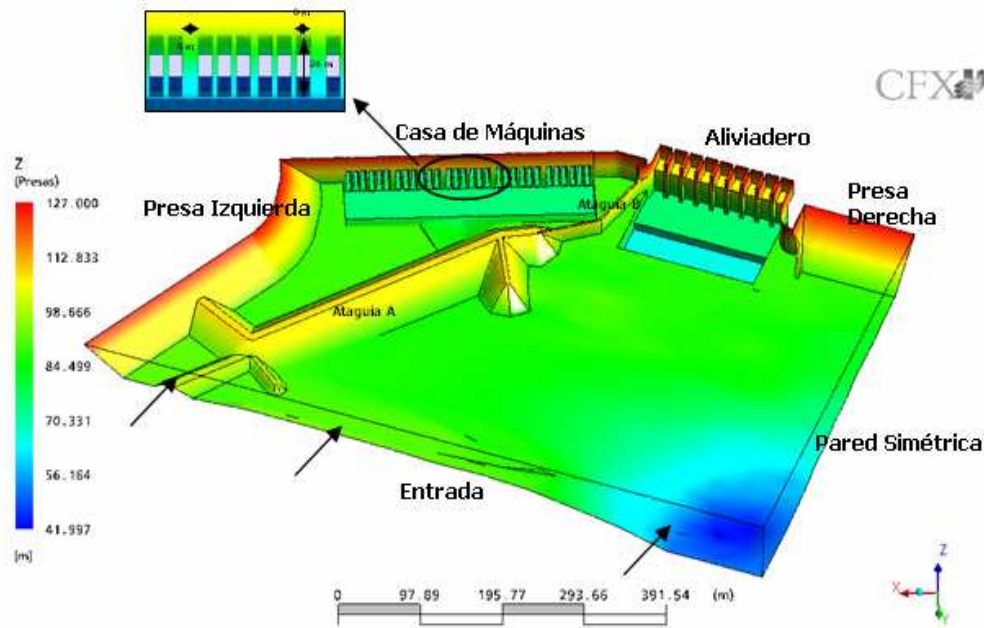


Figura 3. Condiciones de borde en el dominio del fluido

### Casos de Estudio

Las simulaciones se realizaron para flujo monofásico. Para todos los casos el caudal de operación fue  $5.000 \text{ m}^3/\text{s}$  turbinados en la Casa de Máquinas y Nivel del Embalse  $127,0 \text{ m.s.n.m}$  siguiendo el esquema presentado en la Tabla 1 [Toscano y Sánchez, 2006].

Caso	Elevación de la Ataguía "B"
1	109,2 m.s.n.m.
2	Remoción parcial a la cota 99,0 m.s.n.m.
3	Completamente removida. Cota de fondo: 89,0 m.s.n.m.

Tabla 1. Casos de estudio

### Convergencia Numérica

La convergencia numérica simboliza el grado de precisión y confiabilidad de los resultados, con los cuales se garantiza la estabilidad numérica y la solución física del sistema en estudio. En el presente estudio el error máximo residual es de  $\pm 0,0001$  para las variables analizadas, que es el mismo error de apreciación del Medidor Acústico de Velocidad basado en el efecto Doppler (ADV), utilizado en las mediciones de velocidad hechas en el modelo a escala 1:80, con las cuales se calibró el modelo matemático.

Las simulaciones se llevaron a cabo en un computador Athlon XP 2.400 de 2 GHz, con memoria RAM de 1GB, con un tiempo aproximado hasta la convergencia de 6 horas. La Tabla

2 muestra las distintas mallas tetraédricas propuestas, junto con el número de iteraciones realizadas por el modelo hasta la convergencia de cada una.

Una vez realizada esta primera simulación para evaluar la convergencia, se compararon los resultados obtenidos de cada una de las mallas, para evaluar la precisión de los mismos. Esto se hizo comparando en las tres mallas propuestas, la velocidad para un mismo punto de monitoreo. Dichos puntos fueron ubicados en la aproximación a la Casa de Máquinas, a la altura de las tomas 4, 8, 9 y 10.

La malla óptima resultó la de 6 m de separación entre nodos, pues no presenta grandes discrepancias al compararla con mallas más densas y su tiempo de convergencia es mucho menor. A esta malla se le agregaron varios refinamientos ubicados próximos a las tomas de la Casa de Máquinas. Estos refinamientos se hicieron con una densidad de 1,5 m, agregando alrededor de 200.000 elementos a la malla original, para un total de 1.000.000 de volúmenes de elementos, con un número total de nodos de 194.082.

### Calibración

Se realizaron una serie de mediciones en el modelo físico a escala 1:80 del Proyecto Tocoma, con el que cuenta el Laboratorio de Hidráulica de CVG EDELCA, con el fin de calibrar el modelo matemático. El método de validación de resultados consistió en efectuar diversas simulaciones

Malla	Separación máxima entre nodos	No. de Nodos	Volúmenes de Elementos	No. iteración hasta la convergencia
1	4,5 m	335.861	1.800.000	150
2	5,0 m	267.612	1.300.000	100
3	6,0 m	182.111	800.000	60

Tabla 2. Casos de estudio



Figura 4. Correlación modelo matemático-modelo físico. Toma 10

con distintos modelos de turbulencia y comparar las velocidades obtenidas en cada caso, con las obtenidas en las mediciones en el modelo físico a escala 1:80 (Figura 4).

Se utilizó el concepto de Error Relativo para evaluar la similitud de los resultados obtenidos en ambos modelos, con la finalidad de demostrar la confiabilidad de las simulaciones realizadas por el modelo matemático. El modelo de turbulencia a partir del cual se logró calibrar el modelo matemático fue el  $\kappa - \epsilon$  el cual representa, dentro de un rango tolerable de error, las condiciones del modelo físico a escala 1:80. En las Figuras 4, muestra la similitud de los resultados obtenidos para la toma 10, vano derecho, de la Casa de Máquinas [Montilla y Toscano, 2008].

**Resultados de simulaciones del embalse**

La presencia de la Ataguía “B” a la elevación 109,2 m.s.n.m, genera una separación de las líneas de flujo justo aguas abajo de las misma, producto de la disminución de la presión, que genera un gradiente de presión que atrae a las líneas de flujo. (Figura 5, Caso 1.)

La remoción parcial de la Ataguía “B” disminuye la atracción de las líneas de flujo, por lo cual estas pasan sobre las Ataguías “A” y “B” de manera ordenada, casi paralelas entre sí y sin perturbaciones importantes. (Figura 6, Caso 2). La completa remoción de la Ataguía “B” genera un fuerte enfrentamiento entre las líneas de

corriente que vienen de la margen izquierda y las que provienen del boquete en donde se encontraba la Ataguía “B”.

Una forma de medir el efecto que generan las Ataguías “A” y “B” en la hidrodinámica del flujo de aproximación a la Casa de Máquinas, es la Energía Cinética Turbulenta. Esta es una medida de la fluctuación de la velocidad generada por los modelos de turbulencia y disipación de energía. En el Caso 1, se presentan las mayores magnitudes, lo que está asociado directamente con el incremento de la fluctuación de velocidades y la presencia de flujos recirculantes o turbulentos. Puede notarse como la remoción parcial de la Ataguía “B” disminuye el caos en el flujo de aproximación a las tomas 9 y 10.

En la Figura 7 se muestran las velocidades en la dirección perpendicular al plano frontal de las tomas, justo en la entrada a las unidades 7 a la 10, para los tres casos analizados. Puede observarse en la toma 10 la entrada asimétrica del flujo, la cual es más pronunciada para el Caso 1 que para los otros dos casos.

Para los tres casos analizados, es en la unidad 10 de la Casa de Máquinas donde se presentan las concentraciones de velocidad más altas. Dicha concentración de velocidad podría decirse que es un efecto local generado por la Ataguía “B”, aunado al cambio en la topografía del fondo. Sin embargo es notable su aumento a medida que la altura de la Ataguía “B” es mayor.

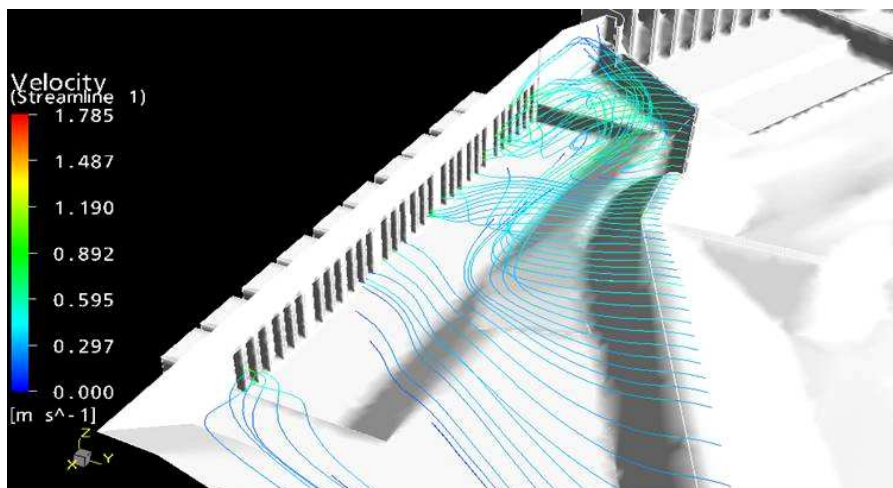


Figura 5. Líneas de flujo en la aproximación a las tomas. Ataguía "B" El. 109,2 m.s.n.m

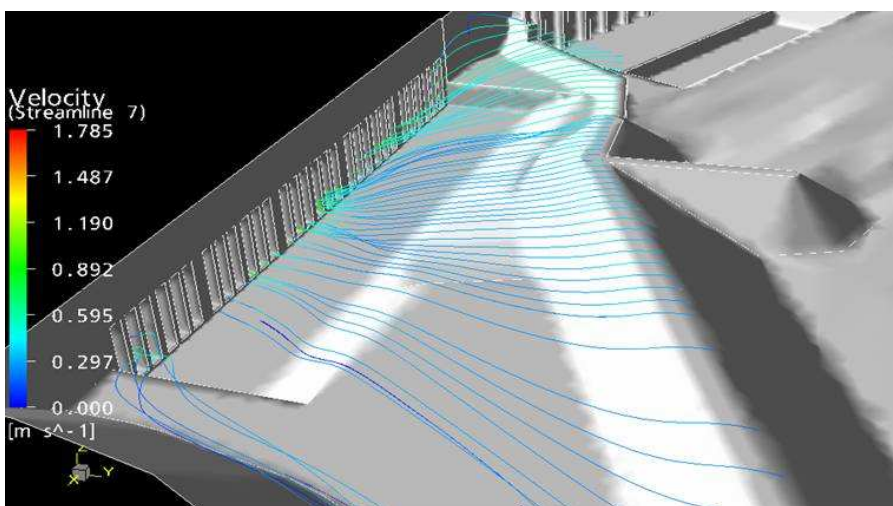


Figura 6. Líneas de flujo en la aproximación a las tomas. Ataguía "B" El. 99,0 m.s.n.m

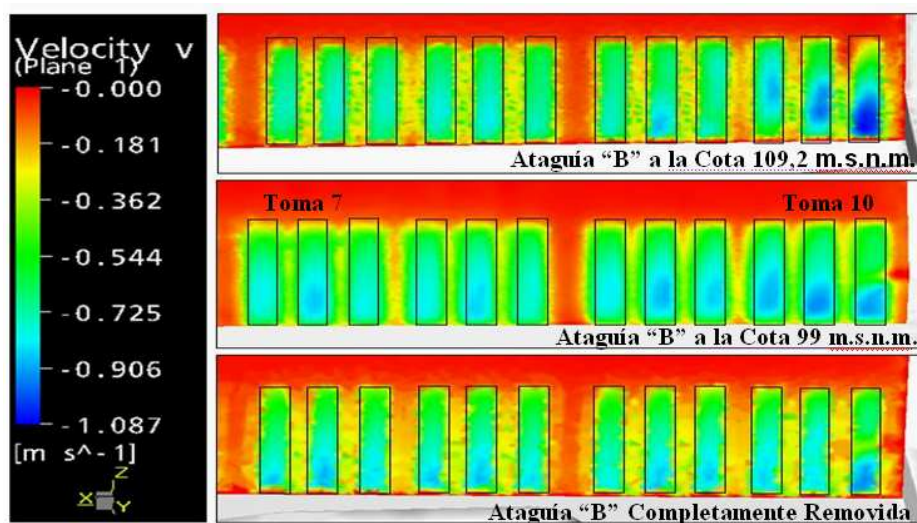


Figura 7. Velocidades normales a las tomas 7 a la 10 para los casos de estudio

A causa de las condiciones en el flujo antes mencionadas, podría esperarse que las unidades en la Casa de Máquinas no trabajen a una misma eficiencia de toma, debido a las pérdidas de energía que podría inducir la entrada asimétrica del flujo, variando por consiguiente, la caída neta en cada turbina. Esto implicaría, a fin de poder mantener la potencia requerida por el sistema, tener que aumentar el caudal, mediante la apertura de las paletas directrices del cubo y el estator. Por otra parte, el modelo muestra que la alternativa que genera las menores variaciones en la hidrodinámica del fluido de aproximación a las tomas, es la presentada en el Caso 2, es decir, la remoción parcial de la Ataguía hasta la cota 99 m.s.n.m [Montilla y Toscano, 2008].

## SIMULACIÓN DE LA TURBINA

El dominio escogido para la simulación comprende desde la entrada de agua a la unidad, hasta la salida del rotor, como se indica en la Figura 8.

Las mallas fueron creadas empleando dos softwares comerciales. Para el mallado de los sólidos estáticos, se utilizó el módulo CFX Mesh de ANSYS Workbench 10.0, se generaron mallas de tipo no estructuradas con elementos tetraédricos, piramidales, prismáticos y hexaédricos. Para el mallado del rotor Kaplan se usó el programa CFX TurboGrid V1.6, las mallas fueron realizadas estructuradas con elementos hexaédricos.

A fin de reducir el costo computacional hasta los límites disponibles, el sistema fue simulado en dos partes (Figuras 9 y 10): una sección (denominada "A") que abarca desde la entrada de la Toma de agua hasta el cono de salida de la caja semiespiral y una segunda sección (deno-

minada "B") que comprende el cono de salida de la caja semiespiral y el rotor de la turbina. Para esta última, la inclusión del cono de salida de la caja semiespiral pretende garantizar que la distancia existente entre la entrada y el álabe fuese lo suficiente como para evitar que se origine alguna inestabilidad numérica al momento de la resolución. Las condiciones de entrada de la Simulación "B" fueron obtenidas a partir de los resultados arrojados en la Simulación "A" [Toscano y Sánchez, 2006].

### Simulación "A"

Las condiciones de borde impuestas se muestran en la Figura 9. Como condición de entrada al modelo se consideró un perfil de velocidades escalonado, para el caso asimétrico y un perfil uniforme para el caso de referencia. A la salida se impuso presión estática promedio igual a cero para ambos casos de estudio. Las ranuras superiores de deslizamiento de las compuertas y las superficies en la entrada, en las que el fluido se considera estático, se fijaron como "Pared con libre deslizamiento" (Zonas Azules). El resto de las paredes se consideraron como "Pared lisa sin deslizamiento".

### Simulación "B"

Las condiciones de borde impuestas se muestran en la Figura 10. Como condición de entrada se consideró un perfil de velocidades con marco de referencia estático obtenido de los resultados arrojados por la Simulación "A". A la salida se impuso una condición de "Opening" y se colocó presión estática promedio igual a cero. El estator, el cubo del rotor y los álabes se fijaron como "Pared lisa sin deslizamiento".

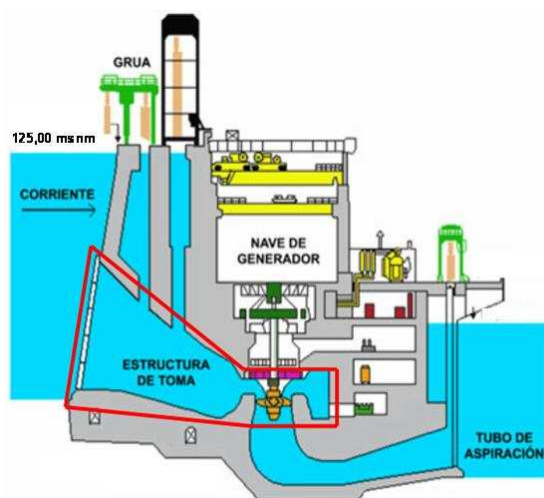


Figura 8. Sección transversal de la casa de máquinas

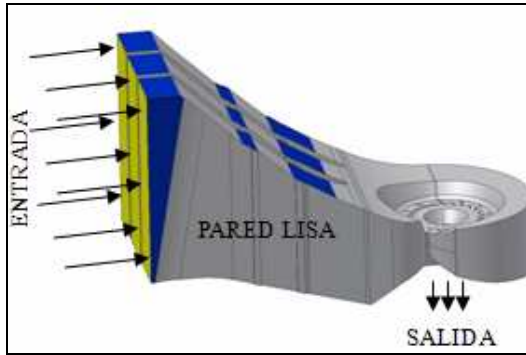


Figura 9. Cond. de borde-simulación "A"

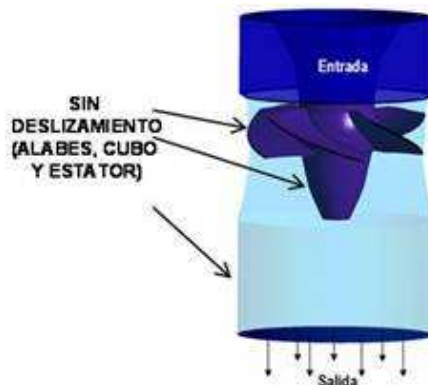


Figura 10. Cond. de borde-simulación "B"

### Casos de estudio

Las simulaciones se realizaron con bajo el esquema de máxima eficiencia a una caída neta de 39 m, con un GVO = 67,3 %,  $\alpha = 3,6^\circ$ ,  $P_{nom} = 130$  MW, y  $Q = 370$  m<sup>3</sup>/s. Se utilizó como fluido de trabajo para las simulaciones, agua a 25°C con una densidad de 997 Kg/m<sup>3</sup>. Debido a que el estudio realizado es monofásico, se asumió fluido homogéneo, no boyante y de carácter turbulento. Se empleó el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$ . Se utilizó como esquema de convergencia "Alta resolución", y como criterio de convergencia un error residual máximo de  $10^{-4}$ .

Como objetivo principal del estudio, para la simulación se debe tomar en cuenta un perfil asimétrico de velocidades en la entrada, determinado con las Simulaciones de Aproximación a las Tomas. En la Figura 11, se muestra la distribución de velocidades asimétricas en la toma de las Turbinas.

Se simularon dos casos, el primero considerando el perfil escalonado de velocidades normales a la superficie de la toma y el segundo colocando un perfil uniforme de velocidades normales a la superficie equivalente al caudal de 370 m<sup>3</sup>/s. El

segundo caso se simuló con la finalidad de analizar el efecto que podría tener una condición no uniforme de velocidades a la entrada de las turbinas.

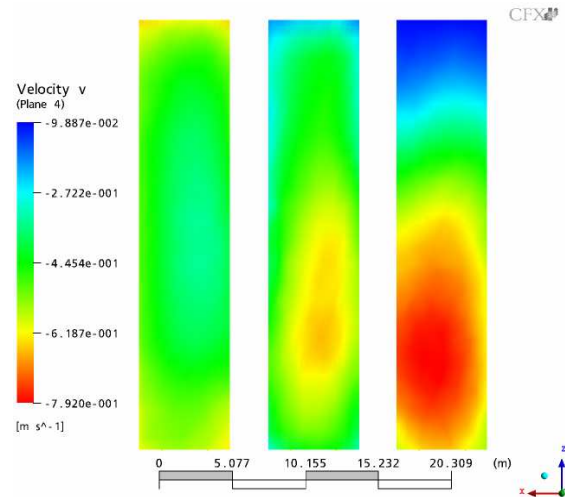


Figura 11. Distribución de velocidades asimétricas en la toma de las turbinas

### Validación de mallas

Para el proceso de generación y selección de las mallas óptimas se tomaron en cuenta tres factores: Diferencias menores al 3% entre los valores de determinadas variables físicas en las mallas propuestas, utilización del mínimo número de nodos requeridos con el propósito de ahorrar costo computacional y minimizar en la medida de lo posible el valor del parámetro  $Y^+$  en las paredes, para lograr captar la influencia de las mismas en el comportamiento del fluido [Toscano y Sánchez, 2006]. Las características de las mallas finales seleccionadas se presentan en la Tabla 3.

Malla	Nodos	Elementos
Toma de Agua	328629	1073993
Caja Semi-Espiral	278318	1051951
Coronas de Álabes	616187	840480
Cono de Salida	64301	225494
Rotor	192015	166560

Tabla 3. Características de las mallas óptimas resultantes

### Resultados de simulaciones de la turbina

#### Simulación "A"

En la Figura 12 se puede notar que el flujo se comporta de manera uniforme y se adapta a la

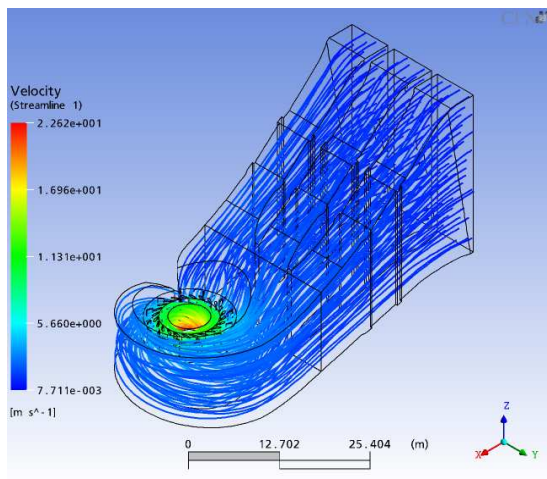


estructura del conjunto tanto para el caso del perfil uniforme como para el perfil asimétrico. Cabe destacar que el rango global manejado de velocidades en el dominio es ligeramente menor para el caso asimétrico que para el caso uniforme, lo cual se encuentra relacionado con las diferencias de caudal entre los dos casos, obtenida en el proceso de discretización.

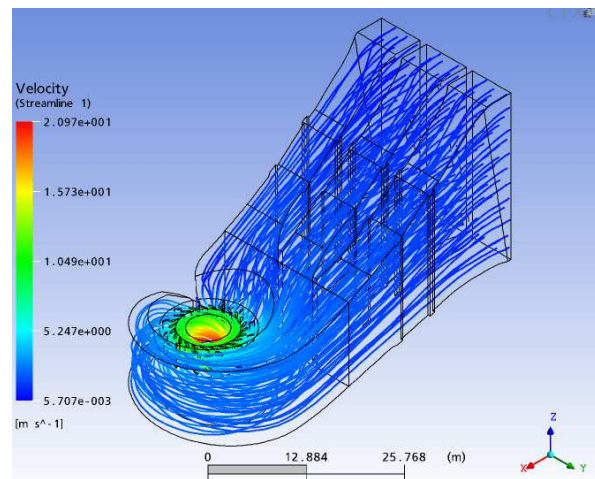
Para una comparación más exhaustiva, se trazaron 2 planos de velocidades verticales, paralelos al plano YZ a diferentes distancias horizontales "X" del Eje de Giro de la unidad, para conocer el comportamiento y desarrollo del flujo a medida que éste se acerca al distribuidor. En

la Figura 13 se refleja claramente la asimetría de velocidades existente en la entrada, en contraste con el caso uniforme. Esto es de esperar, ya que este plano se encuentra muy cercano a la toma.

En la Figura 14 para el caso uniforme se presenta una región de estancamiento apreciable en la sección inferior del vano derecho. En el caso asimétrico se encuentra presente esta región pero abarcando un área mucho menor. En el resto del vano se presenta una distribución de velocidades bastante uniforme. Las distribuciones de velocidades para los vanos medio e izquierdo son muy similares para los dos casos.

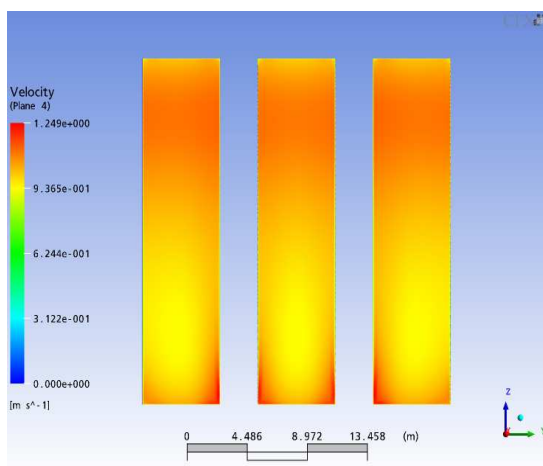


**Perfil Uniforme**

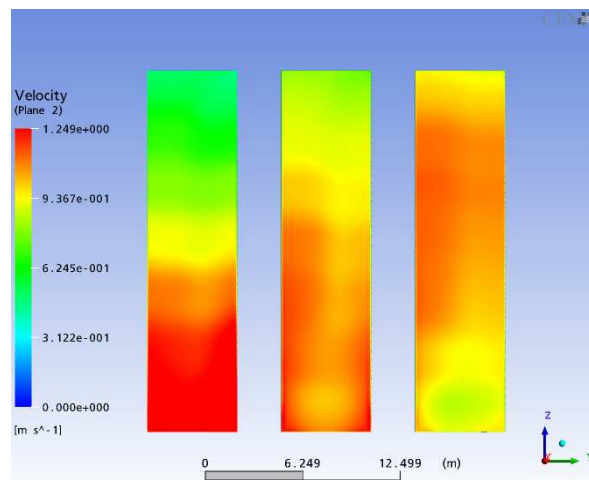


**Perfil Asimétrico**

**Figura 12.** Vista isométrica de las líneas de corriente en el dominio

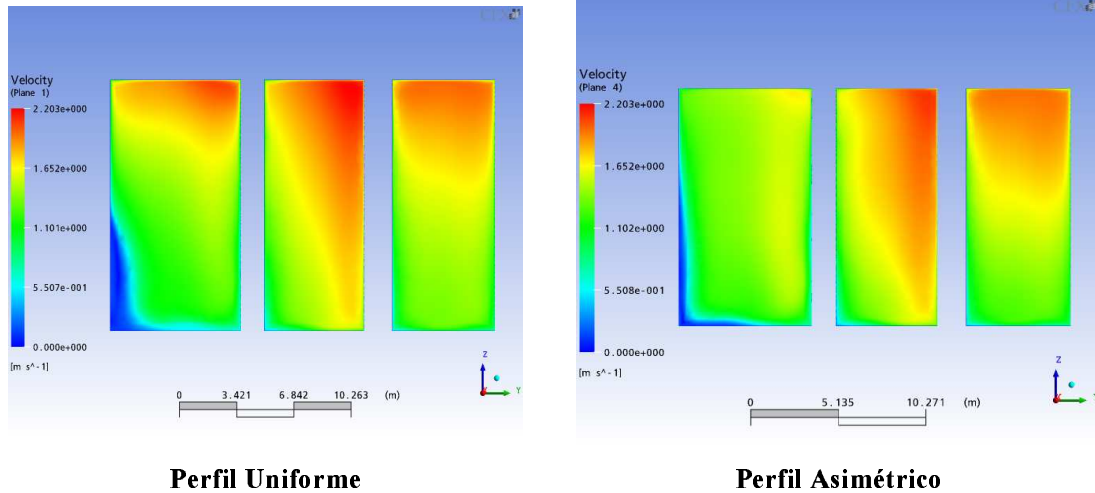


**Perfil Uniforme**

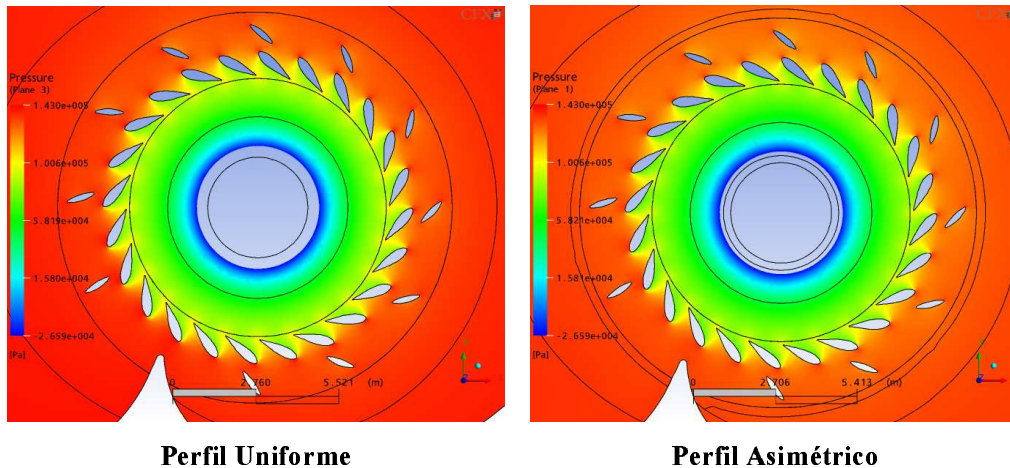


**Perfil Asimétrico**

**Figura 13.** Distribución de vel. a 33 m del eje de giro de la unidad en dirección  $x$



**Figura 14.** Distribución de vel. a 14 m del eje de giro distribuidor en dirección  $x$



**Figura 15.** Distribución de presiones en el distribuidor y en el pre-distribuidor (plano ubicado en el plano medio de la corona de álabes fijos y móviles)

Variable Física	Caso Asimétrico	Caso Uniforme
Presión total promedio en la entrada [Kpa]	135,87	140,82
Caída de presión total [Kpa]	5,08	5,04
Caudal total [m <sup>3</sup> /s]	369,09	369,93

**Tabla 4.** Variables físicas del modelo numérico para los dos casos simulados

La Tabla 4 muestra la caída de presión total en el dominio, la cual, es similar para el caso uniforme y para el caso asimétrico. Sin embargo, existe una diferencia del orden del 0,22 % en la magnitud de caudal manejado, siendo mayor para el caso uniforme. Esto puede originar que los niveles energéticos manejados en el caso uniforme sean ligeramente superiores (en el orden de 5 Kpa) con respecto al caso asimétrico.

Se trazaron planos paralelos y coincidentes con

el plano medio del distribuidor pero a diferentes alturas, con la finalidad de obtener los contornos de presiones en todo el dominio de la caja semiespiral. En la Figura 15 se pueden observar los contornos de presión para la zona interna de la corona de álabes móviles. En líneas generales los contornos son muy parecidos para el caso uniforme y para el caso asimétrico. Las paletas del distribuidor presentan un lado de alta presión

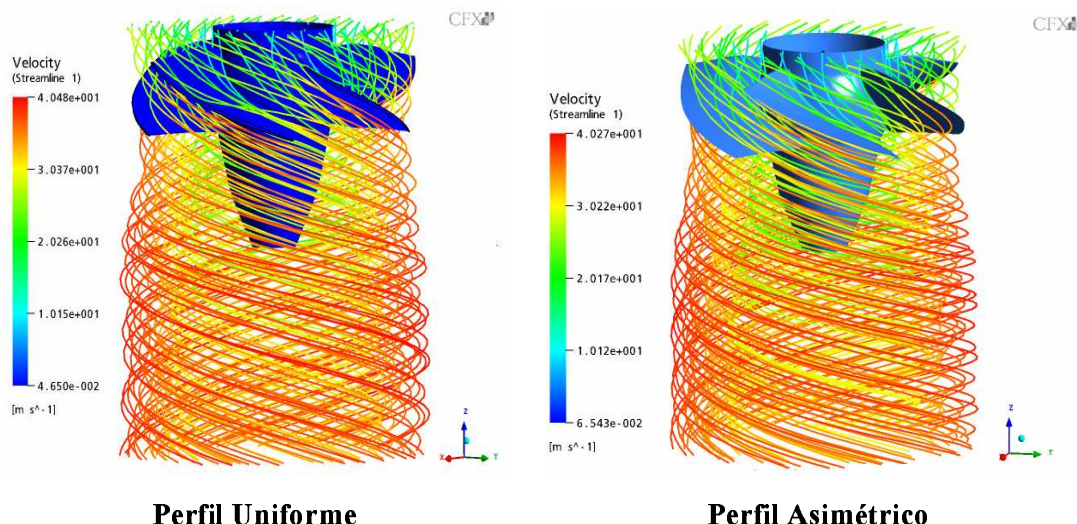


Figura 16. Líneas de corriente partiendo de la entrada al rotor

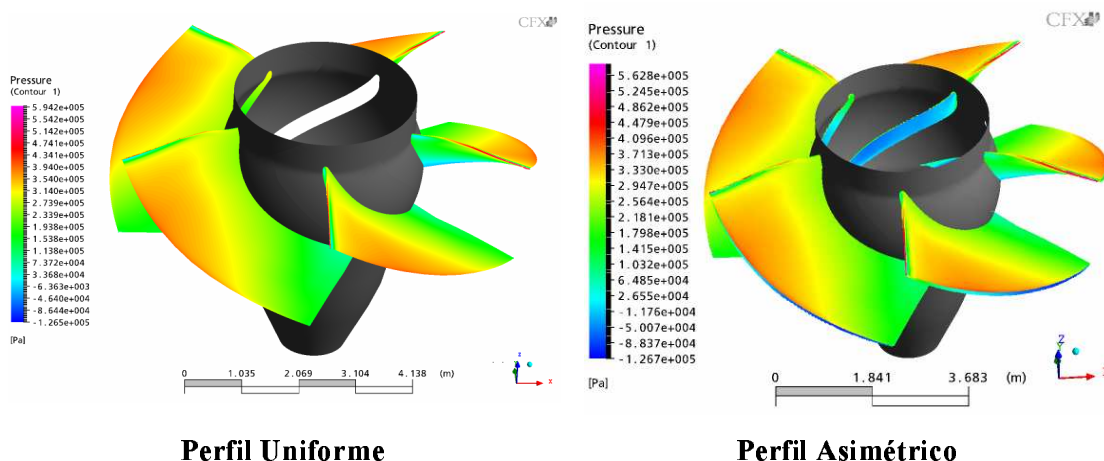


Figura 17. Contornos de presión estática sobre el lado de presión de los álabes

y un lado de baja presión. Para ambos casos se observa que las presiones se distribuyen de manera simétrica alrededor de la corona de álabes móviles.

*Simulación "B"*

En la Figura 16 se observan las líneas de corriente a través del dominio rotativo. El flujo se comporta de manera uniforme y se adapta perfectamente a la estructura tanto para el caso del perfil uniforme como para el perfil asimétrico.

En las Figuras 17 y 18 se observan los contornos de presión estática en el lado de succión y de presión de los álabes del rotor. Estos contornos son similares para ambos casos de estudio. El rango global de presiones es ligeramente mayor en el caso uniforme que en el asimétrico. Tanto

para el perfil uniforme como para el asimétrico los contornos de presión son iguales por álabes [Shumueli y Stanko , 2007].

En las Figuras 16 y 17 se observan los vectores de velocidad relativa en el lado de succión y de presión de los álabes del rotor. No se percibe ninguna anomalía en el perfil asimétrico en comparación con el perfil uniforme.

La Tabla 5 muestra la caída de presión total en el rotor para los dos casos estudiados. Se puede observar que la caída de presión total en el rotor para el caso asimétrico y para el caso uniforme es muy similar, observándose un decrecimiento ligeramente mayor para el caso uniforme, lo cual puede estar relacionado con las pérdidas hidráulicas asociadas con una cantidad de caudal ligeramente mayor.

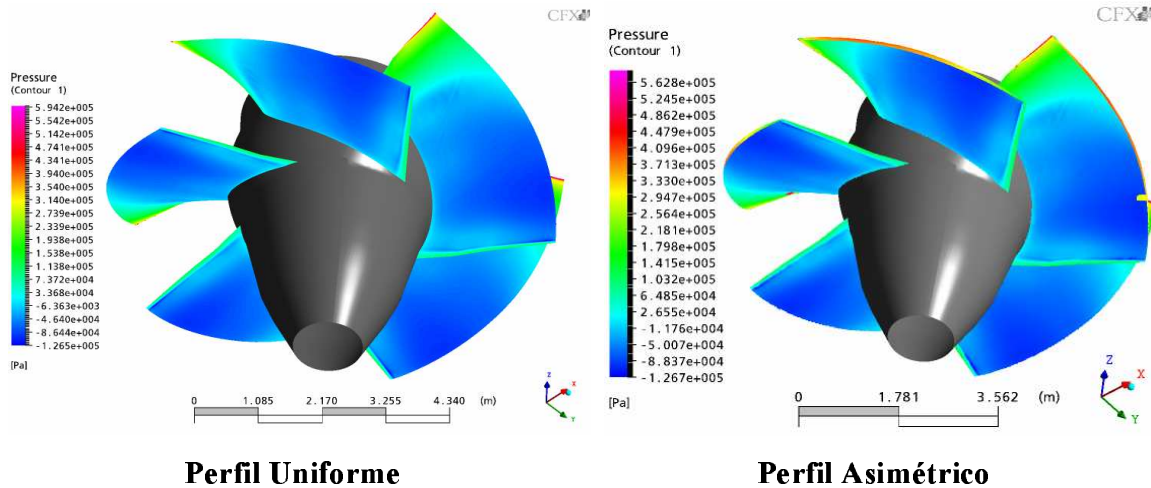


Figura 18. Contornos de presión estática sobre el lado de succión de los álabes

	Ptotal Entrada (KPa)	Ptotal Salida (KPa)	ΔP (m.c.a)
Caso Uniforme	449,04	48,58	40,94
Caso Asimétrico	444,30	45,12	40,81

Tabla 5. Variables físicas calculadas para el modelo rotacional

CONCLUSIONES

- Al variar la altura de la Ataguía “B” pudo notarse como su remoción hasta la cota 99 m.s.n.m favorece notablemente las condiciones del flujo aguas arriba de la Casa de Máquinas, generando distribuciones de velocidades asimétricas en las tomas de las turbinas Kaplan.
- La presencia de un perfil de velocidades asimétrico en la entrada de una Unidad Generadora de la Central Hidroeléctrica Tocola, no origina comportamientos hidrodinámicos irregulares o asimétricos en la estructura de Toma, Caja Semi-Espiral y Rotor. Por lo tanto se afirma que la condición asimétrica a la entrada no incide negativamente en el funcionamiento y operación de las turbinas Kaplan.
- Las asimetrías de velocidades presentes en la entrada se equilibran y uniformizan a lo largo del trayecto existente desde la entrada de agua de la unidad generadora hasta las cercanías del predistribuidor.
- En el pasado los Ingenieros Mecánicos y Civiles han trabajado relativamente separa-

dos en la optimización de plantas hidroeléctricas. Este aislamiento ha generado distintos Know-How y el desarrollo de diversas herramientas computacionales. Un incremento en la integración entre ambos campos mejoraría el diseño hidráulico. Uno de los elementos que puede acortar esta brecha es la utilización de modelos de CFD que pueden predecir los comportamientos hidrodinámicos con suficiente precisión.

NOMENCLATURA

- $h$ : Profundidad de agua
- $D_h$ : Diámetro hidráulico
- $r$ : Densidad  $t$ : Tiempo  $U$ : Velocidad
- $p$ : Presión
- $\mu$ : viscosidad dinámica
- $\mu_T$ : viscosidad turbulenta
- $\nu$ : viscosidad cinemática
- $Fr$ : Número de Froude
- $k$ : Energía cinética turbulenta
- $\varepsilon$ : Energía de disipación turbulenta
- $B$ : Fuerza volumétrica de cuerpo
- $S_k$ : Generación turbulenta
- $S_\varepsilon$ : Generación disipativas
- $C_\mu$ : Coeficiente de corrección turbulento
- $C_{1\varepsilon}C_{2\varepsilon}C_{3\varepsilon}$ : Coeficientes de corrección disipati-

vos  
GVO: Apertura de paletas del anillo distribuidor  
 $\alpha$ : ángulo de paletas del cubo de la turbina  
Pnom: Potencia nominal  
Q: Caudal.

---

## REFERENCIAS

---

AEA Technology Engineering Software, Inc.,  
*CFX 10TM Solver Manual*, 2006.

Knuss, J., (1987). *Swirling Flow Problems at Intakes*. A.A. Balkema.

Incropera, F. y Dewitt, D., (1996). *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. 4a Edición, John Wiley and Sons.

Montilla, G. y Toscano, M., (2008). *Simulación Numérica de los Ductos de Desvío de la Central Hidroeléctrica Caruachi*. CIME-NICS'2008.

Shumueli, A. y Stanko, M., (2007). *Estudio de la Hidrodinámica de la Caja Semi-Espiral de la Unidad 10 de la Central Hidroeléctrica Tocoma*. Tesis en Ing. Mecánica USB.

Toscano, M. y Sánchez, R., (2006). *Aplicación de un Modelo de CFD en el Estudio de la Aproximación Hidrodinámica a las Tomas de la Casa de Máquinas de la Central Hidroeléctrica de Tocoma*. Tesis en Ing. Civil UCAB.

Wesseling, P., (2000). *Principles of Computational Fluid Dynamics*. Springer-Verlag.