

# Three-dimensional simulation of the entrance-impeller interaction of a hydraulic disc pump

*José Leonardo Pérez, Luis Patiño Carrillo y Henry Espinoza*

*Centro de Termofluidodinámica y Mantenimiento (CTYM), Universidad de Oriente,  
Apartado 4653. Puerto La Cruz, Venezuela. Fax: 0281-4203271.  
E-mail: lpatino@udo.edu.ve / hespinoza@cantv.net*

## Abstract

A study of the fluiddynamic behavior of the entrance-impeller interaction of a Hydraulic Disc Pump is presented, through numerical simulations, using the finite volume method. A three-dimensional numerical model was developed, using the technique of multiblocks and structured meshes, by means of the commercial code CFX 4.3<sup>TM</sup>. The simulated model corresponds the flat impeller of (203 mm) of diameter to the exit, of a disc pump of simple suction. 8 flows were simulated, in those that the nominal flow, the maximum flow and the minimum flow were included. The simulations were carried out in stationary state and it took advantage the periodic condition of the flow inside the impeller, being reduced to section  $\frac{1}{4}$ . The obtained load-flow curve was compared with the experimental pump curve given by the maker. The obtained curve, through the numerical results of the simulations, possesses a similar behavior to the experimental one, with values of load superiors to 15%, for the near flows to the nominal one. Additionally, the interaction entrance-impeller was analyzed through of pressure and velocities profiles, that which allowed to know and to understand the behavior of these variables for the simulated conditions.

Key words: Pump, centrifugal, impeller, numerical simulation

# Simulación tridimensional de la interacción entrada-impulsor de una bomba hidráulica de discos

## Resumen

Se presenta un estudio del comportamiento fluidodinámico de la interacción entrada-impulsor de una Bomba Hidráulica de Discos, a través de simulaciones numéricas, usando el método de los volúmenes finitos. Se desarrolló un modelo numérico tridimensional, usando la técnica de múltiples bloques y mallas estructuradas, mediante el código comercial CFX 4.3<sup>TM</sup>. El modelo simulado corresponde al impulsor liso de (203 mm) de diámetro a la salida, de una bomba de discos de simple succión. Se simularon 8 caudales, en los que se incluyeron el caudal nominal, el caudal máximo y el caudal mínimo. Las simulaciones se realizaron en estado estacionario y se aprovechó la condición periódica del flujo dentro del impulsor, quedando reducida a  $\frac{1}{4}$  de sección. La curva carga-caudal obtenida se comparó con la curva experimental de la bomba suministrada por el fabricante. La curva obtenida, a través de los resultados numéricos de las simulaciones, posee un comportamiento similar a la experimental, con valores de carga superiores al 15%, para los caudales cercanos al nominal. Adicionalmente, se analizó la interacción entrada-impulsor a través de los perfiles de presión y velocidad, lo cual permitió conocer y comprender el comportamiento de estas variables para las condiciones simuladas.

Palabras clave: Bomba, centrífuga, impulsor, discos, simulación numérica.

## Introducción

Las turbomáquinas están presentes en una gran variedad de actividades industriales, por lo que el conocimiento y comprensión de su funcionamiento es de suma importancia para el ingeniero. El desarrollo industrial implica el uso de muchas tecnologías que participan de forma decisiva en el proceso productivo. Dentro de estas tecnologías se encuentran las relacionadas con el bombeo de diversos tipos de fluidos, que requieren de un tratamiento cuidadoso por sus características fisicoquímicas y por el valor comercial que representan.

La aplicación de los códigos de la dinámica de fluidos computacional permiten obtener, de forma aproximada, la solución de las ecuaciones diferenciales mediante técnicas de resolución numérica, facilitando el conocimiento detallado del comportamiento de las principales variables que intervienen en el estudio, a fin de generar las soluciones a los problemas que estas presentan.

El flujo de fluidos a través de una máquina hidráulica es de naturaleza tridimensional, no estacionario, turbulento y con flujos secundarios. Esto se debe, en primer lugar, a los efectos producidos por el impulsor, responsable del recorrido radial del fluido y del aumento de la acción centrífuga para incrementar la carga estática, y en segundo lugar, por la voluta y difusor, que permiten reducir la velocidad y transformar en parte, la energía cinética en energía potencial [1]. Se ha demostrado que los programas de la dinámica de fluidos computacional son herramientas muy útiles en el análisis de las turbomáquinas, tanto en el diseño como en la predicción de sus prestaciones. González *et al.* [2] realizaron simulaciones tridimensionales de modo no estacionarios de un flujo en el interior de una bomba centrífuga tomando en consideración la interacción impulsor-voluta. Los resultados numéricos se compararon con las curvas características experimentales y con las fluctuaciones de presión medidas experimentalmente en la voluta, demostrándose la efectividad del método. Van Esch [3] desarrolló un método numérico tridimensional para simular el flujo potencial dentro de las bombas hidráulicas de flujo radial y de flujo mixto. Se determinó las eficiencias de las bombas, usando los modelos adicionales para estimar pérdidas visco-

sas, pérdidas mixtas, pérdidas por fricción en el impulsor, y pérdidas volumétricas. La eficiente capacidad del método es validada por los análisis experimentales en laboratorio. Longatte *et al.* [4] presentaron un análisis numérico del circuito de acople de una bomba centrífuga considerando las interacciones entre los elementos móviles y fijos de la bomba. Se estudió a interacción entrada-impulsor e impulsor-voluta obteniéndose resultados satisfactorios al ser comparados con resultados experimentales. Miner [5] estudió, empleando mallas gruesas, las velocidades axiales y tangenciales del fluido, en una bomba de flujo axial y en una bomba de flujo mixto, sobre un canal interálabe para cada una de ellas. Lakshminarayana [6] presenta una profunda revisión y evaluación de las técnicas usadas en la dinámica de fluidos computacional, destinadas a la predicción y análisis de las turbomáquinas.

Recientemente, Pacello *et al.* [7], publicaron un artículo donde se describe el principio de funcionamiento de una nueva bomba, "La Bomba Hidráulica de Discos", basado en un mecanismo sin contacto que trabaja solamente con dos discos paralelos (sin álabes), aprovechando al máximo los principios de la capa límite y de la resistencia viscosa.

En las referencias [2-6] se presentan simulaciones numéricas del comportamiento fluidodinámico en bombas centrífugas y esta investigación tiene como propósito estudiar, a través de simulaciones numéricas, el comportamiento fluidodinámico de una bomba hidráulica de discos, en la interacción entrada impulsor, teniendo en cuenta su geometría tridimensional, usando el método de los volúmenes finitos con el programa de tipo comercial CFX 4.3.

## Materiales y Métodos

### Modelo físico

Las bombas de discos funcionan bajo el principio de la capa límite y de la fricción viscosa. En estas bombas, la capa límite envuelve a todo el fluido y gira solidariamente con éstos, creando una barrera de protección natural que separa al fluido del impulsor, por medio de la resistencia viscosa. La capa límite atrae y arrastra sucesivamente capas de fluidos moleculares dentro de capas de fluido de corrientes paralelas. Los discos

paralelos que forman el mecanismo de bombeo, rotan en un plano perpendicular a la tubería de entrada [7].

El estudio del comportamiento fluidodinámico del impulsor de discos fue realizado al modelo estándar, Discflo 50-40-203 (Figura 1-a), de simple succión con una entrada de 50 mm de diámetro, un impulsor liso de 203 mm de diámetro a la salida (Figura 1-b), y una separación entre discos de 18.3 mm, su punto de máximo rendimiento a 2100 rpm corresponde a un caudal de 12 m<sup>3</sup>/h y una altura de carga de 6,1 m. En el trabajo de Pacello *et al.* [7] se encuentran mayores detalles de la geometría.

### Modelo matemático

El modelo matemático que gobierna el comportamiento fluidodinámico del sistema en estudio está constituido por la ecuación de continuidad, las ecuaciones de movimiento y las ecuaciones del modelo de turbulencia. Tomando como fluido en estudio, el agua transportándose a través de la entrada y el impulsor de la bomba de disco, suponiendo que el líquido es incompresible, newtoniano e isotérmico donde las propiedades tales como densidad ( $\rho$ ) y viscosidad absoluta ( $\mu$ ) son constantes. Despreciando los efectos gravitatorios y usando el modelo de turbulencia  $k$ -epsilon [8], las ecuaciones de conservación expresadas en un sistema de referencia fijo en coordenadas cilíndricas tridimensionales [9] y estado estacionario, pueden expresarse como:

Ecuación de continuidad:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\partial v_\theta) + \frac{\partial}{\partial x}(v_x) = 0. \quad (1)$$

Ecuación de movimiento en la dirección radial  $r$ :

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_x \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu_{ef} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial x^2} \right] \quad (2)$$

Ecuación de movimiento en la dirección angular  $\theta$ :

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} - \frac{v_r v_\theta}{r} + v_x \frac{\partial v_\theta}{\partial x} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial x^2} \right] \quad (3)$$

Ecuación de movimiento en la dirección axial  $x$ :

$$\rho \left( v_r \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_x}{\partial \theta} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{ef} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right] \quad (4)$$

donde:  $v$  son las componentes del vector velocidad absoluta en la dirección especificada,  $p$  es la presión estática,  $x$  es la componente axial en el sistema fijo de coordenadas cilíndrico,  $r$  es la componente radial en el sistema fijo de coordenadas cilíndrico y  $\theta$  es la componente angular en el sistema fijo de coordenadas cilíndrico;  $\mu_{ef}$  es la viscosidad efectiva definida por:



a. Corte de la bomba



b. Disco (impulsor)

Figura 1. Bomba hidráulica de discos.

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_T, \quad (5)$$

y  $\mu_T$  es la viscosidad turbulenta definida en el modelo de turbulencia  $k$ -epsilon como.

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

Las ecuaciones de transporte, expresadas en coordenadas cilíndricas, para la energía cinética de turbulencia  $k$  y la tasa de de disipación turbulenta  $\varepsilon$  son:

$$\rho \left( v_r \frac{\partial k}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial k}{\partial \theta} + \frac{v_\theta k}{r} + v_x \frac{\partial k}{\partial x} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rk) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 k}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial k}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 k}{\partial x^2} \right] + P - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\rho \left( v_r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} + \frac{v_\theta \varepsilon}{r} + v_x \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\varepsilon) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x^2} \right] + C_1 \frac{\varepsilon P}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

Las ecuaciones contienen cinco (5) constantes, para las cuales el modelo  $k$ - $\varepsilon$  utiliza valores obtenidos mediante ajustes para un amplio rango de flujos turbulentos [10].  $C_\mu = 0,09$ ;  $\sigma_k = 1$ ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ;  $C_1 = 1,44$ ;  $C_2 = 1,92$ . Donde  $P$  es la tasa de producción de  $k$  y  $\varepsilon$  definida por:

$$P = \mu_{ef} \Phi_v, \quad (9)$$

siendo  $\Phi_v$  la función de disipación viscosa en coordenadas cilíndricas [9].

Este conjunto de ecuaciones constituyen una descripción matemática del flujo de fluidos newtonianos incompresibles turbulentos. Es importante resaltar que luego de realizar una revisión sobre las características, ventajas y desventajas de los diferentes modelos para la predicción de la turbulencia, y por ser éste el de uso más frecuente en aplicaciones industriales de ingeniería, que ha sido validado para una gran variedad de flujos turbulentos, se ha seleccionado como modelo de turbulencia el modelo  $k$ -epsilon.

## Condiciones de contorno

En la entrada, presión total: Esta condición permite especificar la presión total, fijando un nivel energético uniforme, y las otras propiedades escalares del fluido, permitiendo al programa distribuirla en presión dinámica y estática de manera de satisfacer el orden de las ecuaciones. En la salida, flujo másico: se utiliza para simular la condición de flujo totalmente desarrollado, permite prescribir el valor del flujo másico y extrapolarlo a la entrada. Condiciones periódicas: esta condición de planos periódicos permitió reducir la geometría de cálculo a  $\frac{1}{4}$  de sección, tomando en cuenta la condición periódica del flujo dentro del impulsor, afectando al flujo de manera que se comporte como si existiera otra zona exactamente igual. En las paredes se impuso la condición de no poder ser atravesadas por el flujo, con lo que la componente normal de velocidad es nula. En segundo lugar la condición de no deslizamiento, que obliga a la componente tangencial de la velocidad a ser nula en las paredes del conducto de entrada e igual a  $\omega \times r$  en las superficies móviles (disco y pasadores), donde  $\omega$  es la velocidad angular del impulsor.

## Geometría del dominio físico

Debido a la condición simétrica del fluido en la interacción entrada-impulsor, y con el objeto de evitar un alto costo computacional, la geometría a analizar quedó reducida a  $\frac{1}{4}$  de sección. Esta geometría es tridimensional construida por múltiples bloques a fin de garantizar una buena relación de aspecto (Figura 2), una ordenada propagación de malla y un buen ajuste en la transformación del dominio físico al dominio computacional, con el objeto de evitar que se genere una sola malla que englobe toda la geometría [11]. En vista del desconocimiento, en casi todo el dominio, de los valores de las principales variables, y con el objeto de no restringir la formación de los perfiles de velocidades y de presión en la entrada y salida del impulsor, han sido extendido suficientemente los dominios de cálculo, con el fin de garantizar las exigencias de las condiciones impuestas (por ejemplo la de flujo desarrollado en la salida del dominio) [12]. El criterio de extensión usado, tanto en la entrada como en la salida, es de  $0,25 \times \left( \frac{D}{2} \right)$ , donde  $D$  es el diámetro a la salida del disco.

### Dominio discretizado

La malla generada en toda la geometría es del tipo estructurada. Este tipo de discretización representa una serie de ventajas ya que la regla en la ordenación de los elementos simplifica todas las rutinas [12]. La generación de la malla se hizo de manera manual, controlando la densidad de la malla en todas las zonas, y refinando en las de mayor interés. La verificación de la malla se hizo analizando el valor de la variable altura de carga en el impulsor (H), para una condición de flujo de ( $12 \text{ m}^3/\text{h}$ ) a una velocidad de rotación del impulsor de ( $2.100 \text{ rpm}$ ). En tal sentido, fueron analizados los resultados arrojados por la simulación de 6 mallas, (11.168, 14.352, 19.840, 21.456, 22.184 y 23.856 elementos). La Figura 2 muestra el comportamiento de la altura de carga desarrollada por el impulsor de la bomba en función del número de elementos. El valor de H alcanza un comportamiento constante al aumentar el número de elementos. Utilizando como criterio un error relativo menor al 1% entre la altura desarrollada por dos mallas consecutivas, la malla seleccionada en definitiva fue la de 22.184 elementos. El error entre la malla inferior y la seleccionada fue de 0.468%, y el error entre la malla superior y la seleccionada fue de 0.8%, asegurando de esta forma que la selección es correcta entre los dos límites. En la Figura 3 se muestra la malla de 22.184 elementos y en ella se pueden observar el refinamiento en las zonas de mayor interés.

### Solución numérica

Las ecuaciones diferenciales con sus respectivas condiciones de borde en el modelo matemático fueron resueltas a través de un código comercial del área de la Dinámica de los Fluidos Computacional (CFD). El Software utilizado fue el CFX versión 4.3, el cual basa la solución en el método de los Volúmenes Finitos utilizando una discretización estructurada [13]. Los flujos convectivos y difusivos en las interfaces de los volúmenes se calculan a través del esquema de interpolación híbrido. Detalles de esta metodología numérica pueden observarse en [12]. El algoritmo de corrección para la presión fue el SIMPLEC en la forma propuesta por Van Doormaal y Raithby [12], donde el campo de presión resuelto en las ecuaciones de movimiento satisface co-

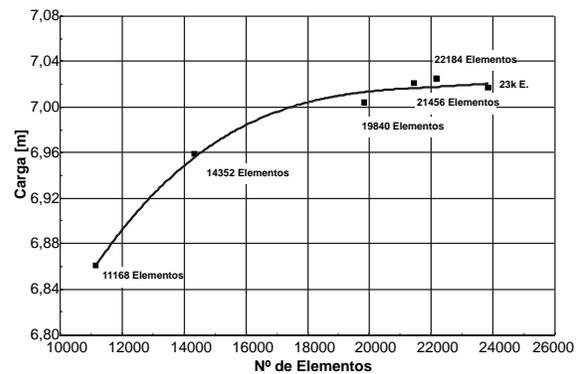


Figura 2. Análisis de la dependencia del resultado con la malla.

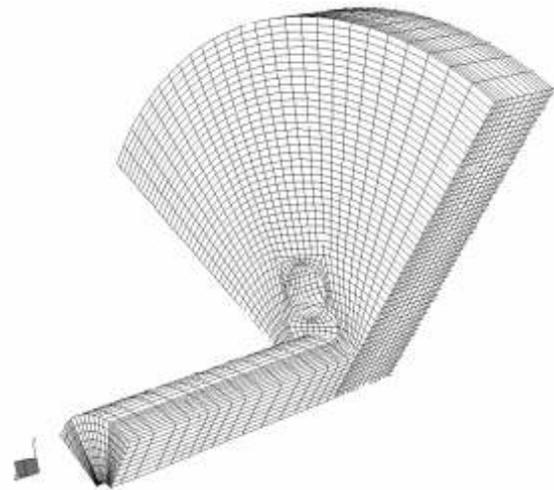


Figura 3. Representación de la malla en todo el dominio de cálculo.

rectamente a la ecuación de la continuidad. Se verificó la convergencia aplicando el criterio de máxima tolerancia con un valor de residual máximo de  $1 \times 10^{-4} \text{ (kg/s)}$ , el cálculo se termina cuando se alcanza el criterio en todas las ecuaciones, el número de iteraciones correspondiente al caudal nominal para la cual se cumplió con el criterio fue de 559 iteraciones, con un tiempo de cómputo de 47,81 minutos en un ordenador Pentium IV de 1,6 GHz con 512 Mbytes de memoria RAM. Los factores de relajación utilizados en esta investigación fueron (0,65) para la velocidad axial, radial y tangencial, (1,0) para la presión y viscosidad y (0,7) para las variables del modelo de turbulencia  $k$  y epsilon.

## Resultados y Discusión

En la Figura 4 se compara la curva de carga en función al caudal, construida a través de los resultados numéricos del CFX, con la curva experimental suministrada por el fabricante.

La curva obtenida a través de los resultados numéricos posee el mismo comportamiento de la curva experimental, el valor de la carga para el caudal de diseño obtenido a través de los resultados numéricos excede en altura un 15% al valor de la carga experimental para el mismo caudal. La diferencia existente se debe a la influencia que ejercen las pérdidas por fricción producidas por el recorrido del fluido en el estator, el cual no es considerado en este estudio. Tales pérdidas son mayores a bajos caudales, esta condición obedece a la inestabilidad del flujo en la interacción impulsor-estator, donde la recirculación tiene mayor predominio, y a las pérdidas generales presente en el funcionamiento real de la bomba. Las principales pérdidas que transformarían la característica de la curva numérica a la real, y que no son posibles de obtener a través del tratamiento numérico, son las pérdidas por fugas a través de los sellos y las pérdidas por recirculación entre la carcasa y el impulsor. En el tratamiento numérico para simular el comportamiento del flujo se consideran las pérdidas internas por fricción en el fluido, esto se logra a través de los términos difusivos, que son los responsables del movimiento por transporte viscoso, estos términos se encuentran en la ecuación de movimiento, y por el término de disipación viscosa en el modelo de turbulencia.

La Figura 5 (a), representa una vista tridimensional de la presión en el fluido sobre el cubo (región del impulsor unida al eje de rotación), cilindros pasadores y periferia, bajo el caudal de diseño. Se aprecia la diferencia de presión del fluido alrededor de las superficies de los cilindros. Debido al sentido de rotación contrario a las manecillas del reloj, se generan puntos de estancamiento y el desprendimiento de la capa límite existente en las paredes del cilindro. De la misma manera se nota que la presión en la superficie de salida del impulsor es mayor que en el cubo, obedeciendo de esta forma a la transferencia de energía en la dirección radial, producto de la rotación de los discos. La Figura 5 (b), representa el comportamiento de la presión en una sección del plano meridional. La presión en los planos sucesivos paralelos obedece a la transferencia de energía entre capas paralelas en la dirección axial, producto de la rotación de los discos. En la Figura 6, se aprecian los contornos de la velocidad absoluta del fluido en tres proyecciones del plano transversal. Las capas de fluidos adyacentes a los discos, poseen las velocidades más altas.

Se evidencia claramente en la proyección sobre el cubo, el choque de la corriente de fluido, obteniéndose los valores más bajos de velocidad y el cambio en la dirección del fluido. La proyección en el plano medio muestra la influencia que ejercen los pasadores sobre el fluido. Como consecuencia de la viscosidad, se genera el desprendimiento de la capa límite, produciendo altas velocidades de flujo en las caras tangentes a la dirección radial y bajas velocidades de flujo en las

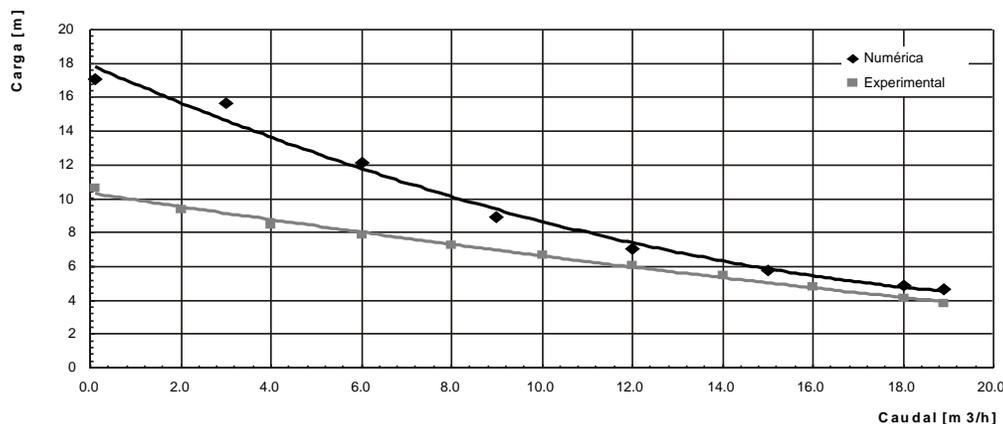


Figura 4. Comparación entre la curva numérica y experimental.

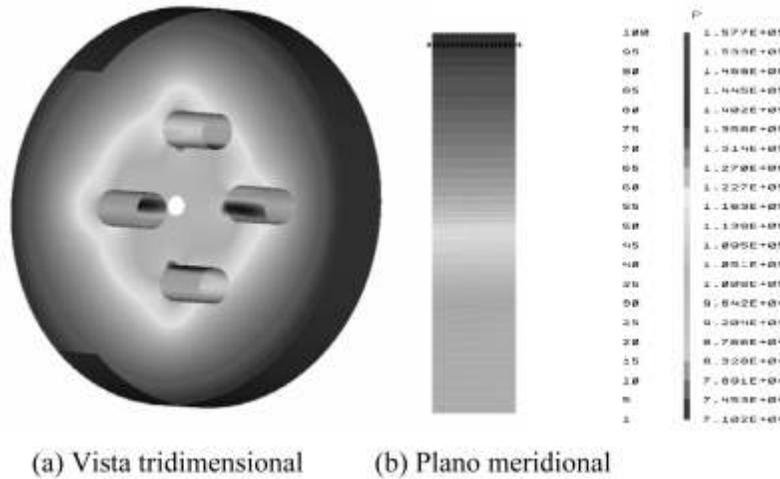


Figura 5. Perfil de presión en el disco.

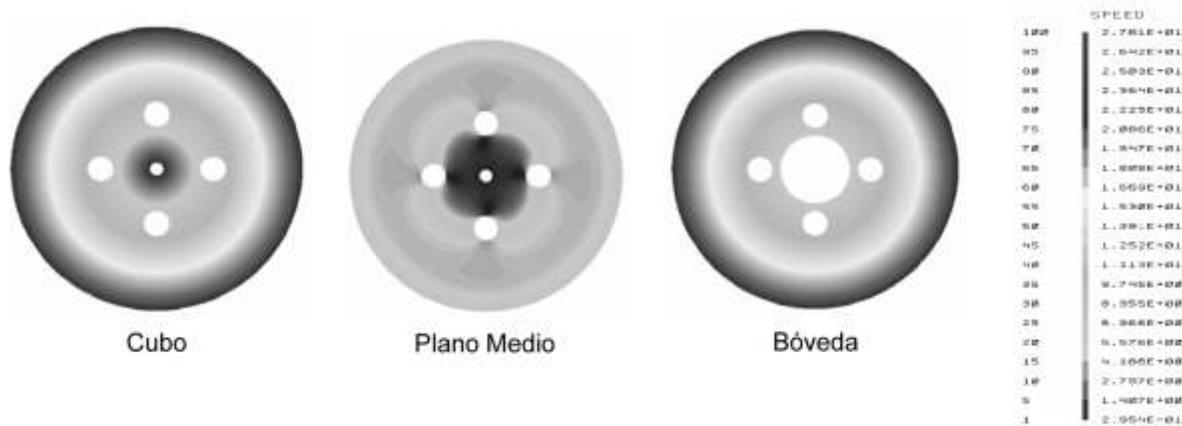


Figura 6. Contornos de la velocidad absoluta en tres proyecciones: Cubo, Plano Medio y Bóveda.

caras perpendiculares a la dirección radial, generando los gradientes de presión a fin de balancear la energía.

La Figura 7 muestra la comparación entre el perfil de velocidad relativa, descrito por [7], con el perfil de velocidad relativa obtenido a través de las simulaciones numéricas (a través del post-procesador del CFX). El perfil descrito por [7], es un perfil teórico e idealizado, con el objeto de representar el comportamiento laminar y libre de pulsaciones de la bomba de discos. El perfil obtenido a través de las simulaciones, presenta el mismo comportamiento, adicionalmente se observa la formación de los gradientes de velocidad, en la dirección radial, a causa de la relación proporcional que existe entre la velocidad de rotación del fluido y el radio del impulsor.

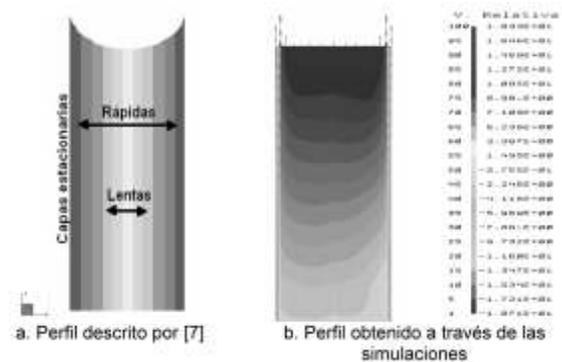


Figura 7. Comparación entre los perfiles de velocidad relativa.

La Figura 8 muestra, en el plano meridional, los vectores de velocidad absoluta, obtenidos directamente con el procesador del CFX, para tres caudales diferentes:  $0,5 \times Q_n$ ,  $Q_n$ ,  $1,5 \times Q_n$ . Para  $0,5 \times Q_n$  se aprecia, en las zonas cercanas a la periferia, un campo de velocidad rápido con recirculaciones en la salida del impulsor. Bajo estos caudales se producen las mayores presiones y mayores velocidades en la salida. A caudal nominal ( $Q_n$ ) se nota el aumento del flujo, con perfiles paralelos y desarrollados, la bomba se encuentra operando bajo la condición de diseño. Para  $1,5 \times Q_n$  se aprecia como el aumento del caudal produce fuertes impactos sobre el cubo, corrientes fluctuantes debido al cambio brusco en

la dirección del fluido y recirculación. Estos factores son los responsables del aumento de las pérdidas por fricción los cuales generan la disminución en la altura de carga a elevados caudales.

La Figura 9 muestra la velocidad absoluta del fluido para tres caudales representativos. Para cada uno de ellos el comportamiento de la velocidad en la entrada demuestran que los valores más altos corresponden al mayor caudal, y los valores más bajos de velocidad al menor caudal. El cambio en la tendencia de la curva correspondiente a  $1,5 \times Q_n$ , obedece a la disminución del campo de velocidad originado por el cambio brusco de la dirección del fluido cuando impacta sobre el cubo (región del impulsor uni-

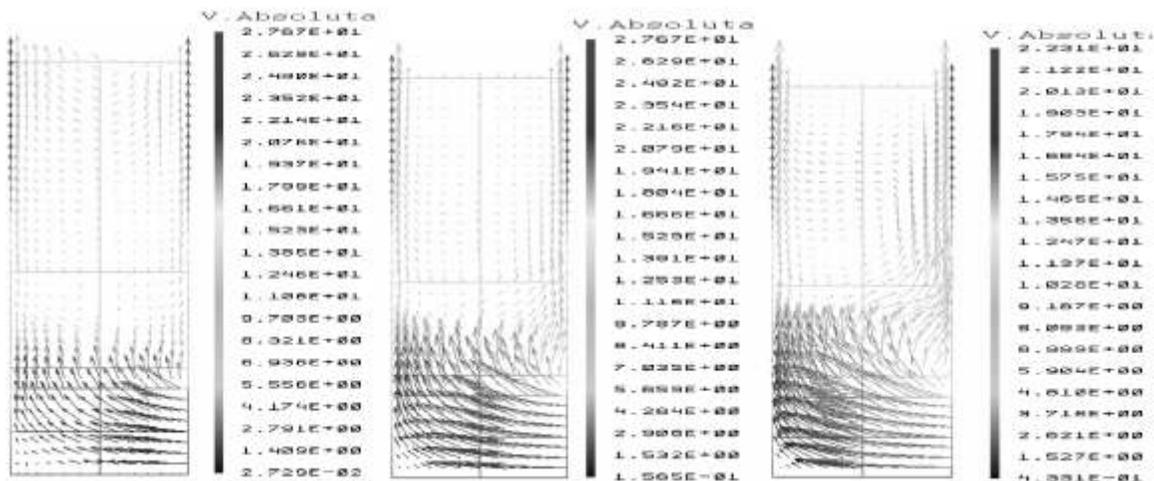


Figura 8. Vectores de velocidad absoluta para tres caudales diferentes.

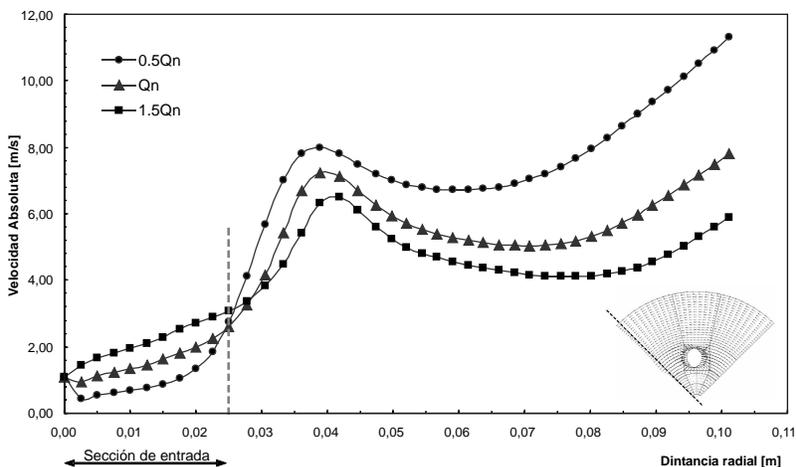


Figura 9. Comparación del comportamiento de la velocidad, a través de la línea marcada en el plano transversal medio, para tres caudales representativos:  $0,5 \times Q_n$ ;  $Q_n$ ;  $1,5 \times Q_n$ .

da al eje de rotación) y la bóveda (región del impulsor en contacto con la entrada), tal como se aprecia en la Figura 8, a estos fenómenos se debe la baja velocidad del fluido a la salida del impulsor para altos caudales.

## Conclusiones

El modelo numérico desarrollado permitió predecir la interacción entrada impulsor de la bomba hidráulica de discos. Las condiciones de contorno impuestas permitieron simular correctamente el comportamiento de la interacción entrada impulsor. El uso de la condición periódica y el cálculo en estado estacionario demostraron ser herramientas útiles para investigar los campos de flujo y presión dentro de la bomba hidráulica de discos. La curva de carga en función del caudal, construida a través por medio de los resultados numéricos de las simulaciones, presenta el mismo comportamiento de la curva experimental suministrada por el fabricante. La diferencia existente entre el comportamiento de la relación  $H = f(Q)$  experimental y el comportamiento de la relación  $H = f(Q)$ , obtenida a través de las simulaciones numéricas, se debe principalmente a las pérdidas por fricción producidas por el recorrido del fluido en las interacciones: impulsor-estator y salida-estator, no consideradas en el estudio, y por la dificultad en la convergencia de la solución a bajos caudales. Los perfiles de velocidad formados en las direcciones axiales obedecen a la transferencia de cantidad de movimiento entre capas paralelas, producto del transporte viscoso.

## Referencias Bibliográficas

1. Polo, M., "Turbomáquinas Hidráulicas", editorial Limusa, 2da Edición, México (1980).
2. González, J., Fernández, J., Blanco, E. and Santolaria, C. "Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, 348-355, (2002).
3. Van Esch, B. "Simulation of Three-dimensional Unsteady Flow in Hydraulic Pumps", Doctoral Thesis, University of Twente, (1997)
4. Longatte, F., y Kueny, J. "Analysis of Rotor-Stator-Circuit Interactions in a Centrifugal Pump", *Proceedings of the 3rd ASME/ JSME Joint Fluids Engineering*, (1999).
5. Miner, S. "Evaluation of Blade Passage Analysis Using Coarse Grids", *Journal of Fluids Engineering*, Volumen 122, 345-358, (2000)
6. Lakshminarayana, B., "Assessment of Computational Techniques for Design and Analysis of Turbomachinery", *Journal of Fluids Engineering* Vol. 133, 315-352. (1991).
7. Pacello, J. and Hanas, P., "Disk Pump -Type Pump Technology For Hard-To Pump Applications", *Proceedings of 17<sup>th</sup> Pump User Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, (2000).
8. Spalding, D. and Launder, B. "Comparison of pressure-velocity coupling solution algorithms", *Numerical Heat Transfer*. Vol. 8, 635-652, (1985).
9. Bird, R.B., Stewart, W.E., and Lightfoot, E.N., "Fenómenos de Transporte", editorial Reverte, España, (2001).
10. Nallasamy, M., "Turbulence Models and their Application to the Prediction of Internal Flow", *Computers and Fluid*, vol 15, 67-77, (1987).
11. Caridad, J. y Kenyery, F. "Performance Analysis of Electric Submersible Pumps (ESP) Handling Two-Phase Mixtures", *Proceedings of ETCE2002, ASME Engineering Technology Conference on Energy*, Houston, TX, (2002).
12. Maliska, C., "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional - Fundamentos Generalizadas", LTC-Livros técnicos e Científicos Editora, Brazil, (1995).
13. Patankar, S., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow". Hemisphere Publishing Corporation, Mc Graw-Hill. Washinton, (1980).

Recibido el 04 de Julio de 2005

En forma revisada el 06 de Febrero de 2006