

ESTUDIO DE SIMULACIÓN NUMÉRICA ESTACIONARIA DEL FLUJO EN EL MODELO DE TURBINA FRANCIS TOKKE, EN DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN

¹HUAMANÍ, Anthony Jair Chumpitaz; ²BRAGA, Walber Ferreira

Resumen

Este trabajo investiga el flujo en el modelo a escala de la turbina Francis Tokke a carga parcial, mejor punto de eficiencia y alta carga, donde los datos iniciales y experimentales son contribución del primer y segundo Workshop Francis-99. El trabajo se basa en el software Ansys CFX, que es un software de Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD) que contiene características para simulaciones en maquinaria rotativa. Se utiliza la variante de modelo de turbulencia SST. Se realizan simulaciones utilizando un acoplamiento de interfaz Stage, incluida también interfaz de periodicidad en el rotor y los distribuidores móviles, desde la entrada hasta la carcasa espiral hasta la salida del tubo de aspiración. Las simulaciones realizadas son de estado estacionario las cuales dan buenas predicciones de la distribución de presión en la turbina en comparación con los resultados experimentales. Los perfiles de velocidad en la salida del corredor están bien predichos en las 3 condiciones. Sin embargo, algunas pequeñas incongruencias de datos entre los experimentales se forman por motivos ya sea numéricos o condiciones que no son tomadas en cuenta. Las simulaciones de estado estacionario sobreestiman fuertemente la eficiencia, dan buenas predicciones en el mejor punto de eficiencia (error de 2.1%), alta carga (1.4%) y con errores mayores a carga parcial (4.1%).

Palabras llave: Turbina Francis, Dinámica de Fluidos computacionales, CFX, estacionario

STUDY OF STATIONARY NUMERICAL SIMULATION OF THE FLOW IN THE FRANCIS TOKKE TURBINE MODEL, IN DIFFERENT CONDITIONS OF OPERATION

Abstract

This work investigates the flow in the scale model of the Francis Tokke turbine at partial load, better point of efficiency and high load, where the initial and experimental data are contributions of the first and second Francis-99 Workshop. The work is based on the Ansys CFX software, which is a computational fluid dynamics (CFD) software that contains features for simulations in rotating machinery. The variant of the turbulence model SST is used. The simulations are carried out using a interface Stage, also a periodicity interface in the rotor and the mobile distributors, from the entrance to the housing to the outlet of the suction pipe. The simulations carried out are of steady state which give good predictions of the pressure distribution in the turbine compared to the experimental results. The speed profiles at the exit of the corridor are well predicted in the 3 conditions. However, some small data incongruencies between the experimental ones are formed for reasons either numerical or conditions that are not taken into account. Stationary state simulations strongly overestimate efficiency, give good predictions at the best efficiency point (error of 2.1%), high load (1.4%) and with higher errors at partial load (4.1%).

Keywords: Francis turbine, computational fluid dynamics, CFX, stationary

1. INTRODUCCIÓN

Las turbinas de agua a menudo se utilizan para regular la red eléctrica, para equilibrar la demanda y el suministro de electricidad, ya que pueden cambiar el punto de funcionamiento en un corto período de tiempo [1]. Esto requiere que las turbinas funcionen con frecuencia en condiciones fuera de diseño y durante diferentes condiciones de operación. Las turbinas están

diseñadas tradicionalmente para un funcionamiento estable en un solo punto de operación, que se caracteriza por un flujo estable con remolino mínimo en la salida de la turbina. Por el contrario, la operación fuera de diseño conduce a un flujo más complejo a través de la turbina y la creación de un remolino en la salida en el tubo de aspiración [2]. Tales características de flujo inestable pueden conducir a fenómenos de

¹Universidad Federal de Integración Latino-Americano – UNILA, e-mail: anthony.huamani@unila.edu.br / Orientado

² Universidad Federal de Integración Latino-Americano – UNILA, e-mail: walber.braga@unila.edu.br / Orientador

interacción de fluidos y fuerzas oscilantes en el tubo de aspiración [3, 4]. El objetivo principal es predecir la eficiencia hidráulica de la máquina para todo un rango de condiciones de operación. Las turbinas deberían estar diseñadas para proporcionar una alta eficiencia y evitar condiciones inestables. Los resultados numéricos validados se pueden utilizar para ampliar el conocimiento del flujo en las turbinas y para mejorar el diseño de la turbina. Con el fin de evaluar la precisión de las simulaciones de CFD bajo condiciones de operación estacionarias, el primer taller Francis-99 ha sido presentado por Norwegian University of Science and Tecnology (NTNU) en Trondheim. Por lo tanto, se

proporcionaron mediciones apropiadas en diferentes puntos de operación. La máquina hidráulica investigada es un modelo a escala reducida de la central eléctrica de Tokke en Noruega: la plataforma de prueba asociada se encuentra en la NTNU. El modelo consta de 14 paletas (incluidas dos de diferentes tipos) dentro de una caja espiral, 28 paletas guía, un corredor con 15 divisores y 15 paletas de longitud completa y un tubo de aspiración de codo. Las mediciones se han llevado a cabo con carga parcial (PL), mejor punto de eficiencia (BEP) y carga alta (HL) con diferentes ángulos de álabes guía, descargas y velocidades de rotación. Las condiciones correspondientes se resumen en la tabla 1.

Tabla 1. Parámetros de flujo adquiridos y otras cantidades durante las mediciones de estado estacionario. (NTNU)

| Parámetro | PL | BEP | HL | Incertidumbre (%) |
|---|---------|---------|---------|-------------------|
| Ángulo de paleta de guía (°) | 6.72 | 9.84 | 12.43 | ± 0.04 grados |
| Salto neto(m) | 11.87 | 11.94 | 11.88 | ± 0.011% |
| Descarga (m ³ s ⁻¹) | 0.13962 | 0.19959 | 0.24246 | ± 0.1% |
| Torque del generador (Nm) | 416.39 | 616.13 | 740.54 | ± 0.03% |
| Par de fricción (Nm) | 4.40 | 4.52 | 3.85 | ± 1.5% |
| Velocidad angular del corredor (rpm) | 332.84 | 332.59 | 332.59 | ± 0.05% |
| Presión de entrada de la carcasa-abs (kPa) | 218.08 | 215.57 | 212.38 | ± 0.047% |
| Presión de salida del tubo de aspiración-abs (kPa) | 113.17 | 111.13 | 109.59 | ± 0.001% |
| Eficiencia hidráulica (%) | 90.13 | 92.39 | 91.71 | ± 0.14% |
| Densidad del agua (kg m ⁻³) | 999.8 | 999.8 | 999.8 | ± 0.01% |
| Viscosidad cinemática (m ² s ⁻¹) | 9.57E-7 | 9.57E-7 | 9.57E-7 | - |
| Gravedad (ms ⁻²) | 9.82 | 9.82 | 9.82 | - |

Las mediciones de presión se han realizado en 3 ubicaciones diferentes en el espacio sin paletas y el tubo de aspiración en los puntos 1, 2 y 3, las mediciones de velocidades son tomadas en las líneas 1 y 2 (figura 1). Los sensores de presión son representados por VL2, DT5 y DT6. El presente trabajo examina el flujo en el modelo de turbina Francis de cabezal alto en el mejor punto de eficiencia, carga parcial y carga alta utilizando determinado modelo de turbulencia y enfoque de interacción del rotor-distribuidor. Las simulaciones de estado estable se realizan usando una sola paleta de guía y un pasaje de hoja de corredor, y un acoplamiento de plano de mezcla entre las partes estacionarias y rotativas del dominio. Las simulaciones de estado estacionario incluyen espiral, distribuidor, paso de rotor y el tubo de aspiración. Las distribuciones de presión y velocidad se comparan con los resultados experimentales y numéricos de Trivedi [5], llevadas a cabo como Workshop Francis-99.

Todo el procedimiento y desarrollo de esta simulación obtendría resultados beneficiosos en el aspecto de reducción de costos de desenvolvimiento de proyectos de diseño de turbinas, también reduce los riesgos asociados a las mismas actividades, agilizar procesos para reducir los tiempos de estas, y realizar evaluaciones en actividades peligrosas o de experimentación muy cara.

2. TURBINA HIDRÁULICA

Una turbina es una máquina que tiene como fin transformar la energía de los fluidos en energía mecánica, para luego esta ser transformada en el caso de las centrales hidroeléctricas en energía eléctrica mediante un alternador aprovechando el movimiento circular que genera el eje de la turbina, las turbinas entonces cumplen el trabajo de la transformación de energía para su posterior aprovechamiento.

Existen diversas formas de clasificar a las turbinas hidráulicas, los autores lo hacen de acuerdo al enfoque del estudio que se tenga. Se puede clasificar a las turbinas de acuerdo a la forma como se ejerce la fuerza del agua hacia ella:

- Turbinas de acción: Son de flujo tangencial y a este grupo pertenecen las turbinas Pelton y Michell Banki.

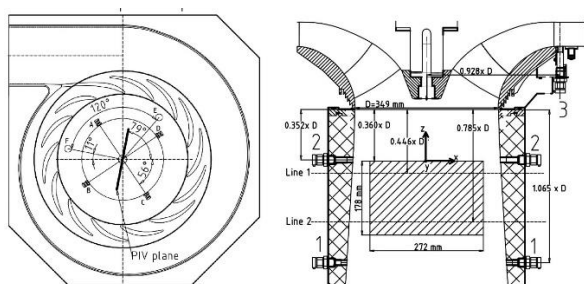


Figura 1. Posicionamiento de sensores. (NTNU)

- Turbinas de reacción: Pueden ser de flujo axial (en caso de las turbinas Kaplan y de Hélice) o de flujo diagonal o radio axial (en caso de las turbinas Francis y Dériaz).

La turbina con la que se trabaja es de reacción, esta actúa aprovechando la velocidad relativamente baja del fluido, pero con alta presión. La presión va disminuyendo durante su paso a través de los álabes hasta llegar a una presión muy baja, en ocasiones próximas a cero o incluso negativas.

En la actualidad la turbina hidráulica más usada en el mundo es la turbina Francis, está en el transcurrir del tiempo ha ido evolucionando, perfeccionando su geometría hasta alcanzar altos valores de eficiencia y aprovechando al máximo el caudal usado. La turbina Francis se caracteriza por ser de presión variable en las zonas del rodete ya que éste se encuentra sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia, por ser una turbina de reacción, las cuales tienen esta peculiaridad. Otra característica es que tiene un buen rendimiento, esto sucede cuando se tiene un caudal cercano del 60 % al 100 % del caudal máximo. Las turbinas Francis pueden ser instaladas con el eje en posición vertical siendo esta disposición la más generalizada ya que en cuestión de diseño es económica por el espacio que se usa para su instalación, especialmente en el caso de unidades de gran potencia. También puede ser instalada con el eje en posición horizontal, todas estas disposiciones dependen de las características de diseño que se requieran. [6]

3. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

El estudio numérico combinado de diversos fenómenos de transporte, entre los cuales se incluye transporte de momento, es llamado Computational Fluid Dynamics (CFD).

El CFD tuvo origen a partir de la combinación de dos disciplinas: mecánica de los fluidos y cálculo numérico. Las ecuaciones que rigen el flujo fluido tienen origen en la mecánica de los fluidos y pueden ser resueltas por medio de diferentes métodos numéricos. [7]

El campo de la Dinámica de Fluidos Computacional se convirtió en una herramienta comúnmente utilizada para generar soluciones para flujos de fluidos con o sin interacción sólida. En un análisis CFD, se lleva a cabo el examen del flujo de fluido de acuerdo con sus propiedades físicas tales como velocidad, presión, temperatura, densidad y viscosidad. Para generar virtualmente una solución para un fenómeno físico asociado con el flujo de fluido, sin comprometer la precisión, esas propiedades deben considerarse simultáneamente.

A continuación, se presentarán las bases del cálculo realizado en las simulaciones, abarcando las ecuaciones que gobiernan la física del problema.

En mecánica de fluido, se establecen modelos con el objetivo de representar el movimiento, energía y otras características del fluido. Tales ecuaciones serán brevemente enunciadas a continuación, exceptuando la ecuación de energía pues no se aplicará en este problema. Las ecuaciones que modelan el movimiento de un fluido en un volumen de control dado son las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones representan la conservación de momento lineal en el sistema y vienen dadas por la ecuación 1:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot T + \vec{f} \quad (1)$$

Que corresponde a la forma general donde ρ es la densidad del fluido, \vec{v} es el campo de velocidades del fluido, P es el campo de presiones en el fluido, T es el tensor de esfuerzos del fluido, y \vec{f} son fuerzas externas aplicadas sobre el volumen de control, como la gravedad. Considerando la ecuación constitutiva para un fluido newtoniano, la ecuación puede simplificarse a ecuación 2:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad (2)$$

Otro aspecto que es posible controlar es la conservación de masa mediante la ecuación de continuidad, expresada de manera diferencial como, ecuación 3:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (3)$$

Todas las ecuaciones base se pueden llevar a un único sistema de ecuaciones, ecuación 4, como el que se describe a continuación [8]

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{d\Omega} (\vec{F}_c - \vec{F}_v) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (4)$$

Donde \vec{W} es el vector de variables conservativas, \vec{F}_c el vector de flujos convectivos, \vec{F}_v el vector de flujos viscosos y finalmente \vec{Q} el vector de términos fuente.

3.1. Descripción del software de simulación Ansys CFX

El software de simulación ANSYS en su módulo CFX está diseñado para trabajar con el método de volúmenes finitos, usando un dominio que ha sido discretizado en un conjunto de volúmenes de control. Para poder entender el solucionador de ANSYS debemos tener en cuenta que su Solver (solucionador de ecuaciones) toma las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos como la ecuación de

continuidad, ecuación de Navier Stokes, y la ecuación general del transporte de Reynolds, ya que estas ecuaciones engloban a los términos de masa, momento, energía, etc. cada uno de estos términos son resueltos para cada volumen de control definido, abarcando de esta manera la totalidad del volumen de control.[7]

El solucionador moderno con el que trabaja Ansys CFX es la base de una abundante selección de modelos físicos para capturar prácticamente cualquier tipo de fenómenos relacionados con el flujo de fluidos como: laminar a turbulento (incluida la transición), incompresible a totalmente compresible, subsónico a trans y supersónico, isotérmico o con transferencia de calor por convección y / o radiación, sin reaccionar a los dispositivos de combustión, estacionarios y / o giratorios, fluidos individuales y mezclas de fluidos en una o más fases (incluidas las superficies libres), y mucho más.[9]

3.2. Malla

Los tipos de malla para el desarrollo de CFD se pueden dividir en hexaédricas y tetraédricas. Con mucho menos elementos, una malla hexaédrica da la misma calidad de resultados que una tetraédrica. La malla Hexa consigue lidiar bien con la anisotropía de malla. La pregunta que muchos se hacen es que ¿si las mallas Hexa son tan eficientes y adecuadas porque todavía se trabajan con tetraédricas? Porque ellas son más difíciles de realizarlas, porque demandan más intervención humana. [10]

El en desenvolvimiento de CFD para turbo-maquinarias es común utilizar mallas híbridas, esto quiere decir una combinación de hexaédricas y tetraédricas, esto disminuye el tiempo de creación de malla además que la calidad de esta es mucho mejor comparada con una malla que es puramente tetraédrica.

3.3. Interfaces

En CFD existen diversas herramientas disponibles para tratar los métodos de las conexiones entre mallas, la selección de métodos puede conllevar a una mejora en la proximidad de resultados y en el costo computacional.

3.3.1. Marco de Referencia

Uno de los principales métodos con los cuales se tratan a turbo-maquinarias es utilizar un marco de referencia giratorio. Esto quiere decir que un marco de referencia se adjunta a un dominio en movimiento. ¿Por qué utilizar un marco de referencia giratorio? [11]

- El campo de flujo que es inestable cuando se ve en un marco estacionario puede volverse estable cuando se ve en un marco giratorio
- Los problemas de estado estable son más fáciles de resolver
- Se agregan términos de aceleración adicionales a las ecuaciones de momento.
- Bajo costo computacional
- Más fácil de post-procesar y analizar

3.3.2. Periodicidad

La periodicidad es una técnica muy recurrente en simulaciones de turbo-maquinaria la cual ayuda a disminuir el costo computacional de la simulación. En el caso de la Periodicidad de Rotación, los dos lados de la interfaz periódica se pueden mapear mediante una única transformación de rotación alrededor de un eje. Este es el caso más común de periodicidad y se utiliza, por ejemplo, en el análisis de un solo paso de cuchilla en una máquina rotativa. Si una interfaz de dominio implica periodicidad rotacional, el eje para la transformación rotacional también se debe especificar en el área Definición del eje. [12]

3.3.3. Acoplamiento

Dentro del campo de la simulación los acoplamientos se pueden definir como interfaces que conectan diferentes dominios dentro de la geometría general. En los métodos de acoplamiento se pueden distinguir 2 elecciones comunes para estados estacionarios en turbo-maquinarias, estas son frozen rotor y stage. [11]. Estos dos métodos son principalmente enfocados a estados estacionarios.

- Frozen Rotor (MFR)
 - Posiciones relativas fijas
 - trata el flujo de un componente al siguiente cambiando el marco de referencia mientras se mantiene la posición relativa de los componentes. Se debe utilizar para dominios de flujo no axisimétricos. Por ejemplo, voluta-rotor.
 - Los efectos de interacción son ignorados
- Stage (MFR)
 - Promedio circunferencial de flujos en bandas en la interfaz de dominio.
 - Se produce una pérdida de mezcla única: adecuada cuando el movimiento relativo en la interfaz es lo suficientemente grande como para mezclar cualquier perfil de velocidad ascendente.
 - Cuentas de efectos de interacción promediados en el tiempo.

4. DESENVOLVIMIENTO

Para el desarrollo de la simulación se tomaron en cuenta 3 puntos de operación de la turbina, ya mencionadas anteriormente, BEP, PL y HL. Luego de realizar las simulaciones se comparan los resultados experimentales con los resultados CFD obtenidos, esto son los datos de presión y velocidad de los sensores localizados en determinadas zonas.

4.1. Geometría de turbina

La geometría de la turbina fue facilitada por NTNU en su primer workshop en el 2014 con el objetivo del desarrollar simulaciones con respecto al estudio de esta. En la figura 2 se puede observar a la turbina Francis con la que se trabaja, la mediciones y datos experimentales de esta ya fueron mencionadas anteriormente.



Figura 2. Geometría de turbina a tratar. (NTNU)

4.2. Mallas de turbina

El mallado utilizado para el estudio de esta turbina fue facilitada también por la NTNU la cual ya había realizado algunas pruebas de simulación de esta, esta malla esta con una refinación buena para el desarrollo de la simulación. En el caso de la geometría de la malla a tratar del rotor y del distribuidor móvil se

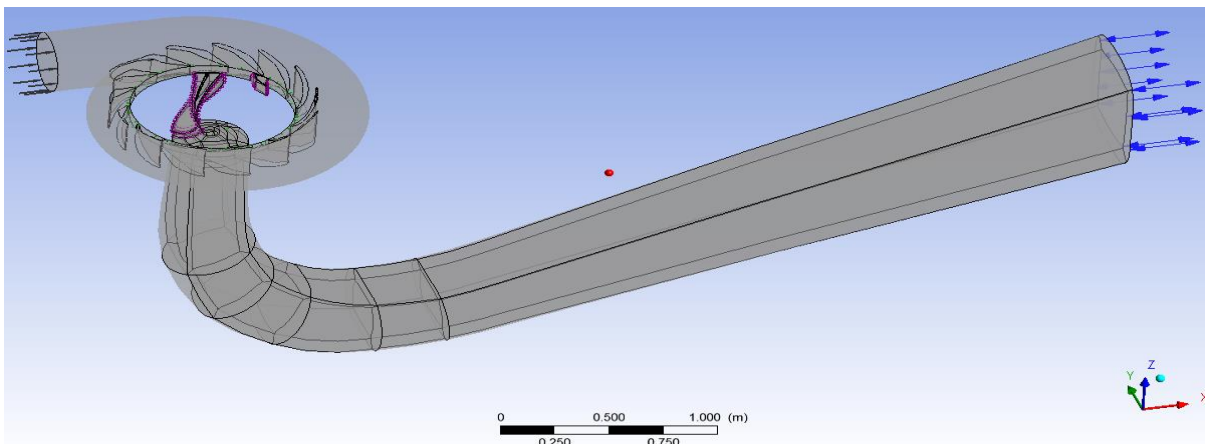


Figura 3. Interacción de las interfaces de la turbina Francis.

En la figura 4 se observa los sectores de periodicidad ya mencionados, estos están resaltados de

realiza cortes simétricos para luego analizar el método de periodicidad en estas. El tipo de mallado de la geometría no es totalmente hexaédrico teniendo así sectores combinados con mallas tetraédricas. Las especificaciones estructurales de la malla son explicadas en el anexo 1.

4.3. Condiciones de la turbina

Para empezar con el desenvolvimiento de la simulación se necesitarán las condiciones de contorno de esta, los datos a tomar en cuenta están en la tabla 1. En esta ocasión se tomó en cuenta cantidad fluido que se transporta como condición de entrada, en la condición de salida se considera a la presión relativa al final del tubo de escape, y como Wall (pared) a las superficies solidad de la turbina. Otra medida a tomar en cuenta es la gravedad, la cual también está incluida en la simulación.

4.4. Interacción de interfaces y periodicidad en la turbina

Las interacciones que se llevaron a cabo para el desenvolvimiento de la simulación en las interfaces o uniones fueron por medio del método Stage, esto se debe a la cantidad de interfaces continuas con las que se trabajan en esta simulación, en total son 4 volúmenes de control diferentes con 3 interfaces o uniones con las que se trabaja, voluta-distribuidor, distribuidor-rotor, rotor-tubo de succión. En los cortes simétricos que se realizaron a la paleta de distribución móvil y rotor se aplica el método de periodicidad, uno de los beneficios de trabajar con este método es la reducción considerable del costo computacional. En la figura 3 se observa la interacción de las interfaces ya mencionadas.

color violeta, y muestran el sentido de rotación periódica con las que van a ser resueltas.

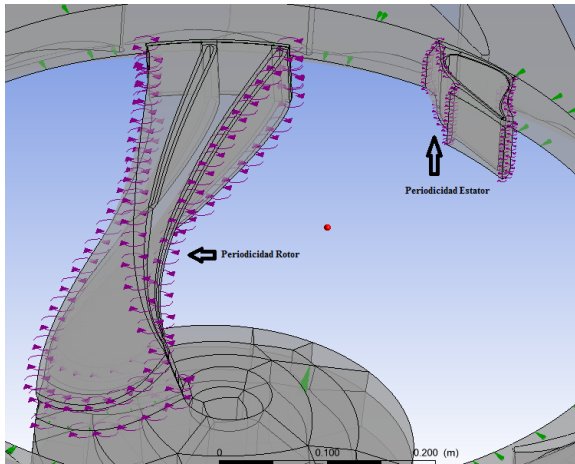


Figura 4. Periodicidad de la paleta de distribución móvil y rotor.

Para una mejor visualización del desenvolvimiento con respecto a la configuración numérica (setup), en el anexo 2 la cual fue utilizada en todas las simulaciones se observa una tabla con información sobre las interfaces, condiciones de contorno, mallado, propiedades del fluido, solver, modelo de turbulencia, capacidad y velocidad de la computadora donde se ejecutó.

5. RESULTADOS OBTENIDOS

Se obtuvieron resultados de los tres puntos de operación estudiados. A continuación, en la figura 5, la distribución de presiones de BEP con un plano en el eje XY, esto es para mostrar la concordancia de dichos datos y su correcta distribución a través del rotor.

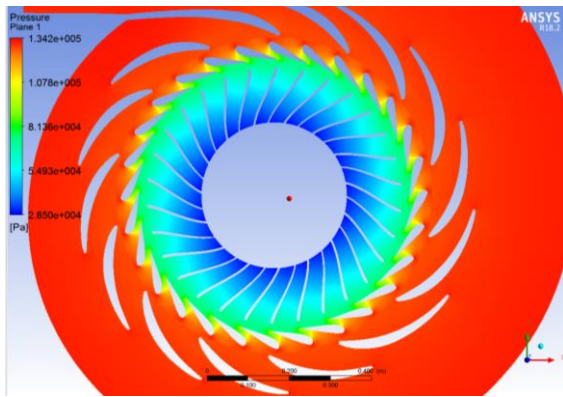


Figura 5. Distribución de presiones de BEP, en un plano XY.

Esta secuencia de distribución de presiones en este plano es igual para los demás puntos de operaciones, pero con presiones diferentes de acuerdo a las condiciones de contorno tomadas. En la figura 6 se observa la distribución de presiones en el plano XZ en la zona de tubo de succión de BEP.

Cabe resaltar que el eje de las abscisas de los gráficos de velocidad está compuesto por 28 puntos, los cuales representan divisiones igualmente espaciadas a lo largo de la línea 1 y línea 2 en el tubo de succión. También que las mediciones experimentales de la velocidad tangencial están disponibles hasta la mitad de las líneas 1 y 2.

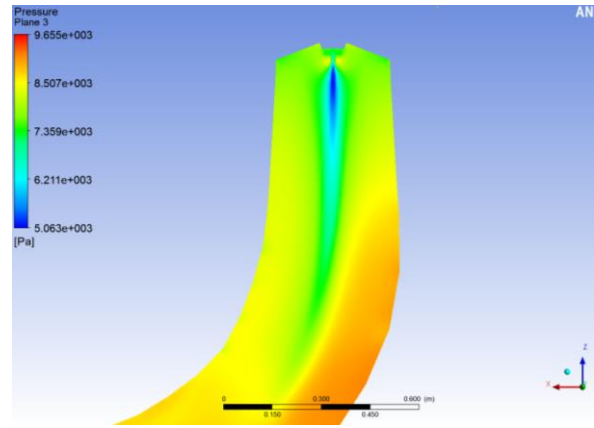
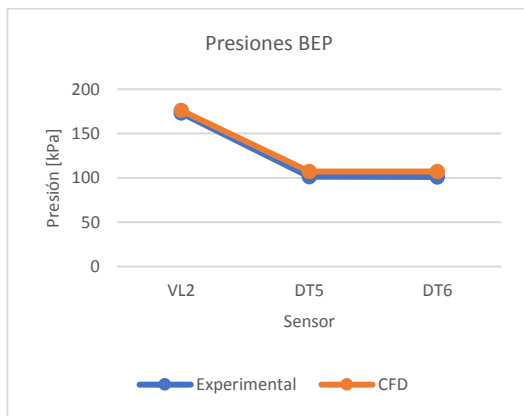


Figura 6. Distribución de presiones del plano XZ en el tubo de succión de BEP.

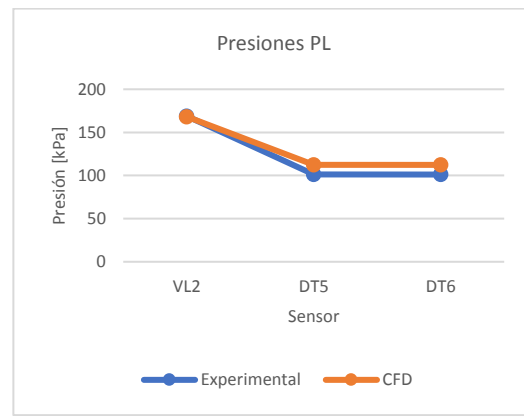
Los resultados obtenidos en la simulación de los datos de velocidad y presión en las zonas donde se hallan los sensores en los 3 puntos de operación son mostrados en los siguientes gráficos.

5.1. Presión de los sensores en la turbina

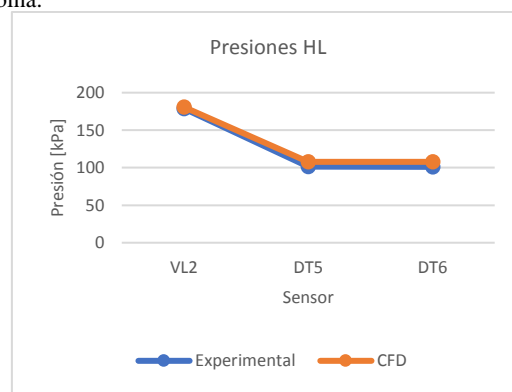
Según los datos experimentales, se analizan 3 puntos en la turbina con respecto a las presiones, en las gráficas 1, 2 y 3 se pueden observar que la distribución de las presiones a diferentes cargas son bastante similares y correspondientes a los datos experimentales, pero con una cierta diferencia en los dos últimos sensores DT5 y DT6, estos se encuentran en el tubo de succión, esto indica que ciertos fenómenos que ocurren en la salida del tubo de succión no se representan de la misma manera en el experimento y en las simulaciones numéricas. Como ejemplo, se puede observar la Figura 6 que ofrece una visión general de la distribución de presión estática en el plano de simetría del tubo de succión. Los sensores de presión, DT5 y DT6, están ubicadas en paredes opuestas justo debajo de la sección de medición de velocidad superior. Se observa una reducción significativa en la presión estática en la línea central, y su ancho debe ser muy importante para la presión estática en las paredes en esa región.



Gráfica 1. Presión BEP en la zona de los sensores de la turbina.



Gráfica 2. Presión en PL de los sensores de la turbina.



Gráfica 3. Presión en HL de los sensores de la turbina

Para una mejor comprensión de los resultados obtenidos con respecto a las presiones, observar la tabla 2. Los resultados numéricos se presentan en forma de desviación porcentual de las mediciones experimentales. La mayor discrepancia entre la presión calculada y la medida se encontró en PL para el sensor DT6, donde el valor de la presión numérica subestima

el experimental en un 9.9% (CFX). La mejor concordancia entre la presión calculada y la medida también está en PL donde la presión calculada numéricamente en el sensor VL2 subestima la experimental en solo 0.4%.

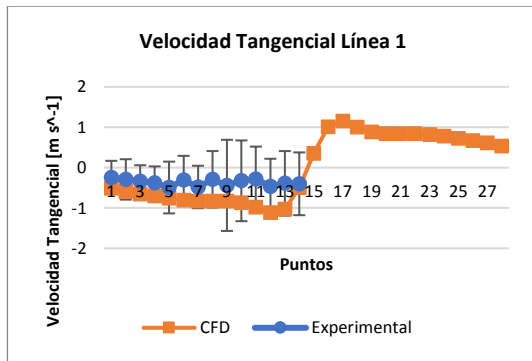
Tabla 2. Desviación porcentual de las presiones en los diferentes puntos de operación.

| | PL | | BEP | | HL | |
|-----|-----------|----------------|-----------|----------------|-----------|----------------|
| | Exp.(kPa) | Desviación (%) | Exp.(kPa) | Desviación (%) | Exp.(kPa) | Desviación (%) |
| DT5 | 101.30 | 9.8% | 101.28 | 5.5% | 101.27 | 6.1% |
| DT6 | 101.13 | 9.9% | 101.12 | 5.7% | 101.12 | 6.2% |
| VL2 | 168.96 | -0.4% | 173.17 | 1.6% | 178.87 | 1.1% |

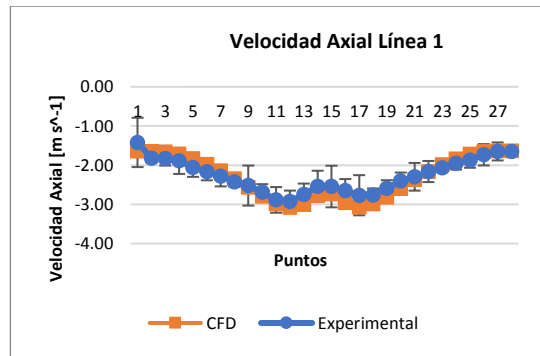
5.2. Velocidades

Se obtuvieron los resultados de las velocidades de BEP en las líneas 1 y 2, así también fue realizado para los demás puntos de operación. En las gráficas del 4 al 7, se observan las velocidades tangenciales y axiales BEP, se puede observar un remolino cerca del eje de rotación, tanto en la línea 1 como en la línea 2. Las distribuciones de velocidades concuerdan con los datos experimentales, ya que están dentro del rango de desvío de este. Todos los resultados

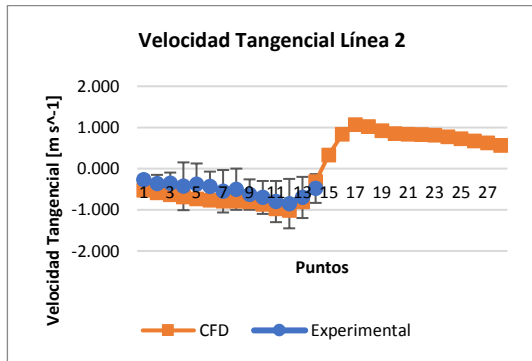
numéricos muestran un fuerte remolino cerca del eje de rotación que está presente en los experimentos. Esto está relacionado con la reducción local en la presión estática en la línea central, como se discutió para la Figura 6. Las distribuciones de velocidad en la segunda línea de medición muestran que el remolino aún está sobre-predicho por las simulaciones de estado estable. Las distribuciones numéricas de velocidad axial concuerdan bien con los datos experimentales en la mayor parte del ancho del tubo de aspiración, excepto en la región cercana al eje de rotación.



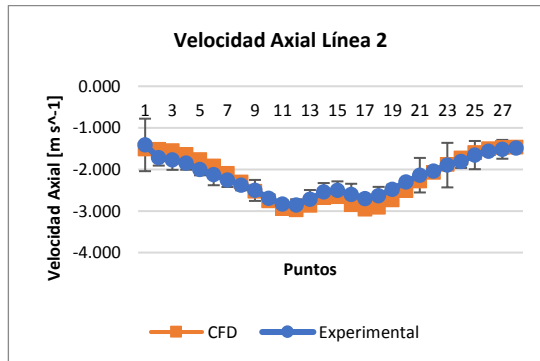
Gráfica 4. Velocidad Tangencial línea 1 de BEP.



Gráfica 5. Velocidad Axial Línea 1 de BEP.



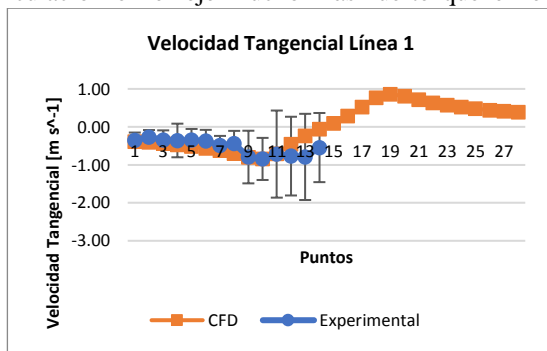
Gráfica 6. Velocidad tangencial en la línea 2 de BEP.



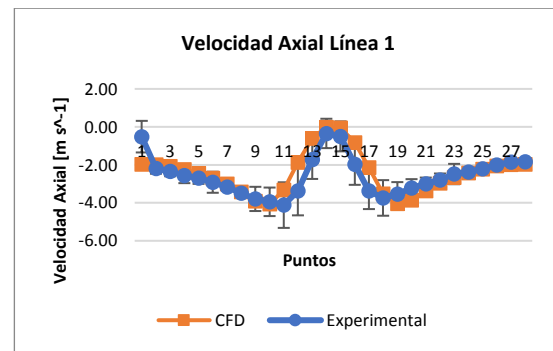
Gráfica 7. Velocidad Axial en la línea 2 de BEP.

En las gráficas del 8 al 11 se observan las velocidades tangenciales y axiales en el punto de operación HL. Se muestra que las distribuciones de velocidad axial corresponden bien a las mediciones en una gran parte del tubo de aspiración a alta carga. Sin embargo, todos los resultados numéricos predicen una recirculación en el eje mucho más fuerte que en el

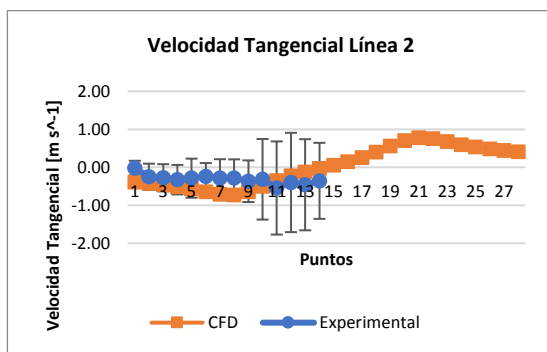
experimento. El remolino predicho se comporta como el experimental, este remolino se atenúa hasta la segunda línea de medición, pero aún es más grande que la línea experimental. Los resultados muestran algunas variaciones inesperadas, lo que probablemente se deba a la inestabilidad numérica.



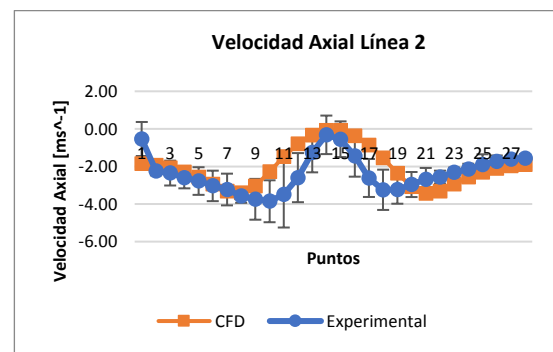
Gráfica 8. Velocidad Tangencial en la línea 1 de HL.



Gráfica 9. Velocidad Axial en la línea 1 de HL.



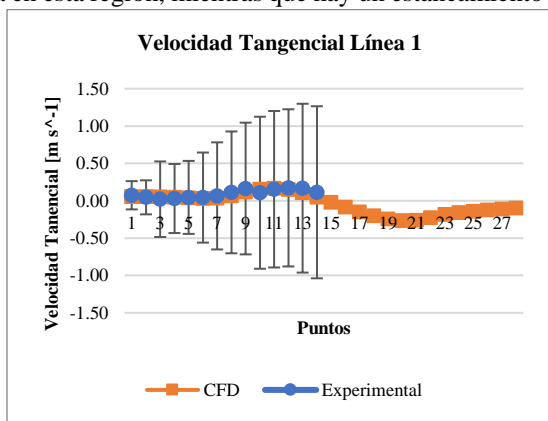
Gráfica 10. Velocidad tangencial en la línea 2 de HL.



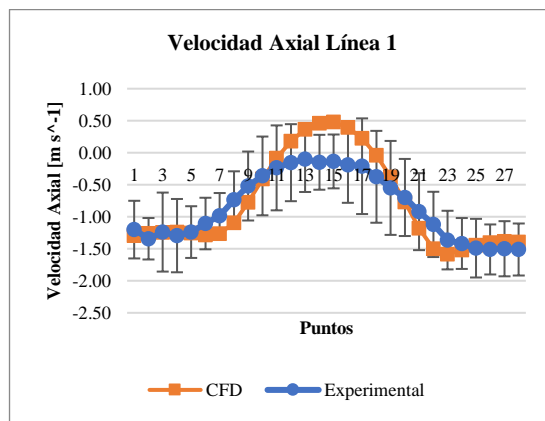
Gráfica 11. Velocidad axial en la línea 2 de HL.

Las gráficas 12 al 15 se observa los resultados obtenidos en el punto de operación PL. Con estas graficas se da a entender que hay un fuerte remolino cerca de las paredes del tubo de aspiración en la condición de carga parcial. La mayor parte del flujo pasa en esta región, mientras que hay un estancamiento

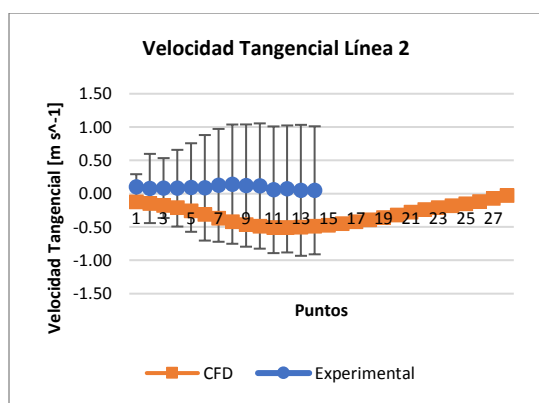
con algo de retroceso en el resto de la sección transversal. Esta región de recirculación es claramente visible en los contornos de presión en el anexo 3, como una gran región de baja presión que se extiende sobre una gran parte del ancho del tubo de aspiración.



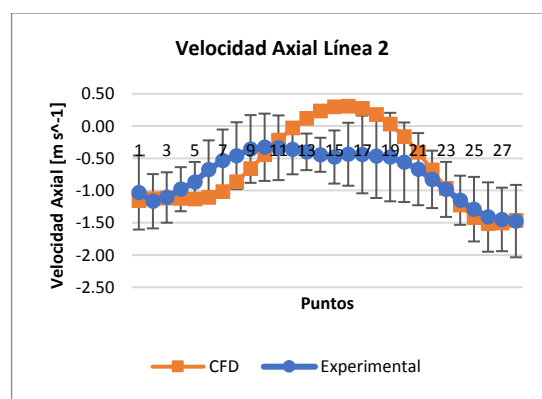
Gráfica 12. Velocidad Tangencial en la línea 1 de PL.



Gráfica 13. Velocidad axial en la línea 1 de PL.



Gráfica 14. Velocidad Tangencial en la línea 2 de PL.



Gráfica 15. Velocidad axial en la línea 2 de PL.

5.3. Eficiencia Hidráulica

Los rendimientos hidráulicos de la turbina en los diferentes puntos de operación con relación a los datos experimentales fueron mostrados en la tabla 1.

La tabla 3 compara la eficiencia hidráulica de la turbina de las simulaciones con los resultados experimentales. Las simulaciones dan una buena concordancia con los datos experimentales en el mejor punto de eficiencia, arrojando un error de 2.1%, la diferencia con los datos experimentales aumenta a 4.1% a carga parcial y 1.4% a carga alta. Estas simulaciones, por otro lado, dan una sobre-predicción de la eficiencia.

Tabla 3. Eficiencias obtenidas en CFD

| | Eficiencia Exp. (%) | ERROR CFD |
|-----|---------------------|-----------|
| BEP | 92.39 | 2.1% |
| PL | 90.13 | 4.1% |
| HL | 91.71 | 1.4% |

6. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha detallado la metodología por seguir en las simulaciones estacionarias, con el fin de mantener el costo computacional moderado y a la vez obtener una precisión razonable en la descripción de los fenómenos más relevantes, en vez de discretizar toda la máquina, lo cual requeriría un número ingente de nodos. La simulación, estuvo encaminada a determinar las velocidades en las líneas 1 y 2, también las presiones en sus respectivos puntos de localización en la turbina,

utilizando una configuración reducida de 1 alabe para el distribuidor móvil y 2 para el rodete, las cuales serían zonas de periodicidad de la máquina. Siguiendo esta metodología, fue posible encontrar las velocidades axiales y tangenciales en las líneas 1, 2, y las presiones en las zonas de los sensores VL2, DT5 y DT6. En la comparación con las medidas experimentales tomadas en el sitio, se encontró un acuerdo satisfactorio con los resultados numéricos, tanto en la velocidad y presión como en su eficiencia hidráulica. No obstante, con bajos caudales, la aparición del aumento de fenómenos intrínsecamente no estacionarios como vórtices en el tubo de succión, hace que se presenten algunas discrepancias entre los cálculos y las medidas. El comportamiento general de las distribuciones de presión estática predichas numéricamente es muy similar a las experimentales. Las diferencias de estas comparaciones podrían deberse al efecto de la resolución de la malla y la calidad de la malla en esa región la cual debería investigarse más a fondo. Las predicciones de eficiencia hidráulica de las simulaciones corresponden estrechamente con los experimentales. El error en comparación con los datos experimentales es 2.1% en el punto de diseño, 1.4% en carga alta y 4.1% en carga parcial. El comportamiento similar de los resultados numéricos presentes y previos sugiere que hay un error sistemático en la descripción del caso, la malla o las condiciones del método, como ya mencionado anteriormente. Todos esos fueron similares en el presente y el estudio publicado previamente. Sin embargo, los resultados de estado estacionario arrojan errores mucho más elevados en la predicción de la eficiencia hidráulica. Las diferentes pérdidas internas, como por ejemplo en la carcasa en espiral, no está incluida en las simulaciones de estado estacionario. Esta es la deficiencia principal de los resultados de estado estacionario. Si se elimina esta deficiencia, los resultados de estado estacionario serían más precisos con relación a los datos experimentales.

Para futuras investigaciones se tomaría en cuenta el estudio de cada modelo numérico existente, al compararlas se analizaría en que método y sector de la turbina los errores son menores. Otra línea de investigación que se puede desarrollar es en el enfoque en el refinamiento del mallado según las condiciones, ya que en este trabajo se tomó en cuenta solo a la malla dada por el NTNU. Y por último, la línea de investigación que más llama la atención sería enfocado al estado transitorio del proyecto, esto daría a entender que las condiciones tomadas son las más realistas posibles, ya que las turbulencias generadas en la turbina son fenómenos netamente del estado transitorio.

7. REFERENCIAS

- [1] NICOLET, C. Hydroacoustic modelling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems Ph.D. thesis Ecole polytechnique federale de Lausanne. 2007
- [2] SHINGAI, K.; OKAMOTO, N.; TAMURA, Y. and TANI, K. Experimental and numerical investigation of unsteady behavior of cavitating vortices in draft tube of low specific speed Francis turbine. 2014
- [3] KECK, H. and SICK, M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. 2008
- [4] NICOLET, C.; ZOBEIRI, A.; MARUZEWSKI, P. and AVELLAN, F. On the upper part load vortex rope in Francis turbine: Experimental investigation. 2010
- [5] CHIRAG, Trivedi; CERVANTES, Michel. FRANCIS-99: A test-case on a high head Francis turbine. Norwegian University of Science and Technology (NTNU).
- [6] MATAIX, Claudio. (1975). Turbomaquinas Hidraulicas. Primera edición. Editorial ICAI. Madrid, España.
- [7] ZEGARRA VELASQUEZ, Roberto Luis. Análisis y simulación fluidodinámica del fenómeno de cavitación en una turbina Francis. Lima-Perú. 2015. Pag 9,11, 14, 39
- [8] KESSLER, Martin. Fluidodinámica, Tecnología de Simulación. ESSS. 2016. <http://www.esss.com.br/blog/es/2016/06/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>. Accesado 27/11/2017.
- [9] OZEN. Ansys CFX. <https://www.ozeninc.com/products/fluid-dynamics/ansys-cfx/>. Accesado: 25/06/2018.
- [10] BLAZEK, J. Computational fluid dynamics: principles and applications. Referex Engineering. Elsevier, 2005.
- [11] ESSS. Introdução à fluidodinâmica computacional, malhas. 2013. Pag. 18,19.
- [12] ANSYS. Introduction to ANSYS CFX. 2012. Pag. 18- 21.

ANEXO 1. Especificaciones de malla

| Dominios | Nodos | Elementos |
|---------------------------|--------------|------------------|
| Espiral | 2941748 | 3427708 |
| Sector de rotor | 760755 | 718720 |
| Sector de distribuidor | 300448 | 281600 |
| Tubo de succión | 912985 | 890880 |
| Todos los dominios | 4915936 | 5318908 |
| Elementos hexaédricos | 4124679 | |

ANEXO 2. Resumen de configuración numérica (setup)

| PARÁMETRO | DESCRIPCIÓN |
|---|--|
| Modelo de turbulencia | SST |
| Tipo de malla | Híbrida, nodos 4915936 |
| Tipo de simulación | Estacionario |
| Interfaces | Periodicidad de rotor y distribuidor móvil: para multiplicar el sector del rotor: periodicidad rotacional, conexión de malla: GGI |
| | espiral-distribuidor, distribuidor-rotor y rotor rubo de succion: Conexión general, modelo de mezcla: stage, pitch change: automatico, conexión de malla: GGI |
| Condiciones de contorno | entrada: caudal - 5% intensidad de turbulencia |
| | salida: presión relativa de salida - 5% intensidad de turbulencia |
| Fluido | agua a 25° C, transferencia de calor: isotérmica |
| Solver control | esquema de adveccion: high resolution |
| | turbulencia numerica: primera orden |
| Convergencia de control | min-max. Iteraciones : 1-400 |
| Criterio de convergencia | residual target (RMS): 1E-5 |
| Run Type | run mode: serial, intel core i5 5200 CPU @ 2.20GHz 8 RAM |
| Tiempo estimado por una simulación | 30h 16mit 44.79 seg. |

ANEXO 3. Perfil de presión PL.

