

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**ESCUELA DE POSGRADO**



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**“SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN FLUJO DE AGUA A TRAVÉS DE  
UNA VÁLVULA TIPO MARIPOSA DE DOBLE EXCENTRICIDAD”**

**Tesis para optar el grado de Magíster en Ciencias con mención  
en Energía**

**AUTOR**

**Luis Felipe Villarroel Quinde**

**ASESOR**

**Dr.-Ing. Miriam Roth Kliem**

**JURADO**

**Msc. Enrique José Barrantes Peña**

**Dr. Armando José Blanco Alvarez**

**LIMA – PERÚ**

**2015**

## RESUMEN

Las válvulas mariposa son componentes muy utilizados para el transporte de fluidos a través de tuberías. Dentro de estas válvulas, destacan las válvulas mariposas de doble excentricidad por tener ciertas ventajas como por ejemplo la reducción del desgaste de su sellado en comparación con las válvulas mariposas clásicas. Sin embargo, su asimetría origina un comportamiento más crítico en cuanto a las características hidráulicas del flujo, como son: la pérdida de carga, la distorsión del perfil de velocidades y el riesgo a la cavitación. Como es usual utilizar estas válvulas para control on-off de flujos, se desean bajas pérdidas de carga en su posición totalmente abierta. Cuando estas válvulas se sitúan directamente en el ingreso de turbomáquinas, es importante conocer el grado de distorsión del perfil de velocidades que entra en la máquina ya que esto modifica los ángulos de ataque del flujo con los álabes y con ello el punto de operación. Y si se opera con presiones bajas también se debe considerar el riesgo de cavitación en partes de la válvula donde se eleve localmente la velocidad.

Son estas tres características las que se estudiarán en una válvula mariposa previamente diseñada en la PUCP, con el fin de mejorar la geometría original y con ello su comportamiento hidráulico. Idealmente, se deben realizar ensayos experimentales para conocer el comportamiento hidráulico, pero estos métodos generalmente resultan muy costosos. Una alternativa utilizada hoy en día para la optimización de productos es el estudio computacional CFD (*Computational Fluid Dynamics*) el cual tiene ciertas ventajas, ya que entrega la información de todos los puntos del dominio y permite realizar cambios en la geometría o en el flujo de forma rápida y menos costosa.

En el presente trabajo se realiza el análisis CFD de una válvula mariposa de doble excentricidad con un diámetro nominal de 610mm, en posición completamente abierta con un caudal aproximado de agua de  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  a  $10^\circ\text{C}$  lo que implica una velocidad media en la tubería de aproximadamente  $3.5 \text{ m/s}$ . Para ello se utilizó el programa ANSYS CFX 14.0 y se empleó el modelo de turbulencia SST. Luego, se realizó una modificación del diseño original para obtener un diseño alternativo el cual es incluso un 2% más ligero. Lo más importante fue que se consiguió una reducción del 38.3% del coeficiente de pérdidas del diseño original y se aumentó un 40.4% la resistencia a la cavitación del diseño original. Sin embargo, al igual que en el diseño original, el flujo recién comienza a recuperar la forma que tenía antes de ingresar a la válvula después de 14 diámetros nominales aguas abajo de la misma.

## ABSTRACT

Butterfly valves are components used for the transport of fluids through pipes. Among these valves, double eccentric butterfly valves have certain advantages, for example the reduction of wear in the sealing system compared to classic butterfly valves. However, its asymmetry originates some problems in the hydraulic characteristics of the flow such as: pressure loss, distortion of the velocity profile and the risk of cavitation. It is usual to use these valves in the control on-off of flows and because of that, minimum losses are desired when the valves are fully opened. When these valves are located directly at the inlet of turbomachinery, it is important to know the degree of distortion of the velocity profile that enters the machine because this can modify the angles of attack of the flow with the blades and thus the point of operation. And if the valve operates with low pressures, it will be necessary to study the risk of cavitation in the regions of the flow with high velocities.

These three characteristics are going to be studied in a butterfly valve previously designed at PUCP, in order to improve the original geometry and its hydraulic behavior. Ideally, experimental methods are required in order to know the hydraulic behaviour, but these methods are usually very expensive. An alternative used today for the optimization of products is the computational study CFD (Computational Fluid Dynamics), which has certain advantages, since it gives information of all the points of the domain and allows the researcher to make fast and inexpensive changes in geometry or flow conditions.

In this work, a CFD analysis of a double eccentric butterfly valve is done. The nominal diameter of the valve was 610mm and the valve was fully opened. Its nominal flow was approximately 1 m<sup>3</sup>/s of water at 10 °C which implied a mean velocity of the flow of 3.5 m/s. The CFD simulation was done using ANSYS CFX 14.0 and the SST turbulence model was used. Then, a modification of the original design was made in order to obtain an alternative design which was 2% lighter. The most important achievement was that the alternative design had a reduction of 38.3% of the loss coefficient of the original design and had an increased of 40.4% of the cavitation resistance of the original design. However, the same as the original design, the flow started to achieve a uniform velocity profile after 14 nominal diameters, downstream of the valve.



### **Dedicatoria**

Este trabajo se lo dedico a Dios, quien me sigue ayudando tanto a nivel personal como profesional.

A mis amados padres Abel y Beatriz, por su amor, por su ejemplo y por el apoyo desinteresado hacia mi persona. A mis queridos hermanos: Liz, Paola, Diego, Carlos y Karla por el amor, fraternidad y alegría que me regalan día a día.

## Agradecimiento

En primer lugar, quiero agradecer la asesoría y el apoyo brindado por mi asesora Dr.-Ing. Miriam Roth Kliem de quien he aprendido mucho, tanto como profesional y como persona. También quiero agradecer al PhD. Luis Rojas Solórzano por sus enseñanzas y su apoyo en temas referidos a CFD.

Expreso mis sinceros agradecimientos a los docentes de la Maestría en Energía, en especial al Magíster Enrique Barrantes Peña, al Doctor Luis Chirinos García y al Doctor Julio Cuisano Egúsqiza por las enseñanzas y consejos brindados.

A mis compañeros de la Maestría en Energía, de quienes he aprendido mucho y estaré siempre agradecido.

A mis compañeros y amigos de trabajo del Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú: Ronald Mas, David Enríquez, Joel López, Ronald Díaz, Yhonatan Rodríguez, José Miguel Pérez, Rodolfo Céspedes, Broni Huamaní, Pedro Gonzáles. Muchas gracias por la amistad y el apoyo que me dieron durante la realización de esta tesis.

Al Magíster Alex Pachas por su amistad y asesoría en temas de CFD.

A Emma, por el apoyo y comprensión que hicieron posible la culminación de este trabajo

Lima, 09 de setiembre del 2015.

# ÍNDICE

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
1.1. GENERALIDADES .....	2
1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA .....	6
1.3. OBJETIVOS DE LA TESIS .....	8
1.4. ESTADO DEL ARTE .....	9
<b>2. BASES TEÓRICAS.....</b>	<b>13</b>
2.1. CONOCIMIENTOS GENERALES.....	13
2.1.1. Régimen laminar y turbulento de un flujo.....	13
2.1.2. Caída de presión en tuberías y accesorios .....	14
2.1.3. Perfil de velocidad turbulento, potencia cinética e índice de distorsión.....	15
2.1.4. La cavitación en válvulas .....	18
2.1.5. Fuerzas actuantes en la válvula.....	18
2.2. METODOLOGÍA CFD .....	19
2.2.1. Metodología de los volúmenes finitos .....	19
2.2.2. Geometría CAD y mallado del objeto de estudio .....	20
2.2.3. Modelado de la turbulencia y tratamiento de la capa límite .....	22
2.2.4. Discretización del término convectivo y temporal.....	25
2.2.5. Criterios para detener una simulación.....	26
2.2.6. Errores, verificación y validación de una simulación .....	27
2.2.7. Consideraciones para una simulación transiente.....	29
<b>3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA VÁLVULA .....</b>	<b>31</b>
3.1. CARACTERÍSTICAS Y GEOMETRÍA CAD DEL DISEÑO ORIGINAL .....	31
3.2. MALLADO DEL DOMINIO.....	35
3.3. MODELOS FÍSICOS, CONDICIONES DE BORDE Y CONTROL DE LA SIMULACIÓN .....	37
3.4. MONITOREO DE LA SIMULACIÓN .....	39
<b>4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN Y MEJORAS .....</b>	<b>41</b>
4.1. SIMULACIÓN, VERIFICACIÓN, VALIDACIÓN Y USO DE RECURSOS .....	41
4.1.1. Simulación del caso estacionario e independencia de malla .....	41
4.1.2. Convergencia del caso transiente .....	44
4.1.3. Verificación y validación de las simulaciones.....	46
4.1.4. Tiempo computacional empleado .....	51
4.2. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL DISEÑO ORIGINAL .....	51
4.2.1. Análisis general del flujo .....	52
4.2.2. Análisis de la caída de presión.....	56
4.2.3. Perfil de velocidades .....	58
4.2.4. Análisis de cavitación.....	68
4.2.5. Análisis de fuerzas.....	70
4.3. PROPUESTA DE MEJORAS PARA EL DISEÑO ORIGINAL .....	71
4.4. COMPARACIÓN ENTRE EL DISEÑO ALTERNATIVO Y EL DISEÑO ORIGINAL .....	73
4.4.1. Análisis general del flujo .....	74
4.4.2. Análisis de la caída de presión.....	79
4.4.3. Perfil de velocidades .....	80
4.4.4. Análisis de cavitación.....	88
4.4.5. Análisis de fuerzas.....	91
<b>5. CONCLUSIONES.....</b>	<b>94</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>96</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>97</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$X D_u$	: Plano situado aguas arriba de la válvula, a $X$ diámetros nominales desde la brida de la válvula
$X D_d$	: Plano situado aguas abajo de la válvula, a $X$ diámetros nominales desde la brida de la válvula
$A$	: Área de sección transversal de la tubería, en $m^2$
$A_{c-i}$	: Área de la "i" -ésima celda de la sección transversal analizada, en $m^2$
$C$	: Número de Courant, adimensional
$c$	: Velocidad de una partícula, en $m/s$
$c^*$	: Velocidad de fricción de una partícula de fluido, en $m/s$
$c^+$	: Velocidad adimensional de una partícula de fluido
$c_a$	: Velocidad axial de una partícula de fluido, en $m/s$
$Ca$	: Número de cavitación, adimensional
$c_{ac-i}$	: Velocidad axial de la "i" -ésima celda de la sección transversal analizada, en $m/s$
$c_{amax}$	: Máxima velocidad en la dirección del flujo en un perfil de velocidades, en $m/s$
$c_m$	: Velocidad media del flujo en una tubería o válvula, en $m/s$
$curl_i$	: Velocidad de rotación en la "i" -ésima celda de la sección transversal analizada, en $s^{-1}$
$Curl_{Seccion}$	: Velocidad de rotación promedio de la sección transversal analizada, en $s^{-1}$
$D_n$	: Diámetro nominal de la tubería o válvula, en $m$
$FS_{GCI}$	: Factor de seguridad para el estudio del índice de convergencia de malla
$F_X$	: Fuerza de arrastre sobre la lenteja de la válvula, en $N$
$F_Y$	: Fuerza de sustentación sobre la lenteja de la válvula, en $N$
$g$	: Aceleración de la gravedad, en $m/s^2$
$GCI_{g-m}$	: Índice de convergencia de malla entre la malla gruesa y media, en %
$GCI_{m-f}$	: Índice de convergencia de malla entre la malla media y fina, en %
$h$	: Entalpía, en $kJ/kg$
$h_{L_{mayor}}$	: Pérdida de carga en una tubería, en $m$
$h_{L_{menor}}$	: Pérdida de carga en un accesorio, en $m$
$K$	: Coeficiente de pérdidas del accesorio
$k$	: Energía cinética turbulenta, en $kg/m \cdot s^2$
$k_L$	: Potencia cinética de un flujo en una sección transversal, en $W$
$K_v$	: Coeficiente de pérdidas de la válvula mariposa
$L$	: Longitud de tubería analizada, en $m$
$L_{tr}$	: Longitud del tramo de tubería recta para el estudio de validación de la simulación, en $m$
$n$	: Exponente de la ley de potencias
$N$	: Número de nodos de la malla
$\emptyset_{fc}$	: Información de la variable de interés en el punto central de la cara del volumen de control analizado
$\emptyset_{nup}$	: Información de la variable de interés en el nodo aguas arriba del punto central de la cara analizada
$p_{10Dd}$	: Presión promedio en un plano situado a diez veces el diámetro nominal aguas abajo de la válvula, en $Pa$
$p_{2Du}$	: Presión promedio en un plano situado a dos veces el diámetro nominal aguas arriba de la válvula, en $Pa$
$p_E$	: Presión medida a 2 diámetros nominales aguas arriba de la válvula según el manual AWWA M49, en $Pa$
$p_{GCI}$	: Orden de la convergencia para el estudio de independencia de malla, adimensional

$p_H$	: Presión medida a 10 diámetros nominales aguas abajo de la válvula según el manual AWWA M49, en Pa
$p_{min}$	: Presión estática absoluta mínima del sistema, en Pa
$p_{Ref}$	: Presión de referencia, en Pa
$p_v$	: Presión de vapor del fluido para la temperatura dada, en Pa
$Q$	: Caudal nominal de la válvula, en m <sup>3</sup> /s
$r$	: Distancia radial de una partícula hacia el centro de la tubería, en m
$R$	: Radio nominal de la tubería, en m
$Re$	: Número de Reynolds, adimensional
$Re_T$	: Número de Reynolds de transición, adimensional
$r_{GCI}$	: Tasa de refinamiento para una malla, adimensional
$S_c$	: Término fuente para la ecuación de conservación de cantidad de movimiento, en N/m <sup>3</sup>
$S_h$	: Término fuente para la ecuación de conservación de energía, en kJ/m <sup>3</sup>
$t$	: Tiempo, en s
$t_r$	: Tiempo de residencia del flujo en el dominio analizado, en s
$t_{Tt}$	: Tiempo total para la simulación transiente, en s
$u$	: Velocidad instantánea en el eje x, en m/s
$\bar{u}$	: Componente media de la velocidad instantánea en el eje x, en m/s
$u'$	: Componente alternante de la velocidad instantánea en el eje x, en m/s
$V$	: Volumen, en m <sup>3</sup>
$v$	: Velocidad instantánea en el eje y, en m/s
$\bar{v}$	: Componente media de la velocidad instantánea en el eje y, en m/s
$v'$	: Componente alternante de la velocidad instantánea en el eje y, en m/s
$v_f$	: Valor de la variable de interés en la malla fina para el estudio del índice de convergencia de malla (GCI)
$v_g$	: Valor de la variable de interés en la malla gruesa para el estudio del índice de convergencia de malla (GCI)
$v_m$	: Valor de la variable de interés en la malla media para el estudio del índice de convergencia de malla (GCI)
$v_{Rich}$	: Valor de la variable de interés obtenida mediante la extrapolación de Richardson
$w$	: Velocidad instantánea en el eje z, en m/s
$\bar{w}$	: Componente media de la velocidad instantánea en el eje z, en m/s
$w'$	: Componente alternante de la velocidad instantánea en el eje z, en m/s
$x$	: Coordenada cartesiana
$y_p$	: Distancia real desde la superficie tipo pared hasta la partícula analizada, en m
$y$	: Coordenada cartesiana
$y^+$	: Distancia adimensional desde la superficie tipo pared hasta la partícula analizada
$z$	: Coordenada cartesiana
$\beta$	: Factor de mezcla para la discretización del término convectivo
$\Gamma$	: Coeficiente de transporte
$\nabla\phi$	: Gradiente de la variable analizada
$\Delta p_{EF}$	: Caída de presión del tramo EF en el banco de ensayos para válvulas según el manual AWWA M49, en Pa
$\Delta p_{EH}$	: Diferencia entre la presión $p_E$ y la presión $p_H$ según el manual AWWA M49, en Pa
$\Delta p_{tr}$	: Caída de presión de una tubería recta, en Pa
$\Delta p_{GH}$	: Caída de presión del tramo GH en el banco de ensayos para válvulas según el manual AWWA M49, en Pa

$\Delta p_{im}$	: Caída de presión para el estudio de independencia de malla, en Pa
$\Delta p_{im/Rich}$	: Caída de presión obtenida mediante la extrapolación de Richardson, en Pa
$\Delta p_{L\ mayor}$	: Caída de presión en una tubería, en Pa
$\Delta p_{L\ menor}$	: Caída de presión en un accesorio, en Pa
$\Delta p_{tr}$	: Caída de presión en un tramo de tubería recta para el estudio de validación de la simulación, en Pa
$\Delta \vec{r}$	: Vector entre el punto central de la cara del volumen analizado y el nodo aguas arriba de ese punto
$\Delta t_t$	: Paso de tiempo para la simulación transiente, en s
$\Delta x$	: Tamaño de elemento más pequeño en la zona de flujo libre para la malla media, en m
$\mu$	: Viscosidad dinámica del fluido, en kg/m·s
$\mu_T$	: Viscosidad artificial turbulenta, en kg/m·s
$\nu$	: Viscosidad cinemática del fluido, en m <sup>2</sup> /s
$\xi$	: Coeficiente de fricción del tramo de tubería recta analizado. Determinado a partir del Diagrama de Moody
$\xi_{tr}$	: Coeficiente de fricción para el tramo de tubería recta en el estudio de validación de la simulación
$\Pi_k$	: Índice de distorsión de la sección de interés respecto a la sección de referencia, adimensional
$\Pi_{pmin}$	: Presión mínima, adimensional
$\rho$	: Densidad del fluido analizado, en kg/m <sup>3</sup>
$\tau_w$	: Esfuerzo cortante en la pared de la tubería, en N/m <sup>2</sup>

## Subíndices

f	: Referido a la malla fina
m	: Referido a la malla media
g	: Referido a la malla gruesa
g-m	: Referido al análisis utilizando valores de la malla gruesa y malla media
m-f	: Referido al análisis utilizando valores de la malla media y malla fina
prom	: Referido al valor promedio
P.Interés	: Referido al plano en donde se desee analizar
P. Referencia	: Referido al plano de referencia
t	: Referido a la simulación transiente

## 1. INTRODUCCIÓN

Una válvula tipo mariposa es un dispositivo indispensable en un sistema de tuberías para el control on-off de flujos de fluidos. Consiste de un tubo cilíndrico con un disco obturador que gira 90° para permitir o cortar el paso de un fluido lo cual es un mecanismo simple, económico y fácil de implementar. Además ocupa poco espacio en comparación con otras válvulas. Este tipo de válvula ha sido descrito, por lo general, como un componente con poca resistencia al flujo de un fluido lo cual implica pocas pérdidas de energía a través del mismo [11]. Sin embargo, presenta ciertos inconvenientes comunes con otros tipos de válvula.

En primer lugar, el paso de un fluido a través de una válvula se realiza con una pérdida de energía, lo cual es objeto de constantes mejoras ya que el panorama mundial exige el incremento de la eficiencia energética de los equipos y sistemas empleados en la industria moderna.

En segundo lugar, algunas turbomáquinas como bombas o turbinas hidráulicas tienen válvulas instaladas en la succión de esos equipos. Como el flujo se distorsiona cuando pasa a través de las válvulas, el rendimiento de esas turbomáquinas se ve afectado ya que se suelen diseñar con condiciones de fluido ideales en la succión.

Por último, una válvula puede tener regiones de baja presión en donde se puede producir la cavitación del fluido lo cual puede ocasionar daños estructurales al interior del sistema.

Con el fin de minimizar estos inconvenientes, se requiere conocer detalladamente las características del flujo a través de la válvula. Esto permite optimizar la geometría interna de la misma y mejorar su comportamiento. Una alternativa para estudiar el flujo consiste en realizar métodos experimentales. Sin embargo, estos métodos muchas veces resultan muy costosos y requieren tiempo para su realización. Además, proporcionan información sólo en los puntos de medición.

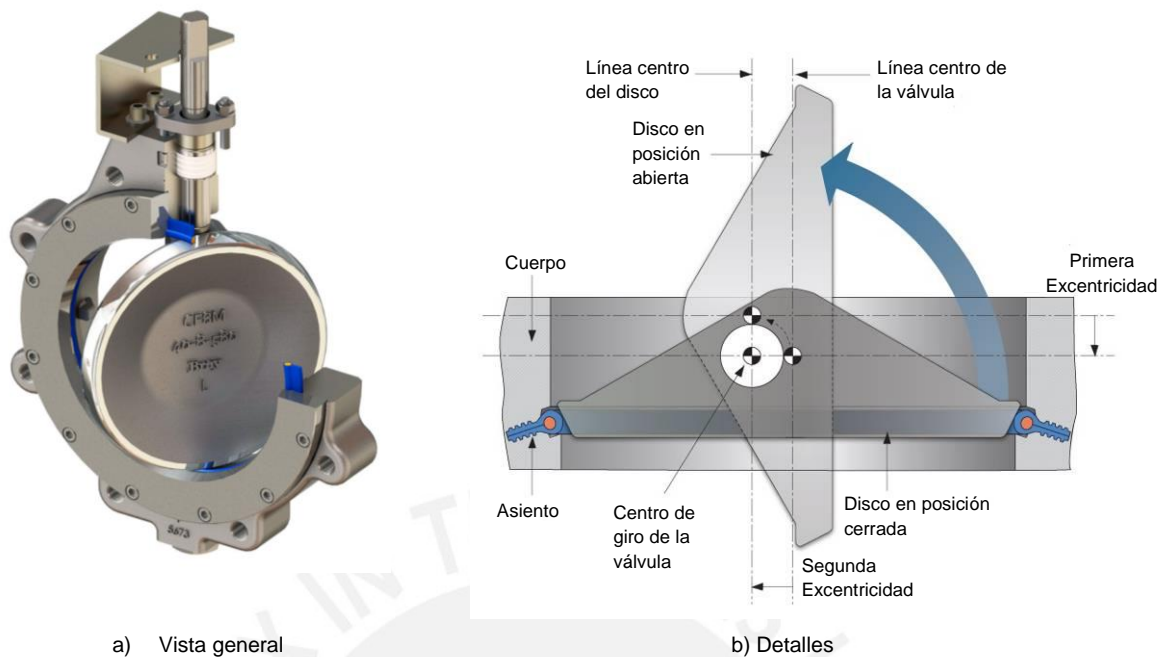
Otra alternativa de estudio del flujo consiste en implementar métodos y ecuaciones analíticas para describir el comportamiento del flujo lo cual permitiría conocer información de todos los puntos del sistema analizado. Sin embargo, hasta la actualidad sólo ha sido posible definir matemáticamente aplicaciones sencillas de fluidos, en condiciones muy idealizadas por lo que no resulta práctico para una aplicación en ingeniería

Una opción que se está empleando con mayor frecuencia en la actualidad es el empleo de los métodos numéricos en computadoras. La metodología CFD (*Computational Fluid Dynamics*) es un método numérico que consiste en dividir el sistema de interés en volúmenes pequeños en donde se resuelven, de forma aproximada, las ecuaciones generales que describen el comportamiento del fluido. Esto permite obtener resultados en cada punto del sistema y evaluar de forma más rápida cualquier cambio en las condiciones del mismo.

Por lo tanto, se propone realizar la optimización del diseño de una válvula mariposa con doble excentricidad y diámetro nominal de 610mm mediante simulación numérica utilizando el entorno ANSYS Workbench 14.5 y el paquete CFX. Para esto se realizarán simulaciones sobre el diseño original de la válvula y se obtendrán las características hidráulicas más importantes de la misma. Luego de un análisis de los resultados, se modificará la geometría interna de la válvula para obtener un diseño alternativo el cual se simulará para verificar las mejoras alcanzadas en comparación con el diseño original.

## 1.1. Generalidades

Una válvula mariposa está formada por un cuerpo cilíndrico al interior del cual gira un disco obturador para realizar el movimiento de cierre y apertura de la válvula. El giro es de 90° y se consigue de forma manual (si la válvula es pequeña) o mediante algún mecanismo motorizado (en el caso de válvulas grandes). Los diseños suelen ser de 4 tipos: sin excentricidad (*zero offset*), excentricidad simple (*single offset*), doble excentricidad (*double offset*) y triple excentricidad (*triple offset*). En la figura 1.1 se muestra una imagen de una válvula tipo mariposa de doble excentricidad.



a) Vista general

b) Detalles

Figura 1.1. Válvula mariposa de doble excentricidad [6]

Las válvulas mariposas de doble excentricidad tienen muchas ventajas respecto a las otras válvulas. La doble excentricidad permite un menor desgaste del sello y el asiento de la válvula lo cual alarga la vida útil del equipo y reduce las labores de mantenimiento del mismo. Además, la doble excentricidad origina la aparición de un torque remanente el cual puede utilizarse para incrementar el cierre y el sellado de la válvula.

Como se indicó anteriormente, las válvulas son fundamentales en los sistemas de tuberías y en algunas turbomáquinas es obligatorio instalarlas en la tubería de ingreso de las mismas para el control *on-off* del flujo como es en el caso de las bombas y turbinas hidráulicas. Las bombas son máquinas encargadas de añadir energía a un fluido en donde el incremento de energía suele visualizarse como un incremento de la presión del fluido y entre la gran variedad de bombas se destaca la importancia de la bombas centrífuga debido a que es la más empleada en la industria moderna. En una bomba centrífuga, mostrada en la figura 1.2, el fluido ingresa axialmente por el centro de la bomba y es descargada radialmente.

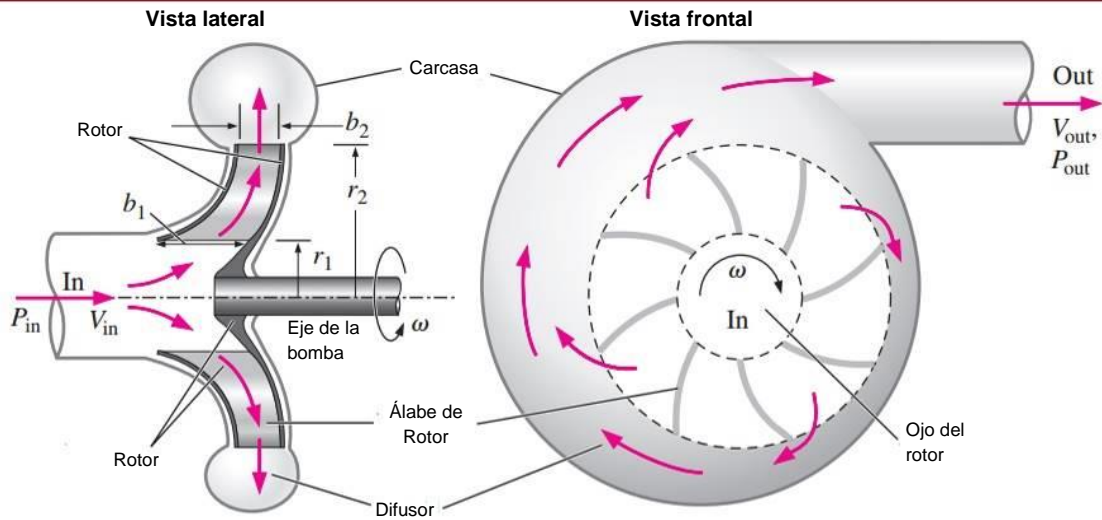


Figura 1.2. Vista general de una bomba centrífuga con la dirección del flujo [7]

Por otro lado, las turbinas son máquinas encargadas de extraer energía desde un fluido para convertirla en energía mecánica y en este punto el análisis se concentrará en las turbinas hidráulicas, en donde el fluido de trabajo es agua. Dentro de la clasificación de turbinas hidráulicas, destaca la turbina Francis debido a que tiene un campo de operación muy amplio, para recursos hídricos con saltos y caudales moderados lo cual la sitúa entre el campo de aplicación de la turbina Pelton (salto elevado con bajo caudal) y la turbina Kaplan (salto bajo con alto caudal). En la turbina Francis, mostrada en la figura 1.3, el flujo ingresa radialmente y es descargada axialmente por el tubo de desfogue.

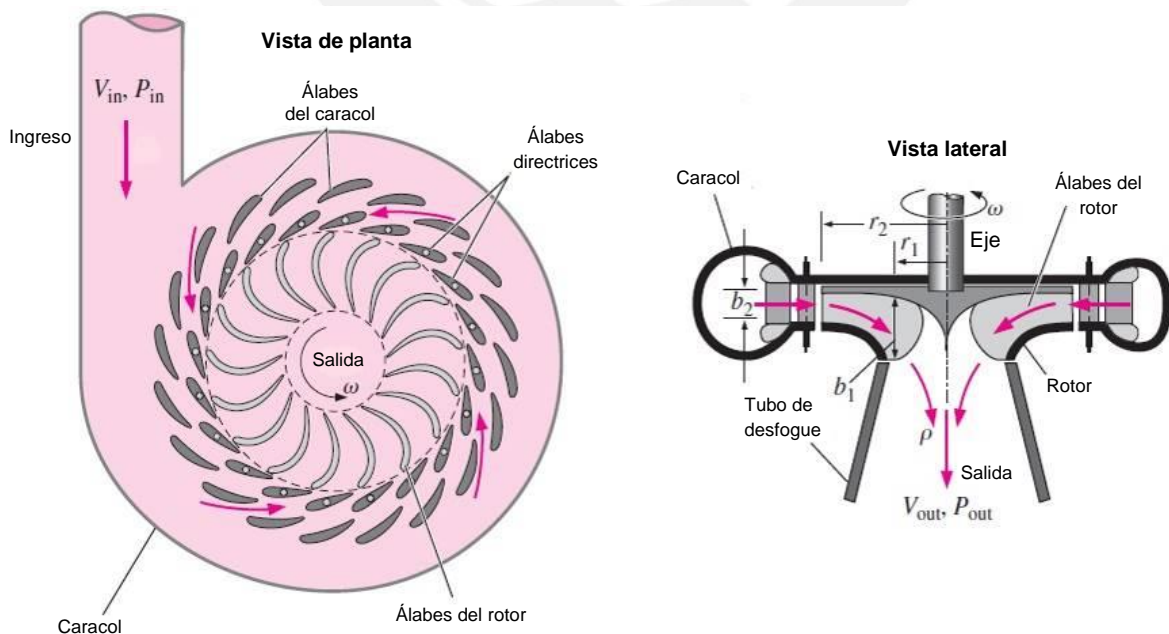


Figura 1.3. Vista general de una turbina Francis con la dirección del flujo [7]

En ambas máquinas, la dirección y magnitud de la velocidad del fluido define la cantidad de energía que se intercambia con el fluido. Para las bombas y turbinas, los fabricantes las diseñan considerando que el fluido ingresa a las mismas con un perfil de velocidades desarrollado lo cual se puede visualizar en la figura 1.4 y 1.5. En la figura 1.4 se tiene un perfil desarrollado ingresando a una bomba centrífuga y en la figura 1.5 se muestra un resultado de un estudio CFD a una turbina Francis, donde se tienen vectores de velocidad uniformes en el ingreso del caracol de la turbina.

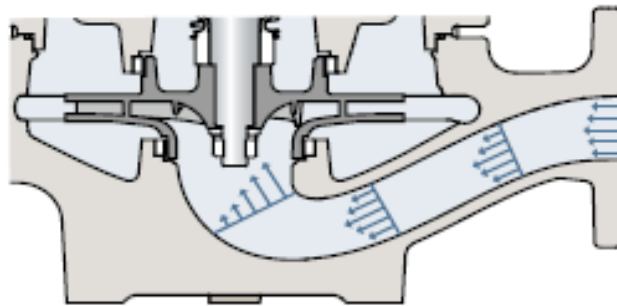


Figura 1.4. Distribución de velocidades en el ingreso de una bomba centrífuga [19]

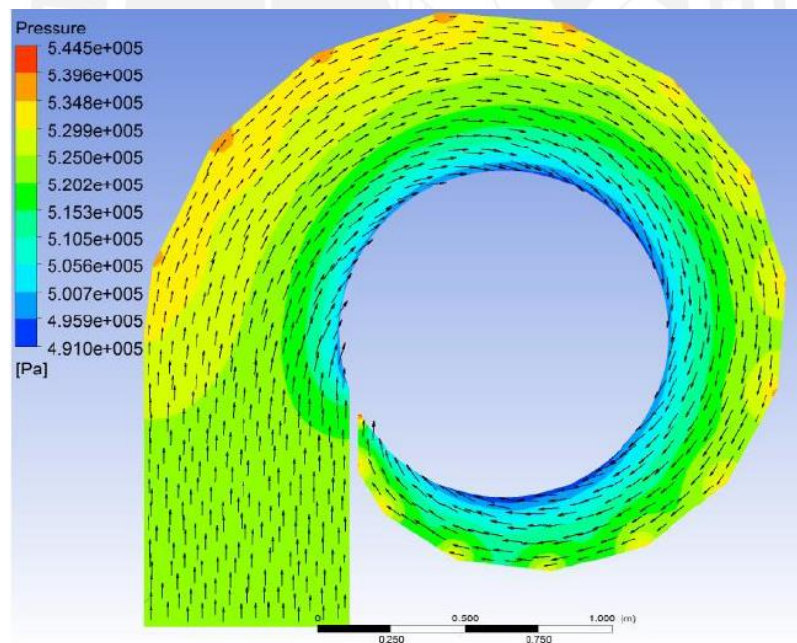


Figura 1.5. Contornos de presión con vectores de velocidad en una turbina Francis [1]

Además del control *on-off* de fluidos, las válvulas se utilizan en la entrada de bombas y turbinas hidráulicas para facilitar el montaje, la operación y el mantenimiento de esos equipos. Si bien las configuraciones en las que se colocan estos componentes suelen

ser muy diversas, es muy usual encontrar instalaciones parecidas a las descritas en las figuras 1.6 y 1.7 mostradas a continuación.

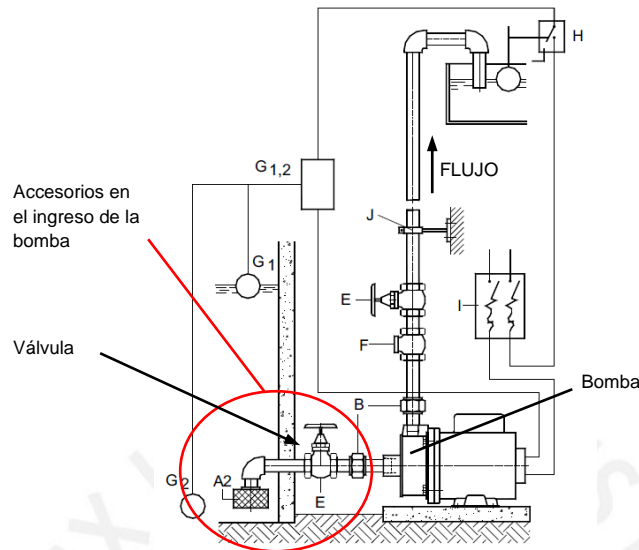


Figura 1.6. Configuración de una bomba centrífuga con succión positiva [24]

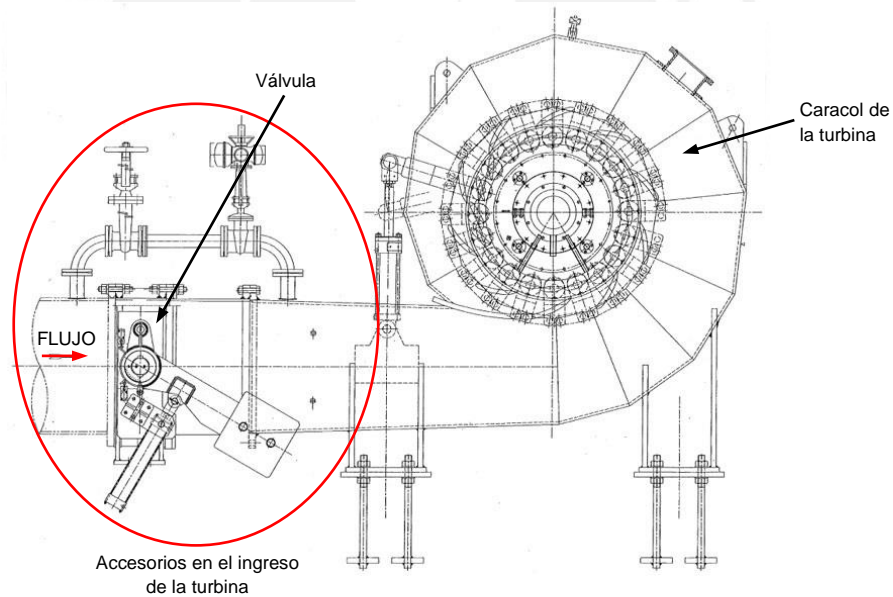


Figura 1.7. Vista de una turbina Francis de eje horizontal [5]

## 1.2. Descripción del problema

Para poder realizar la instalación de una válvula mariposa en un sistema de tuberías es necesario conocer el comportamiento hidráulico de la misma, reflejado en la caída de presión a través del componente. Adicionalmente, en la instalación de válvulas al ingreso de bombas o turbinas es necesario conocer el perfil de velocidades del flujo a

través de la válvula y si existe el riesgo de cavitación por el paso del flujo a través de la misma lo cual puede producir mayor pérdida de carga.

La caída de presión en un sistema de tuberías siempre debe ser minimizada para poder obtener el mayor rendimiento energético de las bombas (que impulsan al fluido de trabajo) o de las turbinas (que convierten energía de fluido en energía mecánica). El perfil de velocidades a la salida de las válvulas debe ser conocido para evitar comportamientos indeseados en bombas o turbinas (ya que estas se diseñan bajo condiciones ideales del flujo). Mientras que la cavitación en las válvulas al ingreso de las bombas o turbinas debe evitarse para no ocasionar daños físicos en las tuberías o en los mismos equipos.

Para una válvula mariposa de la cual no se conoce su comportamiento hidráulico (caída de presión, perfil de velocidades a través de la misma, riesgo de cavitación) y que se desee instalar al ingreso de una bomba o una turbina es necesario considerar dos problemas. El primero consiste en averiguar de forma cualitativa y cuantitativa cómo es la caída de presión a través de la válvula, cómo es el perfil de velocidades a través de la misma y si existe o no el riesgo de cavitación. El segundo problema consiste en analizar la válvula y si la situación amerita, realizar los cambios para mejorar su comportamiento hidráulico.

Según Cengel [7] se pueden aplicar dos métodos para resolver esos problemas: la experimentación (sobre modelos físicos del objeto de estudio) y el cálculo (ya sea analítico ó numérico del sistema). La metodología basada en la experimentación es la más confiable en cuanto a los resultados, ya que consiste en realizar ensayos reales sobre un modelo físico de la válvula. Sin embargo, el problema radica en la fuerte inversión de tiempo y dinero. Además sólo se obtiene información en algunos puntos del sistema.

Por otro lado, la metodología del cálculo por métodos analíticos es la más deseable ya que permite obtener información en cualquier punto del sistema analizado debido a que se intenta resolver las ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento del fluido. Sin embargo, esta metodología se descarta debido a su complejidad y sólo se aplica para casos muy sencillos. El otro enfoque es la metodología del cálculo por métodos numéricos la cual consiste en aproximar las ecuaciones del método analítico en un sistema de ecuaciones algebraicas que puede ser resuelto mediante un computador. Esta metodología, a pesar de requerir una comparación con resultados experimentales, tiene la gran ventaja de ofrecer mayor información que un

experimento y permitir modificaciones rápidas de las condiciones del sistema con un tiempo y costo de ejecución por debajo de lo requerido para una experimentación.

Entonces, en este proyecto se analiza mediante simulación numérica un flujo de agua de  $1.02 \text{ m}^3/\text{s}$  a través de una válvula mariposa de doble excentricidad y de 610mm de diámetro nominal, en posición completamente abierta. La temperatura del agua es de  $9.51^\circ\text{C}$  y la presión a la salida de la válvula es de 24 barg. Estos datos corresponden a los de una válvula mariposa real instalada en una central hidroeléctrica en la ciudad de la Oroya (véase anexo A de la tesis). Se determina la caída de presión, el perfil de velocidades y el riesgo de cavitación de la válvula. Luego, se optimiza la forma interna de la misma para mejorar su comportamiento hidráulico.

La simulación se realiza en el paquete computacional ANSYS CFX 14.5. Primero se define en los paquetes *Solid Works* y *ANSYS Design Modeler* la geometría CAD de la válvula. Luego, en el paquete *ANSYS Meshing*, se genera la malla del sistema, considerando que ésta debe cumplir con ciertos requisitos de calidad. A continuación, en el paquete *ANSYS CFX-Pre* se programan las condiciones de borde, los modelos físicos a emplear, y los parámetros que controlan la finalización de la simulación. Finalmente, en el paquete *ANSYS CFX-Pro*, se visualizan los resultados para poder procesarlos con otros paquetes computacionales como Excel o Matlab.

### 1.3. Objetivos de la tesis

El objetivo de esta tesis es mejorar el diseño de una válvula mariposa de doble excentricidad. Para ello se tienen los siguientes objetivos específicos:

- Simular el flujo de agua a través de una válvula mariposa de doble excentricidad utilizando el entorno el entorno ANSYS Workbench 14.5 y el paquete computacional CFX.
- Calcular y analizar los principales parámetros de operación del diseño original de la válvula mariposa: caída de presión, perfil de velocidades y riesgo de cavitación.
- Mejorar el diseño original de la válvula mariposa analizada, modificando su geometría interna basándose en los análisis anteriores.
- Simular el nuevo diseño y comparar los parámetros discutidos entre ambos diseños cuantificando los parámetros hidráulicos mejorados.

#### 1.4. Estado del arte

Para la realización del presente trabajo, se ha recopilado información de diversos autores para un mejor entendimiento de las válvulas mariposas, su comportamiento hidráulico y los avances en cuanto a simulación numérica. Se encontró información acerca de la base teórica y las fórmulas más empleadas en el caso de las válvulas mariposas. Además, también se han revisado los trabajos de simulación numérica realizado en válvulas mariposas así como trabajos orientados a optimizar estas válvulas.

Uno de los primeros estudios en válvulas mariposas es el trabajo que realizó Cohn [10] el cual consistió en la colección y compilación de datos relacionados con la experimentación en válvulas mariposas. A partir de la información recopilada, Cohn determinó correlaciones y fórmulas para determinar el coeficiente de flujo para válvulas mariposas por lo que este trabajo ha sido una fuente principal para otros trabajos relacionados a este campo.

Otro estudio relevante corresponde al realizado por Eom [16] el cual consistió en analizar un flujo de aire por una tubería con un diámetro de 4". Se evaluaron dos tipos de discos obturadores para diferentes ángulos de apertura: uno con perforaciones y otro sólido. Dentro de los discos sólidos, se utilizaron discos con diferentes diámetros nominales. Además, el flujo se experimentó para dos valores del número de Reynolds los que fueron:  $2.4 \times 10^4$  y  $3.8 \times 10^4$ . Adicionalmente, el reporte de Eom detalla las condiciones del ensayo y el equipamiento utilizado para la adquisición de datos.

Los resultados que consigue Eom indicaron lo siguiente: el coeficiente de pérdidas de una válvula mariposa varía respecto al ángulo de apertura, teniéndose el valor más bajo cuando la válvula se encuentra abierta y el valor más alto cuando la válvula se encuentra cerca del cierre. Además, para un determinado número de Reynolds, una válvula con disco obturador sólido tiene un coeficiente de pérdidas muy semejante al de una válvula con disco obturador perforado (salvo algunas diferencias cuando la válvula está cercana al cierre). Un detalle muy importante es que el autor considera que el coeficiente de pérdidas no varía con el número de Reynolds.

Otra referencia es el trabajo de Idel'chik [26] el cual contiene información del comportamiento hidráulico en tuberías, válvulas y accesorios. En cuanto a las válvulas mariposas, Idelchik incluye información técnica del comportamiento hidráulico de una válvula mariposa a diferentes grados de apertura. Datos semejantes son

proporcionados por la empresa CRANE [11], en donde se muestra información técnica para válvulas mariposas de hasta 24" diámetro nominal.

En cuanto a trabajos de simulación numérica, el informe de Henderson [23] consistió en determinar el comportamiento de un flujo de agua a través de una válvula mariposa con diámetro nominal de 3.048 m, para diferentes posiciones de apertura y dos caudales de operación, lo cual se realizó utilizando el paquete ANSYS CFX 11. El mallado tuvo un número de elementos entre  $2.2 \times 10^6$  a  $2.8 \times 10^6$ , en donde se dividió a la válvula en tres zonas: la tubería aguas arriba (mallada mediante hexaedros), la válvula (mallada mediante tetraedros) y la tuberías aguas abajo (mallada mediante hexaedros). Además, el flujo en las zonas cercanas a la pared se simuló mediante funciones de pared y se utilizó el modelo de turbulencia SST (*Shear and Stress Transport*).

Los resultados a los que llega Henderson son muy interesantes: el error en su simulación se encuentra por debajo de  $10^{-4}$  excepto para ángulos de apertura de  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$  y  $80^\circ$  (considerando que cuando está abierta la válvula, el ángulo es de  $0^\circ$ ). El perfil de velocidades obtenido mediante la simulación (en un plano situado aguas arriba a 2.1 veces el diámetro nominal desde la válvula) es similar al obtenido mediante la ley de potencias. Además, la simulación se vuelve independiente de la malla cuando el número de elementos es mayor de  $2 \times 10^6$ . Sin embargo, el torque hidrodinámico, obtenido por simulación, es mayor que el obtenido experimentalmente.

Otro trabajo de simulación es el realizado por Chaiworapuek [9] quien analizó, mediante la experimentación en un banco de ensayos y la simulación numérica en FLUENT, la pérdida de energía y el torque hidrodinámico en dos válvulas mariposas de 150 mm y 300 mm de diámetro nominal, para el estado estacionario de las mismas (a diferentes ángulos de apertura:  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  y  $75^\circ$ ) y con una velocidad de agua de 1, 2 y 3 m/s. También se analizó el estado transitorio de las válvulas durante el cierre de las mismas. La malla tuvo un número de elementos entre  $1.1 \times 10^6$  a  $1.4 \times 10^6$  y el máximo valor de *skewness* de la malla fue 0.97. El modelo de turbulencia utilizado fue el modelo  $k-\varepsilon$  (*k-epsilon*).

Este trabajo entregó resultados muy interesantes a considerar durante la realización de una simulación computacional. Chaiworapuek determinó que para un tamaño específico de válvula el coeficiente de pérdidas no cambia de valor con el número de Reynolds sino con el ángulo de apertura y con el tamaño de la misma. También se determinó que cuando una válvula se cierra con mayor rapidez, el coeficiente de

pérdidas aumenta de valor. Además, los resultados de la simulación se acercan bastante a los resultados experimentales, salvo ciertos puntos en donde se obtuvieron errores altos (para un ángulo de apertura de  $45^\circ$  se registró un error de 50%). Sin embargo, el autor reconoce que para ángulos de apertura mayores a  $75^\circ$  (cercanos al cierre de la válvula) el flujo se vuelve muy complejo y los resultados numéricos se alejan bastante de los resultados experimentales. El torque hidrodinámico calculado mediante simulación numérica es menor que el obtenido mediante experimentación lo cual el autor considera que ocurrió debido a que el instrumento de medición de torque no tenía el rango adecuado para las mediciones requeridas.

Por otro lado, el trabajo de simulación numérica de Jeon y sus colegas [27] consistió en determinar las características de flujo de dos válvulas mariposas (una válvula con un disco y la otra con dos discos) de diámetro nominal de 400 mm, para diferentes posiciones de apertura y manteniendo una diferencia de presiones de 1 psig entre la entrada y la salida de las válvulas, lo cual se realizó utilizando el paquete ANSYS FLUENT. En este caso, todo el mallado se realizó con tetraedros y el modelo de turbulencia utilizado fue el modelo  $k-\varepsilon$  (*k-epsilon*). Además, se realizaron experimentos, según la norma IEC60534-2-3(1997), para verificar los resultados de la simulación.

Jeon determinó que la máxima diferencia entre los resultados experimentales y los resultados de la simulación fue menor al 6%. Además, para la posición de la válvula completamente abierta se obtuvieron los siguientes coeficientes de pérdida: para la válvula que tiene un solo disco la simulación numérica entregó un coeficiente de 0.2 mientras que la experimentación dio un coeficiente de 0.5 y para la válvula que tiene dos discos la simulación numérica entregó un coeficiente de 0.2 mientras que la experimentación dio un coeficiente de 0.4. Además, el flujo a través de la válvula de dos discos es más complejo y desordenado que en el caso de la válvula con un solo disco.

También se debe mencionar el trabajo de simulación de Del Toro [14] en donde se realizó la experimentación y la simulación numérica para determinar el flujo de agua a través de una válvula mariposa de 48" de diámetro nominal utilizando el programa STAR-CCM+ considerando un estado estacionario de la válvula (a diferentes ángulos de apertura:  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $80^\circ$  y  $90^\circ$ ) y con un caudal a la entrada de 93559.1 gpm, una presión de 4.55 psig aguas arriba y una presión aguas abajo de 3.59 psig cuando la válvula está completamente abierta. La experimentación se realizó en los laboratorios de la *Utah Water Research Laboratory* sobre un modelo en escala

1:1, utilizando medidores electrónicos de presión, un Venturi para medición de caudal y *strain gauges* para la medición del torque hidrodinámico.

En este trabajo, el mallado se realizó con elementos poliédricos lo cual entregó una menor cantidad de elementos en comparación con un mallado tetraédrico, colocando además una capa de elementos prismáticos en todas las superficies sólidas para simular la capa límite. Además, se dividió a la válvula en tres zonas: disco (malla fina en la zona aledaña al disco obturador), fino (malla media en el cuerpo de la válvula) y grueso (malla gruesa en las tuberías aguas arriba y abajo de la válvula). En cuanto a las condiciones de entrada se utilizaron los valores de presión medidos en los ensayos experimentales, y para la programación del modelo físico se consideró que la simulación era transiente, con un modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  (*k-epsilon*) y con un esquema de discretización de segundo orden.

Los resultados del trabajo de Del Toro son muy importantes. En primer lugar, los errores de la simulación se encontraron por debajo de  $10^{-6}$ . Además, se observó que a medida que la válvula se va abriendo, los vórtices grandes que se encuentran detrás de la válvula se van transformando en dos vórtices muy definidos cuando la válvula se encuentra completamente abierta. Sin embargo para este autor, la simulación coincide con las mediciones experimentales para ángulos de apertura intermedios, alejándose los resultados cuando la válvula se encuentre cercana al cierre ( $10^\circ$  ó menos) ó a la apertura completa ( $90^\circ$ ). Para un ángulo de apertura de  $90^\circ$  (válvula completamente abierta) el error en el coeficiente de pérdidas fue de 25.04% (0.49 según el experimento y 0.61 según la simulación). El menor error registrado entre la simulación y la experimentación ocurrió para un ángulo de apertura de  $50^\circ$  teniéndose un error máximo de 1.55%.

## 2. BASES TEÓRICAS

En este capítulo se muestra la teoría básica que fundamenta de este trabajo. Se comienza mostrando los conceptos básicos de la mecánica de fluidos en los que se fundamenta y luego se muestra brevemente los aspectos más importantes de la metodología CFD: obtención de la geometría y el mallado, modelamiento de la turbulencia, esquemas de discretización entre otros temas. Las unidades de las variables empleadas en este capítulo se muestran en la lista de símbolos de esta tesis.

### 2.1. Conocimientos generales

#### 2.1.1. Régimen laminar y turbulento de un flujo

Lo primero que se aborda en el flujo a través de tuberías y accesorios es la división entre flujos laminares y turbulentos. El flujo laminar es aquel en donde las partículas del fluido se desplazan ordenadamente, por capas y con una fuerte influencia de la viscosidad en el comportamiento del fluido. El flujo turbulento, en cambio, es aquel en donde las partículas del fluido se desplazan desordenadamente, de manera fluctuante y formando vórtices (también llamados *eddies* en inglés) de diferentes tamaños. El flujo turbulento es el que suele estar presente en los fenómenos industriales diarios.

La transición desde un régimen hacia el otro depende del valor de un parámetro adimensional denominado número de Reynolds el cual es la relación de las fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas presentes en el flujo. Para tuberías se define así:

$$Re = \frac{\rho c_m D}{\mu} \quad (2.1)$$

Para flujo interno por tuberías, el número de Reynolds en donde se produce la transición de flujo laminar a turbulento es:  $Re_T=2300$ . El flujo es laminar si  $Re < 2100$ , turbulento si  $Re > 4000$  o encontrarse en la zona de transición si  $2100 < Re < 4000$ .

### 2.1.2. Caída de presión en tuberías y accesorios

Cuando un flujo pasa a través de una tubería o un accesorio siempre presenta una pérdida de energía en forma de una caída de presión del flujo. En el caso del flujo a través de una tubería, este fenómeno encuentra un fundamento en la correlación propuesta por Weisbach en 1850 la cual indica que la pérdida de presión de un fluido a través de una tubería es proporcional al cuadrado de la velocidad de transporte del mismo. Expresado en metros de columna de fluido, tiene la siguiente forma:

$$h_{L_{\text{mayor}}} = \xi \frac{L c_m^2}{2gD} \quad (2.2)$$

Y expresado en Pascales, se tiene la siguiente expresión:

$$\Delta p_{L_{\text{mayor}}} = \xi \frac{\rho L c_m^2}{2D} \quad (2.3)$$

En el caso de accesorios como curvas, codos, uniones, válvulas entre otros componentes, las pérdidas de presión del flujo cuando pasa a través de los mismos se consideran como pérdidas menores del sistema y se definen de acuerdo a la siguiente fórmula, expresada en metros de columna de fluido:

$$h_{L_{\text{menor}}} = K \frac{c_m^2}{2g} \quad (2.4)$$

Y expresado en Pascales, se tiene la siguiente expresión:

$$\Delta p_{L_{\text{menor}}} = K \frac{\rho c_m^2}{2} \quad (2.5)$$

En el caso de una válvula mariposa, la evaluación del coeficiente de pérdidas de la válvula (K) se define de acuerdo a lo indicado por el manual AWWA M49, para lo cual se emplea un banco de ensayos en donde la caída de presión se mide entre dos puntos aguas arriba y abajo de la válvula. Esto se muestra en la figura 2.1 a continuación.

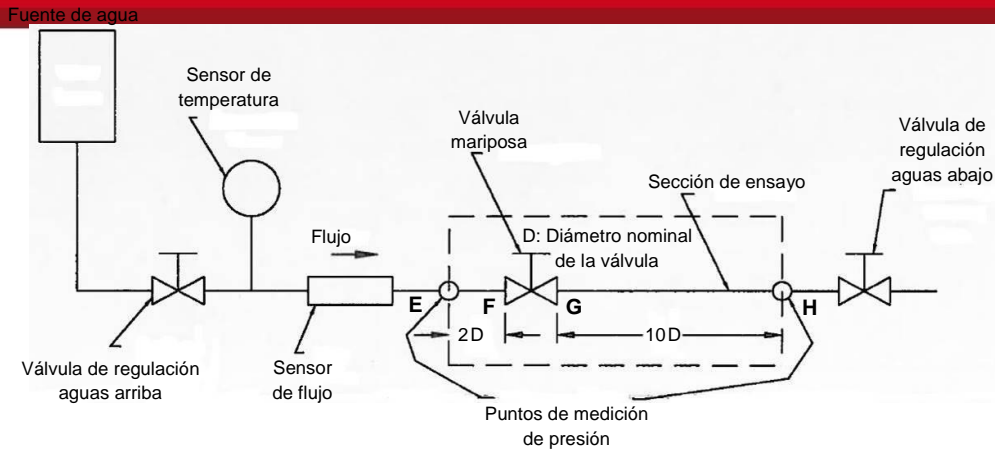


Figura 2.1. Banco de ensayos para el estudio hidráulico de una válvula mariposa [4]

La pérdida de presión que se mide en este banco incluye a la válvula y dos tramos de tubería recta. Como el valor que se debe reportar es el coeficiente de pérdidas de la válvula, se utilizará una modificación de la expresión (2.5) para definir ese coeficiente, el cual relaciona la caída de presión del flujo con la energía cinética media del mismo:

$$K_v = \frac{2(\Delta p_{EH} - \Delta p_{EF} - \Delta p_{GH})}{\rho c_m^2} \quad (2.6)$$

### 2.1.3. Perfil de velocidad turbulento, potencia cinética e índice de distorsión

La pérdida de presión de un flujo se debe a varios efectos. Uno de ellos es la fricción con paredes fijas que se produce en la capa laminar del flujo, por ende es importante conocer el perfil de velocidades del flujo. En una tubería, las velocidades de las partículas de un perfil de velocidad varían según la distancia de las mismas hacia las paredes de la tubería y si la sección analizada se encuentra en la zona de influencia de una perturbación como por ejemplo un cambio de sección, una válvula u otros. Por lo general, el perfil de velocidades se analiza bidimensionalmente según la figura 2.2.

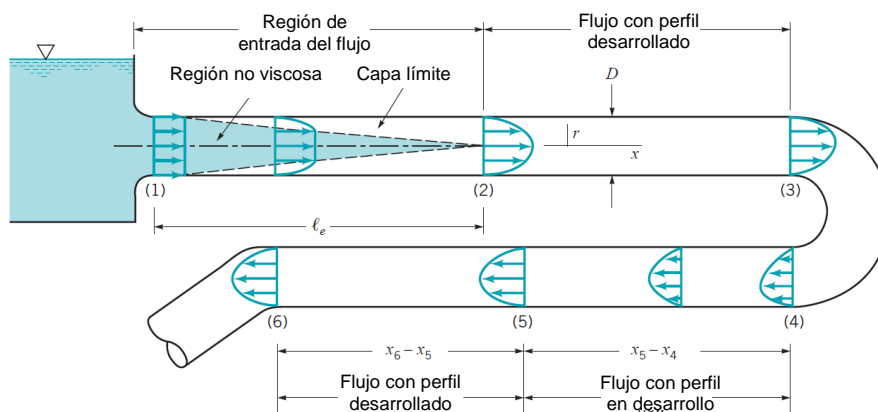


Figura 2.2. Esquema del desarrollo del perfil de velocidades de un flujo [28]

De lo anterior resalta la importancia del perfil desarrollado, el cual sólo varía en función a la distancia respecto a las paredes, no depende de su posición a lo largo de la tubería. En los flujos turbulentos, el perfil presenta 3 regiones: la subcapa viscosa, la capa de transición y la capa externa turbulenta de acuerdo a la figura 2.3.

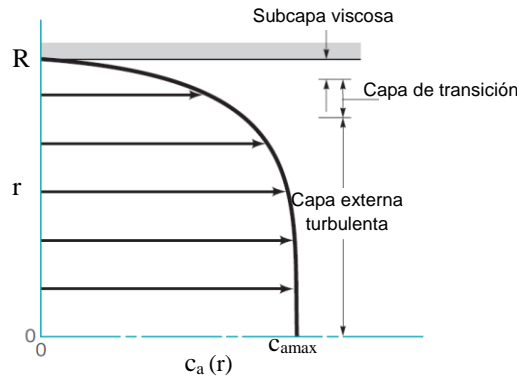


Figura 2.3. Regiones en un flujo desarrollado turbulento [28]

Para la determinación de los espesores de las 3 regiones del perfil, se desarrollaron los números adimensionales de la siguiente expresión:

$$c^+ = \frac{c}{c^*}, \quad y^+ = \frac{y c^*}{\nu} \quad \text{Donde: } c^* = \left( \frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.7)$$

La relación entre la variable  $c^+$  y la variable  $y^+$  depende de la región del perfil. En la figura 2.4 se muestra la relación que existe entre esas dos variables para lo cual se determinó que la subcapa viscosa se extiende hasta una distancia  $y^+=5$ , la capa de transición se extiende desde  $y^+=5$  hasta  $y^+=30$  mientras que la capa externa turbulenta se extiende para valores  $y^+>30$ .

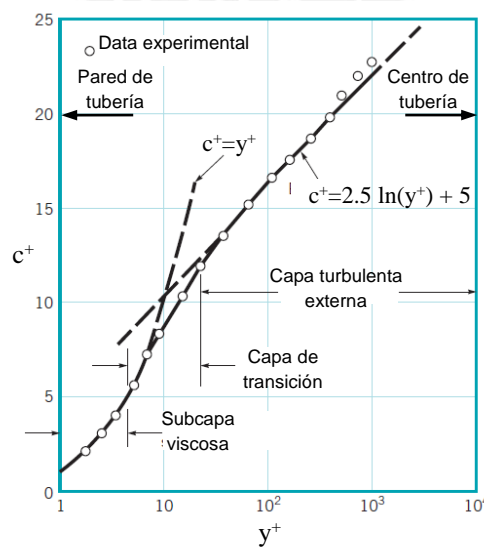


Figura 2.4. Desarrollo de la relación entre la variable  $c^+$  y la variable  $y^+$  [28]

En un perfil desarrollado se puede emplear la llamada *ley de potencias* para describir matemáticamente el perfil de velocidades. Esta correlación está dada por:

$$c_a = c_{amax} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} \quad (2.8)$$

Y la velocidad máxima se relaciona con la velocidad promedio del flujo según:

$$c_{amax} = c_m \frac{(n+1)(2n+1)}{2n^2} \quad (2.9)$$

Esta ley no se aplica en regiones cercanas a las paredes y para la capa externa turbulenta se aplica en velocidades menores al 99% de la velocidad máxima del flujo. Además, el exponente de esta ley varía con el Reynolds de acuerdo a la figura 2.5.

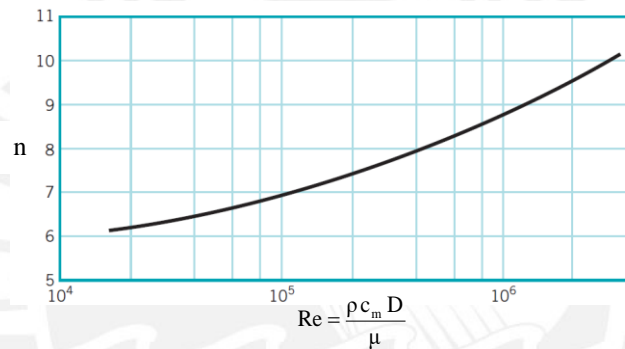


Figura 2.5. Variación del exponente de la ley de potencias con el número de Reynolds [28]

Por otro lado, para comparar cuantitativamente dos perfiles de velocidad en una simulación numérica, es útil emplear el concepto de la potencia cinética y el índice de distorsión. La potencia cinética de la sección es la sumatoria del flujo de energía cinética por cada celda de la malla que conforma la sección y para un flujo incompresible está dada por lo siguiente:

$$k_L = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{N_p} \left( A_{c-i} c_{ac-i}^3 \right) \quad (2.10)$$

La comparación se realiza con el índice de distorsión del perfil. Para esto se define primero la potencia cinética de una sección de referencia a partir de la cual se definirá la variación. Luego, se determina la potencia cinética de la sección de interés tras lo cual se determina el índice de distorsión según lo siguiente:

$$\Pi_k = \frac{k_{L \text{ P.Interés}}}{k_{L \text{ P.Referencia}}} = \frac{\sum_{i=1}^{N_p} \left( A_{c-i} c_{ac-i}^3 \right)_{\text{P.Interés}}}{\sum_{i=1}^{N_p} \left( A_{c-i} c_{ac-i}^3 \right)_{\text{P.Referencia}}} \quad (2.11)$$

#### 2.1.4. La cavitación en válvulas

La cavitación consiste en la implosión de burbujas de vapor de un fluido líquido y ocurre cuando el fluido pasa por zonas de baja y alta presión. Si en la zona de baja presión, la presión está por debajo de la presión de vapor del fluido, este cambia de estado líquido a gaseoso. Cuando el fluido llega a una zona de alta presión, se produce el cambio súbito de estado gaseoso a líquido, acompañado de una implosión lo cual puede ocasionar desgaste de componentes e incremento de ruido y vibración.

En las válvulas mariposas en posición abierta, debe verificarse si existe o no el riesgo de cavitación del flujo. Para ello, se dispone de números adimensionales que servirán para realizar comparaciones entre válvulas iguales de distintos tamaños y condiciones de operación:

$$\text{Índice de cavitación} \quad \sigma = \frac{P_E - P_V}{\Delta p_{EH}} \quad (2.12) \quad \text{Presión mínima adimensional} \quad \Pi_{pmin} = \frac{P_{min}}{P_{Ref}} \quad (2.13)$$

El índice de cavitación relaciona la presión de reserva en el ingreso de la válvula (antes que ocurra cavitación en esa zona) con la caída de presión entre el ingreso y salida de la válvula. Para este número, Dandekar [9] indica que el índice de cavitación crítico para una válvula mariposa se encuentra entre 2 y 2.5 por lo que el índice de cavitación debe ser mayor a esos valores para no presentar riesgo de cavitación. La presión mínima adimensional relaciona la presión mínima presente en la válvula con la presión en una zona de referencia la cual puede ser la presión al ingreso de la válvula. Si la presión mínima fuese la presión de vapor del fluido, entonces podría determinarse la mínima presión de operación al ingreso de la válvula antes de cavitación.

#### 2.1.5. Fuerzas actuantes en la válvula

Cuando un cuerpo se encuentra inmerso en un flujo externo, se originan dos fuerzas resultantes en la interface fluido-cuerpo. Una de ellas es la fuerza de arrastre la cual actúa en la dirección del flujo y la otra fuerza resultante es la fuerza de sustentación la cual actúa en la dirección perpendicular al flujo.

En el caso de una válvula, la determinación de estas dos fuerzas es vital para realizar el diseño de los componentes de la misma. Además, estas fuerzas originan vibraciones en el cuerpo de la válvula lo cual se transmitirá al resto del sistema de tuberías. Si las vibraciones son muy elevadas, se deberá diseñar un sistema de amortiguamiento para las mismas.

## 2.2. Metodología CFD

En esta sección, se tratan algunos alcances teóricos que guía la configuración de una simulación CFD básica. Se muestra la metodología de los volúmenes finitos la cual es usada por la mayoría de programas CFD. Luego, se muestran las consideraciones al momento de obtener la geometría CAD, el mallado, la modelación de la turbulencia, los esquemas de discretización, la configuración de la convergencia así como los conceptos detrás de la verificación y validación de una simulación. Por último, se muestran las consideraciones detrás de una simulación transiente.

### 2.2.1. Metodología de los volúmenes finitos

La metodología de los volúmenes finitos es un método numérico utilizado para resolver las ecuaciones de gobierno de la Mecánica de Fluidos. Este método divide una geometría CAD a analizar (dominio) en un conjunto de volúmenes de control y en cada volumen se plantean las siguientes ecuaciones generales de transporte:

$$\text{Conservación de masa} \quad \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV}_{\text{temporal}} + \underbrace{\oint_A \rho \vec{c} d\vec{A}}_{\text{convectivo}} = 0 \quad (2.14)$$

$$\text{Conservación de cantidad de movimiento} \quad \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{c} dV}_{\text{temporal}} + \underbrace{\oint_A \rho \vec{c} \vec{c} d\vec{A}}_{\text{convectivo}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \vec{c} d\vec{A}}_{\text{difusivo}} + \underbrace{\int_V S_c dV}_{\text{fuente}} \quad (2.15)$$

$$\text{Conservación de energía} \quad \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho h dV}_{\text{temporal}} + \underbrace{\oint_A \rho h \vec{c} d\vec{A}}_{\text{convectivo}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla h d\vec{A}}_{\text{difusivo}} + \underbrace{\int_V S_h dV}_{\text{fuente}} \quad (2.16)$$

Cada ecuación tiene el término temporal, convectivo, difusivo y fuente. El primero evalúa la variación en el tiempo de la variable de interés. El término convectivo evalúa la variación de la variable a través de las fronteras del sistema mientras que el término difusivo evalúa el transporte de la variable al interior del dominio. El término fuente define la variación de la variable debido a una fuente o un campo de fuerzas. Dependiendo de la aplicación, algunas ecuaciones no se consideran.

Estas ecuaciones diferenciales se aproximan a ecuaciones lineales, por lo que al final quedará un sistema algebraico de ecuaciones. El método finaliza con la resolución de este sistema algebraico para obtener la solución final del campo fluidodinámico.

2.2.2. Geometría CAD y mallado del objeto de estudio

El primer paso en un estudio CFD consiste en definir el dominio y la frontera del mismo ya que esto definirá el tamaño y el tiempo de ejecución de la simulación así como la programación de sus condiciones de frontera. Luego, se procede a obtener la geometría del dominio en un software CAD. Esta geometría CAD debe ser una versión simplificada del original y los detalles como redondeos, agujeros y otros deben evaluarse si formarán parte de la simulación ya que esto puede incrementar la complejidad de la misma. En esta tesis, se eliminaron los detalles cuyas dimensiones eran menores al 5% de la dimensión principal de la geometría de estudio.

Luego se realiza el mallado, lo cual consiste en la división del dominio en un conjunto de celdas, caras y nodos sobre los cuales se determinan las variables de flujo (como velocidad, presión y otras) aplicando la metodología de los volúmenes finitos. El conjunto de celdas se denomina *mall*a y en la figura 2.6 se muestra una malla típica.

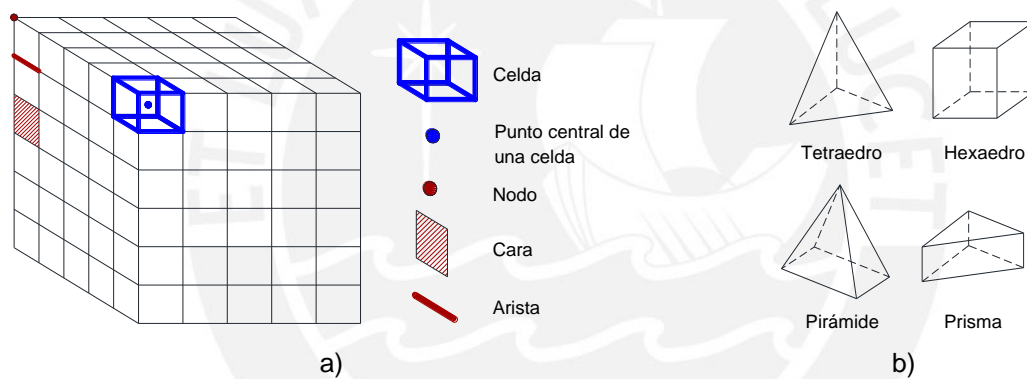


Figura 2.6. Esquema general de una malla: a) Términos empleados, b) Tipos de elementos.

Una malla puede clasificarse en tres tipos: estructuradas, no estructuradas e híbridas. En una malla estructurada, el orden de las celdas tienen una dirección preferente mientras que en una malla no estructurada las celdas se ordenan en forma arbitraria. La malla híbrida aprovecha las ventajas de la anteriores con lo cual se consigue un una malla con detalles en menor tiempo. En la figura 2.7 se muestran estas mallas.

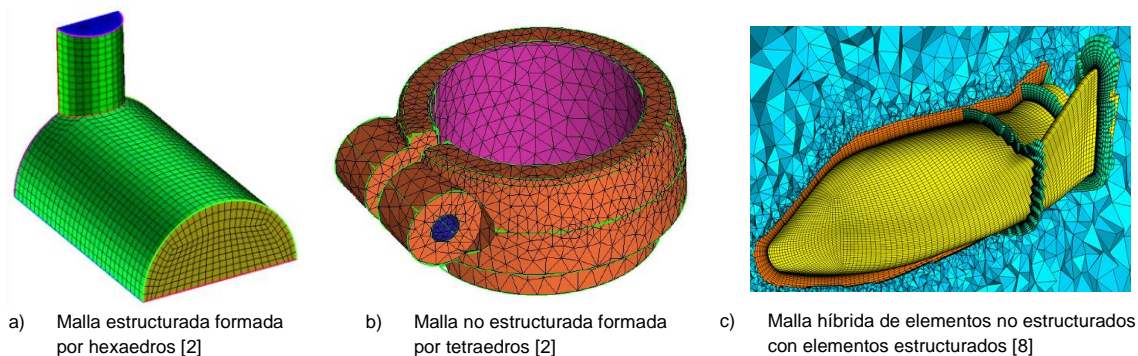


Figura 2.7. Tipos de malla para simulaciones CFD

Un aspecto muy importante es el mallado en las superficies tipo pared ya que todo flujo cercano a una pared forma una capa límite. Las simulaciones que deban considerar la influencia de la capa límite (como la caída de presión en tuberías, la transferencia de calor o las fuerzas de arrastre y sustentación) deben tener celdas estructuradas y con la dirección del flujo en las superficies tipo pared. Además, el tamaño del primer elemento de malla de la capa límite es importante ya que definirá el valor de la variable  $y^+$ . En la figura 2.8 se tiene una malla para simular la capa límite.

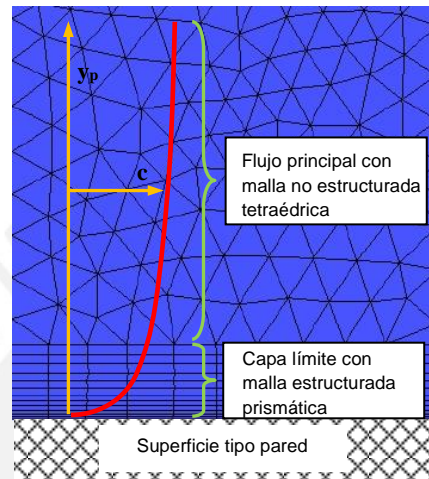


Figura 2.8. Mallado para capa límite con perfil de velocidades en color rojo [2]

Existen dos esquemas de mallado para el almacenamiento de las variables de flujo: esquema basado en celdas y esquema basado en nodos (figura 2.9). El esquema basado en celdas (*cell-based* o *cell-centered approach*) consiste en que las variables se almacenan en los centros de las celdas y las líneas de las mallas definen los volúmenes finitos (es decir, la celda de la malla coincide con el volumen finito del método). En cambio, el esquema basado en nodos consisten en que las variables se asocian en los vértices de las celdas de la malla y el volumen finito no coincide con la celda. Este último esquema es utilizado por el paquete ANSYS CFX.

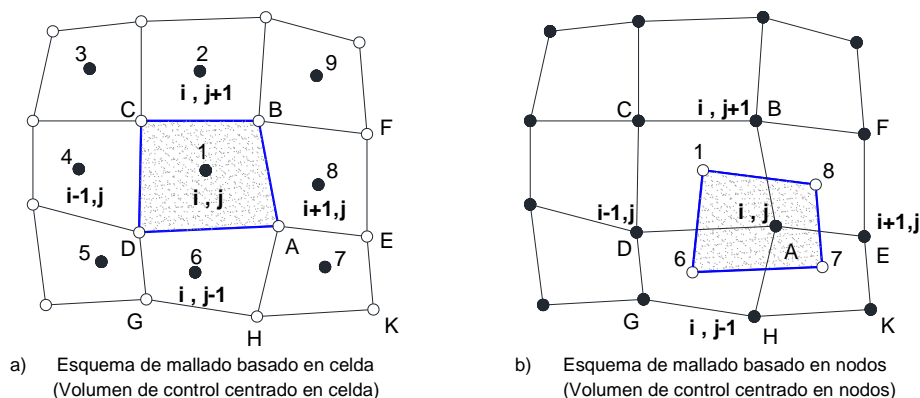


Figura 2.9. Esquemas de mallado basado en celda y nodos [18]

Finalmente, en una malla se deben revisar ciertos parámetros para comprobar la calidad de la misma. En el caso del paquete ANSYS CFX, uno de los aspectos más importantes es el *aspect ratio* o relación de aspecto. Este parámetro indica la relación entre las dimensiones de los lados de un elemento (ya sea en un tetraedro, un hexaedro u otros), de modo que no se tengan elementos muy alargados y distorsionados. Según información de ANSYS [2] el *aspect ratio* del mallado no debe ser superior a 100.

Otro parámetro importante es el *skewness*, ó grado de distorsión del elemento de malla respecto a un elemento ideal (para un elemento triangular el ideal es un triángulo equilátero y para un elemento rectangular el ideal es un cuadrado). Si bien este parámetro es el más relevante cuando se resuelva el mallado con el paquete ANSYS Fluent, seguirá siendo un parámetro importante para controlar la distorsión entre elementos en el mallado para el programa ANSYS CFX. Según ANSYS [2] el *skewness* no debe ser superior a 0.95 para una simulación en general.

### 2.2.3. Modelado de la turbulencia y tratamiento de la capa límite

La turbulencia es una característica de la mayoría de flujos de ingeniería. Consiste en el movimiento irregular y caótico de un fluido, producido por irregularidades que se distribuyen y amplifican en todo el flujo creando vórtices, de distintos tamaños, que se crean y destruyen. La interacción de energía desde los vórtices más grandes hacia los más pequeños se conoce como cascada de energía [18] la cual divide los vórtices en 3 escalas turbulentas: macroescala (vórtices grandes), subrango inercial (vórtices intermedios) y microescala (vórtices pequeños).

El problema de la turbulencia es la naturaleza aleatoria del fenómeno. En un flujo turbulento, toda variable (como la velocidad o la presión) tiene un valor medio y un valor alternante. Entonces, se modifican las ecuaciones de conservación (2.14), (2.15) y (2.16) para los valores promedio. Sin embargo, aparecen más incógnitas por lo que es necesario contar con más ecuaciones o simplificaciones para solucionar el sistema. Para solucionar este problema se han introducido modelos basados en hipótesis los cuales se aplican en casos específicos. No se tiene una teoría estadística general.

Entonces se tienen 3 enfoques: la simulación numérica directa (DNS), la simulación de grandes vórtices (LES) y la simulación RANS (ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds). En la simulación DNS, todas las escalas turbulentas deben ser resueltas por lo que se necesitan mallas extremadamente finas y pasos

temporales muy pequeños lo cual hace este método inviable para la ingeniería. La simulación LES resuelve las escalas de turbulencia grandes y modela las escalas pequeñas por lo que no requiere la excesiva densidad de malla ni los pasos temporales de la simulación DNS. Para la ingeniería en empresas pequeñas o medianas, este método continúa siendo costoso.

El enfoque RANS consiste en modelar todas las escalas turbulentas por lo que las mallas y pasos temporales son más sencillas y pueden analizarse con ordenadores comunes. En este enfoque, el objetivo consiste en modelar las incógnitas del tensor de Reynolds el cual se muestra a continuación :

$$R_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \begin{pmatrix} -\rho \overline{u'^2} & -\rho \overline{u'v'} & -\rho \overline{u'w'} \\ -\rho \overline{u'v'} & -\rho \overline{v'^2} & -\rho \overline{v'w'} \\ -\rho \overline{u'w'} & -\rho \overline{v'w'} & -\rho \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

Para la resolución de este tensor se pueden aplicar dos metodologías. El primer método es la utilización de los Modelos del Tensor de Reynolds (RSM) lo que conlleva a un elevado coste computacional y una mayor dificultad para conseguir la convergencia de la simulación. Sin embargo, la ventaja de este enfoque es la correcta simulación de flujos complejos tridimensionales con muchas curvaturas y remolinos.

El segundo método es el Modelo de Viscosidad Artificial (EVM) el cual consiste en aplicar la hipótesis de Boussinesq en donde se modelan los esfuerzos del tensor de Reynolds utilizando una viscosidad turbulenta de acuerdo con la siguiente expresión:

$$R_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_T \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.18)$$

Este método es razonable para flujos newtonianos turbulentos simples, flujos en capa límite, flujos en canales, mezcla de flujos y otros. Además, no ocupa mucho espacio computacional y es más sencillo de resolver que el enfoque RSM. En el método EVM destacan los modelos k-epsilon, k-omega y SST.

El modelo k-epsilon ( $k-\epsilon$ ) es un modelo robusto, ideal para modelar al fluido no cercano a las paredes por lo que no modela correctamente el comportamiento en las paredes. Se basa en la obtención de dos ecuaciones de transporte: una para la energía cinética turbulenta,  $k$ , y otra para su tasa de disipación,  $\epsilon$ . De este modo, se logra modelar la turbulencia (ya que la tasa de disipación modela la escala de la turbulencia y la energía cinética fija la energía de la turbulencia).

El modelo k-omega ( $k-\omega$ ) es el más adecuado para las superficies tipo pared. Desarrollado por Wilcox (1998), incorpora modificaciones al modelo k-epsilon convencional para realizar simulaciones para bajos números de Reynolds por lo que es utilizado para modelar la capa límite en una superficie tipo pared. Se sigue usando la ecuación de transporte para k y se incorpora una ecuación de transporte para la tasa específica de disipación,  $\omega$ , definida como el cociente entre k y  $\epsilon$ . Sin embargo, este modelo no es muy conveniente para modelar el flujo fuera de las paredes.

Por otro lado, el modelo SST se define como un balance entre el modelo k-epsilon y el modelo k-omega al combinar los beneficios de ambos métodos en un solo modelo. La simulación del fluido cercano a las paredes se realiza con el modelo k-omega y la simulación del fluido alejado de las paredes se realiza con el modelo k-epsilon. Al igual que los otros modelos, este modelo tiene constantes que están basadas en mediciones experimentales muy elaboradas sobre flujos específicos por lo que su aplicación a la gran variedad de flujos industriales siempre presentará cierto grado de incertidumbre.

Finalmente, se tiene el tratamiento del flujo en las paredes. La correcta simulación de la capa límite es crucial para fenómenos como la caída de presión, separación de flujos, transferencia de calor entre otros. Se debe considerar que el tamaño del primer elemento de la malla definirá el valor de la variable  $y^+$ . Si se desea simular la subcapa viscosa (típico en una simulación de transferencia de calor lo cual implica que  $y^+ < 2$ ) se deben utilizar los modelos de turbulencia k-omega y SST. Sin embargo, para un flujo industrial típico esto implicará una malla muy densa. Debido a ello, los modelos incorporan funciones de pared para predecir el comportamiento de la capa límite.

En el caso de los modelos k-omega y SST, las funciones de pared son válidas para valores de  $y^+$  entre 30 y 300 ( $y^+$  evaluado en el primer elemento de malla). Si en algún elemento de malla, el valor de  $y^+$  se encuentra entre 10 y 30, ese elemento no se considerará en la simulación debido a que esa zona es la capa de transición en donde fallan las funciones de pared. La estimación del tamaño del primer elemento, en función del valor requerido de  $y^+$ , se puede determinar aplicando las siguientes fórmulas:

$$\text{Flujo interno por un ducto} \quad y_p = \frac{y^+ \nu \text{Re}^{1/8}}{c_m \sqrt{0.039}} \quad (2.19)$$

$$\text{Flujo externo por una placa plana} \quad y_p = \frac{y^+ \nu \text{Re}^{1/10}}{c_m \sqrt{0.037}} \quad (2.20)$$

#### 2.2.4. Discretización del término convectivo y temporal

Luego del mallado, se debe realizar la simplificación de las ecuaciones de conservación (2.14), (2.15) y (2.16) para poder aplicarlas sobre cada volumen de control. A esto se le conoce como discretización de las ecuaciones de gobierno y permite la simplificación del término temporal, convectivo, difusivo y fuente. Como la información de las variables se almacena en los nodos, se requiere una interpolación para el término convectivo ya que este requiere el cálculo de los flujos en las caras de los volúmenes de control, sin embargo la información en las mismas es desconocida.

Para el programa ANSYS CFX, la información en las caras se obtiene a partir de la información en los nodos adyacentes según la siguiente expresión:

$$\phi_{fc} = \phi_{nup} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (2.21)$$

Y se dispone de 3 métodos para determinar el valor de  $\phi_{fc}$ . El método *Upwind* consiste en utilizar  $\beta = 0$  por lo que el valor en la cara será igual al valor en el nodo aguas arriba de la misma. La ventaja del método es la robustez de la simulación y la alta convergencia de la misma. Sin embargo, introduce errores de difusión numérica por lo que no se utiliza como una solución final para un flujo industrial. Este método tiene una precisión de primer orden.

En el método *Specified Blend Factor*, el usuario fija el valor de  $\beta$  el cual puede estar entre 0 y 1. Si  $\beta = 0$ , entonces se estará usando el método *Upwind* pero si  $\beta = 1$ , entonces se estará utilizando un método de precisión de segundo orden lo cual asegura una mejor simulación de los gradientes espaciales de las variables. Sin embargo, el método *Specified Blend Factor* con  $\beta = 1$  puede ocasionar resultados fuera de los límites. Una mejor utilización de esos métodos es a través del método *High Resolution* el cual utiliza ambos métodos, tratando de utilizar  $\beta$  lo más próximo a 1, lo cual permite obtener soluciones dentro de los límites impuestos por las condiciones de borde. En la figura 2.10 se muestra un resumen de estos métodos.

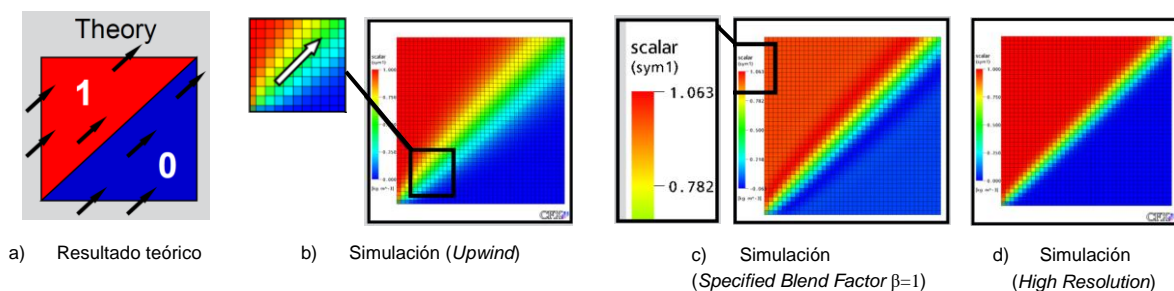


Figura 2.10. Métodos en ANSYS CFX para la discretización del término convectivo [2]

El término transiente también requiere un análisis especial debido a que se debe definir en qué momento temporal se evalúa a la variable de interés. Para esto, el programa ANSYS CFX dispone de tres métodos: Euler Backward de Primer Orden (*First Order Backward Euler*), Euler Backward de Segundo Orden (*Second Order Backward Euler*) y el método *High Resolution*. El primero es un método implícito el cual evalúa a la variable en el tiempo actual y el tiempo inmediato anterior lo cual permite una precisión de primer orden y el uso de pasos temporales ilimitados. El problema de este método es la presencia de difusión numérica.

El método *Second Order Backward Euler* evalúa a la variable con su valor actual y el valor en los dos pasos temporales inmediatamente anteriores. Si bien el método también es implícito, permite una mayor precisión de los resultados pero puede ocasionar resultados no físicos y oscilaciones en los mismos. Para corregir este punto, se dispone del método *High Resolution* el cual utiliza los dos métodos anteriores para poder obtener resultados muy precisos pero manteniendo a los mismos dentro de los límites impuestos por las condiciones de borde.

#### 2.2.5. Criterios para detener una simulación

La finalización de una simulación es el objetivo de la misma, considerando que se ha obtenido una malla adecuada y se han programado correctamente las condiciones iniciales y de frontera. Una simulación ha finalizado cuando ha cumplido con los requisitos impuestos por el usuario por lo que es necesario que este tenga el conocimiento adecuado sobre el tema. La finalización exige revisar la evolución de 3 parámetros fundamentales: los residuales, los imbalances y los puntos de monitoreo.

Los residuales son propios de la simulación y siempre van a existir. Se originan al momento de restar los valores de las variables determinados en el tiempo anterior con sus valores en el tiempo presente. Como cada variable tiene un residuo distinto, se estudia el residuo máximo normalizado o el residuo promediado en toda la simulación. En el programa ANSYS CFX se puede elegir entre dos tipos de finalizar la simulación por los residuos: finalización basada en el residuo máximo (MAX) y finalización basada en el residuo promedio de todos los volúmenes de control (RMS: Root Mean Square). Para una simulación estacionaria, el residuo MAX debe ser al menos 0.001 y el RMS de todas las variables debe ser al menos 0.0001 [2].

Los imbalances evalúan la conservación de masa, momentum y energía a lo largo de todo el dominio de simulación. En un paso temporal se considera que la simulación es

estacionaria por lo que el imbalance resulta de restar el flujo de entrada con el flujo de salida de la variable y dividirla entre el flujo máximo. En una simulación con convergencia ideal, se tiene que el flujo de entrada es igual que el flujo de salida por lo que el imbalance ideal sería 0%. Entonces, un criterio de finalización para los imbalances de las variables de flujo es que se encuentren por debajo del 1% [2].

Por último, se debe evaluar la evolución de los puntos de monitoreo. En un punto de monitoreo se evalúa una variable de interés para el usuario. Puede ser la fuerza de arrastre sobre un cuerpo o la presión estática en un punto. El objetivo es reconocer una variable de interés para la simulación y monitorear su evolución en el tiempo. Si la variable de interés ha alcanzado un valor estable en el tiempo, puede concluirse que la simulación ha finalizado. Para una simulación estacionaria, de los 3 criterios de convergencia mencionados, se considerará a la evolución de los puntos de monitoreo como la más importante ya que pueden encontrarse casos donde los residuos RMS no disminuyen pero las variables de interés ya alcanzaron una condición estable.

#### 2.2.6. Errores, verificación y validación de una simulación

Una simulación numérica tiene errores, los cuales pueden ser de 3 tipos: inherentes, truncamiento y redondeo. Los errores inherentes están referidos a los datos de entrada y modelos físicos empleados. Los errores de truncamiento están referidos al hecho de que en la simulación numérica se aproximan las ecuaciones diferenciales por medio de ecuaciones algebraicas, entonces es la diferencia entre la solución analítica y la solución numérica exacta. Los errores de redondeo se deben a que el computador debe mantener un número finito de dígitos durante sus operaciones.

Cuando una simulación numérica se ejecuta, se deben considerar 3 soluciones: la solución analítica exacta, la solución numérica exacta y la solución numérica calculada. La primera es la solución ideal pero difícilmente se consigue. La segunda es la solución ideal de los esquemas numéricos considerando operaciones con infinitos dígitos. La tercera es la solución de los esquemas numéricos considerando los errores de redondeo y es la que se reporta finalmente.

Una vez aclarado esto, es conveniente indicar en qué consiste la estabilidad, consistencia y convergencia de un esquema numérico. La estabilidad consiste en que los resultados del esquema numérico se encuentran acotados a pesar de que el tiempo de evaluación sea infinito. La consistencia implica que el error de truncamiento disminuye a medida que el paso espacial y temporal de simulación tienden a cero.

Mientras que la convergencia de una solución numérica calculada consiste en que esta se aproxima a la solución analítica exacta a medida que se refina la malla y el paso temporal. Como no se conoce la solución analítica exacta, la convergencia está asegurada si el esquema numérico es estable y consistente. Los esquemas numéricos del programa ANSYS CFX son implícitos por lo que asegura la estabilidad. La consistencia se estudia por medio del estudio de la evolución del error de truncamiento del esquema numérico.

La verificación o cálculo de los errores de una simulación numérica consiste básicamente en la determinación aproximada del error de truncamiento de la misma. Para esto, se utilizará la metodología propuesta por Roarche [29] la cual evalúa una variable de interés y como es afectada por el refinamiento espacial de la malla. Considerando que se evalúa un caso con 3 mallados con refinamiento sucesivo, se definen las tasas de refinamiento de malla por medio de las siguientes expresiones:

$$r_{GCI_{g-m}} = \left( \frac{N_m}{N_g} \right)^{1/3} \quad (2.22)$$

$$r_{GCI_{m-f}} = \left( \frac{N_f}{N_m} \right)^{1/3} \quad (2.23)$$

Es recomendable realizar mallados con una tasa de refinamiento similar. Entonces, se tiene la tasa de refinamiento global:

$$r_{GCI_{prom}} = 0.5(r_{GCI_{g-m}} + r_{GCI_{m-f}}) \quad (2.24)$$

Luego de esto, se determina el orden de convergencia de las simulaciones. Para esto se aplica la siguiente expresión:

$$P_{GCI} = \frac{\ln\left(\frac{v_g - v_m}{v_m - v_f}\right)}{\ln(r_{GCI_{prom}})} \quad (2.25)$$

Finalmente, se puede aplicar la extrapolación de Richardson para obtener el valor de la variable de interés para la situación ideal de malla con refinamiento infinito:

$$v_{Rich} = v_f + \frac{v_f - v_m}{(r_{GCI_{prom}}^{P_{GCI}}) - 1} \quad (2.26)$$

Este valor final de la variable de interés se debe reportar con el ancho de banda del error de truncamiento. El ancho de banda se define por el uso de los índices GCI (*Grid Convergence Index*) los que se calculan dependiendo del grado de refinamiento.

$$GCI_{g-m} = 100FS_{GCI} \left( \frac{\frac{|v_m - v_g|}{v_m}}{(r_{GCIprom}^{p_{GCI}}) - 1} \right) \quad (2.27)$$

$$GCI_{m-f} = 100FS_{GCI} \left( \frac{\frac{|v_f - v_m|}{v_f}}{(r_{GCIprom}^{p_{GCI}}) - 1} \right) \quad (2.28)$$

Finalmente, la validación de la simulación numérica consistirá en determinar la diferencia entre la solución real y la solución numérica calculada. Para esto, es conveniente definir una variable de interés y comparar su valor obtenido mediante la simulación con el valor obtenido mediante una experimentación o una fórmula analítica. Para la validación es conveniente estudiar también otros aspectos como el estudio de la evolución de los imbalances así como la conservación de masa a través del sistema. El usuario también puede definir otros parámetros para definir la validez de la simulación (como por ejemplo utilizar un estudio simple del cumplimiento de la ecuación de Bernoulli entre dos puntos de una línea de corriente).

### 2.2.7. Consideraciones para una simulación transiente

En ciertos casos es necesario realizar la simulación transiente de un caso estacionario. Esto ocurre en situaciones en donde los residuales de la simulación estacionaria no disminuyen hasta el valor deseado y oscilan a pesar de alterar el paso temporal de simulación. Si bien la simulación transiente es un reflejo más real del verdadero comportamiento del flujo, requiere un mayor tiempo de evaluación y una mayor capacidad de almacenamiento de datos en el computador.

Para realizar una simulación transiente, es necesario definir dos datos importantes: el tiempo total de simulación y el paso de tiempo de la simulación. El tiempo total de la simulación depende del tiempo de residencia del flujo el cual está definido por la siguiente expresión:

$$t_r = \frac{L_D}{c_m} \quad (2.29)$$

Según recomendación del equipo de soporte técnico de la empresa ESSS [17], el tiempo total de simulación debe ser de de 3 a 5 veces el tiempo de residencia del flujo. En cuanto al paso de tiempo de la simulación, este se define de la siguiente forma:

$$\Delta t_t = \frac{C \Delta x}{c_m} \quad (2.30)$$

Según información de ANSYS [2], el número de Courant se debe encontrar entre 2 y 10. Si el número de Courant es mayor, el paso de tiempo será más grande y esto podría ocasionar que la simulación transcurra demasiado rápida como para capturar la parte fundamental del fenómeno. También será importante determinar qué variables se almacenarán y la frecuencia con la cual se realizará su registro. Si se almacenan muchos datos o la frecuencia de registro es alta, el archivo de simulación será muy pesado y podría ocasionar la saturación de la memoria del ordenador.

### 3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA VÁLVULA

En este capítulo se muestra la secuencia de simulación del diseño original de la válvula mariposa estudiada. Se comienza por generar la geometría CAD del dominio, luego de ello se realiza el mallado de la geometría para así pasar a definir los modelos físicos y las condiciones de frontera entre otros temas. Finalmente, se muestran las consideraciones para realizar el monitoreo de la simulación estacionaria.

#### 3.1. Características y geometría CAD del diseño original

La válvula mariposa a utilizar es una válvula mariposa de doble excentricidad, con un diámetro nominal de 610 mm. La apertura de la válvula se consigue mediante un pistón hidráulico y el cierre se realiza mediante un sistema de contrapesas. En las figuras 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 y 3.5 se muestran detalles geométricos de la válvula, obtenidos usando el software Solid Works 2013.

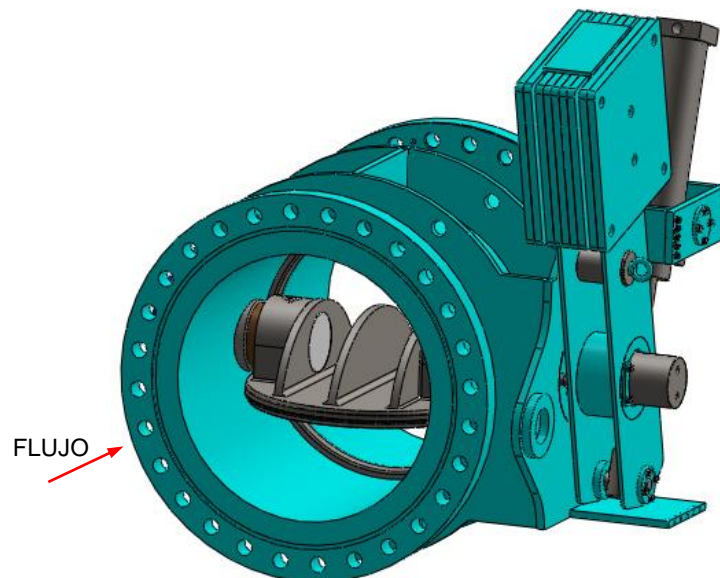


Figura 3.1. Vista general del diseño original de válvula mariposa.

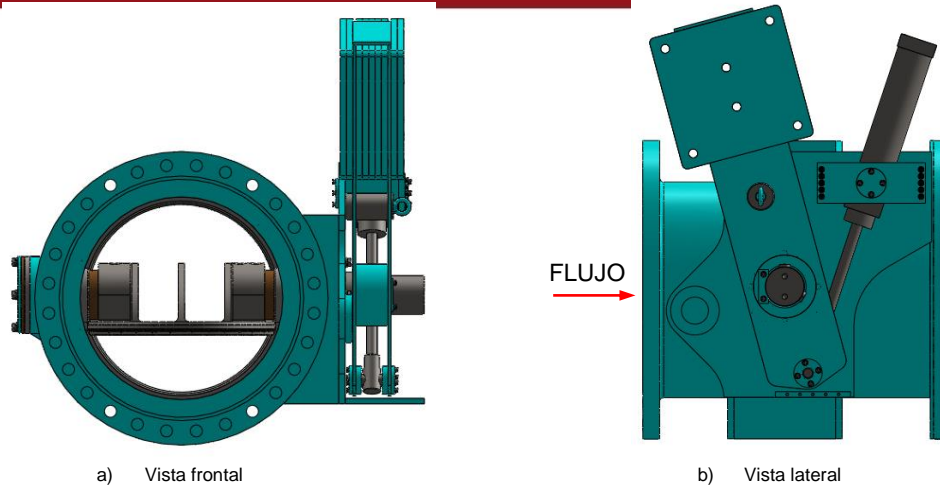


Figura 3.2. Vistas auxiliares del diseño original

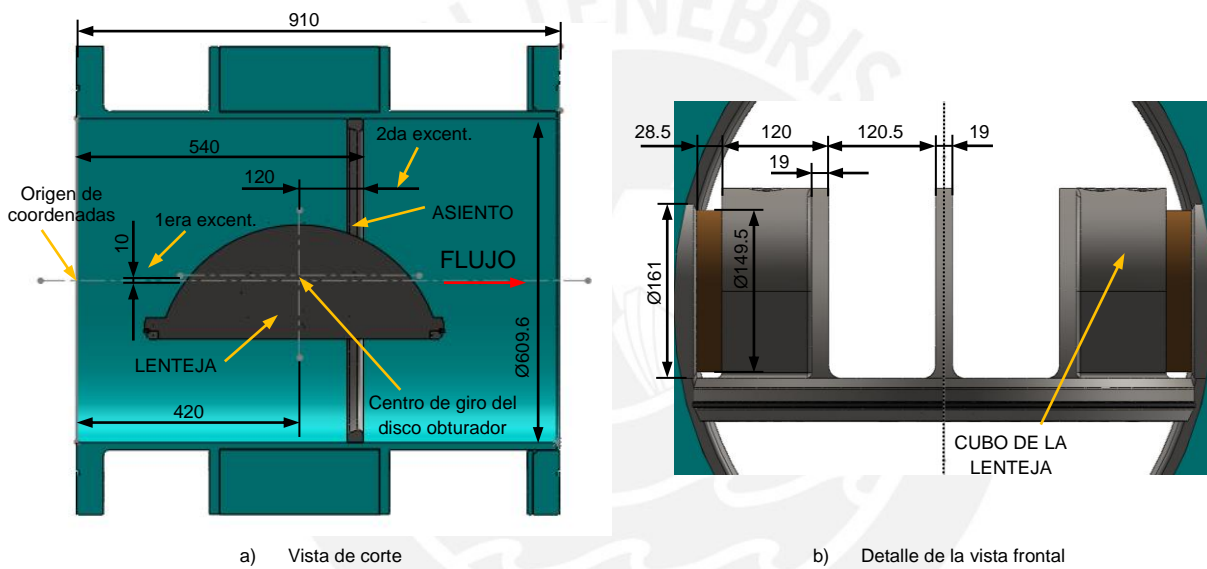


Figura 3.3. Vistas con dimensiones del diseño original (en mm)

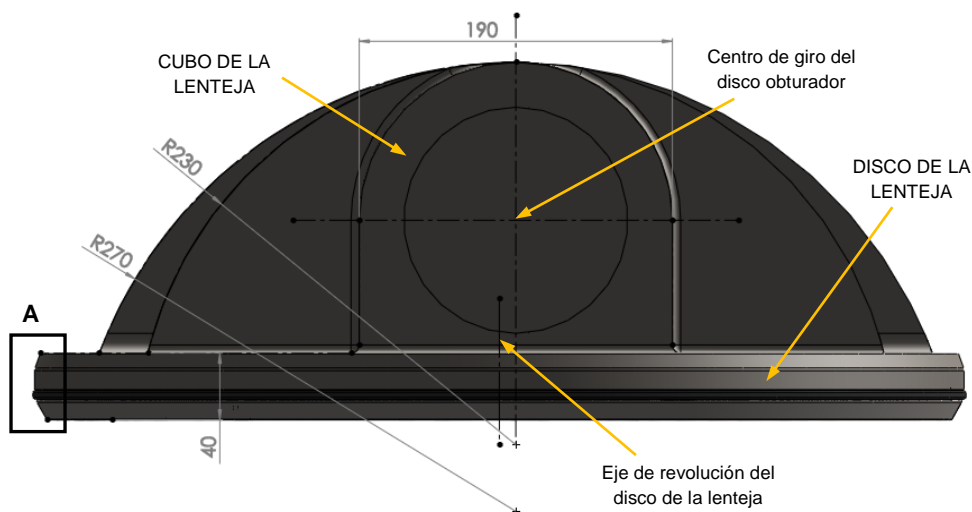


Figura 3.4. Detalles de la lenteja con dimensiones principales (en mm)

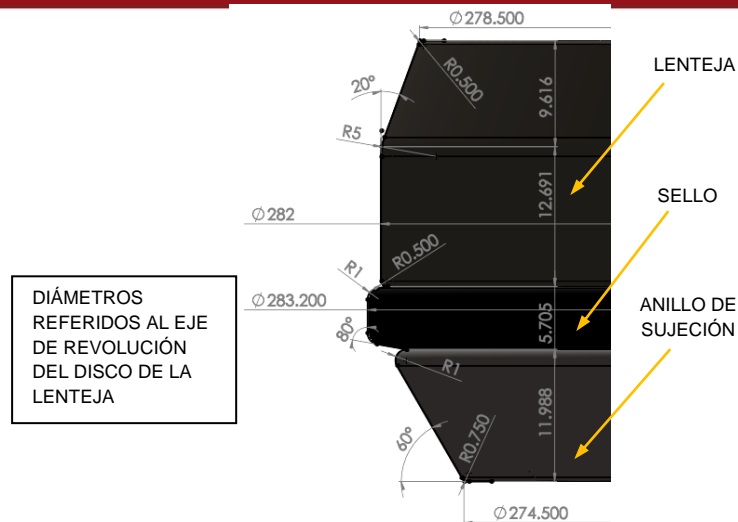


Figura 3.5. Detalle A de la figura 3.4 con dimensiones (en mm).

Para realizar la simulación de la válvula, se agregan dos tramos de tubería aguas arriba y aguas abajo según la figura 3.6. Para determinar las longitudes de esos tramos es necesario analizar la recopilación de dimensiones usadas en distintos estudios lo cual se muestra en la tabla 3.1.

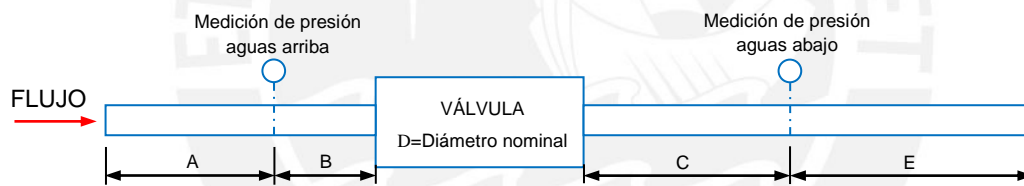


Figura 3.6. Esquema de ensayos en válvulas [3]

Tabla 3.1. Dimensiones del banco de ensayos para válvulas

	Fuente	Tipo de estudio	Dimensiones	
			A+B	C+E
1	ANSI ISA-S75.02-1996 [3]	Experimentación	20D	7D
2	Henderson [23]	Experimentación y simulación numérica	60D	15D
3	Chaiworapuek [9]	Experimentación y simulación numérica	1D	14D
4	Jeon [27]	Experimentación y simulación numérica	2D	6D
5	Del Toro [14]	Experimentación y simulación numérica	2.5D	12D
6	Prema [33]	Simulación numérica	2D	6D
7	Dawy [13]	Simulación numérica	2D	15D
8	Guan Song [22]	Simulación numérica	8D	10.2D
9	Vakili-Tahami [38]	Simulación numérica	2D	6D

De acuerdo con el manual AWWA M49 [4], la dimensión **B** es 2 veces el diámetro nominal de la válvula mientras que la dimensión **C** es 10 veces el diámetro nominal. Con la información de la tabla 3.1, se decide trabajar con una dimensión **A+B** igual a 6 veces el diámetro nominal, mientras que la dimensión **C+E** será igual a 15 veces el diámetro nominal.

La geometría CAD para la simulación considera solamente los cuerpos en contacto con el agua lo cual implica a la lenteja y al anillo asiento, componentes que se simplifican considerando lo indicado en la sección 2.2.2. Las dimensiones menores al 5% del diámetro nominal de la válvula no se consideran para así evitar mallados complicados. Estas simplificaciones se realizan en el programa Solid Works 2013. Luego de ello, se exporta la geometría al programa ANSYS *Design Modeler*, en donde se agregan los tramos de tubería y se divide la geometría en dos, ya que la válvula es simétrica y sólo se requiere la mitad de la misma lo cual se muestra en la figura 3.7.

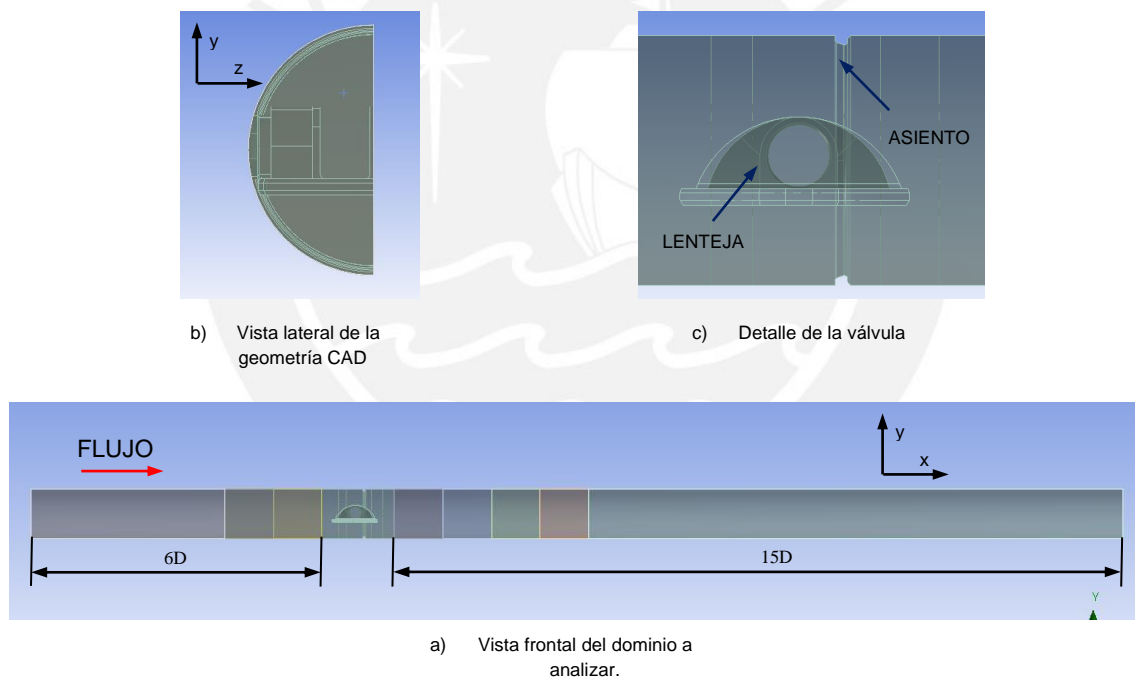


Figura 3.7. Geometría CAD final para el análisis del diseño original

Las diferentes superficies del dominio se agrupan con distintos nombres para facilitar la programación de las condiciones de frontera y el procesamiento de los resultados. Entonces, se tienen 4 grupos de superficies según se muestra en la figura 3.8 : *Inlet* (ingreso del flujo al sistema), *Outlet* (salida del flujo del sistema), *Walls* (todas las superficies tipo pared como la tubería, la lenteja y el anillo asiento) y *Symmetry* (el plano de simetría del dominio).

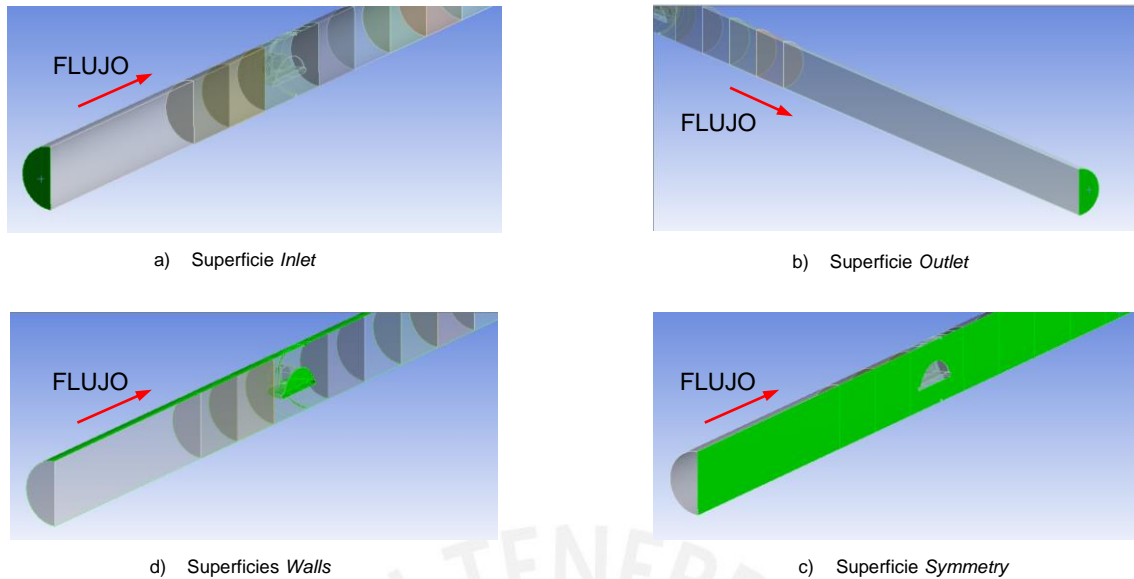


Figura 3.8. Grupos de superficies para la programación de las condiciones de frontera

### 3.2. Mallado del dominio

Luego de obtener la geometría CAD del dominio se procede a realizar el mallado del mismo en el programa ANSYS *Meshing*. Debido a las complejas formas de la lenteja y el anillo asiento, el mallado consiste de tetraedros para el flujo principal y prismas en las regiones cercanas a las paredes. Los lineamientos finales del mallado final del dominio se obtienen luego de múltiples simulaciones con distintos tipos de mallado.

La primera consideración para realizar el mallado final fue el número máximo de elementos empleados. Esto debido a que la capacidad de procesamiento de los ordenadores sólo permite procesar un número máximo de 18 millones de elementos. Por esa razón, el ahorro de elementos es un lineamiento importante a considerar y define la forma general del mallado final el cual es más grueso en los extremos del dominio y más fino en las proximidades de la válvula. También se tiene un mallado fino en las zonas de desprendimiento de flujo.

En segundo lugar, se determinan las condiciones de los elementos de malla para las superficies tipo pared. Como en este estudio se va a analizar la caída de presión a través de la válvula, el mallado en las superficies tipo pared es un mallado estructurado, conformado por 6 o más elementos prismáticos, los cuales aumentan de grosor a medida que se alejan de las paredes. En este mallado, conocido como *inflation*, el valor de la variable  $y^+$  para el primer elemento de malla debe ser como mínimo 30 para que las funciones de pared del modelo de turbulencia SST sean

válidas. Entonces, el tamaño del primer elemento de malla en las paredes se determina empleando las expresiones (2.1) , (2.19) y (2.20):

$$c_m = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4(1.02)}{\pi(0.6096)^2} = 3.49 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho c_m D}{\mu} = \frac{(999.73)(3.49)(0.6096)}{(0.001059)} = 1.60 \times 10^6$$

Para la tubería

$$y_p = \frac{y^+ \nu Re^{1/8}}{c_m \sqrt{0.039}} = \frac{(30)(1.33 \times 10^{-6})(1.60 \times 10^6)^{1/8}}{(3.49)\sqrt{0.039}} = 0.00034 \text{ m} = 0.34 \text{ mm}$$

Para la lenteja

$$y_p = \frac{y^+ \nu Re^{1/10}}{c_m \sqrt{0.037}} = \frac{(30)(1.33 \times 10^{-6})(1.60 \times 10^6)^{1/10}}{(3.49)\sqrt{0.037}} = 0.00025 \text{ m} = 0.25 \text{ mm}$$

Para conseguir una buena calidad de malla, se debe mantener una máxima relación de aspecto (*maximum aspect ratio*) de la malla por debajo de 100 y la máxima deformación (*maximum skewness*) se debe situar por debajo de 0.92.

Un mallado ideal es aquel con refinamiento infinito, sin embargo no se podrá conseguir por factores como el tiempo de simulación, capacidad del ordenador entre otros. Entonces, el mallado se comienza con un número razonable de elementos y luego se refina sucesivamente hasta conseguir que el cambio de una variable de interés sea menor al 1% lo que se conoce como independencia de malla. Por ello, en este trabajo se trabaja con tres mallas (Gruesa, Media y Fina) con la misma forma pero con refinamiento sucesivo para luego determinar la malla más adecuada para realizar otros estudios de interés. La forma típica del mallado se muestra en las figuras 3.9 y 3.10.

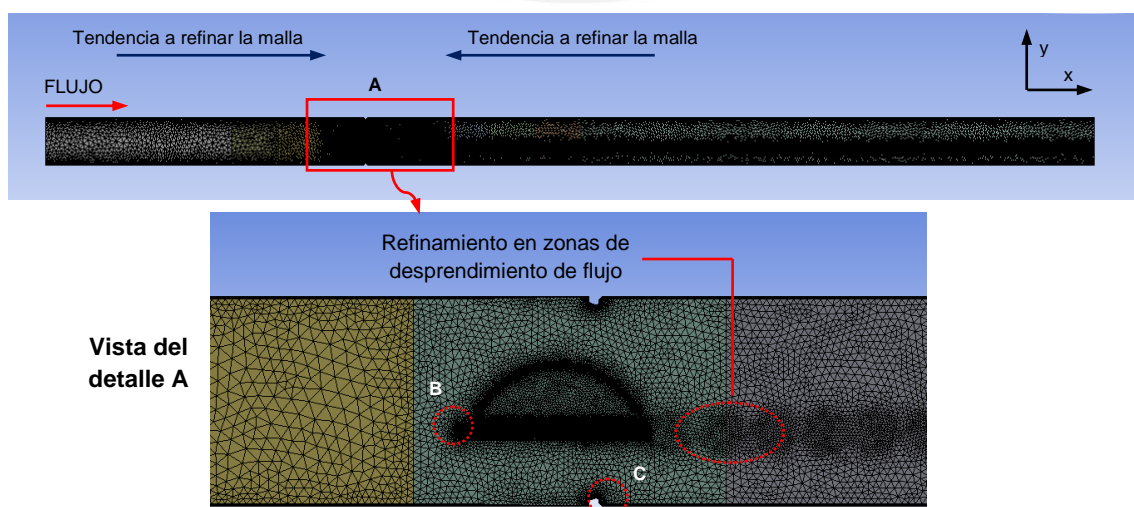


Figura 3.9. Forma típica del mallado del dominio analizado.

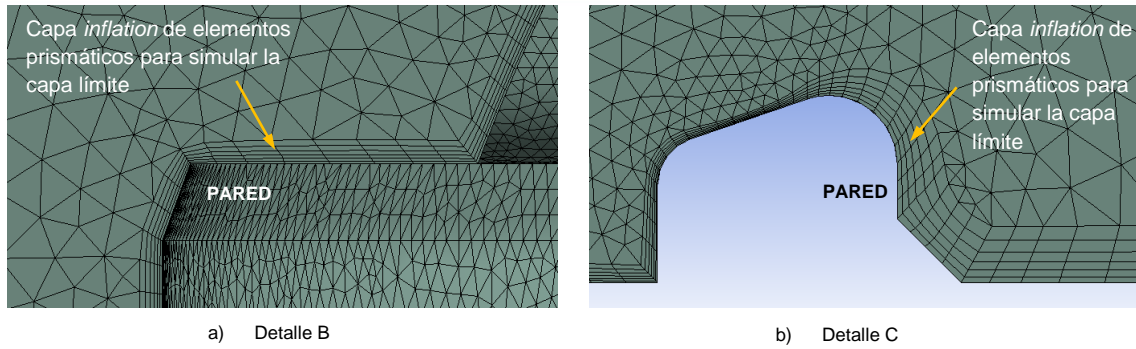


Figura 3.10. Forma típica del mallado. Detalles B y C de la figura 3.9.

En la tabla 3.2 se muestra la estadística de las mallas generadas. Todas las mallas tienen una forma adecuada, una calidad aceptable y el número de elementos de las mismas es menor al número máximo de elementos permitido por el ordenador por lo que las mallas podrán ser simuladas.

Tabla 3.2. Estadísticas del mallado

Malla	Tipo de elementos presentes	Nº elementos	Nº nodos	Máximo Skewness	Máximo Aspect Ratio
Gruesa	Tetraedros y Prismas	4.39E+06	1.20E+06	0.872	72.8
Media	Tetraedros y Prismas	8.16E+06	2.33E+06	0.895	50.8
Fina	Tetraedros y Prismas	1.66E+07	3.78E+06	0.898	50.8

### 3.3. Modelos físicos, condiciones de borde y control de la simulación

Cada mallado realizado se exporta al programa ANSYS CFX-Pre para definir los modelos físicos detrás del fenómeno analizado, las condiciones de borde, los esquemas de discretización del término advectivo y temporal y los parámetros para controlar la ejecución de cada simulación. En cuanto a los modelos físicos, lo primero que se define es que la simulación es del tipo estacionaria y que el tipo de fluido utilizado es agua.

Luego se inserta el valor de la presión de referencia de la simulación. La importancia de esta presión es que todos los valores de presión, en el paquete CFX, estarán referidos a esa presión incluyendo los resultados. Esto permite evitar los errores de redondeo ya que en este caso los cambios de presión son pequeños comparados con la presión estática absoluta a la salida de la válvula (25.01 bar). Finalmente, el modelo

de turbulencia de la simulación es el modelo SST el cual es el más idóneo para estudiar este caso de simulación.

Para las condiciones de borde se definen 4 fronteras: *Inlet*, *Outlet*, *Walls* y *Symmetry*. La frontera *Inlet* se aplica en la superficie del mismo nombre y para este caso se elige a la velocidad como condición de frontera. La velocidad en este caso tiene un perfil desarrollado, semejante a lo que se obtendría en un banco de ensayos para válvulas según la norma ANSI o el manual AWWA M49. La fórmula del perfil desarrollado se obtiene con las ecuaciones (2.8) y (2.9) mientras que el valor del exponente  $n$  se obtiene con el número de Reynolds ( $Re=1.60 \times 10^6$ ) y la información de la figura 2.5.

$$n = 9.5$$

$$c_{\text{amax}} = c_m \frac{(n+1)(2n+1)}{2n^2} = 3.49 \frac{(9.5+1)(2(9.5)+1)}{2(9.5)^2} = 4.06 \text{ m/s}$$

$$c_a = c_{\text{amax}} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/n} = 4.06 \left(1 - \frac{r}{0.3048}\right)^{0.105}$$

En cuanto a la frontera *Outlet*, se define a la presión como condición de frontera. El valor de presión en esa frontera es de 0 bar debido a que el valor real de la presión en esa sección (25.01 bar) se define como la presión de referencia del sistema. La frontera *Walls* se aplica en la región del mismo nombre en donde la condición de frontera es que el fluido no desliza y las paredes son lisas, lo cual es razonable considerando una válvula recién fabricada y pintada. La frontera *Symmetry* se aplica en la superficie del mismo nombre y su condición de frontera es que se trata de una cara de simetría.

En el caso de los esquemas de discretización, para el término advectivo y temporal se trabaja con el esquema *High Resolution* para permitir un mejor modelado del flujo y una mayor precisión en los resultados. Para la escala temporal del fluido, se realizan dos simulaciones por malla. Primero se simula con una escala de tiempo automática (simulación *Auto Timescale*), donde el simulador calcula en todo instante la escala de tiempo. Luego, la simulación final se realiza con una escala de tiempo fija (simulación *Physical Timescale*) cuyo valor se obtiene empleando como referencia las escalas temporales calculadas por el simulador.

Finalmente, para la finalización de la simulación los residuales RMS deben ser menores a  $1.0E-05$  y los imbalances de las variables de flujo deben ser menores al 1%. Si no se cumplen los anteriores criterios, la simulación se detendrá con el número de iteraciones. En el caso de la simulación *Automatic Timescale*, se simulan 2500 iteraciones y en el caso de la simulación *Physical Timescale* se simulan 1000 iteraciones adicionales, empleando como valores iniciales los resultados de la simulación anterior. En la tabla 3.3 se tiene el resumen de esta sección.

Tabla 3.3. Parámetros de la simulación estacionaria para cada malla

<b>1. <u>Análisis general</u></b>		
a	Tipo de análisis	Estacionario
<b>2. <u>Características físicas y condiciones de frontera</u></b>		
a	Tipo de dominio	Fluido
b	Material	Agua
c	Presión de referencia	25.01 bar
d	Densidad	$999.73 \text{ kg/m}^3$
e	Modelo de turbulencia	SST
f	Valores iniciales	Velocidad en los puntos igual a la velocidad al ingreso del dominio
g	Condiciones frontera	<p><i>Inlet</i>: Perfil desarrollado de velocidad:</p> $c_a = 4.06 \left( 1 - \frac{r}{0.3048} \right)^{0.105}$ <p><i>Outlet</i>: Presión estática promedio de 0 bar  <i>Walls</i>: Paredes lisas y con condición de "no deslizamiento"  <i>Symmetry</i>: Simetría en la cara del mismo nombre</p>
<b>3. <u>Otros parámetros</u></b>		
a	Esquema advectivo	High Resolution
c	Turbulencia numérica	High Resolution
e	Control de la escala temporal	Primera simulación: <i>Automatic Timescale Aggressive</i> Segunda simulación: <i>Physical Timescale</i>
f	Criterio para finalizar la simulación	Primera simulación: $\text{RMS} < 1.0 \text{ E-}05$ y/o 2500 iteraciones Segunda simulación: $\text{RMS} < 1.0 \text{ E-}05$ y/o 1000 iteraciones

### 3.4. Monitoreo de la simulación

De acuerdo a lo comentado en la sección 2.2.5, uno de los criterios a seguir para finalizar la simulación es el análisis de la evolución de una variable de interés en un punto de monitoreo. Si el valor de la variable no cambia a pesar del número de iteraciones, se puede considerar que la simulación ha finalizado, a pesar de que no se haya alcanzado el criterio de finalización por los residuales RMS. Si la variable de interés oscila y no cambia a pesar de variar la escala temporal de la simulación, se requerirá realizar una simulación transiente del caso de estudio.

Entonces, se eligen 5 puntos en donde realizar el monitoreo de la velocidad del fluido. Los puntos con sus coordenadas  $xyz$  (en metros) se indican a continuación y en la figura 3.11 se muestran las ubicaciones de los mismos.

- Punto 1: (-1.22 , -0.09, -0.08). Situado aguas arriba de la válvula y en el plano donde se realiza la medición de presión.
- Punto 2: ( 0.10 , -0.09, -0.08). Situado aguas arriba de la válvula justo antes del ingreso a la válvula.
- Punto 3: ( 0.75 , -0.09, -0.08). Situado aguas abajo de la válvula, inmediatamente después de la válvula.
- Punto 4: ( 0.60 , 0.00, -0.20). Situado aguas abajo de la válvula, inmediatamente después del cubo del disco lenteja.
- Punto 5: ( 7.00 , -0.09, -0.08). Situado aguas abajo de la válvula y en el plano donde se realiza la medición de presión.

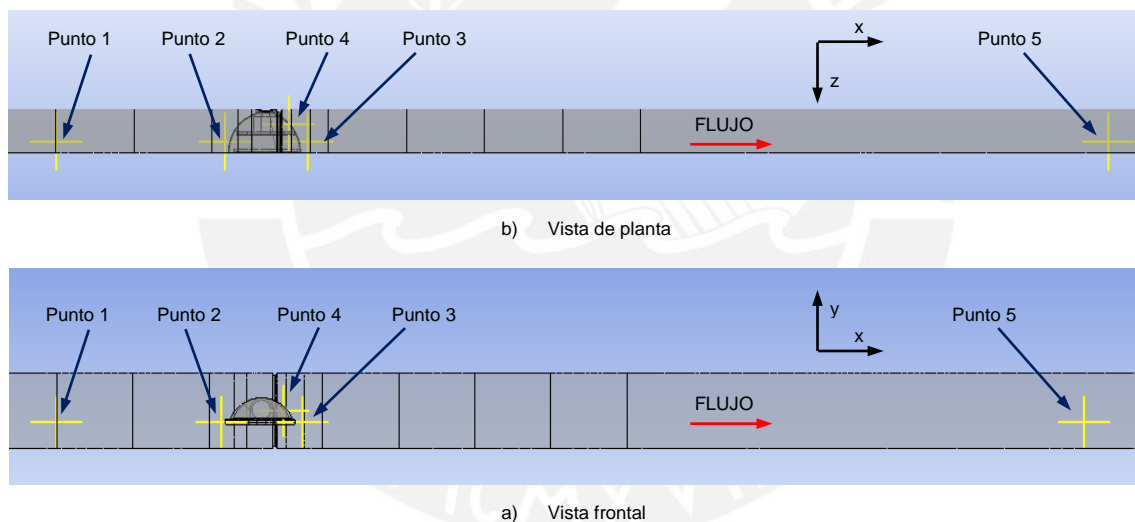


Figura 3.11. Puntos de monitoreo de la simulación

Los 5 puntos de monitoreo entregan información relevante del comportamiento del flujo sin embargo en los puntos 3 y 4 se pueden presentar oscilaciones de velocidad por encontrarse inmediatamente después de la válvula, en zonas de separación de flujo. Entonces, para determinar si la simulación ha finalizado se debe evaluar la evolución de la velocidad en los puntos 1 y 5 ya que esos puntos pertenecen a los planos en donde se realizarán las mediciones de presión para el sistema y porque es poco probable que en esas zonas se presente separación del flujo.

## 4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN Y MEJORAS

Este capítulo analiza los resultados de la simulación del diseño original de la válvula mariposa así como su modificación para obtener un diseño alternativo. Comienza mostrando información referente al proceso de resolución de la simulación como el estudio de la convergencia, la validación de la simulación y el tiempo empleado. Luego, se muestra el análisis del flujo a través de la válvula y el análisis de la pérdida de presión, el perfil de velocidades, la cavitación y las fuerzas actuantes en el diseño original. Con todo este análisis, se realizaron modificaciones geométricas de la válvula y se obtiene un diseño alternativo para compararlo con el diseño original.

### 4.1. Simulación, verificación, validación y uso de recursos

#### 4.1.1. Simulación del caso estacionario e independencia de malla

Para la simulación estacionaria del diseño original se simulan 3 mallas de la misma forma pero con refinamiento sucesivo (Gruesa, Media y Fina) de acuerdo a las condiciones indicadas en la tabla 3.3. Esto permite estimar el error de discretización de la simulación e ir reduciéndolo con el refinamiento sucesivo. Cada malla tiene dos casos de simulación: la simulación *Automatic Timescale* la cual consta de 2500 iteraciones y la simulación *Physical Timescale* la cual comienza con los resultados de la simulación anterior y tiene 1000 iteraciones. En la simulación *Physical Timescale*, se utiliza un valor fijo de escala temporal igual a 1.169 s, sin llegar a presentar cambios significativos respecto a la simulación *Automatic Timescale*.

En las figuras 4.1, 4.2 y 4.3 se muestra la evolución de los residuales y puntos de monitoreo para las simulaciones de las 3 mallas en donde se puede notar que no se llega a alcanzar el criterio de los residuales (los residuales RMS se encuentran por encima de  $1.0E-05$ ). Sin embargo, en los puntos de monitoreo 1, 2 y 5, la velocidad del fluido alcanza un valor estable e invariable con el tiempo por lo que se da por

concluida la simulación del estado estacionario. En los puntos 3 y 4 la velocidad tiene valores oscilantes lo cual puede deberse a que en esos puntos se produce la separación del flujo.

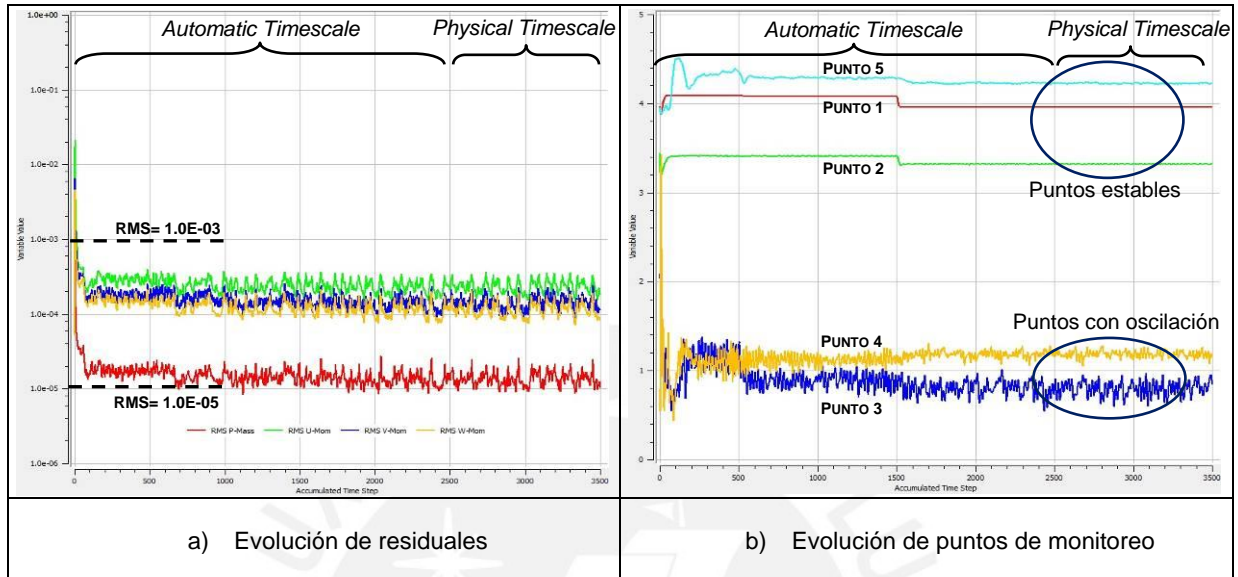


Figura 4.1. Evolución de la simulación - malla Gruesa

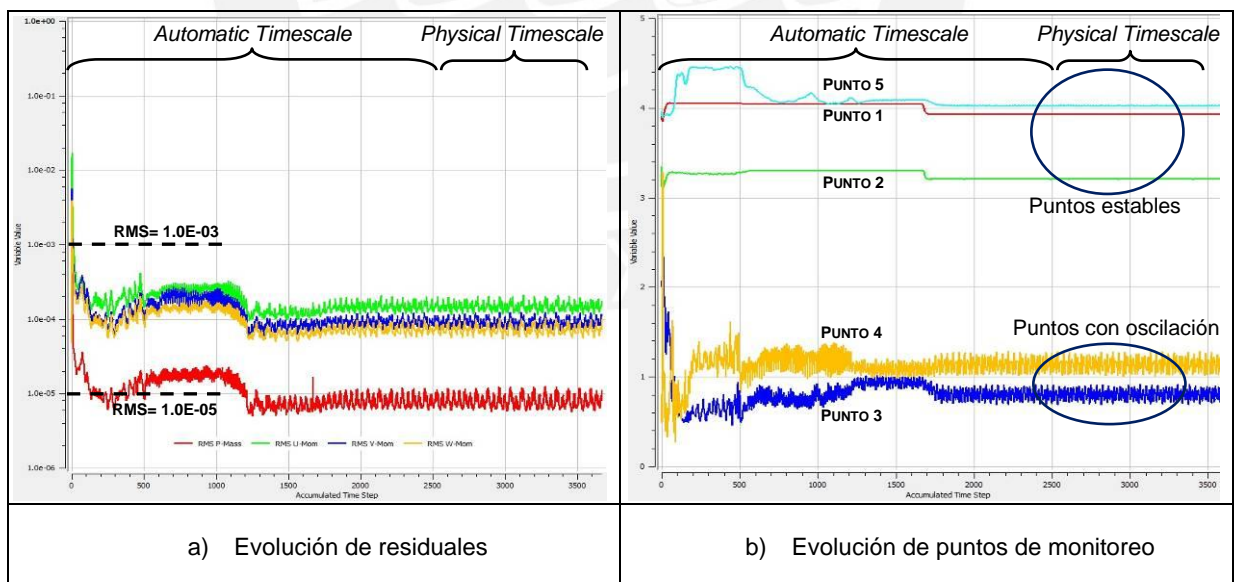


Figura 4.2. Evolución de la simulación - malla Media

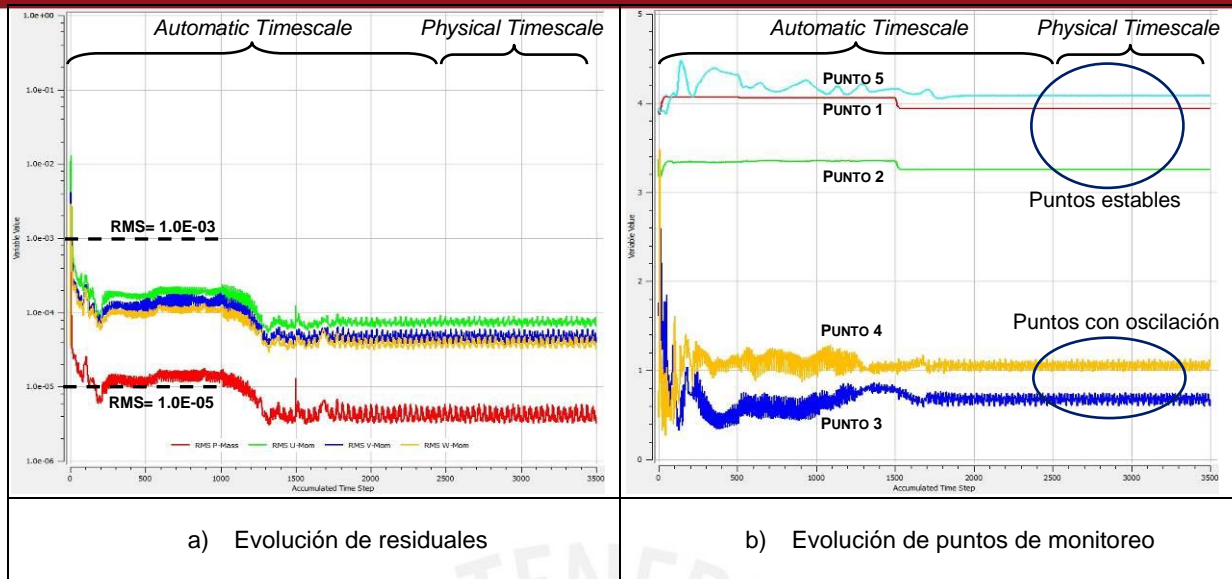


Figura 4.3. Evolución de la simulación - malla Fina

Con los resultados de simulación obtenidos, se procede a analizar una variable de interés para determinar en qué momento del refinamiento se puede cumplir con la independencia de malla. En la tabla 4.1 se muestran los resultados de esta evaluación considerando que la malla Fina es la malla de referencia ya que tendrá el menor error de discretización por tener la mayor cantidad de elementos. La variable elegida es la diferencia de presiones entre dos planos, uno situado 2 diámetros aguas arriba y otro situado 10 diámetros aguas abajo.

Tabla 4.1. Estudio de independencia de malla

Nº	Malla	Nº elementos	Nº nodos	Variable de interés $\Delta p_{im} = p_{2D_u} - p_{10D_d}$ (Pa)	Diferencia % respecto a referencia
1	Gruesa	4.39E+06	1.20E+06	3686.25	0.93
2	Media	8.16E+06	2.33E+06	3708.50	0.34
3	Fina	1.66E+07	3.78E+06	3721.00	Referencia

De acuerdo con los resultados observados en la tabla 4.1, tanto la malla Gruesa como la malla Media cumplen con el criterio de independencia de malla (cambio de la variable de interés menor al 1%). Además, como el ordenador tiene capacidad para procesar la cantidad de elementos de la malla Media, se trabaja con esta última ya que

es la malla con mayor elementos que puede simularse sin dificultades. Con esto se tiene un buen balance entre error de discretización y tiempo computacional de resolución.

En el cálculo estacionario se observa que no es posible bajar los residuales. Además, se observan valores oscilantes en parámetros ubicados en zonas de recirculación y desprendimiento. Esto hace suponer que al ser un proceso altamente no estacionario una simulación transiente podría arrojar mejores resultados. Por ello se realiza una simulación transiente con la malla media. Entonces, los resultados finales del flujo a través de la válvula se reportan de forma estadística a partir del análisis del caso transiente.

#### 4.1.2. Convergencia del caso transiente

Para la programación de la simulación transiente, se debe determinar el tiempo total de simulación y el paso de tiempo de la misma. Para el tiempo total se calcula el tiempo de residencia del flujo empleando la expresión (2.29). Como el dominio tiene una longitud total de 13.71 m y una velocidad media de 3.49 m/s, se tiene lo siguiente:

$$t_r = \frac{L_D}{c_m} = \frac{13.71}{3.49} = 3.93 \text{ s}$$

Considerando lo indicado en la sección 2.2.7, el tiempo total para la simulación debe ser de 3 a 5 veces el tiempo de residencia. Por tanto el tiempo total de la simulación transiente se elige como:  $t_{Tr} = 15 \text{ s}$ .

Para el paso de tiempo de la simulación, se utiliza la expresión (2.30) considerando que el tamaño más pequeño de elemento de la malla Media es 1.2mm (0.0012m). En cuanto al número de Courant, en la sección 2.2.7 se indica que el rango recomendado para ese número es de 2 a 10. Si se trabaja con un número de Courant pequeño, la simulación se demorará demasiado y si se trabaja con un número de Courant grande, la simulación podría no captar detalles importantes del flujo. Por tanto, se elige un valor de Courant de 8, el cual es un valor intermedio entre los dos valores extremos. Por tanto, se obtiene el valor del paso de tiempo de la simulación transiente:

$$\Delta t_t = \frac{C \Delta x}{c_m} = \frac{(8)(0.0012)}{3.49} = 0.00275 \text{ s}$$

Este valor se redondea para obtener un valor final de:  $\Delta t_t = 0.003 \text{ s}$ . Entonces, la simulación transiente del flujo se ejecuta considerando la información de la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Parámetros de la simulación transiente para la malla Media

<b>1. Malla a utilizar</b>		Malla Media
<b>2. Condiciones de simulación</b>		
<b>2.1. Análisis general</b>		
a	Tipo de análisis	Transiente
b	Tiempo total	15 s
c	Paso de tiempo	0.003 s
d	Tiempo inicial	0 s
<b>2.2. Características físicas y condiciones de frontera</b>		
a	Tipo de dominio	Fluido
b	Material	Agua
c	Presión de referencia	25.01 bar
d	Densidad	999.73 kg/m <sup>3</sup>
e	Modelo de turbulencia	SST
f	Valores iniciales	Resultados de la simulación <i>Physical Timescale</i> de la malla Media
g	Condiciones frontera	<p><i>Inlet</i>: Perfil desarrollado de velocidad:</p> $c_a = 4.06 \left( 1 - \frac{r}{0.3048} \right)^{0.105}$ <p><i>Outlet</i>: Presión estática promedio de 0 bar  <i>Walls</i>: Paredes lisas y con condición de “no deslizamiento”  <i>Symetry</i>: Simetría en la cara del mismo nombre</p>
<b>2.3. Esquemas de discretización y control de la simulación</b>		
a	Esquema advectivo	High Resolution
b	Esquema transiente	Second Order Backward Euler
c	Turbulencia numérica	High Resolution
d	Mínimos lazos de iteración	1
e	Máximos lazos de iteración	10
f	Criterio para los residuales	RMS < 1.0 E-05
<b>2.4. Almacenamiento de resultados y puntos de monitoreo</b>		
a	Resultados transientes guardados	Presión absoluta, presión estática, velocidad, densidad.
b	Frecuencia de almacenamiento de resultados	Cada 3 pasos temporales
c	Puntos de monitoreo	Mismos puntos usados para la simulación estacionaria

En la figura 4.4 se muestra la evolución de los residuales y la variable de interés en los puntos de monitoreo. Cabe resaltar que durante la simulación transiente, el número de Courant se mantiene por debajo de 129.33 y tiene un valor promedio de 8.47.

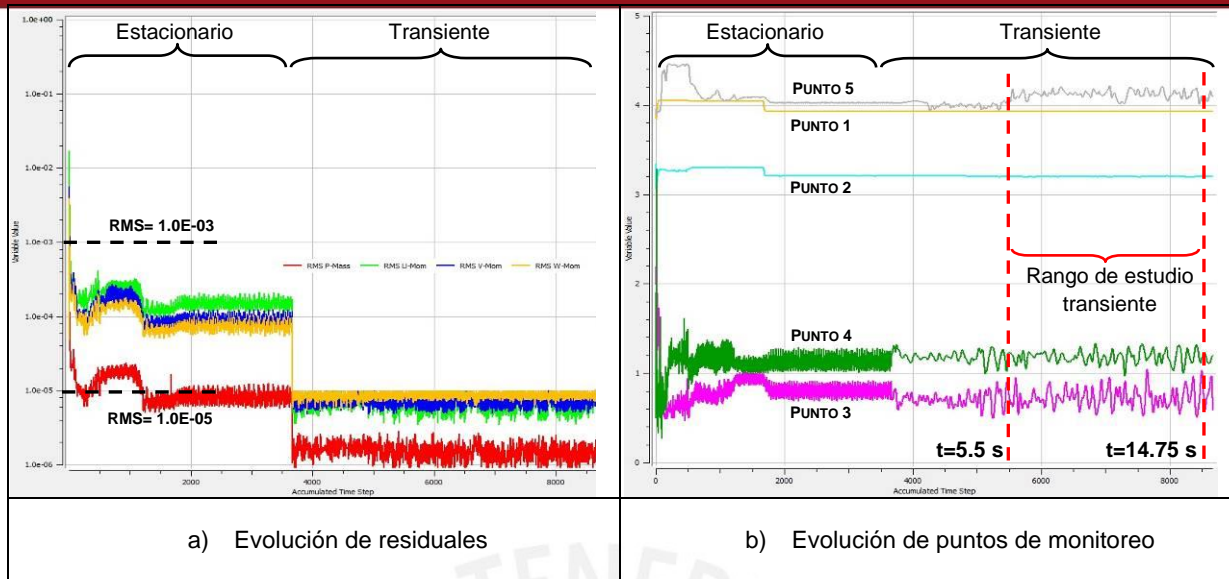


Figura 4.4. Convergencia de simulación transiente - malla media diseño original

De acuerdo a lo mostrado en la figura 4.4.a, en la simulación transiente los residuales cumplen con el objetivo deseado ya que durante toda la simulación se mantienen por debajo de  $RMS < 1.0E-05$ . Sin embargo, la figura 4.4.b muestra que durante la simulación transiente, los puntos de monitoreo alcanzan una situación “estable”, con oscilaciones regulares, luego de 5.5 s de iniciada la simulación.

Para realizar el análisis estadístico de las variables del flujo, se selecciona un rango de tiempo en donde el flujo ya se encuentre estable (a pesar de las oscilaciones). Por ello, en la figura 4.4.b se muestra el rango de estudio elegido para los resultados de la simulación transiente el cual inicia para el tiempo de simulación  $t = 5.5$  s y finaliza para el tiempo  $t = 14.75$  s, una fracción de tiempo antes de terminar la simulación.

#### 4.1.3. Verificación y validación de las simulaciones

Antes de continuar con el análisis de los resultados, se realiza la verificación y la validación de la simulación lo cual es indispensable en todo estudio CFD. La verificación se analiza con la simulación *Physical Timescale* de la malla Gruesa, Media y Fina, por lo que se determina el error de discretización de la variable de interés de la tabla 4.1 por medio de su índice GCI.

Entonces, primero se determina la tasa de refinamiento promedio de las tres mallas usando las expresiones (2.22), (2.23) y (2.24) lo cual se muestra en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Tasa promedio de refinamiento

Malla	Número de nodos
Gruesa	1199523
Media	2329213
Fina	3777413
$r_{GCI_{g-m}}$	1.248
$r_{GCI_{m-f}}$	1.175
$r_{GCI_{prom}}$	<b>1.211</b>

Con esta tasa de refinamiento, se procede a determinar el orden de la convergencia, utilizando la expresión (2.25) y los resultados de la variable de interés de la tabla 4.1. Los resultados se muestran en la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Determinación del orden de la convergencia

Malla	Variable de interés $\Delta p_{im}$ (Pa)
Gruesa	3686.25
Media	3708.50
Fina	3721.00
$p_{GCI}$	3.009

Luego se utiliza la expresión (2.26) para calcular la extrapolación de Richardson de la variable de interés  $\Delta p_{im}$  y se utilizan las expresiones (2.27) y (2.28) para calcular los índices GCI de la misma (el factor de seguridad GCI será 1.25 por usarse 3 mallas). Los resultados se muestran en la figura 4.5.

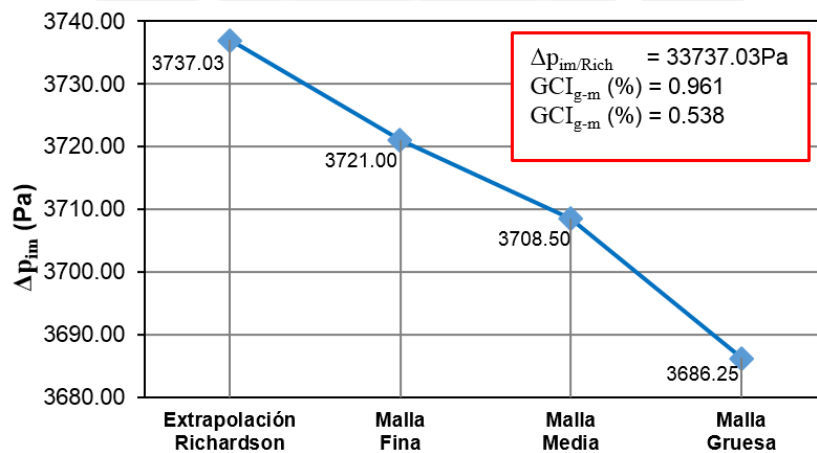


Figura 4.5. Extrapolación de Richardson de la variable de interés

Entonces, se puede indicar que el valor de la variable de interés  $\Delta p_{im}$  según la metodología de Roarche es de 3737.03 Pa con un error de discretización de 0.538%. Esta magnitud del error de discretización puede ser extendida en el análisis de otras variables de interés.

Para la validación se utilizan los resultados de la simulación transiente y ello conlleva a revisar la conservación de masa por el dominio, el estudio de los imbalances, el uso de la ecuación de Bernoulli entre dos puntos de una línea de corriente y la caída de presión en un tramo de tubería recta. El caso de la conservación de masa para el régimen transitorio se muestra en la tabla 4.5. Los resultados obtenidos muestran que la conservación de masa se cumple durante toda la simulación por lo que el algoritmo computacional del programa ANSYS-CFX se aplica correctamente en este tema.

Tabla 4.5. Estudio de conservación de masa en régimen transiente

Tiempo (s)	Flujo másico de ingreso (kg/s)	Flujo másico de salida (kg/s)	Error relativo* (%)
5.50	506.840	507.333	0.097
6.00	506.840	507.335	0.098
9.00	506.840	507.359	0.102
12.00	506.840	507.346	0.100
14.75	506.84	507.350	0.101

\* El error relativo está dado respecto al flujo másico de ingreso

Por otro lado, los imbalances de las variables del flujo se sitúan por debajo del 0.01% (muy por debajo del criterio impuesto del 1%) lo cual se muestra en la figura 4.6. Esto permite concluir que los errores de redondeo e interpolación no son significativos y que se cumple con la conservación de las variables del flujo.

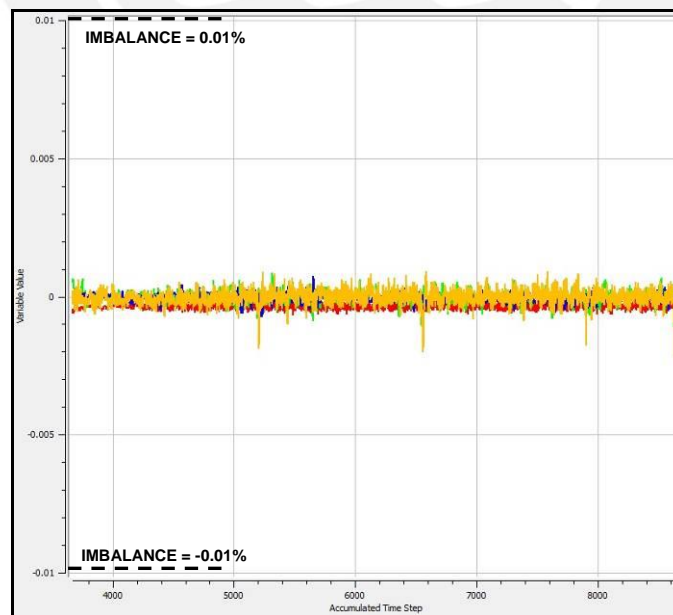


Figura 4.6. Evolución de los imbalances en la simulación transiente

Luego, se revisa si se cumple la ecuación de Bernoulli para dos puntos de una línea de corriente en la simulación. Para esto, se define un punto (PUNTO A) con estancamiento (velocidad cero) y luego se determina mediante el programa ANSYS CFX-Post la presión total en esa ubicación. Luego, en otro punto aguas arriba del PUNTO A (PUNTO B) se determina la velocidad y presión estática mediante el mismo programa (la presión estática está referida a la presión de referencia de la tabla 4.2). Entonces, la presión total en el PUNTO B es la suma de la presión estática y dinámica en esa ubicación la cual debería ser igual a la presión total del PUNTO A, despreciando las pérdidas en el tramo AB por ser pequeñas. En la figura 4.7 se muestra un esquema de este análisis y en la tabla 4.6 se muestran los resultados del mismo. En todos los casos los errores se sitúan por debajo del 1%.

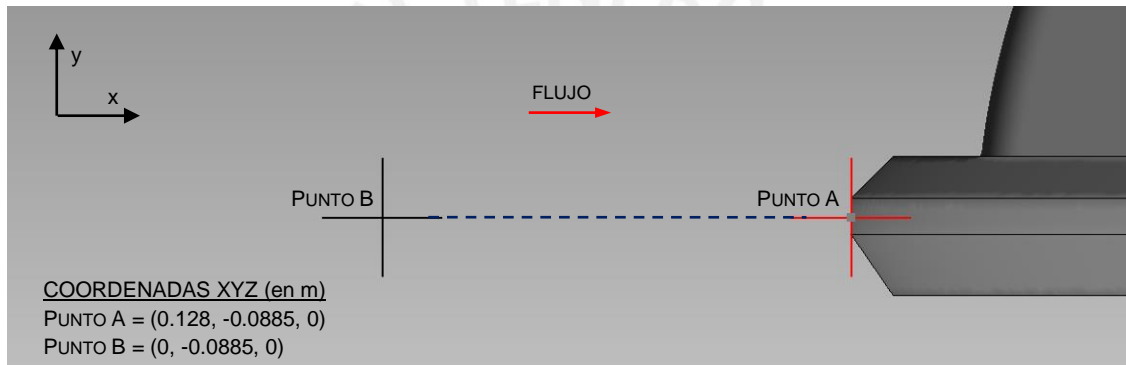


Figura 4.7. Esquema para estudiar la validez de la ecuación de Bernoulli

Tabla 4.6. Resultados de la validez de la ecuación de Bernoulli

Tiempo (s)	Punto B				Punto A	Error relativo respecto al Punto A (%)
	Velocidad (m/s)	Presión dinámica (Pa)	Presión estática (Pa)	Presión total (Pa)	Presión total CFD (Pa)	
5.50	3.9010	7586.23	4280.45	11866.68	11922.10	0.46
6.00	3.9006	7584.36	4261.57	11845.93	11895.70	0.42
9.00	3.9031	7594.36	4266.32	11860.68	11908.10	0.40
12.00	3.9019	7589.46	4273.76	11863.22	11915.60	0.44
14.75	3.9026	7592.14	4250.51	11842.65	11897.00	0.46

Para finalizar la validación, se realiza el estudio de la caída de presión en un tramo recto de tubería aguas arriba de la válvula. Este tramo se sitúa entre dos planos (PLANO A y PLANO B) en el cual se aplica la expresión (2.3) para el cálculo de la caída de presión. El PLANO A se encuentra situado a una distancia de cinco veces el diámetro nominal, aguas arriba de la válvula y el PLANO B se encuentra a un diámetro nominal, aguas arriba de la válvula. Utilizando el programa ANSYS CFX-Post, se

determina la caída de presión entre esos dos planos lo cual se obtuvo luego de un análisis estadístico con los resultados de la simulación transiente. El esquema de la tubería evaluada se muestra en la figura 4.8 y los resultados de la evaluación se muestran en las tablas 4.7 y 4.8.

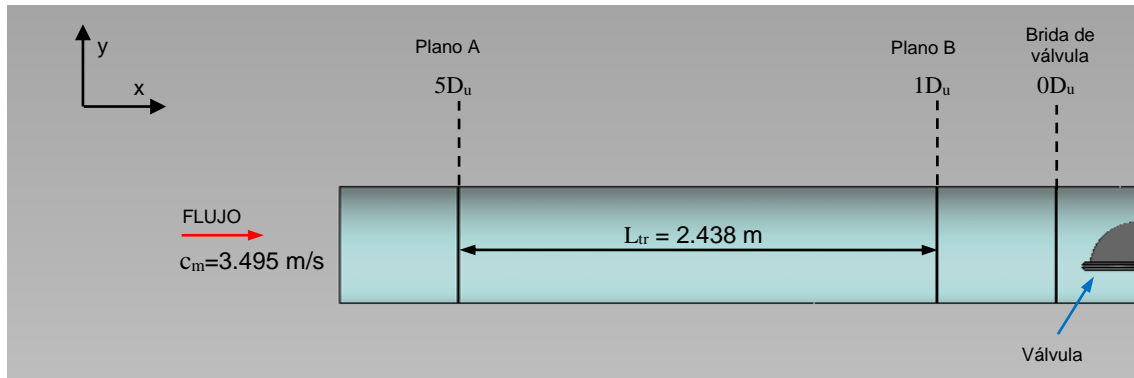


Figura 4.8. Esquema para el estudio de la caída de presión en un tramo de tubería recta

Tabla 4.7. Caída de presión en tramo recto por cálculo analítico

Caída de presión en tubería recta (planos A y B)		
Variable	Unidades	Valor
$L_{tr}$	m	2.44
$\xi_{tr}$		0.0106 *
$c_m$	m/s	3.49
D	m	0.61
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	999.73
$\Delta p_{tr}$	Pa	258.86

\* Determinado en el anexo A de la tesis

Tabla 4.8. Comparación de la caída de presión por método analítico y por CFD

$\Delta p_{tr}$ Analítico (Pa)	$\Delta p_{tr}$ * CFD (Pa)	Diferencia (Pa)	Diferencia porcentual (%)
258.86	231.64	27.22	10.52

\* Determinado en el anexo A de la tesis

Una explicación de este error puede deberse a que a pesar de insertarse en la condición de frontera un perfil desarrollado al ingreso de la tubería, este perfil es sólo aproximado por lo que el flujo posiblemente se encontraba aún en proceso de desarrollo en ese tramo de tubería. Aún así se utilizan los resultados de esta simulación como una primera aproximación al flujo a través de la válvula. Mejores ajustes se pueden conseguir mediante futuros ensayos experimentales.

#### 4.1.4. Tiempo computacional empleado

El análisis numérico del flujo a través de la válvula comienza por la simulación estacionaria de las tres mallas tras lo cual se realiza la simulación transiente de la malla media. En cuanto al tiempo computacional empleado para todo este trabajo, en la tabla 4.9 se indica el tiempo utilizado sólo para las simulaciones finales.

Tabla 4.9. Tiempo computacional empleado

VÁLVULA DISEÑO ORIGINAL				
Computador: Intel® Core™ i7-3770 CPU @ 8 Procesadores 3.40GHz 3.40GHz RAM8GB				
Tipo de análisis		Malla	Nº elementos	Tiempo de simulación
1.1.	Estacionario (Physical Timescale)	Gruesa	4389121	1000 iteraciones 5 horas, 52 min
1.2.		Media	8158748	1000 iteraciones 11 horas, 47 min
1.3.		Fina	16630247	1000 iteraciones 1 día, 15 horas, 44 min
2.1.	Transiente	Media	8158748	Simulación de 15 seg. 15 días, 20 horas, 35 min

El mayor tiempo de simulación se da en el caso de la simulación transiente, a pesar de que esta comienza con los resultados de la simulación estacionaria de la malla media. Por tanto, es comprensible la poca practicidad del empleo de la simulación transiente en aquellas aplicaciones de ingeniería en donde se requieren resultados a la brevedad de tiempo.

## 4.2. **Análisis de los resultados del diseño original**

En esta sección se desarrollan los resultados del comportamiento del diseño original a partir de los resultados de la simulación del régimen transiente. Primero se realiza un análisis general del flujo a través de la válvula. Luego, se procede a realizar un análisis detallado de la caída de presión a través de la válvula, el desarrollo del perfil de velocidades a lo largo del dominio, el análisis de cavitación y el análisis de las fuerzas que actúan en el disco lenteja. La nomenclatura empleada para las secciones transversales de análisis se muestra en la figura 4.9.

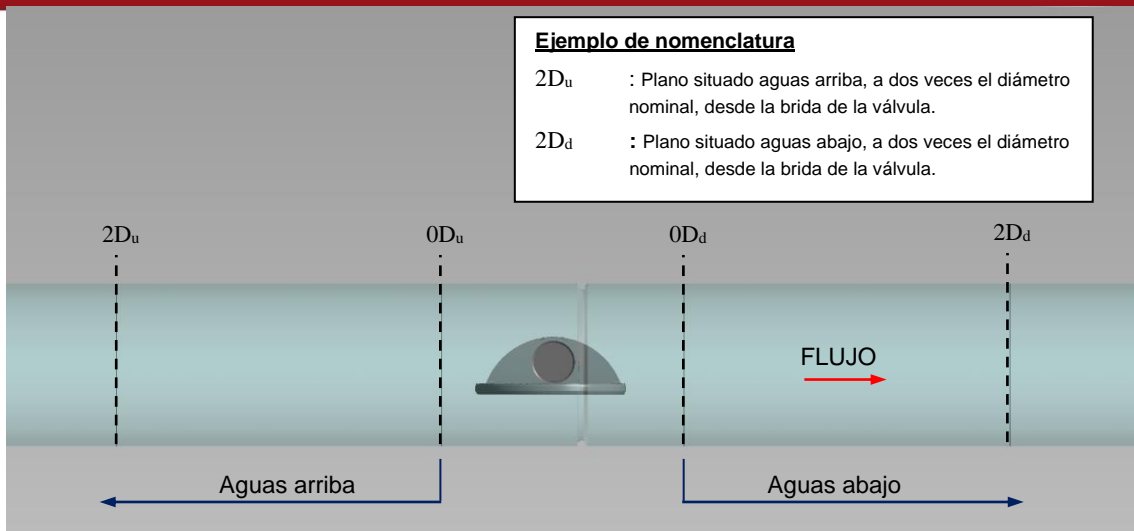


Figura 4.9. Nomenclatura de los planos utilizados para el análisis.

4.2.1. Análisis general del flujo

Todos los esquemas mostrados en esta sección se realizaron con el programa ANSYS CFX-Post y corresponden al tiempo de simulación  $t = 9s$ . Para esta condición, en la tabla 4.10 se muestran los valores máximos y mínimos de presión y velocidad axial determinados por la simulación. Los valores de presión están dados respecto al valor de la presión de referencia de la tabla 4.2 para reducir los errores de redondeo. Si la presión es positiva significa que es una presión mayor que la presión de referencia y si la presión es negativa significa que es menor que la presión de referencia.

Tabla 4.10. Valores extremos de presión y velocidad en la simulación

Variable	Máximo	Mínimo
Presión* (Pa)	12701.8	-56504.20
Velocidad (m/s)	10.08	-4.40

\* Valores sin considerar la presión de referencia de la tabla 4.2

Analizando los resultados, lo primero que se detecta fue la desviación de las trayectorias de las partículas del flujo cuando éstas atraviesan la válvula, específicamente en la zona aguas abajo del cubo del disco lenteja lo cual se muestra en la figura 4.10. Esta figura muestra además que, debido a la reducción del área de paso del fluido, se produce un incremento de la velocidad en las zonas aledañas a la válvula (un incremento aproximado del 80% respecto a la velocidad media). La figura 4.10 muestra la trayectoria de las partículas con el módulo de la velocidad total.

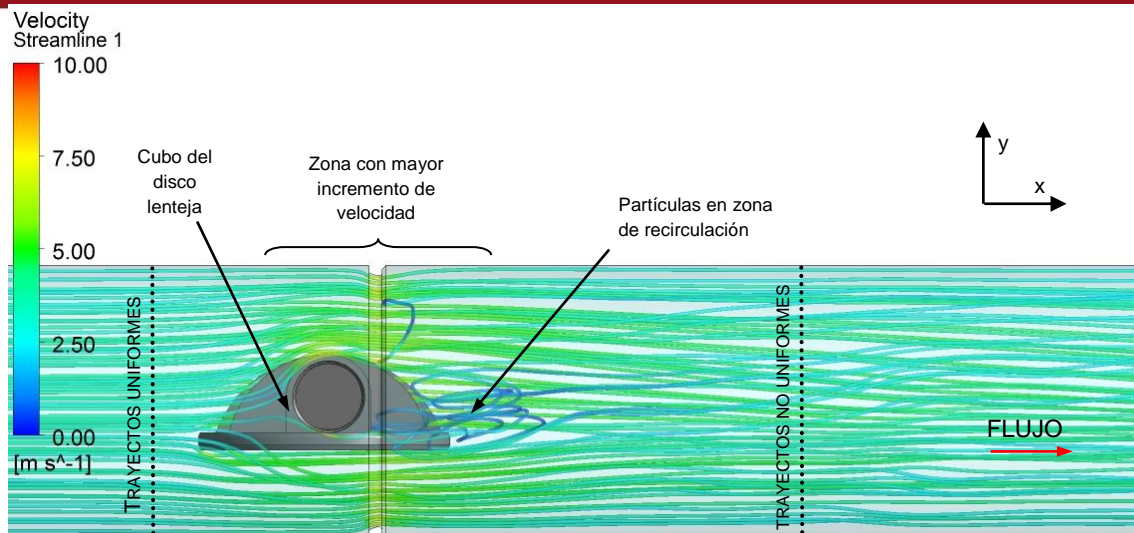


Figura 4.10. Vista lateral del flujo a través de la válvula

Un complemento de la vista anterior se presenta a continuación en la figura 4.11. En esta vista de planta, se observan dos zonas con desprendimiento de flujo debido a la presencia de los dos cubos del disco lenteja. Igual que en la vista superior, las trayectorias ordenadas de las partículas del fluido, antes de ingresar a la válvula, se desordenan luego de salir de ésta (en las zonas cercanas a las paredes de la tubería).

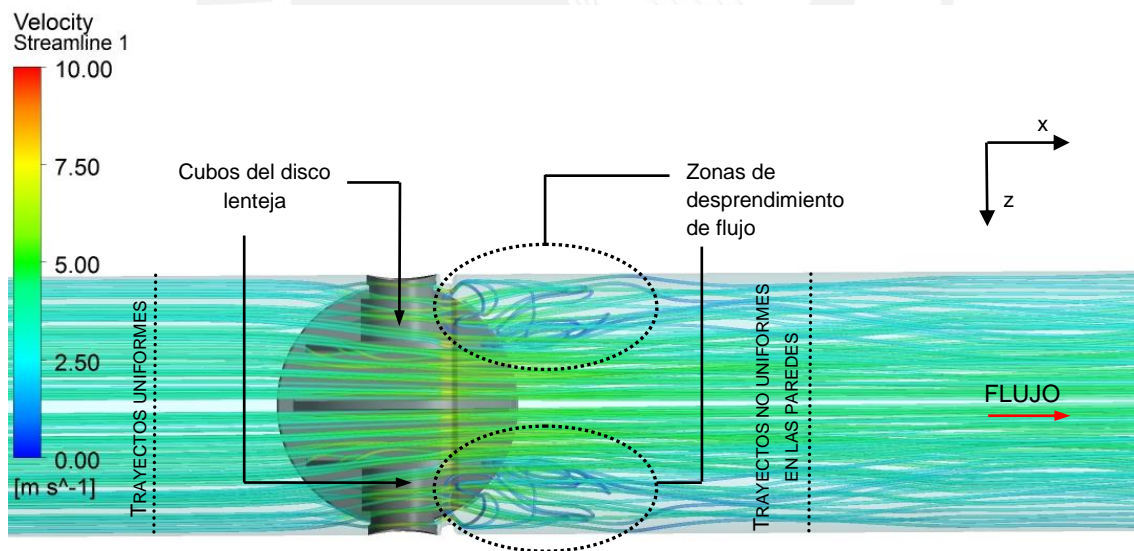


Figura 4.11. Vista de planta del flujo a través de la válvula

Para poder analizar la dirección y posibles zonas con recirculación, es necesario analizar los vectores de velocidad con sus direcciones lo cual se realiza en la figura 4.12 para un plano que pasa por el centro de giro de la válvula y que es paralelo al disco lenteja. En las zonas de desprendimiento de flujo se tienen recirculaciones del mismo y además, la mayor cantidad del fluido pasa por la parte central del disco

lenteja por lo que el flujo pasa con la mayor velocidad por esa zona. En esta vista es más evidente que el flujo a la salida de la válvula tiene una mayor velocidad en la parte central que en las zonas cercanas a las paredes de la tubería en comparación con la situación del flujo antes de ingresar a la válvula.

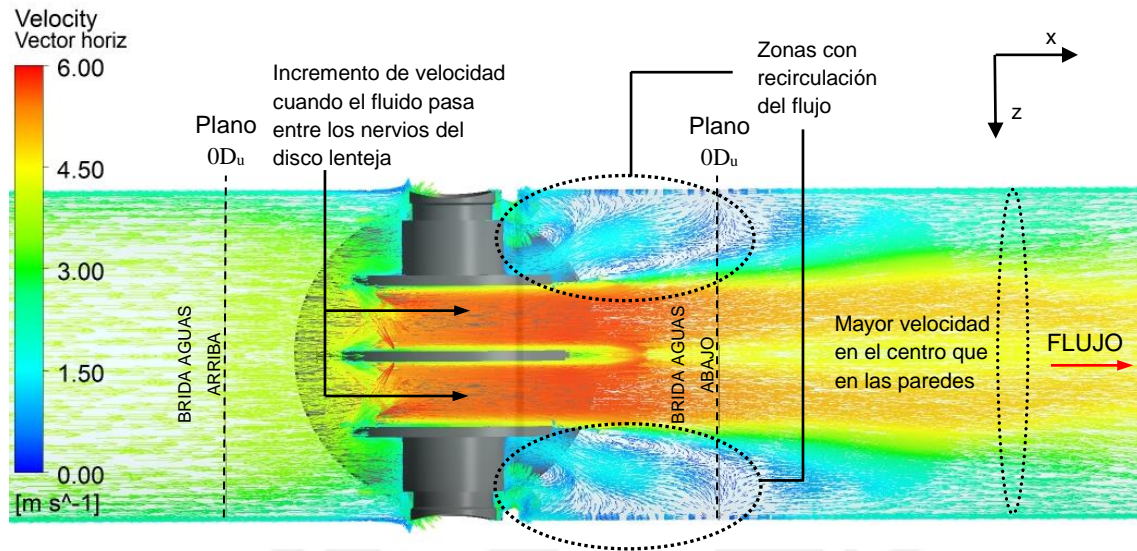


Figura 4.12. Vectores de velocidad del flujo de agua a través de la válvula

Otros detalles importantes se muestran en la figura 4.13 en donde se muestra los vectores de velocidad para el plano de simetría en la zona aledaña a la válvula. En esta vista se observó que las mayores velocidades del flujo se producen cuando el fluido pasa por la zona del asiento de la válvula por lo que es de esperar que esas zonas se desgasten muy rápido en caso el fluido tenga muchos sedimentos.

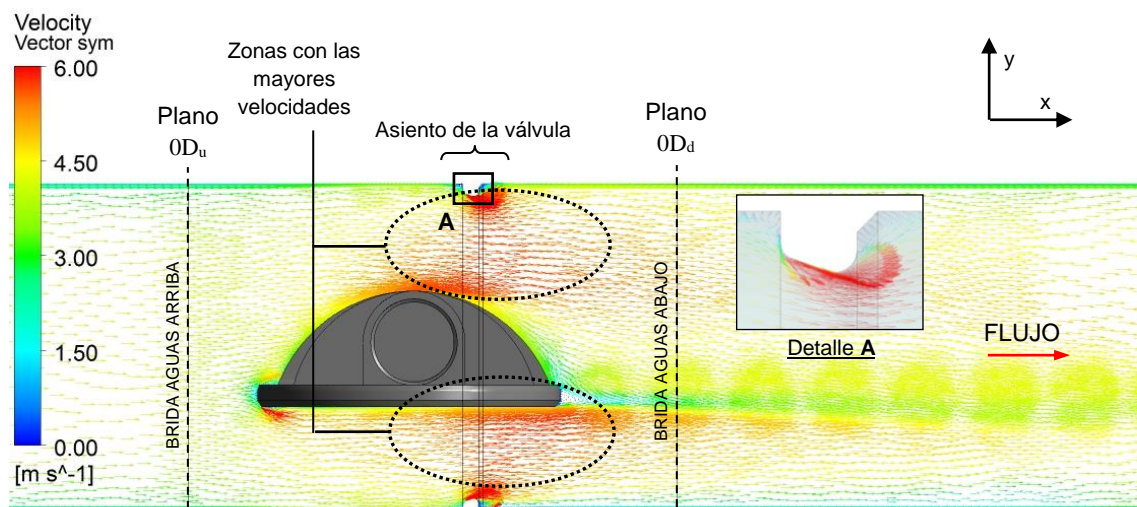


Figura 4.13. Contornos de velocidad del flujo en el plano de simetría

En el caso de las presiones, en la figura 4.14 se muestra el contorno de presiones estáticas en el plano de simetría de la válvula (las presiones son relativas respecto a la presión de referencia de la simulación) en donde se aprecia la existencia de una zona de baja presión relativa cuando el fluido pasa por la zona del asiento de la válvula por tanto, podría existir riesgo de cavitación en esa zona. Además, se observa una caída de presión del flujo cuando éste atravesó la válvula

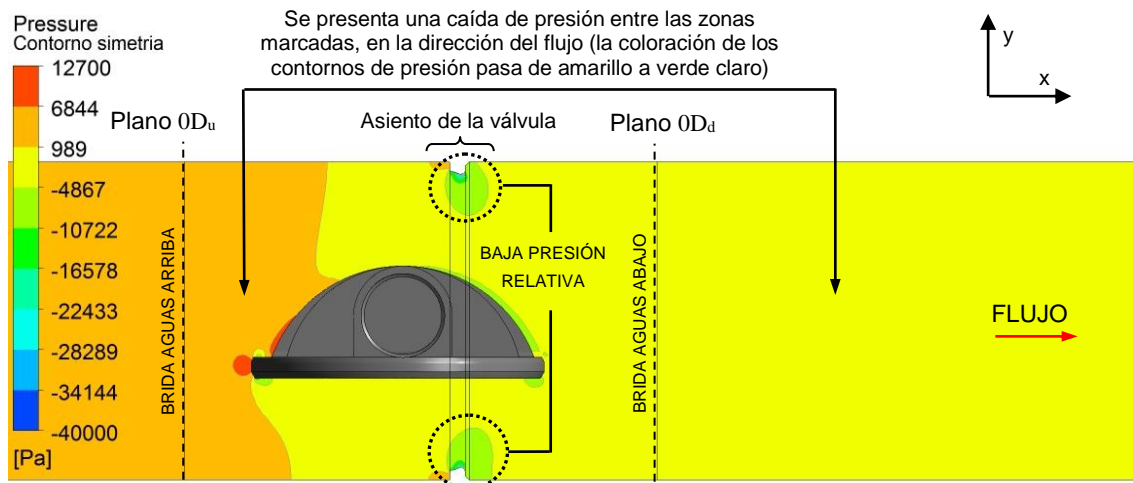


Figura 4.14. Contornos de presión del flujo en el plano de simetría de la válvula

En la figura 4.15 se tiene el contorno de presiones en el plano paralelo al disco lenteja. Se puede observar la presencia de una región de baja presión relativa cuando el flujo sale de la válvula y que las mínimas presiones se encuentran al ingreso de los nervios de refuerzo de la lenteja. Esas zonas serán las primeras en donde se presentaría la cavitación por lo que se debe realizar una evaluación del riesgo de cavitación de la válvula lo cual se mostrará en el punto 4.2.4 de esta tesis.

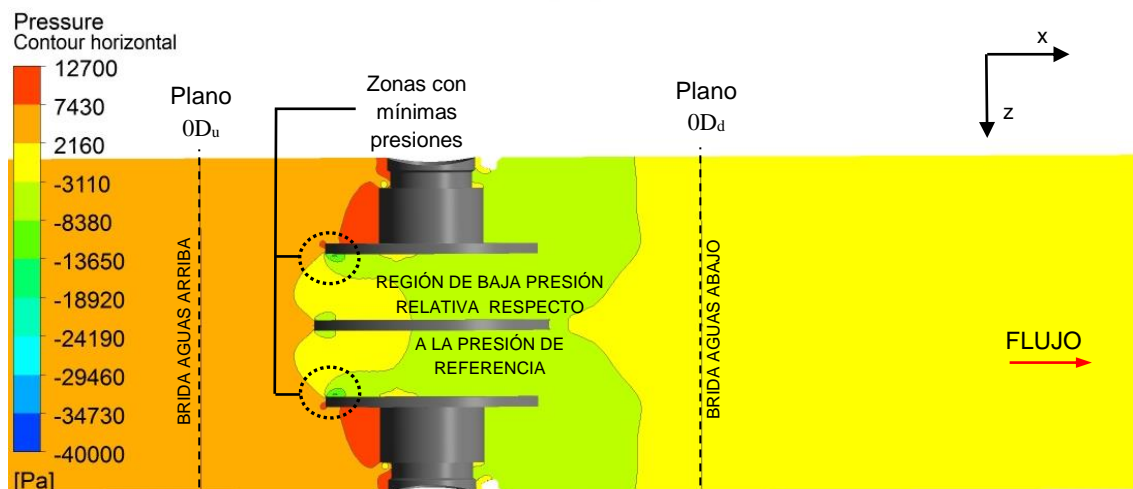


Figura 4.15. Contornos de presión en el plano paralelo al disco lenteja de la válvula

Por último, en la figura 4.16 se muestra el desarrollo del flujo a través de la válvula en diferentes secciones transversales a lo largo de la tubería lo cual permite tener una idea de la forma del flujo en 3D. La mayor distorsión se produce en el plano  $0D_d$  en donde se tiene la mayor velocidad del flujo (5.13 m/s) respecto a los otros planos. En el plano  $0D_d$  se tienen dos zonas de recirculación debido a los cubos de la lenteja.

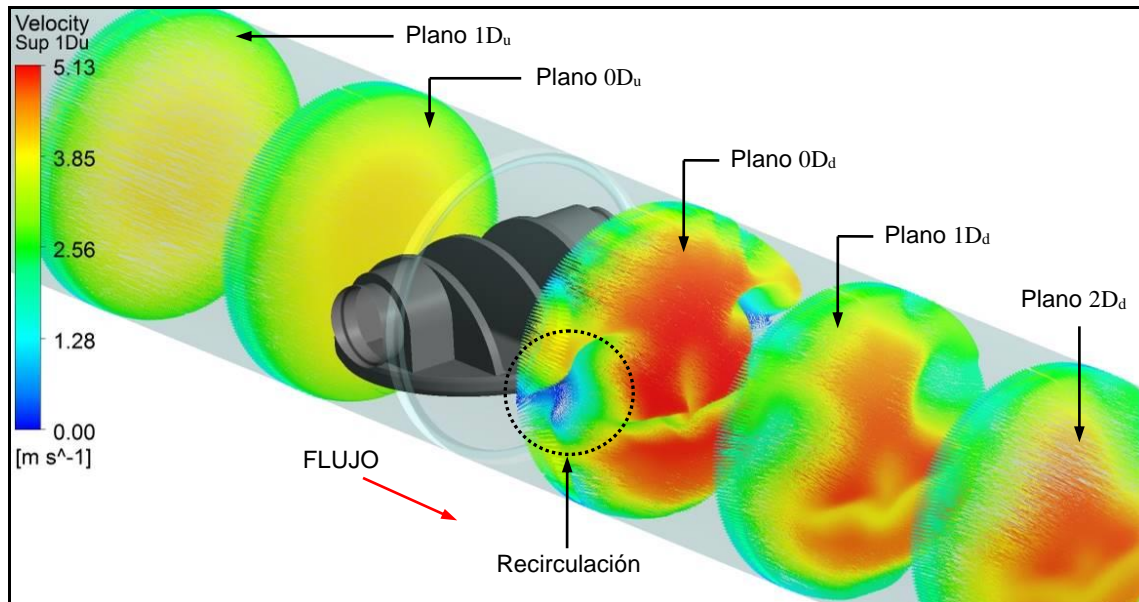


Figura 4.16. Perfiles de velocidad en secciones transversales a lo largo de la tubería

#### 4.2.2. Análisis de la caída de presión

La caída de presión a través de la válvula se analiza considerando un análisis estadístico del coeficiente de pérdidas por lo que se aplica la expresión (2.6) en el rango de tiempo mostrado en la figura 4.4.b (intervalo = [5.5 s;14.75 s]). Un punto importante es la determinación de la mínima cantidad de datos a analizar, por lo que se debe estudiar la variación del promedio del coeficiente de pérdidas a medida que se incrementa el número de datos evaluados, lo cual se muestra en la figura 4.17. De acuerdo con esta figura, a partir de los 890 datos el promedio del coeficiente de pérdidas asume un valor estable, con variaciones que se encuentran por debajo del 0.1%.

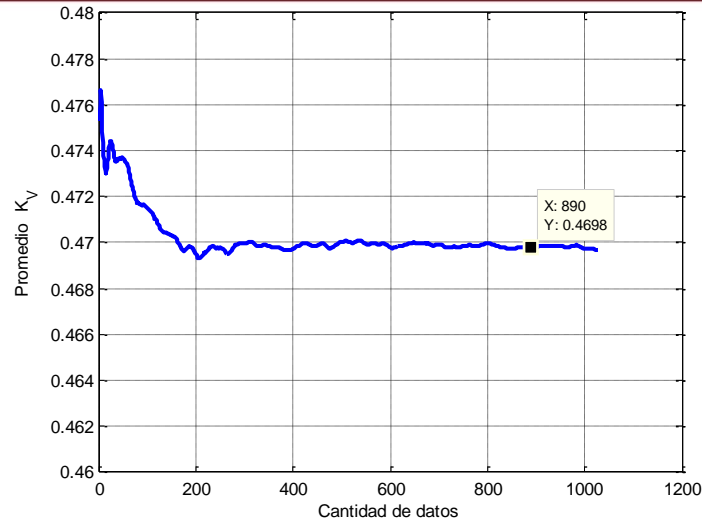


Figura 4.17. Determinación de la cantidad de datos a utilizar para el estudio estadístico de  $K_v$

Una vez determinada la cantidad de datos a utilizar, se procede a realizar el análisis estadístico final. Por tanto, en la figura 4.18 se muestra el histograma de frecuencias relativas de la variable analizada y en la tabla 4.11 se reporta el valor promedio final del coeficiente de pérdidas así como la desviación estándar del mismo.

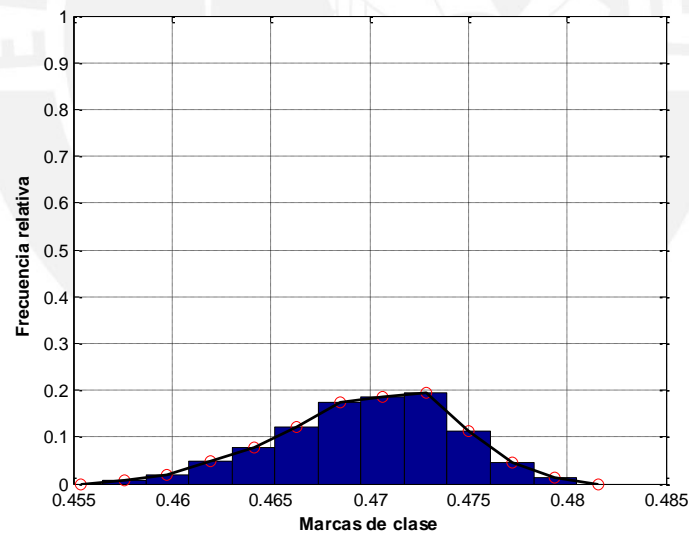


Figura 4.18. Histograma del coeficiente de pérdidas

Tabla 4.11. Coeficiente de pérdida del diseño original

Estadística	$K_v$
Promedio	0.47
Desviación estándar	0.004

A continuación se realiza la comparación del coeficiente de pérdidas del diseño original con los valores reportados por la empresa CRANE y por la empresa ERHARD para válvulas mariposa de doble excentricidad, en posición abierta y aproximadamente del mismo tamaño. Esto se muestra en la figura 4.19 de donde se puede concluir que el coeficiente de pérdidas del diseño original es mayor al encontrado para esas dos empresas. En el anexo B se muestra mayor información respecto a los coeficientes de pérdidas de las válvulas de las empresas antes mencionadas.

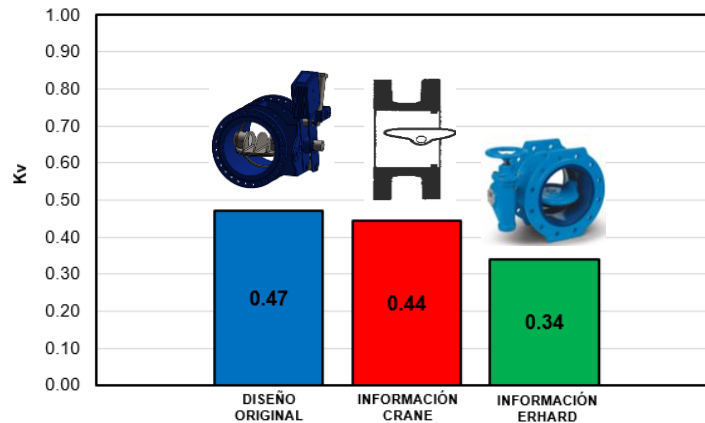


Figura 4.19. Comparación de valores del coeficiente de pérdidas

De acuerdo a lo observado, el diseño original tiene el mayor coeficiente de pérdidas en comparación con los coeficientes de las otras dos válvulas. Esto representa una desventaja del diseño original respecto a esos modelos por cuanto se desea siempre minimizar las pérdidas de energía en un sistema. Por tanto, se requerirán mejoras en el diseño para poder disminuir su coeficiente de pérdidas sin afectar la resistencia mecánica del componente.

#### 4.2.3. Perfil de velocidades

El perfil de velocidades del fluido varía en función a su ubicación en el dominio y al tiempo de la simulación transiente. Por tanto, se eligieron ocho ubicaciones a lo largo del dominio y se analizan los resultados de velocidad para los tiempos de simulación transiente  $t=6, 9$  y  $12$  s. En cada ubicación se determinan dos tipos de perfil, un perfil de velocidades perteneciente al plano de simetría de la válvula y otro perfil ubicado en el plano paralelo al disco lenteja lo cual se muestra en las figuras 4.20 y 4.21. En la figura 4.22 se muestran las ubicaciones elegidas para realizar el análisis.

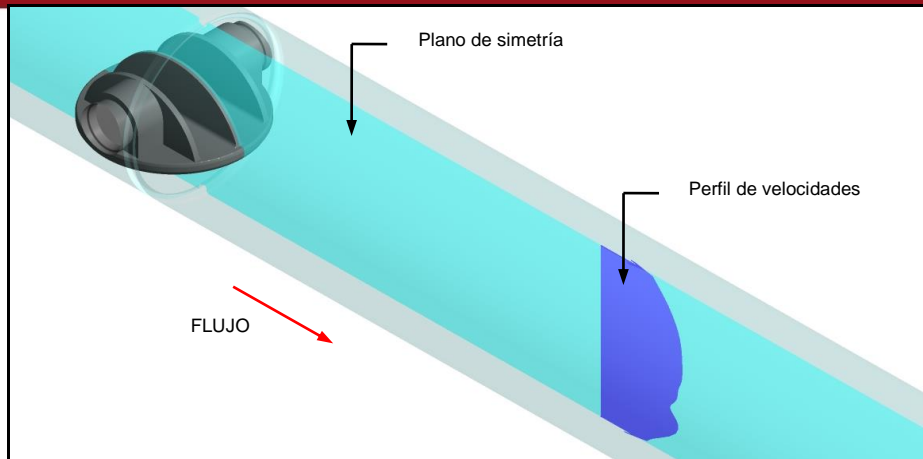


Figura 4.20. Perfil de velocidades en el plano de simetría

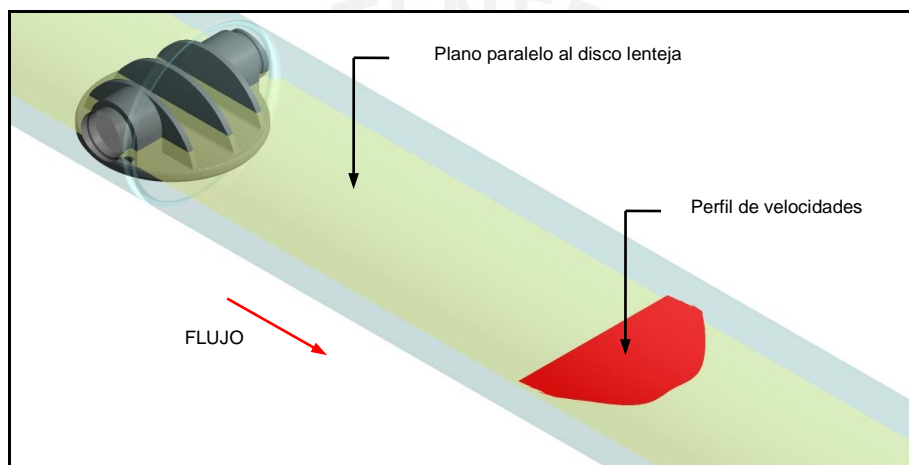


Figura 4.21. Perfil de velocidades en el plano paralelo al disco lenticular

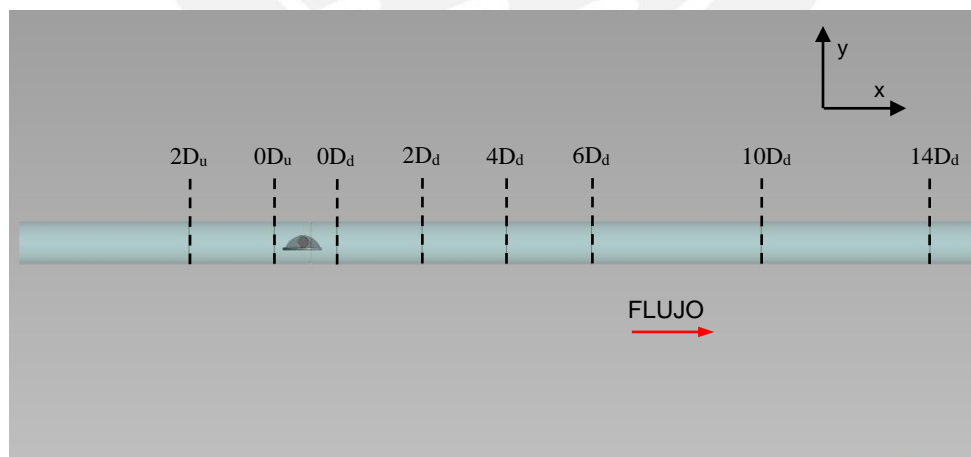


Figura 4.22. Ubicaciones en donde se analizaron los perfiles de velocidad

Para la determinación de la potencia cinética y el índice de distorsión de una sección transversal, se consideró que la sección de referencia para todos los casos de análisis

será el plano  $2D_u$  debido a que esta sección corresponde con las condiciones del flujo inmediatamente antes de la válvula

En la figura 4.23 se tienen los resultados correspondientes al plano  $2D_u$ , incluyendo el perfil según la ley de potencias (perfil analítico). Se observa que el perfil se encuentra desarrollado e invariable con respecto al tiempo por lo que se utilizará al perfil de velocidades en el tiempo  $t=9$  s como perfil de referencia para análisis posteriores. La velocidad máxima del flujo se da en el centro de la tubería y según la simulación numérica es de  $c_{amax}=3.992$  m/s. Este valor se utiliza para definir el rango de validez del perfil de velocidades según la ley de potencias descrita en la expresión (2.8) ya que esta ley se aplica en la zona del flujo libre hasta el 99% del valor de  $c_{amax}$ .

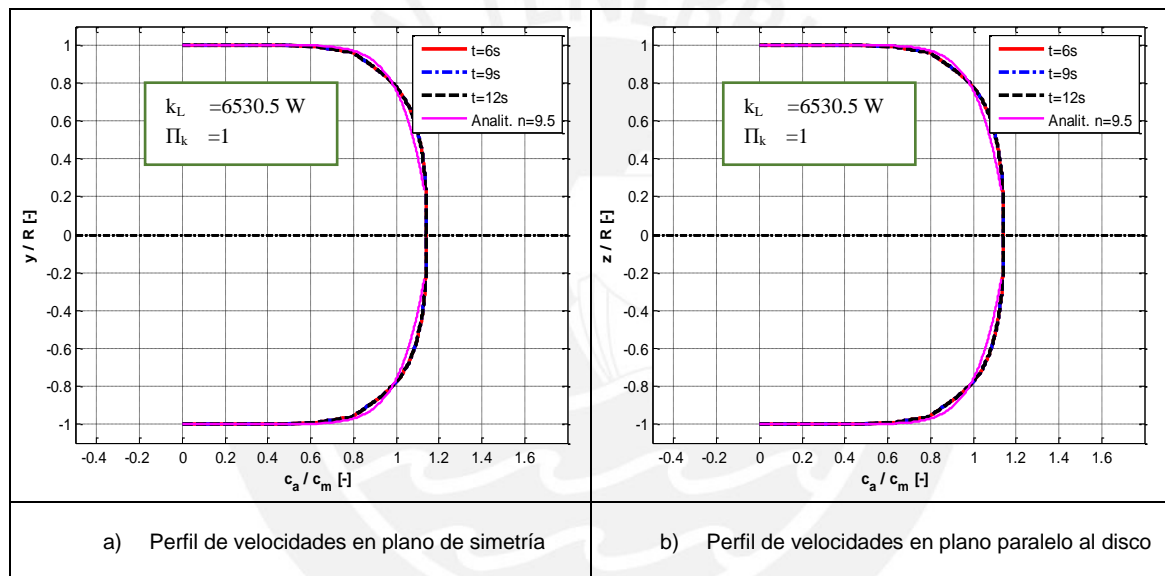


Figura 4.23. Perfil de velocidades en el plano  $2D_u$

Los resultados para el plano  $0D_u$  se muestran en la figura 4.24. Para este plano se presenta el comienzo de la distorsión del perfil de velocidades por la presencia del disco lenteja en la tubería, distorsión que es más acentuada en el plano de simetría de la válvula. El flujo ha tenido un incremento de la potencia cinética (el valor ha cambiado de 6530.5 W a 6540.2 W) y del índice de distorsión de la potencia cinética (el valor se incrementó desde 1 a 1.002). Cabe resaltar que ambos parámetros se calculan utilizando la componente de velocidad axial ya que el estudio sólo se enfoca en los parámetros del fluido en la dirección del flujo. La máxima diferencia entre el perfil de velocidades en el plano  $0D_u$  y el perfil de velocidades de referencia es 4.96%.

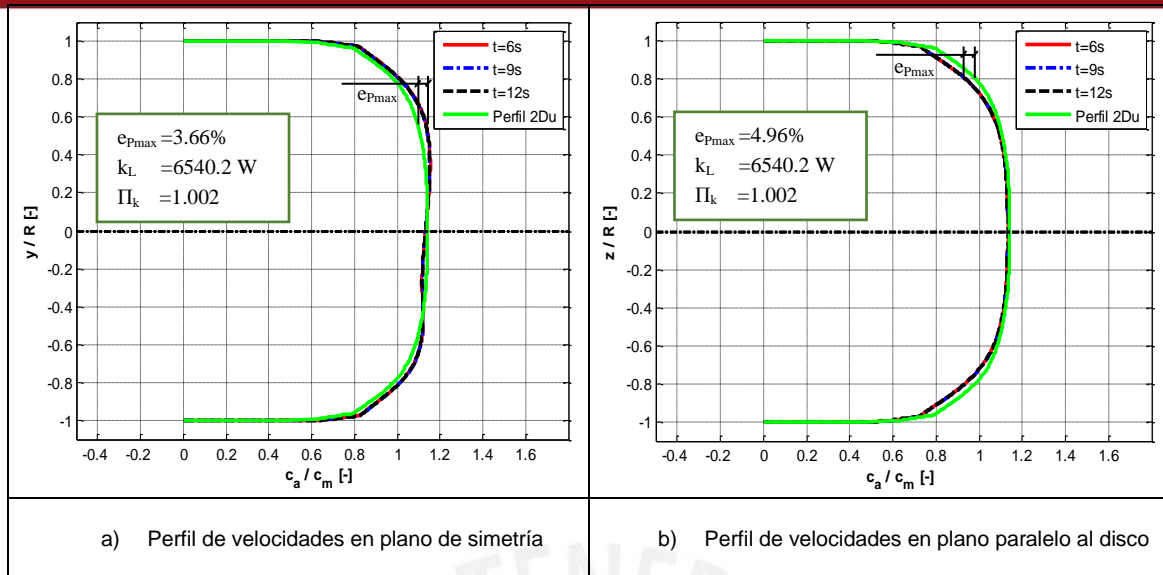


Figura 4.24. Perfil de velocidades en el plano  $0D_u$

El análisis del plano  $0D_d$  se muestra en la figura 4.25. En este plano se tiene la mayor distorsión del perfil de velocidades lo cual se debe a que el fluido acaba de atravesar a la válvula y por tanto se presentan las mayores irregularidades. Además, el flujo tiene un incremento de la potencia cinética (el valor actual es de 9282.2 W) y del índice de distorsión (el valor actual es de 1.421) con lo cual se comprueba la distorsión del perfil. La máxima diferencia entre el perfil de velocidades en este plano y el perfil de referencia es de 106%. A pesar del grado de distorsión del perfil, la figura 4.25 muestra que éste es casi invariable con respecto al tiempo salvo en las zonas cercanas a los cubos en donde se presentan zonas de recirculación del flujo.

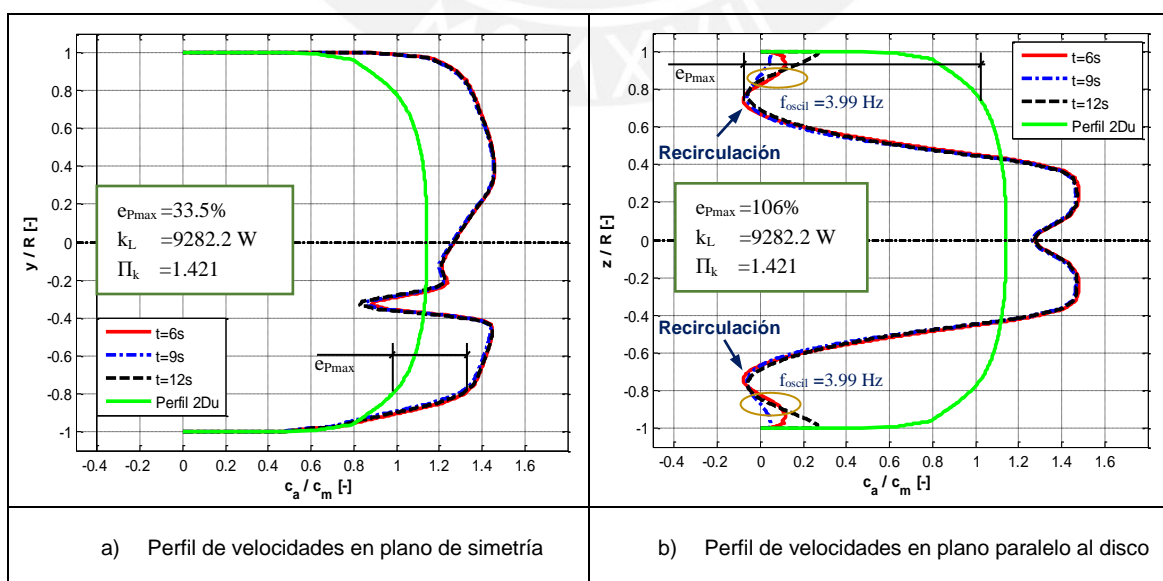


Figura 4.25. Perfil de velocidades en el plano  $0D_d$

Los resultados en el plano  $2D_d$  se muestran en la figura 4.26 en donde se tiene que el perfil ha cambiado rápidamente respecto al plano anterior, especialmente en el plano paralelo a la lenteja. Las zonas de recirculación desaparecieron y la distorsión del perfil disminuyó (en el caso anterior el índice de distorsión era 1.421 y para este plano el índice de distorsión fue 1.123). Es importante notar la disminución de la potencia cinética y del índice de distorsión para este plano (la potencia cinética en este plano es 7331.5 W y el índice de distorsión es 1.123 ) Sin embargo todavía se detecta distorsión respecto al perfil de referencia (la máxima diferencia es de 18.85%).

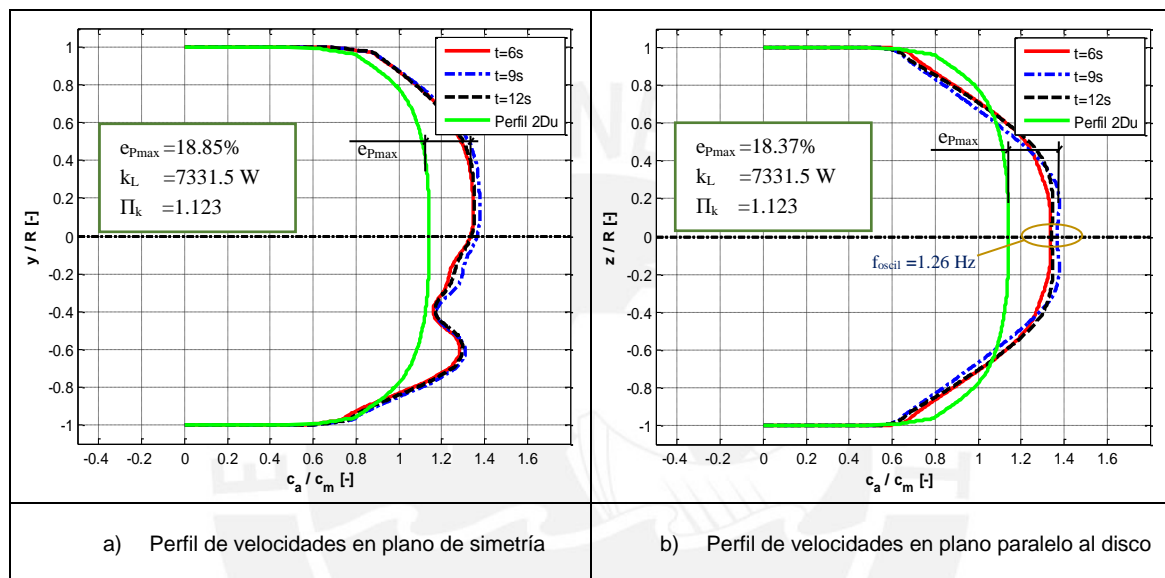


Figura 4.26. Perfil de velocidades en el plano  $2D_d$

En la figura 4.27 se muestran los resultados del plano  $4D_d$ . A diferencia del plano  $2D_d$ , el flujo en esta ubicación tiende a acercarse más al perfil de referencia (el máximo error entre los perfiles del plano  $4D_d$  y el perfil de referencia es de 15.6%). La potencia cinética ha disminuido respecto al caso anterior al igual que el índice de distorsión (la potencia cinética pasó de 7331.5 W a 6879.2 W y el índice de distorsión pasó de 1.123 a 1.053). Sin embargo, todavía se detecta cierta distorsión respecto al perfil de referencia.

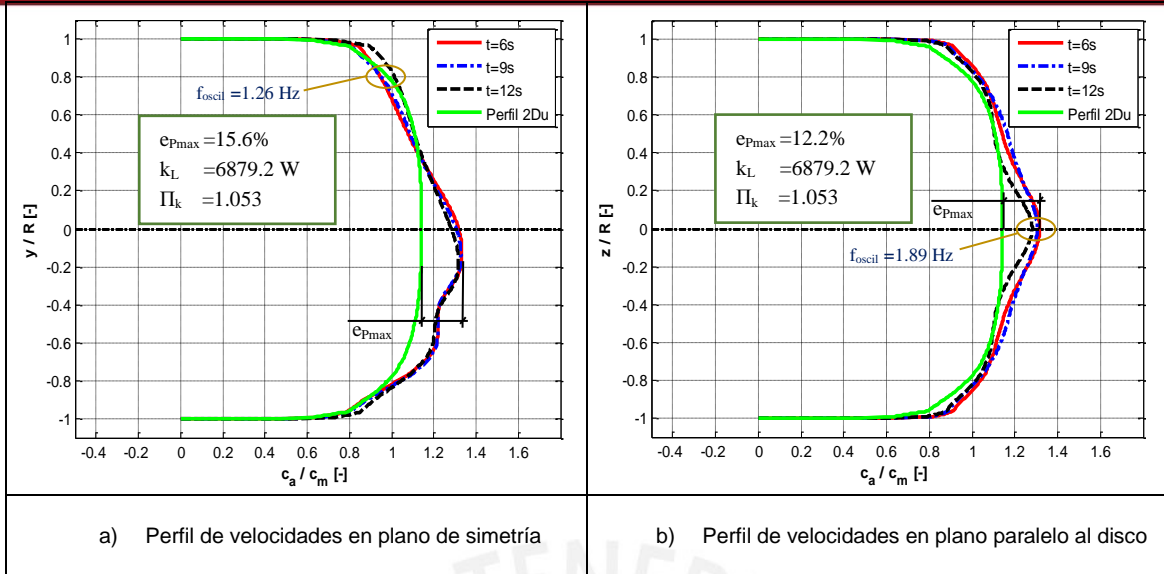


Figura 4.27. Perfil de velocidades en el plano 4D<sub>d</sub>

Los resultados del plano 6D<sub>d</sub> se muestran en la figura 4.28. Si bien el perfil en el plano paralelo a la lenteja tiene una forma parecida a la referencia (salvo en los extremos en donde se tiene una diferencia del 36.1%), el perfil en el plano de simetría se ha distorsionado respecto al plano anterior ya que el flujo se ha desacelerado en la mitad superior de la tubería mientras que permanece acelerado en la parte inferior de la misma. Tanto la potencia cinética como el índice de distorsión siguen disminuyendo aunque sus valores se encuentran por encima de los del plano de referencia. (la potencia cinética en este plano es 6730 W y el índice de distorsión es 1.031).

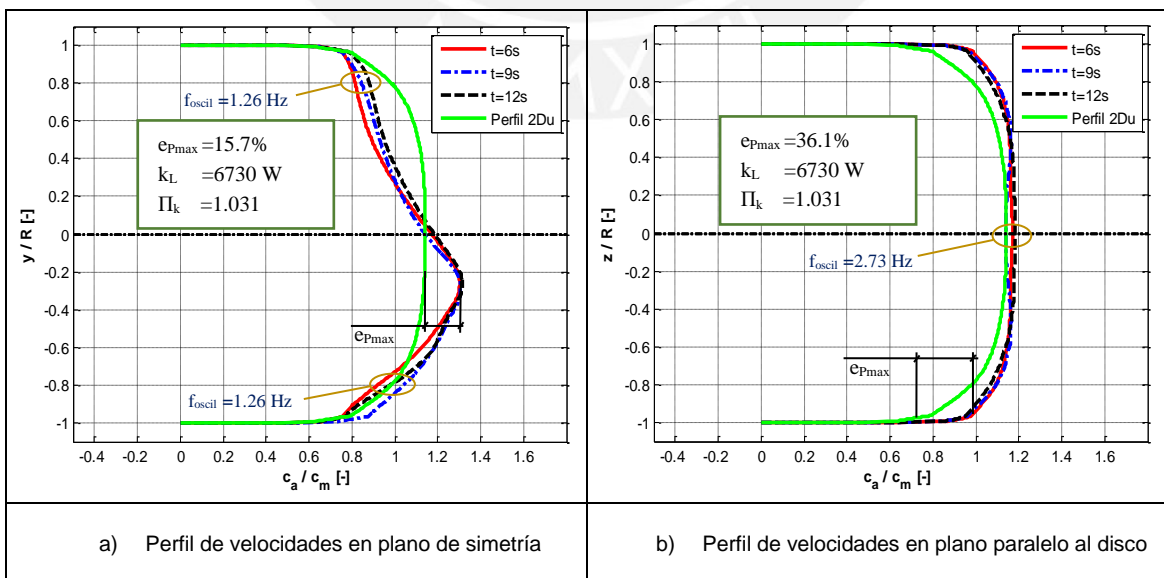


Figura 4.28. Perfil de velocidades en el plano 6D<sub>d</sub>

En la figura 4.29 se tienen los resultados para el plano 10D<sub>d</sub>. Se observa que en el plano de simetría se ha acentuado la diferencia de velocidades entre la parte superior y la parte inferior de la tubería, en donde se registra una máxima diferencia del 28.54% entre el perfil del plano y el perfil de referencia. Además, el perfil en el plano paralelo a la lenteja sufre una mayor distorsión y desaceleración en la parte central de la tubería en comparación con los planos anteriores. Por otro lado, la potencia cinética y el índice de distorsión siguen disminuyendo, con tendencia a igualar los valores de referencia (la potencia cinética en este plano es 6554.2 W y el índice de distorsión es 1.004).

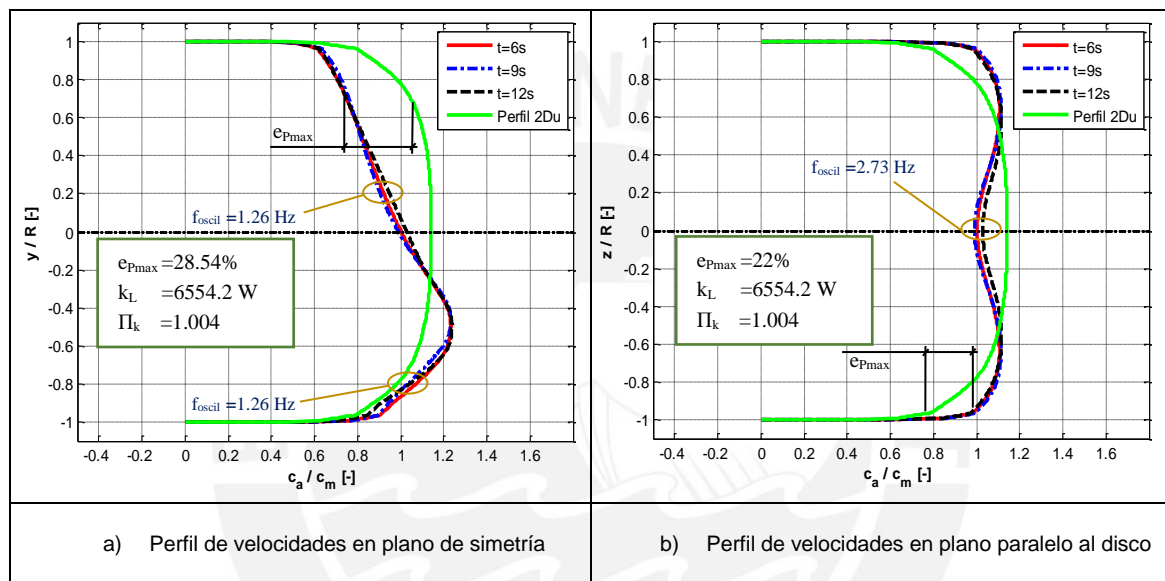


Figura 4.29. Perfil de velocidades en el plano 10D<sub>d</sub>

Finalmente, en la figura 4.30 se muestran los resultados del plano 14D<sub>d</sub> en donde se concluye que el flujo no logra recuperar las condiciones del plano de referencia 2D<sub>u</sub> y que la máxima diferencia de su perfil con respecto al perfil de referencia es de 25.26%. Además, es importante notar que el flujo de agua tiene una pérdida de potencia cinética respecto al valor antes de ingresar a la válvula (la potencia cinética en este plano es 6423.9 W y el índice de distorsión es 0.984 mientras que en el plano de referencia la potencia cinética era 6530.5 W y el índice de distorsión era 1.000).

Por otro lado, en este plano han disminuido las frecuencia de las oscilaciones de flujo respecto a los planos anteriores por lo que se espera que en una ubicación más alejada de la válvula el flujo recupere las condiciones de estabilidad del plano de referencia 2D<sub>u</sub> (en los planos anteriores, las frecuencias se encontraban por encima de los 1.26 Hz y ahora se encuentran por debajo de 1.05 Hz).

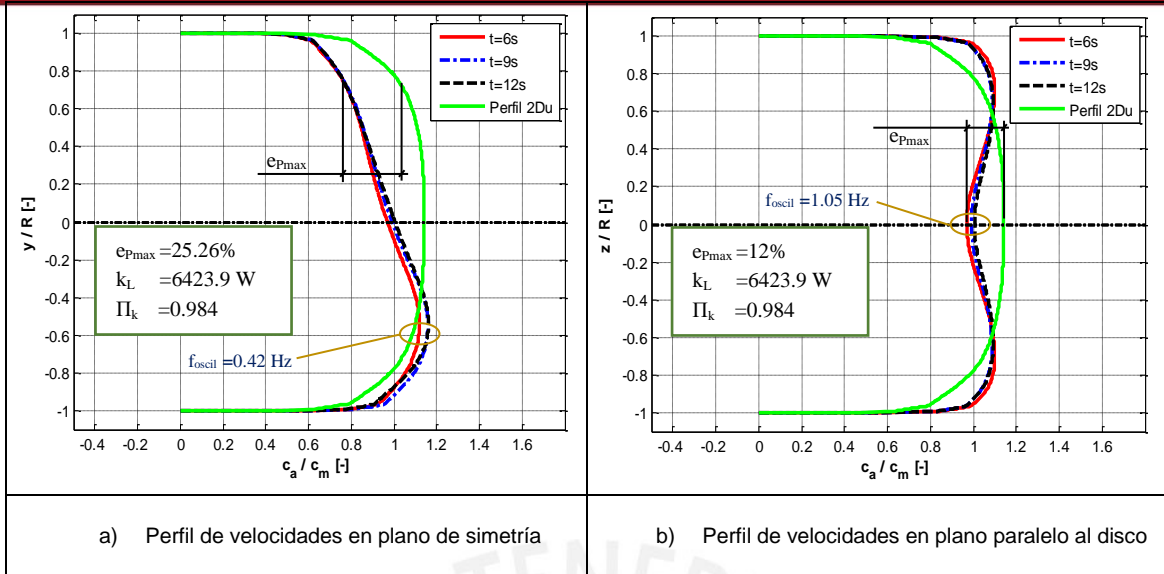


Figura 4.30. Perfil de velocidades en el plano 14D<sub>d</sub>

Como un resumen general del estudio del perfil de velocidades, se muestran los resultados de energía cinética y distorsión en la figura 4.31. La mayor distorsión se produce en el plano 0D<sub>d</sub> y para la ubicación 14D<sub>d</sub> el flujo no llega a recuperar las condiciones del plano de referencia 2D<sub>u</sub>. En la figura 4.32 se muestra el desarrollo del perfil de velocidades a lo largo del sistema y en la figura 4.33 se tienen los contornos de velocidad axial del flujo en las secciones analizadas. En el anexo C de la tesis, se analiza la rotación de las partículas de flujo a lo largo del dominio.

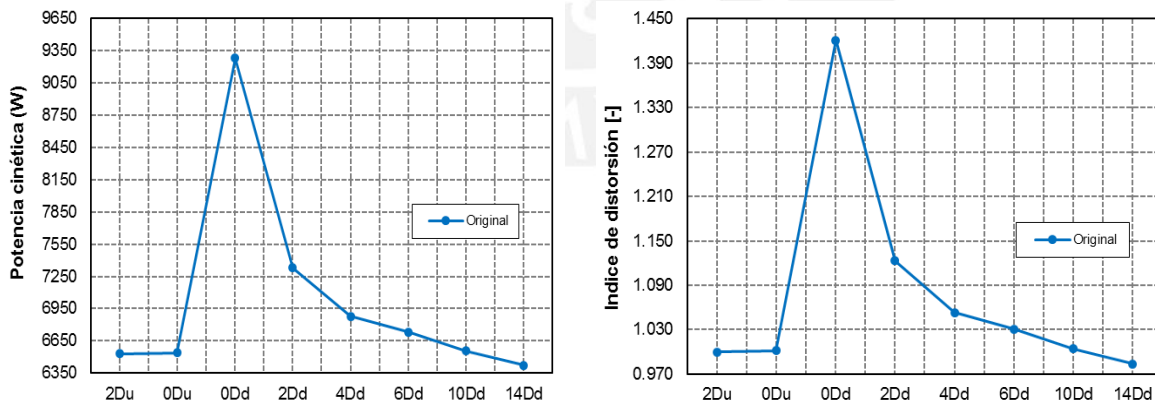


Figura 4.31. Evolución de la energía cinética y del índice de distorsión a lo largo del dominio

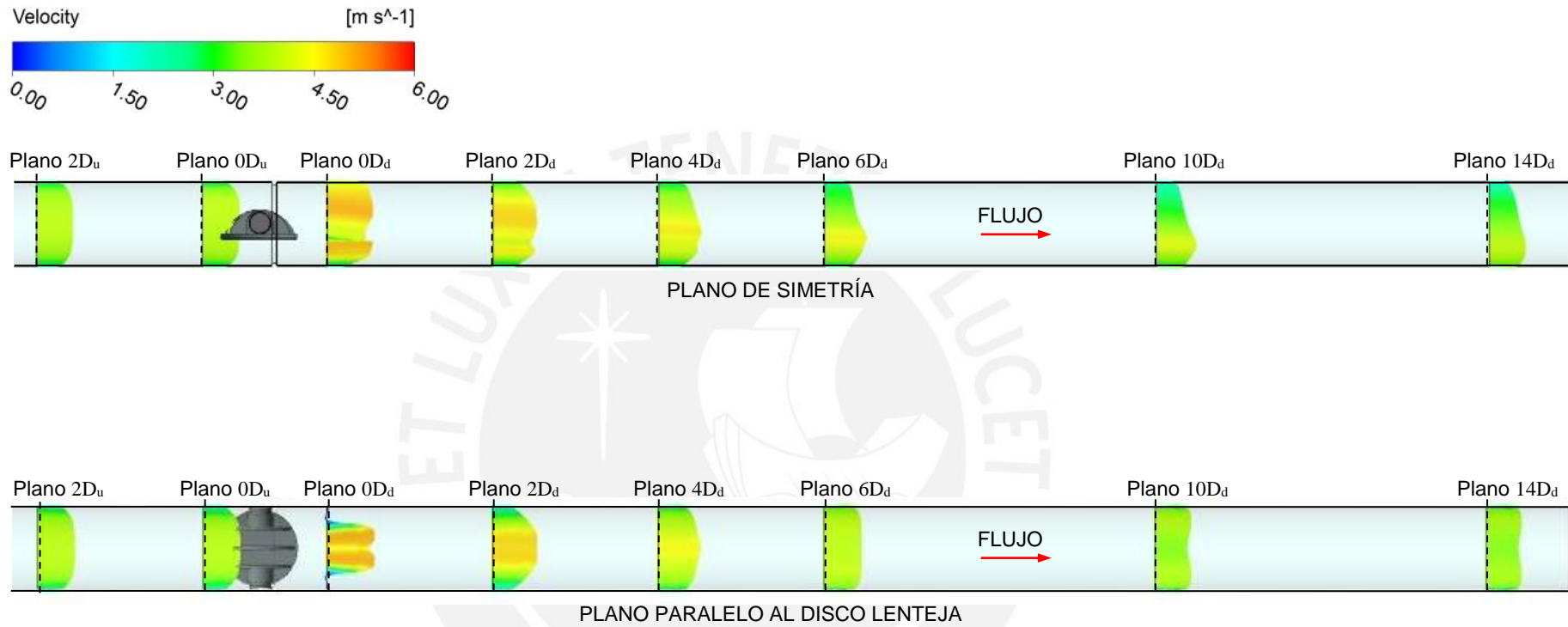


Figura 4.32. Desarrollo del perfil de velocidades del flujo a lo largo del dominio

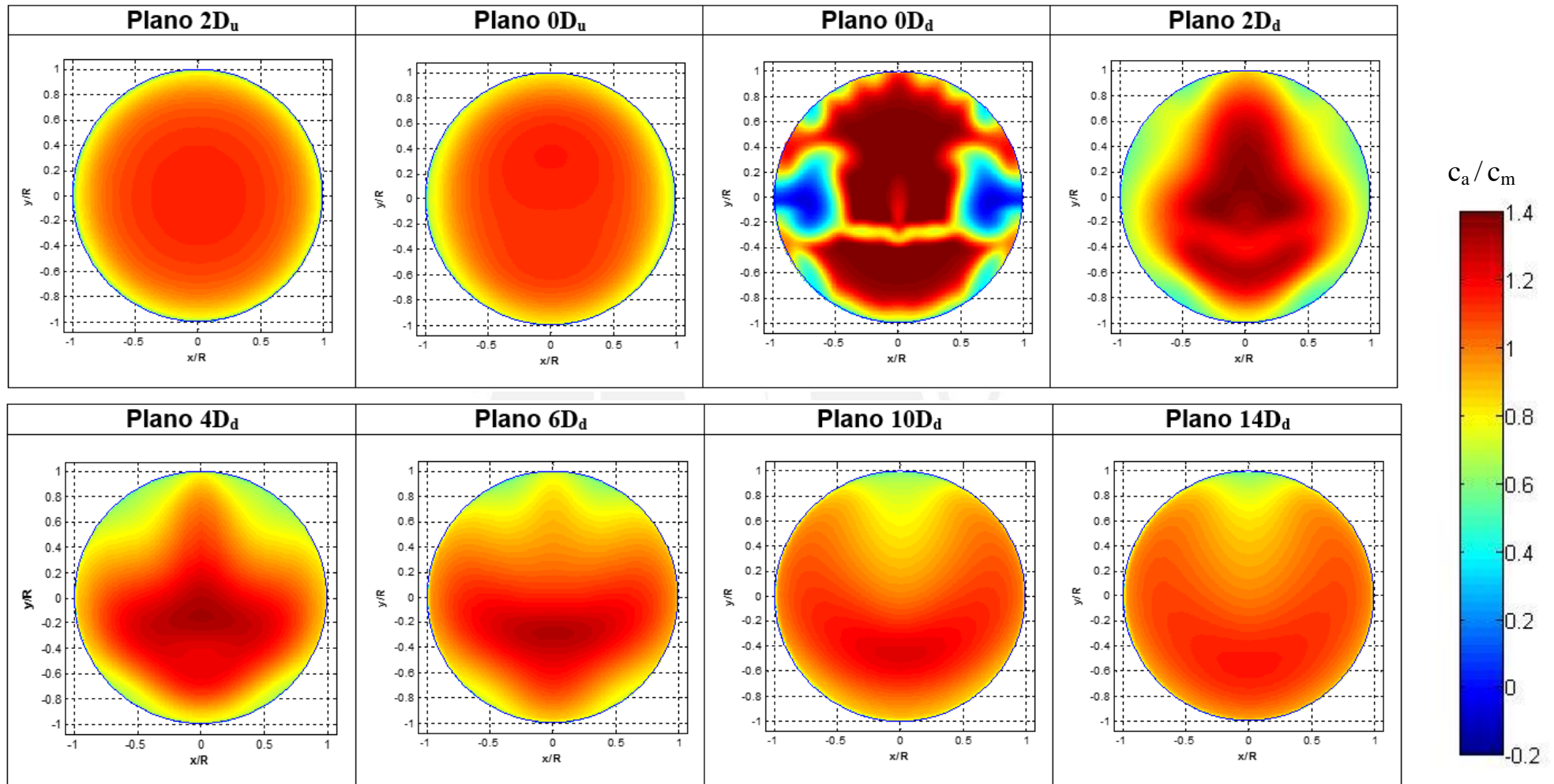


Figura 4.33. Contornos de velocidad axial para el tiempo de simulación transiente  $t=9s$

#### 4.2.4. Análisis de cavitación

El estudio de la cavitación se realiza mediante el reporte estadístico del índice de cavitación de la válvula, en el intervalo de simulación desde 5.5 s hasta 14.75 s. Este número ha sido definido en la expresión (2.12) por lo que en la tabla 4.12 se muestra los resultados estadísticos del mismo, evaluados con un total de 890 datos. En el anexo D se muestran los histogramas estadísticos referidos a esta sección.

Tabla 4.12. Índice de cavitación del diseño original

Estadística	Índice de cavitación $\sigma$
Promedio	675.64
Desviación estándar	4.83

Considerando la información de la sección 2.1.4, el diseño original de la válvula mariposa no presentará cavitación para las condiciones de operación dadas ya que el valor del índice de cavitación del diseño original es de 675.64, mientras que el índice crítico para una válvula mariposa se encuentra entre 2 y 2.5. Esto se debe a que la presión de trabajo del sistema se encuentra muy por encima de la presión de vapor del agua a la temperatura del flujo:  $p_{out}=25.01 \text{ bar} \gg p_v=0.011 \text{ bar}$ .

Las presiones mínimas en el dominio se producen en dos regiones del flujo cercanas a las paredes del anillo asiento de la válvula de acuerdo a lo mostrado en la figura 4.34. Si la presión del sistema disminuyese lo suficiente, la cavitación podría ocurrir y lo haría primero en esa región de fluido. Por tanto, el anillo asiento se desgastará con mayor intensidad en esa zona.

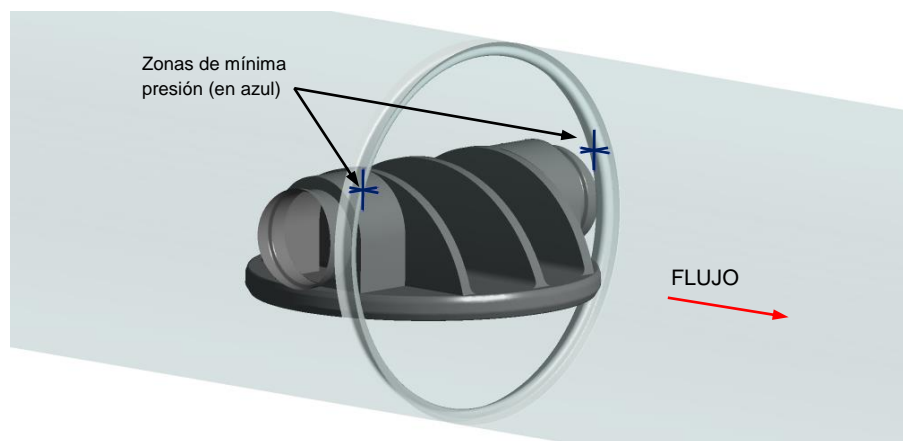


Figura 4.34. Zonas de presión mínima en el diseño original para el tiempo de simulación  $t=9s$

La presión mínima adimensional se determina aplicando la expresión (2.13) lo cual se muestra en la tabla 4.13. Este valor relaciona la mínima presión en la válvula con la presión promedio en el plano 2D<sub>u</sub>

Tabla 4.13. Presión mínima adimensional del diseño original

Estadística	Presión mínima adimensional $\Pi_{pmin}$
Promedio	0.977
Desviación estándar	0.0005

Esto permite definir la mínima presión de operación en el plano 2D<sub>u</sub> ya que si se trabaja con presiones menores a ese valor, se originarán puntos con presiones por debajo de la presión de vapor del fluido con lo cual ocurrirá la cavitación. La mínima presión de operación en el plano 2D<sub>u</sub> se determina utilizando la expresión (2.13):

$$P_{2D_u-min} = \frac{p_v}{\Pi_{pmin}} = \frac{0.011}{0.977} = 0.0113 \text{ bar}$$

Por tanto, para un caudal de agua de 1.02 m<sup>3</sup>/s y una temperatura de fluido de 9.51°C, el diseño original no debe operar con una presión absoluta por debajo de 0.0113 bar en el plano 2D<sub>u</sub>. De lo contrario, se tendrán zonas con presiones por debajo de la presión de vapor del fluido con lo cual se producirá la cavitación del mismo.

Finalmente, en las figuras 4.35 y 4.36 se muestra la presión absoluta adimensional en la superficie de la válvula en el tiempo de simulación t=9s. Esto permite identificar a los detalles A, B y C como zonas de baja presión en donde puede ocurrir cavitación.

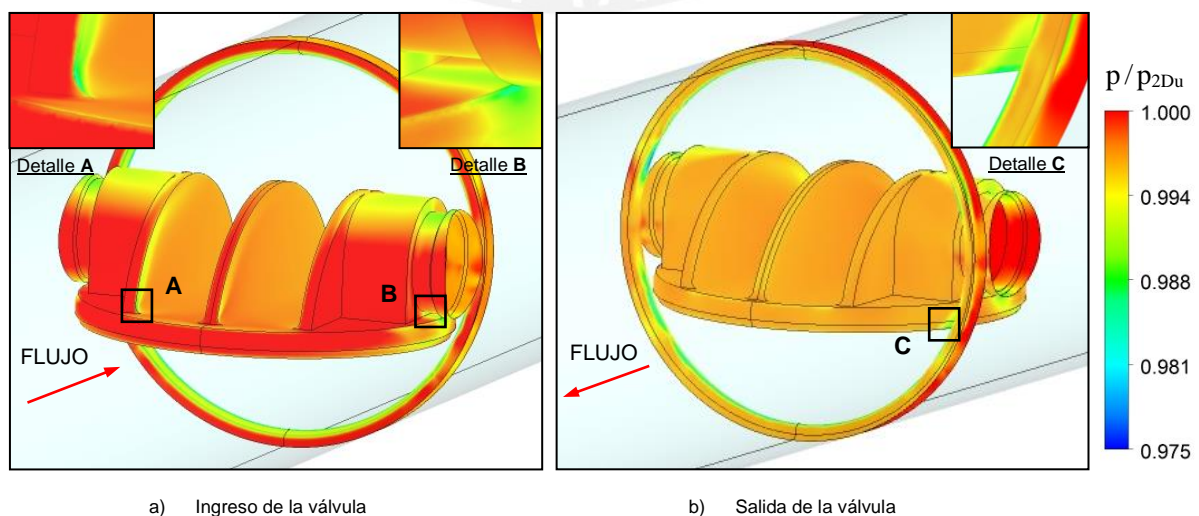


Figura 4.35. Presiones absolutas adimensionales en la entrada y salida del diseño original

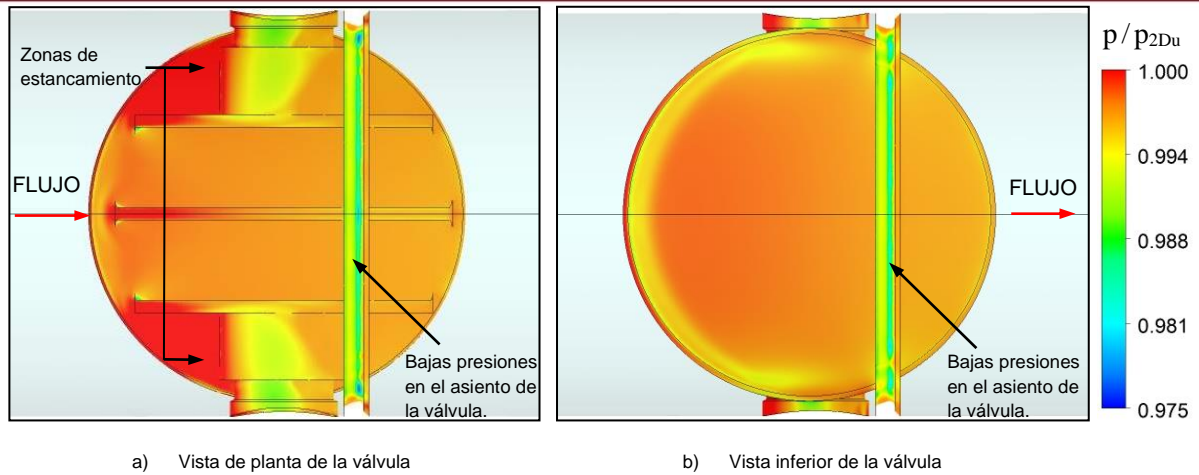


Figura 4.36. Presiones absolutas adimensionales en el diseño original – vistas auxiliares

#### 4.2.5. Análisis de fuerzas

Aprovechando los resultados de la simulación transiente, se determinaron las fuerzas que actúan en la válvula, considerando las presiones sobre las superficies concernientes a la válvula. De acuerdo a la tabla 4.14, la fuerza de arrastre sobre la válvula es de 699.94 N mientras que la fuerza de sustentación sobre la válvula es de 3325.85 N. En este caso, la sustentación es un 375.16% mayor que la fuerza de arrastre. El esquema de las fuerzas se muestra en la figura 4.37.

Tabla 4.14. Fuerzas actuantes en el diseño original

Estadística	Fuerza de arrastre $F_x$ (N)	Fuerza de sustentación $F_y$ (N)
Promedio	699.94	3325.85
Desviación estándar	6.19	28.17

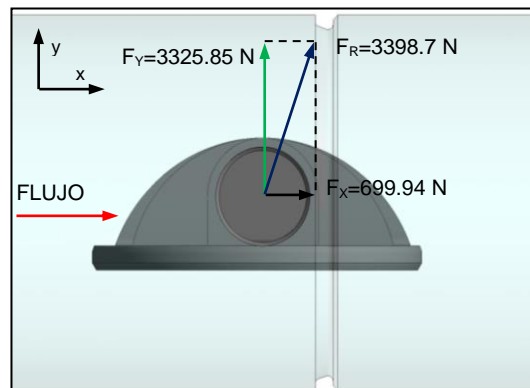


Figura 4.37. Fuerzas resultantes actuantes sobre la lenteja del diseño original

Además, se realiza el estudio de la frecuencia (FFT) de la fuerza de arrastre  $F_x$  y de la fuerza de sustentación  $F_y$ . Esto permite definir aproximadamente la frecuencia de vibración de la estructura. En la figura 4.38 se muestra que para la fuerza de arrastre se tiene una frecuencia dominante de 3.97 Hz mientras que la fuerza de sustentación tiene una frecuencia dominante de 1.10 Hz. Entonces, la vibración de la estructura del diseño original, para el caudal de  $1.02 \text{ m}^3/\text{s}$  se encontrará entre 1 Hz y 4 Hz.

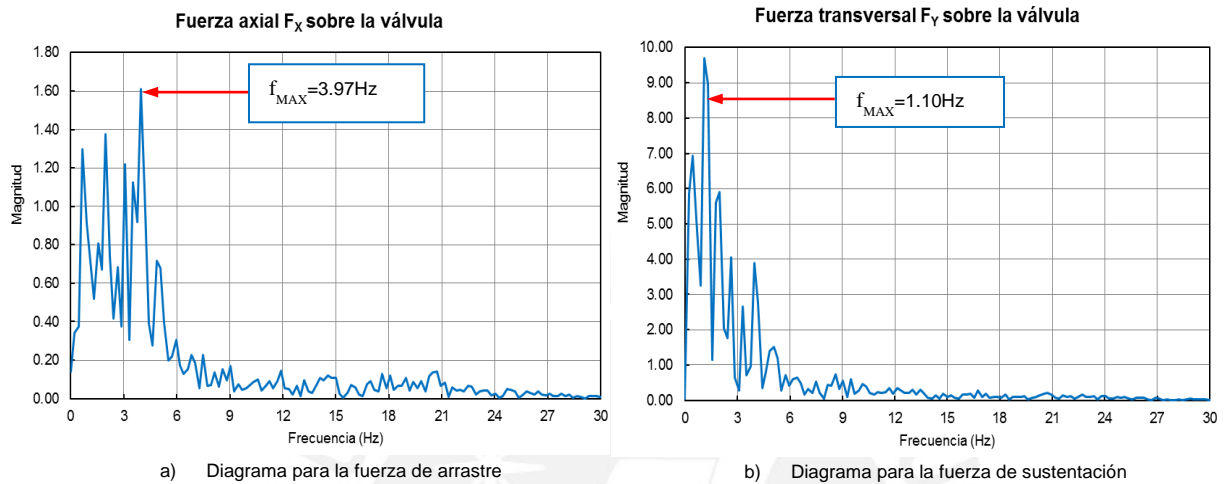


Figura 4.38. Diagrama de magnitud versus frecuencia para las fuerzas sobre el diseño original

### 4.3. Propuesta de mejoras para el diseño original

A partir de los resultados obtenidos con el diseño original, se plantean modificaciones en el mismo para mejorar algunos parámetros de funcionamiento:

1. Se modifica la forma de los cubos de la lenteja hacia una forma más aerodinámica, tipo casquete esférico, para reducir los cambios bruscos de dirección del flujo y las pérdidas por choque y mezcla. También se elimina el nervio central para permitir mayor área para el paso del agua reduciendo además el área de fricción con el agua.

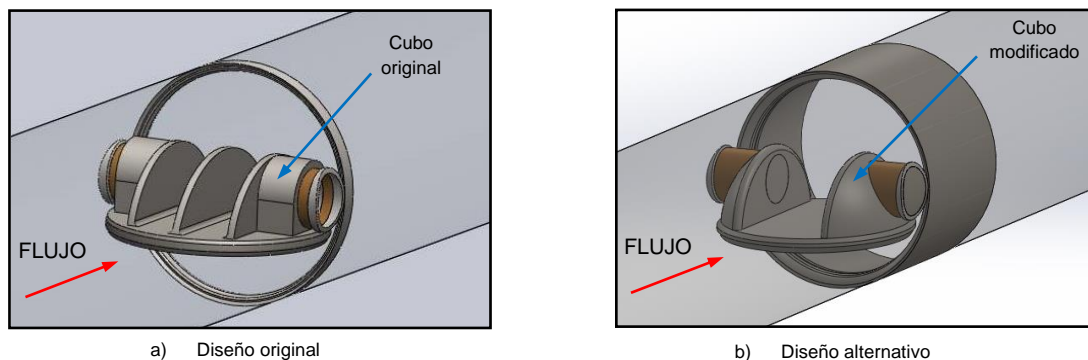


Figura 4.39. Modificación de los cubos del diseño original del disco lenteja

2. En el diseño original, el soporte de la lenteja tiene una pequeña abertura que ocasiona dos grandes problemas. El primero es la generación de una zona de baja presión y alta velocidad con riesgo de cavitación y erosión (de acuerdo con la figura 4.35.a detalle B). El segundo es que esa abertura origina chorros de fluido de alta velocidad lo cual distorsiona el flujo a la salida de la válvula. Por tanto, como mejora del diseño se modifica esa abertura con lo cual se reduce el riesgo de cavitación y erosión en la zona.

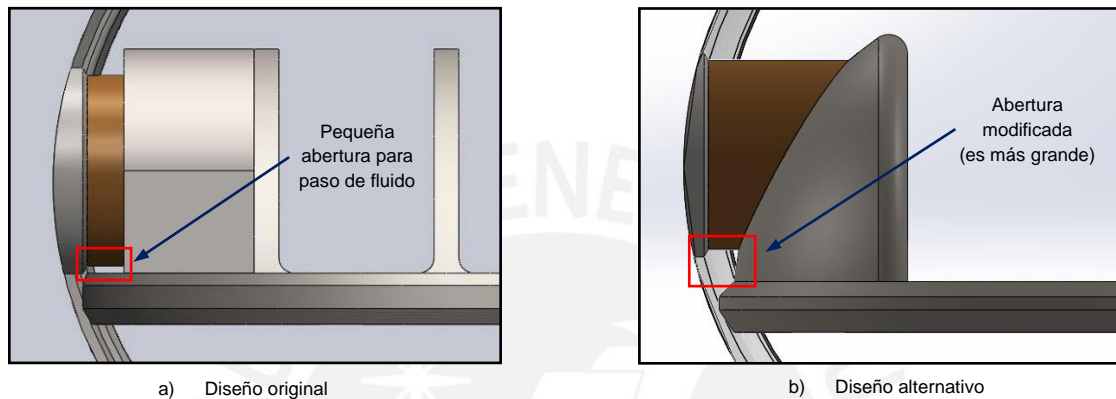


Figura 4.40. Modificación en la forma del soporte del disco lenteja

3. Se cambia la forma del asiento de la válvula. El nuevo asiento es de mayor longitud y con una expansión progresiva para evitar el desprendimiento de flujo..

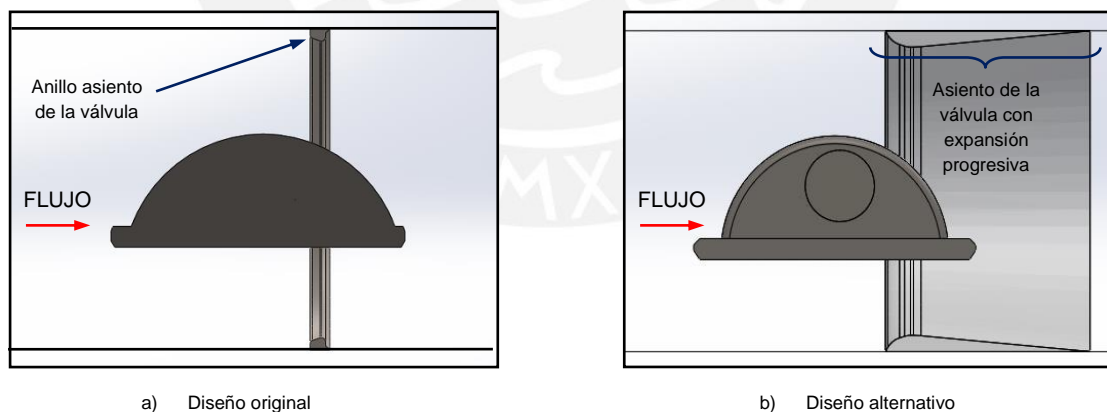


Figura 4.41. Modificación del asiento de la válvula

Entonces, se realiza la simulación del diseño alternativo utilizando los mismos modelos físicos y condiciones de frontera del diseño original. Por tanto, a continuación se muestran los resultados del diseño alternativo y su comparación con el diseño original. La geometría del diseño alternativo se presenta en el anexo E de esta tesis.

#### 4.4. Comparación entre el diseño alternativo y el diseño original

Para iniciar la comparación entre ambos diseños, se comienza mostrando las características del mallado empleado en la simulación final de cada diseño lo cual se realiza en la tabla 4.15. A pesar de tener una forma semejante de mallado y el mismo orden de magnitud en el número de elementos y nodos, el diseño alternativo emplea un menor número de elementos y nodos debido a que tiene formas geométricas más sencillas y además no presenta zonas difíciles de mallar tal como lo muestra la figura 4.40. Detalles del mallado del diseño alternativo se muestran en el anexo F de la tesis.

Tabla 4.15. Características de las mallas finales del diseño alternativo y el diseño original

Diseño	Número de elementos	Número de nodos	Máximo Skewness	Máximo Aspect Ratio
Alternativo	7.96E+06	2.29E+06	0.882	34.7
Original	8.16E+06	2.33E+06	0.895	50.8

Este mallado final del diseño alternativo se simula primero en régimen estacionario y luego se simula en régimen transiente bajo las mismas condiciones de la simulación del diseño original. Los detalles de la simulación estacionaria para el diseño alternativo se muestran en el anexo G de la tesis. En la figura 4.42 se muestra la evolución final de las variables de flujo del diseño alternativo así como la evolución de la variable de interés en los puntos de monitoreo. En la tabla 4.16 se tiene el estudio de independencia de malla del diseño alternativo.

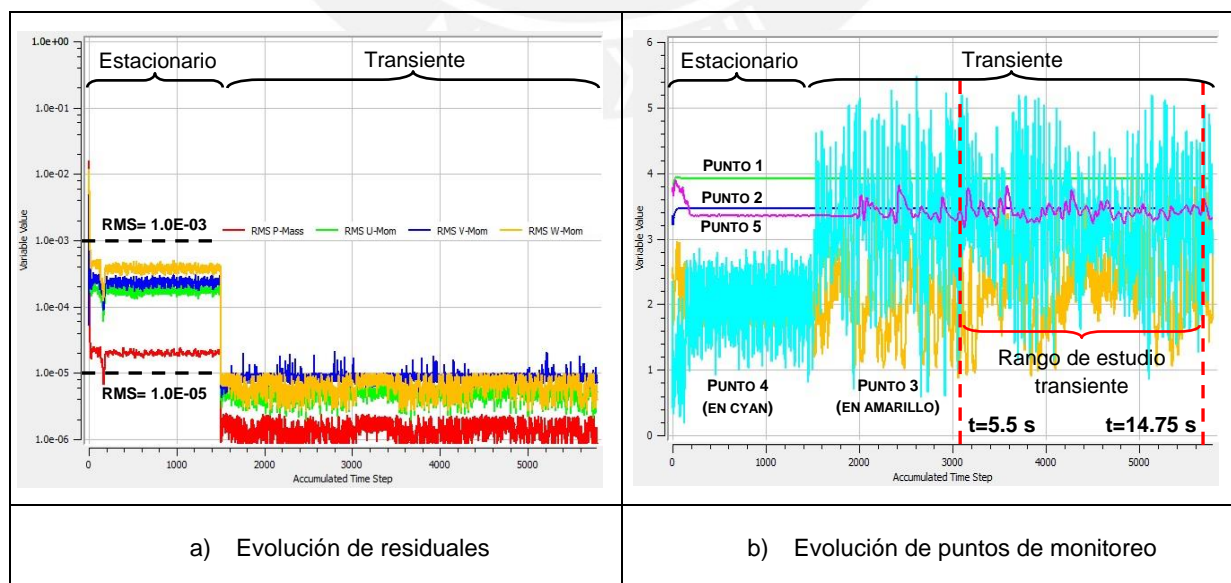


Figura 4.42. Evolución de las variables de flujo y puntos de monitoreo para el diseño alternativo

Tabla 4.16. Estudio de independencia de malla del diseño alternativo

Nº	Malla	Nº elementos	Nº nodos	Variable de interés $\Delta p_{im} = p_{2Du} - p_{10Da}$ (Pa)	Diferencia % respecto a referencia
1	Gruesa	3.21E+06	8.35E+05	2813.75	3.89
2	Media	7.96E+06	2.29E+06	2722.50	0.52
3	Fina	1.63E+07	3.72E+06	2708.50	Referencia

Si bien la malla ideal es la malla Fina por tener la mayor cantidad de elementos (y con ello tendrá el menor error de discretización), se utiliza la malla Media para estudios posteriores ya que la diferencia de su resultado respecto a la malla Fina es menor al 1% y además el número de sus elementos es mucho menor al utilizado para la malla Fina. Por tanto, la malla Media representa un buen balance entre error de discretización y tiempo computacional de procesamiento.

Luego, se procede a analizar los resultados de la simulación transiente en el mismo rango de estudio utilizado para el diseño original (desde el tiempo  $t=5.5s$  hasta el tiempo  $t=14.75s$ ). En la tabla 4.17 se muestran los valores máximos y mínimos de presión y velocidad axial en todo el dominio de simulación para ambos diseños. La variación porcentual está dada respecto al diseño original.

Tabla 4.17. Valores máximo y mínimo de presión y velocidad para el diseño original y alternativo

Variable	Diseño original	Diseño alternativo	Variación porcentual %
$p_{max}^*$ (Pa)	12701.8	10911	14.10
$p_{min}^*$ (Pa)	-56504.2	-30247	46.47
$c_{amax}$ - sentido flujo (m/s)	10.08	8.50	15.67
$c_{amax}$ - sentido inverso flujo (m/s)	-4.40	-3.23	26.55

\* Valores sin considerar la presión de referencia de la tabla 4.2

#### 4.4.1. Análisis general del flujo

El análisis general del flujo para el diseño alternativo se realiza para el tiempo de simulación  $t=9s$ . En la figura 4.43 se muestran las trayectorias de las partículas del fluido en el plano de simetría para el diseño alternativo y el diseño original. Esta figura muestra que en el diseño alternativo no hay una zona clara de recirculación a la salida del cubo del disco lenteja en comparación con el diseño original, sin embargo se detecta la presencia de partículas con trayectorias erráticas que se extienden una distancia mayor que en el caso del diseño original.

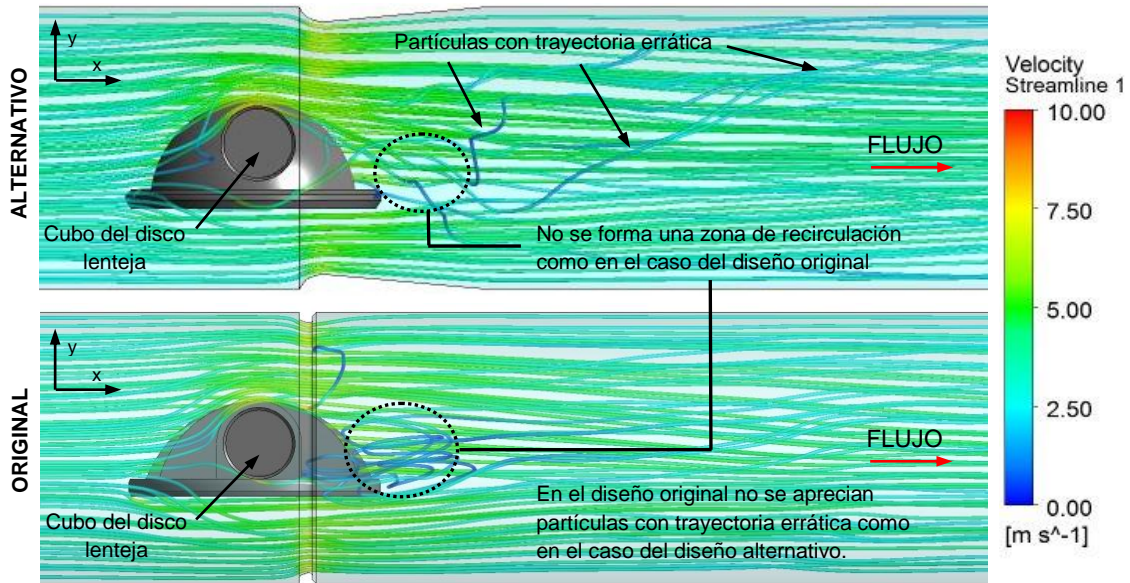


Figura 4.43. Comparación del flujo a través del diseño alternativo y original – plano de simetría

El flujo analizado en la vista de planta se muestra en la figura 4.44. En esta vista, se observa que las zonas de desprendimiento de flujo a la salida de los cubos del disco lenteja han disminuido de tamaño en el caso del diseño alternativo. Por tanto, se espera que el diseño alternativo tenga una menor pérdida de energía en comparación con el diseño original lo cual se verificará más adelante durante la evaluación del coeficiente de pérdidas del diseño alternativo.

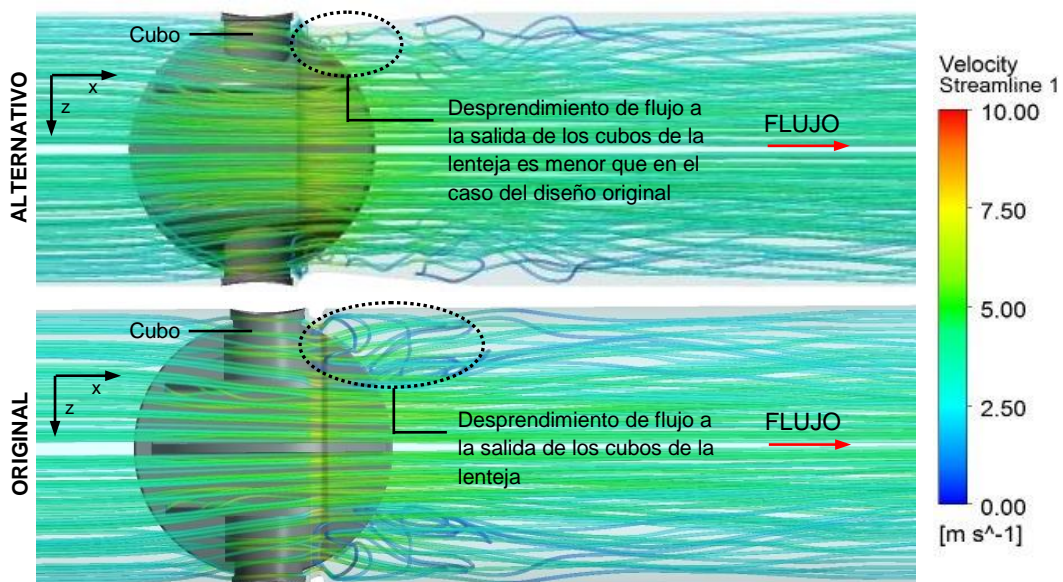


Figura 4.44. Comparación del flujo a través del diseño alternativo y original – vista de planta

El análisis de los vectores de velocidad en el plano paralelo al disco lenteja se muestra en la figura 4.45. En ambos diseños se detecta que la mayor velocidad del fluido se produce cuando el flujo pasa por la parte central de la lenteja, entre los cubos de la misma. Sin embargo, el diseño alternativo presenta zonas de recirculación más pequeñas que en el caso del diseño original lo cual significará una menor pérdida de energía para el diseño alternativo. Además, en el diseño alternativo, el flujo a la salida de la lenteja tiene una dirección predominante hacia las paredes de la tubería en comparación con el diseño original por lo que se esperaría que el flujo del diseño alternativo recupere su forma original en un tramo más corto de tubería que en el caso del diseño original.

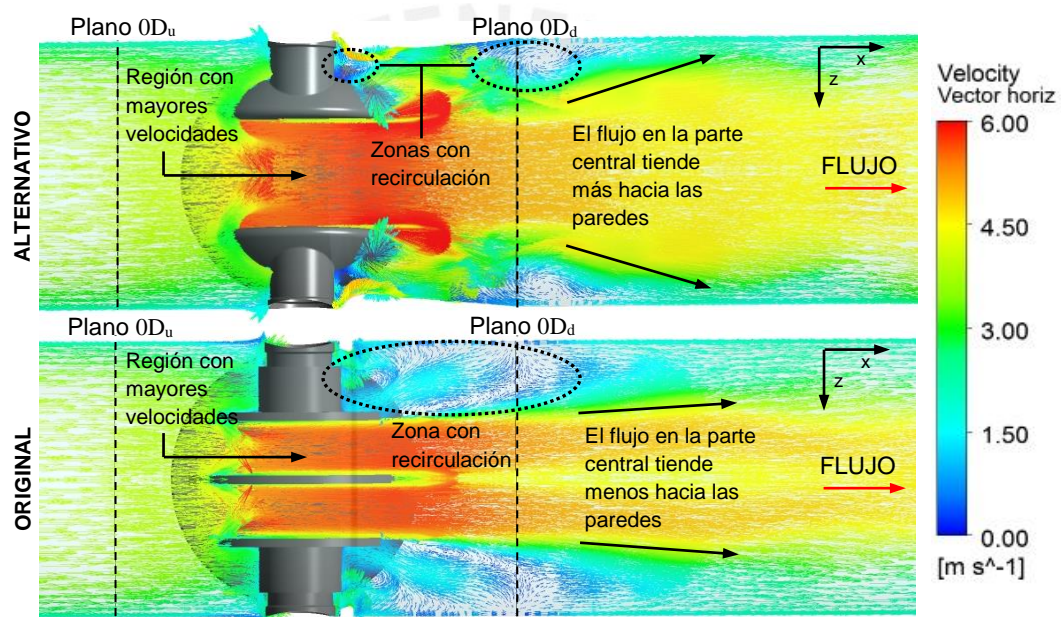


Figura 4.45. Vectores de velocidad del flujo para el diseño alternativo y el diseño original

En la figura 4.46 se muestran los vectores de velocidad en el plano de simetría. En ambos diseños se obtienen las mayores velocidades de flujo en la parte central de la válvula, saliendo de la misma. Además, ambos diseños tienen una estela de desprendimiento de flujo a la salida del disco lenteja. Sin embargo, en el diseño original se presenta adicionalmente una zona de separación del flujo en el asiento. En cambio el diseño alternativo no presenta este fenómeno lo cual implica que el diseño alternativo tendrá una menor caída de presión en comparación con el diseño original.

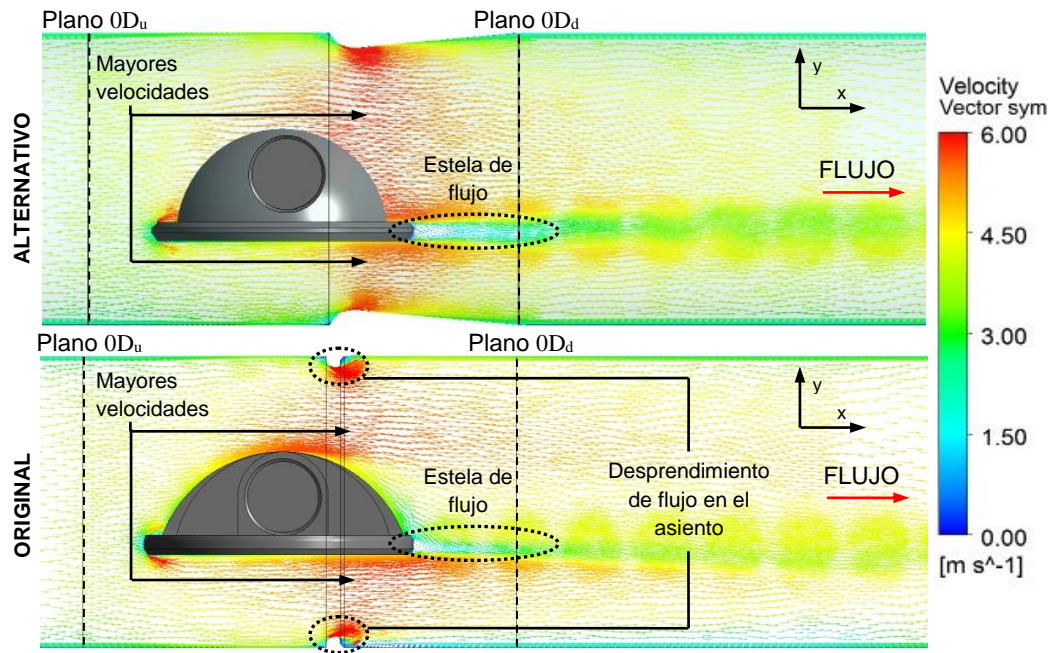


Figura 4.46. Contornos de velocidad del flujo en el plano de simetría

El análisis de las presiones en el plano de simetría se muestra en la figura 4.47. Ambas válvulas experimentan una caída de presión con el paso del flujo a través de las mismas ya que al ingreso se observa una región de flujo de color marrón y a la salida se observa una región de color amarillo. Sin embargo, se presentan diferencias notables entre ambos diseños ya que el diseño alternativo presenta una región de baja presión más grande que el diseño original. Aun así, los detalles A y B muestran claramente que el diseño original presenta las menores presiones del flujo. Por tanto, el diseño original es más susceptible de cavitarse que el diseño alternativo.

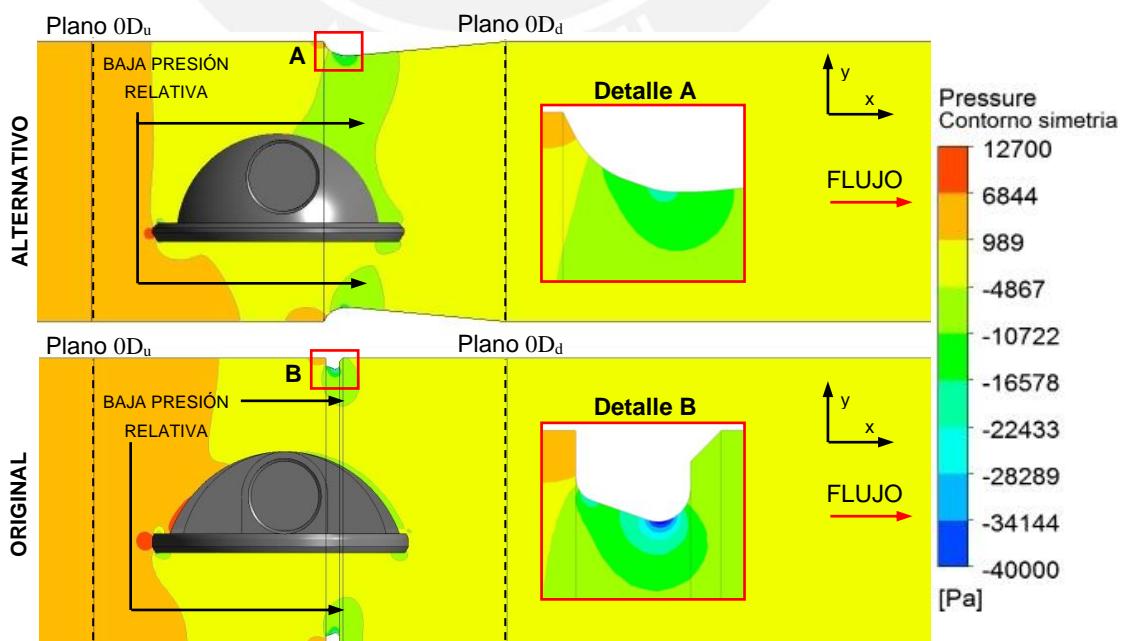


Figura 4.47. Contornos de presión del flujo en el plano de simetría

Los contornos de presión en el plano paralelo a la lenteja se muestran en la figura 4.48. Aparte de la caída de presión por el paso de flujo, ambos diseños presentan una región de baja presión en la zona aledaña a la salida de las válvulas. Sin embargo, el diseño alternativo presenta cuatro zonas con presiones mínimas a diferencia del diseño original en donde se tienen dos zonas. A pesar de ello, una ventaja del diseño alternativo es que las regiones de estancamiento son más pequeñas que en el caso del diseño original, por tanto el fluido no pierde tanta energía debido a un frenado brusco y esto implicará un mayor ahorro de energía.

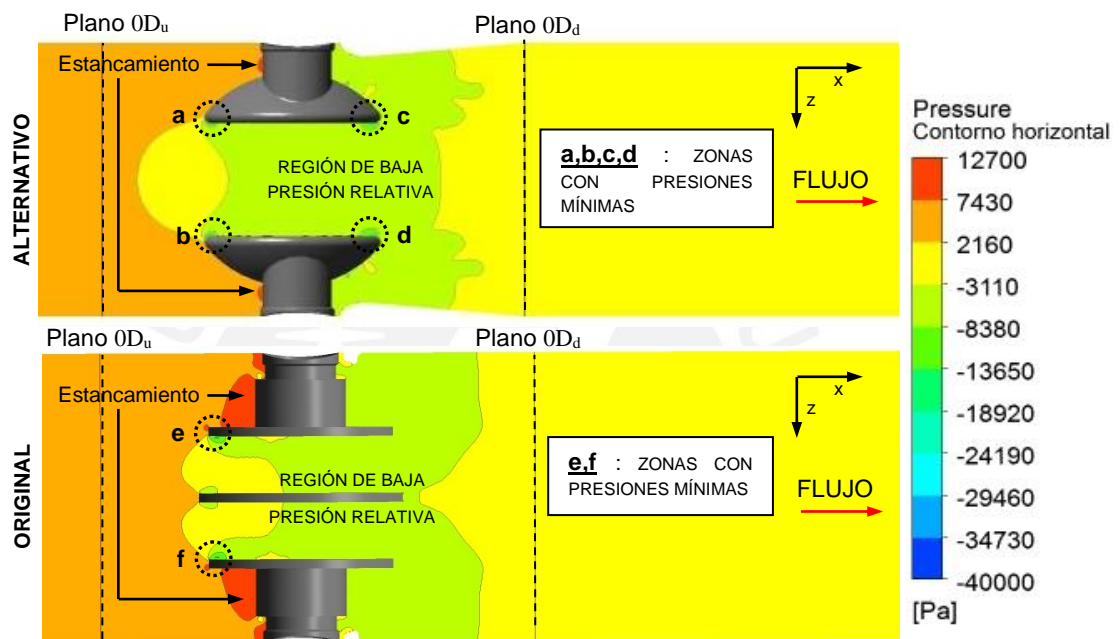


Figura 4.48. Contornos de presión en el plano paralelo al disco lenteja de la válvula

Finalmente, en la figura 4.49 se muestra el desarrollo del flujo a través de ambos diseños, en diferentes secciones transversales a lo largo de la tubería. Al igual que en el diseño original, en el diseño alternativo se observa una mayor distorsión del flujo en el plano  $0D_u$  y mayores velocidades de fluido en comparación con los otros planos. Sin embargo, en el diseño alternativo las velocidades alcanzadas son menores que el caso del diseño original.

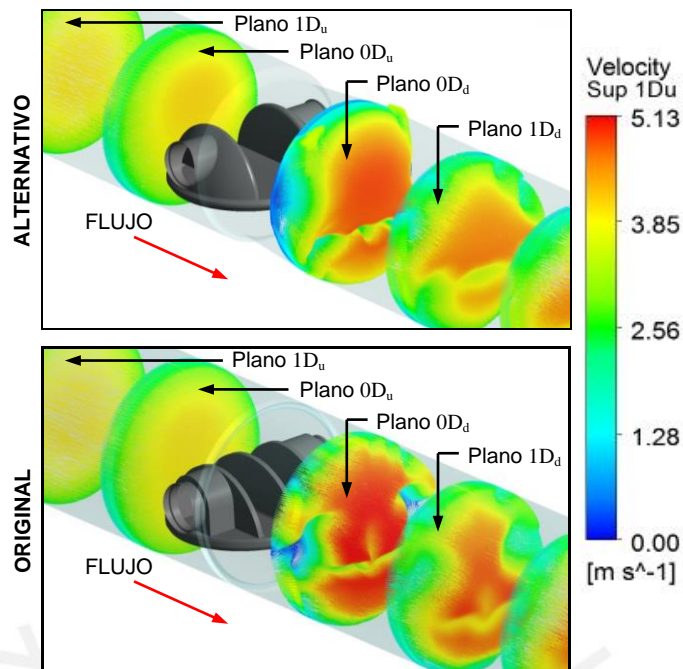


Figura 4.49. Perfiles de velocidad en secciones transversales a lo largo de la tubería

#### 4.4.2. Análisis de la caída de presión

La caída de presión en el diseño alternativo se estudia a través del coeficiente de pérdidas y para ello se emplea la misma metodología usada para el caso del diseño original lo cual se mostró en la sección 4.4.2 de la tesis. Entonces, en la tabla 4.18 se muestra el coeficiente de pérdidas del diseño alternativo y del diseño original para poder realizar la comparación respectiva. En el anexo H de la tesis se muestra además información estadística complementaria de esta sección como la determinación del mínimo número de elementos empleados así como el histograma de frecuencias relativas.

Tabla 4.18. Coeficiente de pérdida del diseño alternativo y original

Estadística	$K_v$	
	Alternativo	Original
Promedio	0.30	0.47
Desviación estándar	0.008	0.004

De acuerdo con lo mostrado en la tabla 4.11, la forma del diseño alternativo permite obtener una reducción aproximada del 36% del valor del coeficiente de pérdidas del diseño original lo cual implica un ahorro energético considerable. Además, a partir de la información de la figura 4.50, se puede concluir que el diseño alternativo tiene uno

de los coeficientes de pérdidas más bajos del mercado en cuanto a válvulas mariposas de doble excentricidad. Por tanto, se ha logrado mejorar una de las características hidráulicas del diseño original.

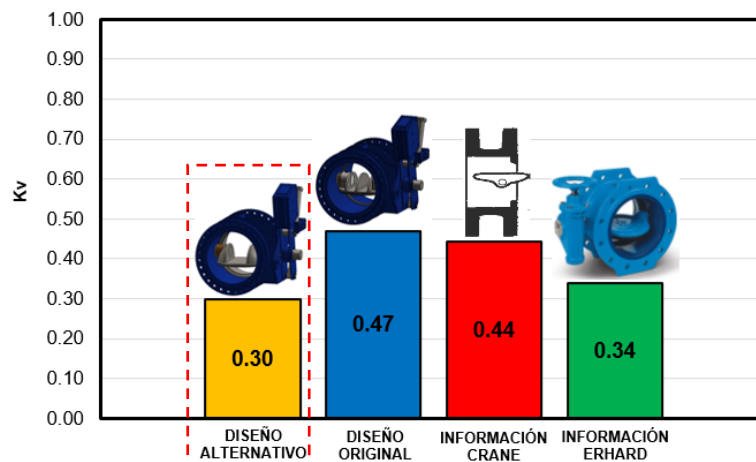


Figura 4.50. Comparación de valores del coeficiente de pérdidas

4.4.3. Perfil de velocidades

Al igual que en el caso del diseño original, para el diseño alternativo se estudia la evolución del perfil de velocidades en el plano de simetría y en el plano paralelo al disco lenteja a lo largo del dominio del sistema. En la figura 4.51 se muestran los perfiles de velocidad correspondientes al plano  $2D_u$ , incluyendo el perfil de velocidades según la ley de potencias definida en la sección 2.1.3. Al igual que en el caso del diseño original, se observa que el perfil se encuentra desarrollado e invariable con respecto al tiempo. Por tanto, el perfil de velocidades de este plano, en el tiempo  $t=9$  s, se utiliza en los análisis posteriores como perfil de referencia.

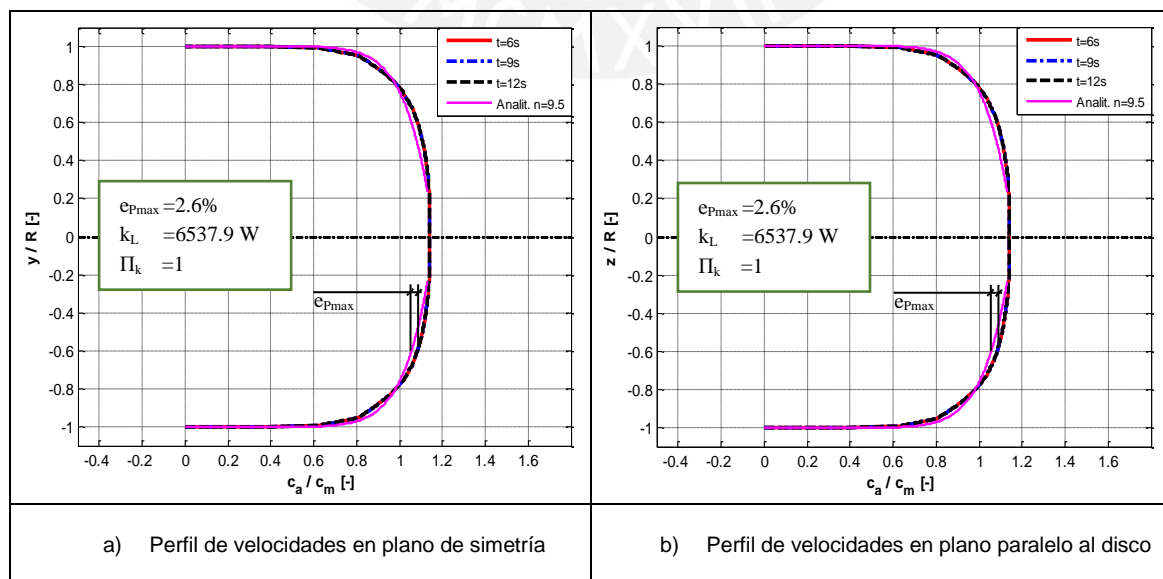


Figura 4.51. Perfil de velocidades en el plano  $2D_u$

En la figura 4.52 se realiza el análisis del plano  $0D_u$ , incluyendo el perfil de velocidades de referencia (plano  $2D_u$  en el tiempo de simulación  $t=9s$ ) y el perfil de velocidades del diseño original para el plano  $0D_u$  (en el tiempo de simulación  $t=9s$ ). En el caso del plano paralelo al disco, el perfil de velocidades del diseño alternativo es muy similar al del diseño original. Sin embargo, en el plano de simetría, el perfil del diseño alternativo presenta una mayor deformación que el perfil de referencia y el perfil del diseño original. Esto se puede comprobar ya que la potencia cinética y el índice de distorsión son diferentes a los valores determinados para el perfil de referencia (la potencia cinética aumenta de  $6437.9\text{ W}$  a  $6593.7\text{ W}$  y el índice de distorsión cambia de  $1.000$  a  $1.009$ ).

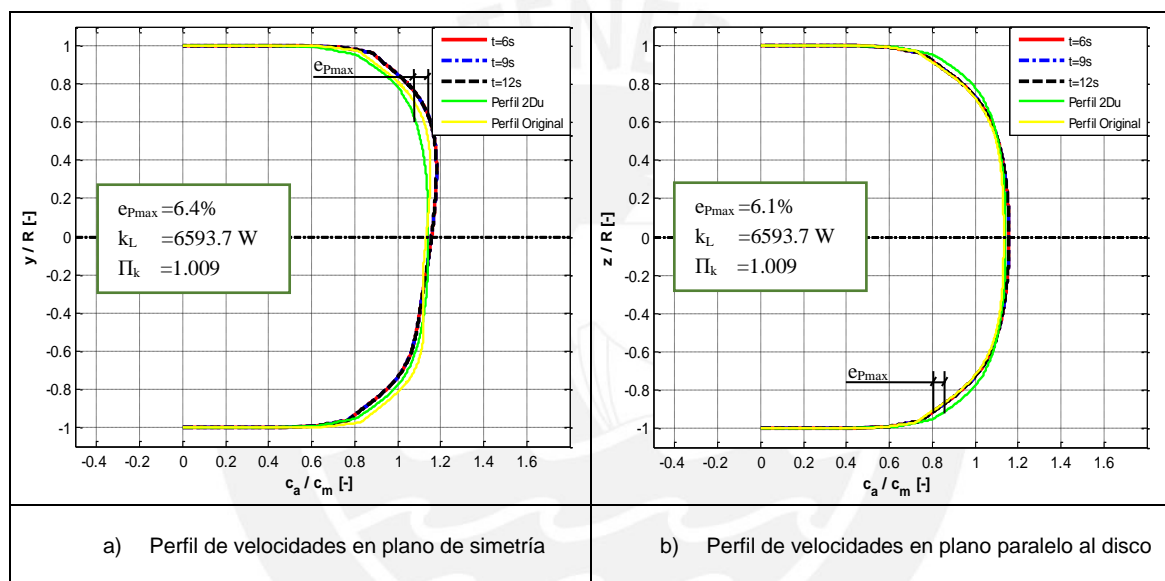


Figura 4.52. Perfil de velocidades en el plano  $0D_u$

El estudio del plano  $0D_u$  se muestra en la figura 4.53. En general se tiene una deformación del perfil de velocidades respecto al perfil de referencia en el plano de simetría y el plano paralelo al disco. En el plano de simetría se observa que el perfil de en la sección analizada se desplaza con mayor velocidad que el perfil de referencia, salvo para la zona aledaña a la posición  $y/R=-0.4$  debido a que esta zona corresponde al desprendimiento del flujo por la presencia del disco plano de la lenteja.. En el caso del plano paralelo al disco, se observan variaciones en el perfil de velocidades con respecto al tiempo, además de una recirculación de velocidades en las paredes de la tubería ( $y/R=1$ ,  $y/R=-1$ ). En este plano la potencia cinética es de  $8584\text{ W}$  y el índice de distorsión es de  $1.313$ , valores por encima de los del plano  $2D_u$ .

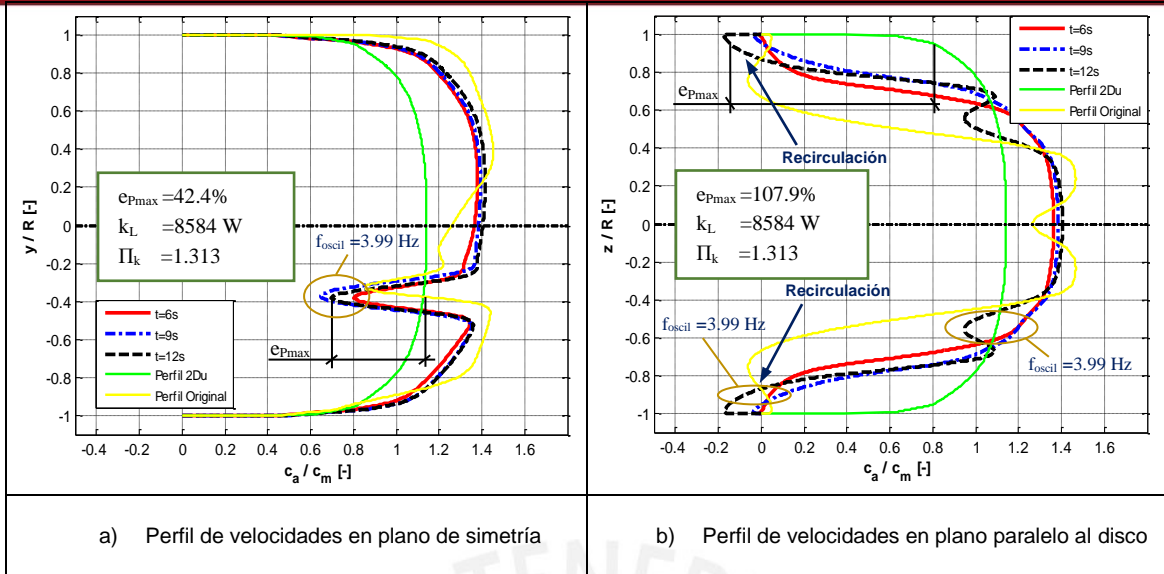


Figura 4.53. Perfil de velocidades en el plano  $0D_d$

En la figura 4.54 se realiza el análisis del plano  $2D_d$  de donde se concluye que la deformación del perfil de velocidades respecto al perfil de referencia sigue presente. En el plano de simetría el perfil de velocidades aún mantiene velocidades superiores a las del perfil de referencia (perfil  $2D_u$ ) al igual que en el plano paralelo a la lenteja. Sin embargo, el perfil de velocidades del plano de simetría del diseño alternativo tiene velocidades menores a las del perfil del diseño original y lo mismo sucede en el caso del plano paralelo al disco en la parte central de la tubería (zona aledaña a la posición  $y/R=0$ ) además que han desaparecido las zonas de recirculación presentes en el plano  $0D_d$ . La potencia cinética y el índice de distorsión han disminuido (la potencia cambió de 8584 W a 7114.6 W y el índice de distorsión varió de 1.313 a 1.088).

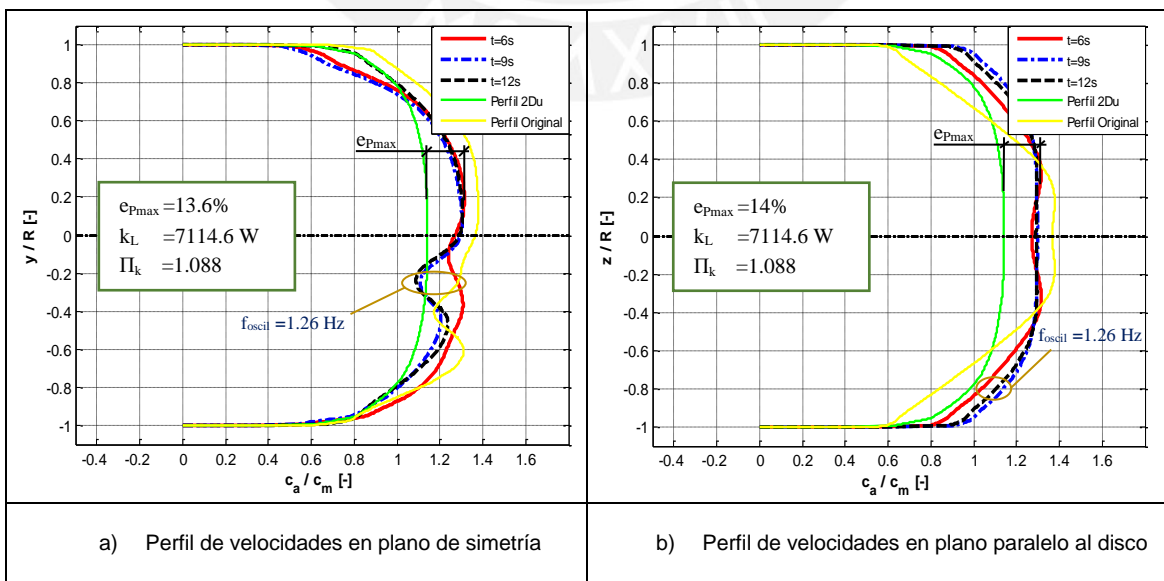


Figura 4.54. Perfil de velocidades en el plano  $2D_d$

El análisis del plano 4D<sub>d</sub> se realiza en la figura 4.55 de donde se concluye que el flujo ha sufrido una desaceleración respecto al plano anterior, aunque el perfil de velocidades continúa deformado respecto al perfil de referencia. En el caso del plano de simetría, se observa una variación apreciable del perfil de velocidades respecto al tiempo aunque las velocidades se mantienen por debajo de las velocidades del perfil del diseño original. En el plano paralelo al disco lenteja, las velocidades del perfil del diseño alternativo son mayores a las del perfil de referencia y a las del perfil del diseño original. La potencia cinética y el índice de distorsión han disminuido respecto al plano anterior (la potencia cambia de 7114.6 W a 6906 W y el índice de distorsión se modifica de 1.088 a 1.056).

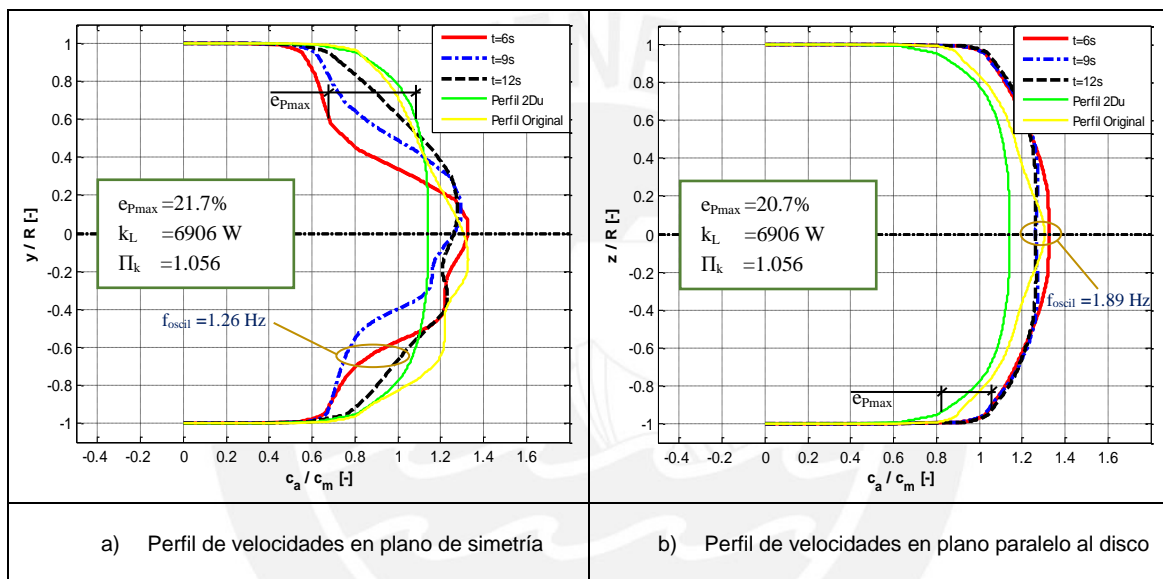


Figura 4.55. Perfil de velocidades en el plano 4D<sub>d</sub>

El análisis del plano 6D<sub>d</sub> se muestra en la figura 4.56 de donde se concluye que el perfil de velocidades aún se mantiene deformado respecto al plano 2D<sub>u</sub>. En el plano de simetría, se observa que el perfil varía respecto al tiempo y concentra la mayor velocidad en el centro de la tubería (zona aledaña a la posición  $y/R=0$ ) a diferencia del perfil del diseño original en donde la mayor velocidad se concentra en la parte inferior de la tubería (zona aledaña a la posición  $y/R=-0.3$ ). En el plano paralelo al disco, el perfil del diseño alternativo presenta mayores velocidades a las del perfil de referencia y a las del perfil del diseño original. Respecto al plano anterior, la potencia cinética disminuye de 6906 W a 6781.6 W y el índice de distorsión disminuye de 1.056 a 1.037.

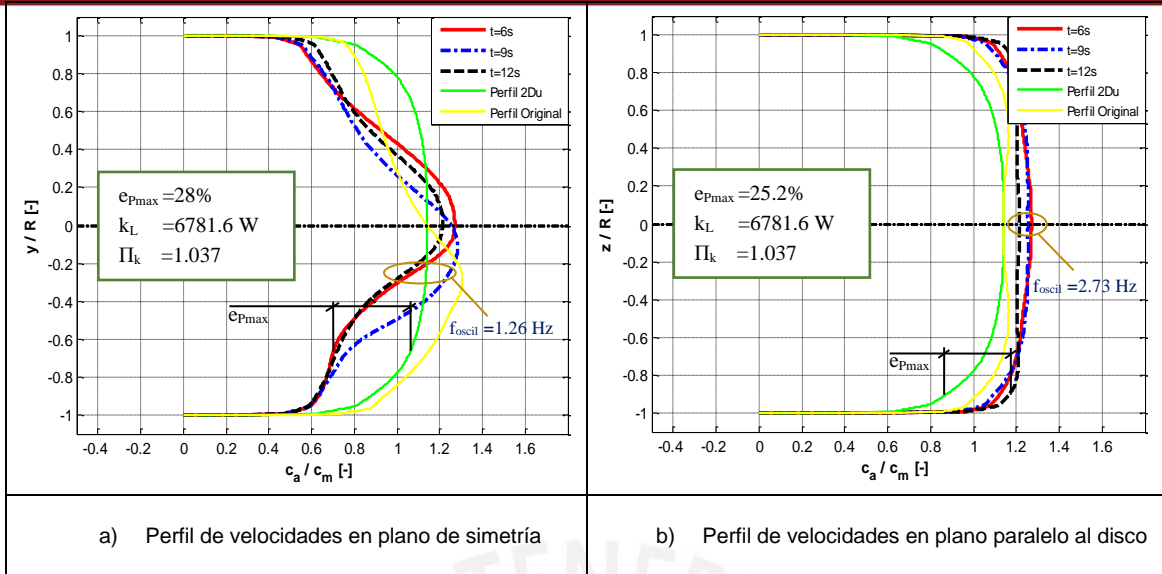


Figura 4.56. Perfil de velocidades en el plano 6D<sub>d</sub>

En la figura 4.57 se tienen los resultados para el plano 10D<sub>d</sub> de donde se concluye que el perfil de velocidades aún se mantiene deformado respecto al perfil de referencia. En el plano de simetría se observa que el perfil de velocidades presenta las mayores velocidades en la parte central de la tubería (zona aledaña a la posición  $y/R=0$ ) sin embargo las velocidades son menores a las del perfil de referencia. Para el plano paralelo al disco lenteja, se detecta una desaceleración del flujo en la parte central de la tubería y a diferencia de los resultados en el plano anterior, algunos puntos en el centro de la tubería tienen velocidades por debajo de las velocidades del perfil de referencia. Respecto al plano 6D<sub>d</sub>, la potencia cinética disminuye de 6781.6 W a 6530.9 W y el índice de distorsión también disminuye de 1.037 a 0.999.

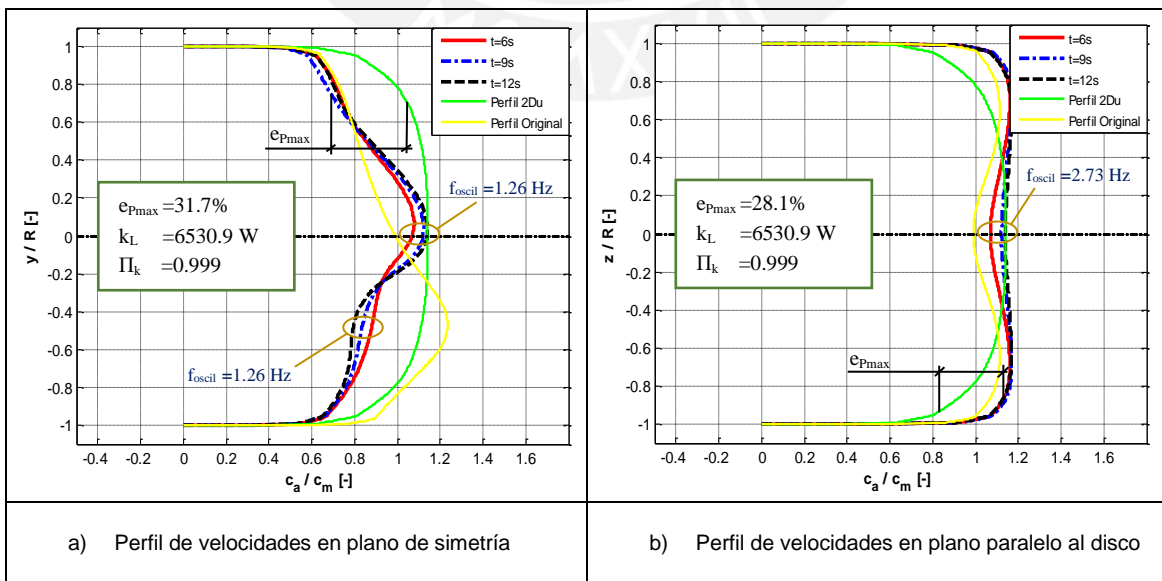


Figura 4.57. Perfil de velocidades en el plano 10D<sub>d</sub>

Finalmente, el análisis del plano 14D<sub>d</sub> se realiza en la figura 4.58 de donde se concluye que el perfil de velocidades recién comienza a recuperar la forma del perfil de referencia luego de recorrer una distancia de 14 veces el diámetro de la válvula. En el plano de simetría, el perfil tiene velocidades menores que el plano de referencia además de presentar menores y tiene una forma más simétrica respecto al centro de la tubería. En el plano paralelo a la lenteja, el perfil tiene una desaceleración muy semejante al perfil del diseño original y con pequeñas oscilaciones. La potencia cinética es 6387.2 W y el índice de distorsión es 0.977.

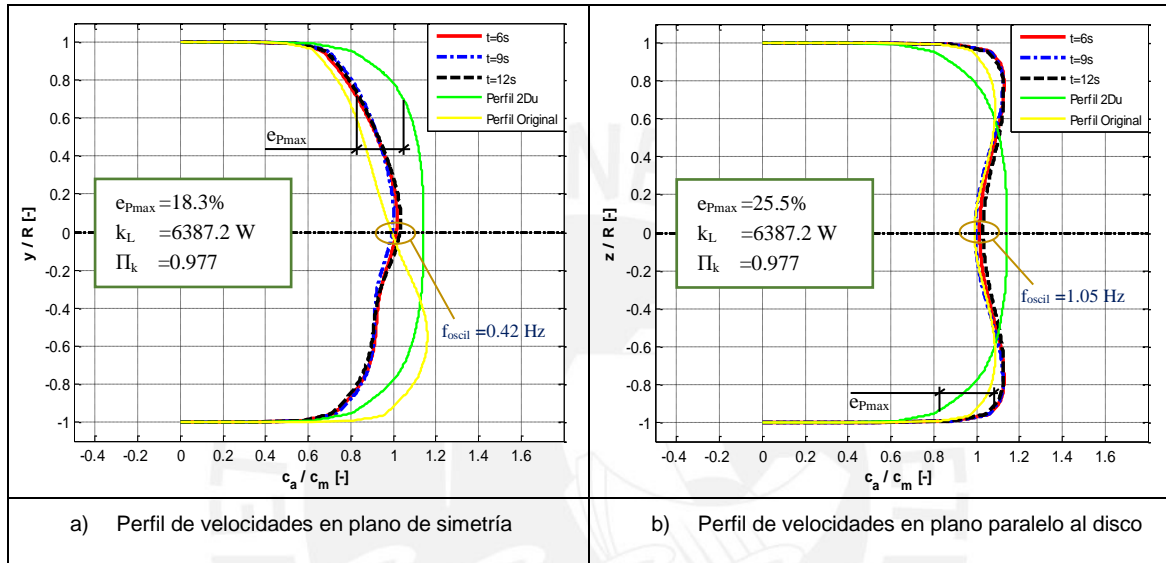


Figura 4.58. Perfil de velocidades en el plano 14D<sub>d</sub>

Como un resumen general en la figura 4.59 se muestra la evolución de la potencia cinética y del índice de distorsión, recordando que el índice de distorsión es la potencia cinética adimensionada respecto al plano P2D<sub>u</sub>. En la figura 4.60 se muestra el resumen de los perfiles de velocidad y en la figura 4.61 se tienen los contornos de velocidad axial adimensional. En el anexo I de la tesis se analiza la rotación de las partículas del flujo a lo largo del dominio y se lo compara respecto al diseño original.

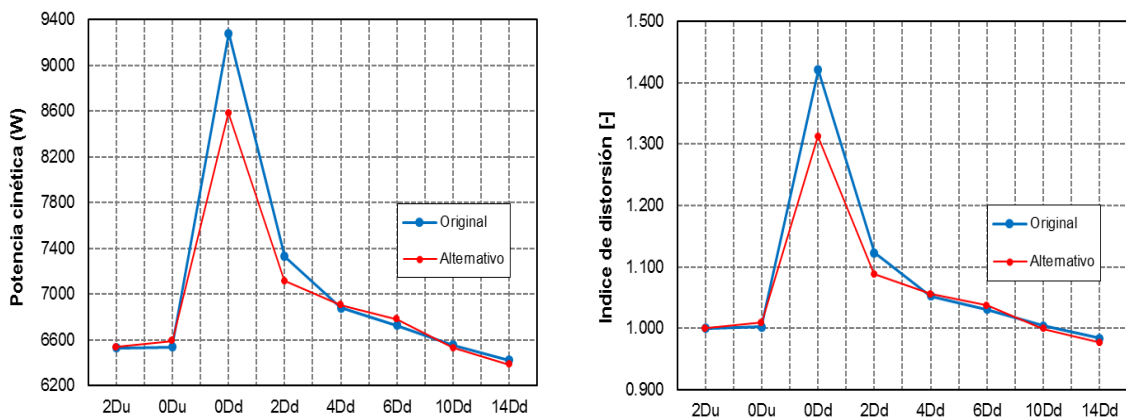
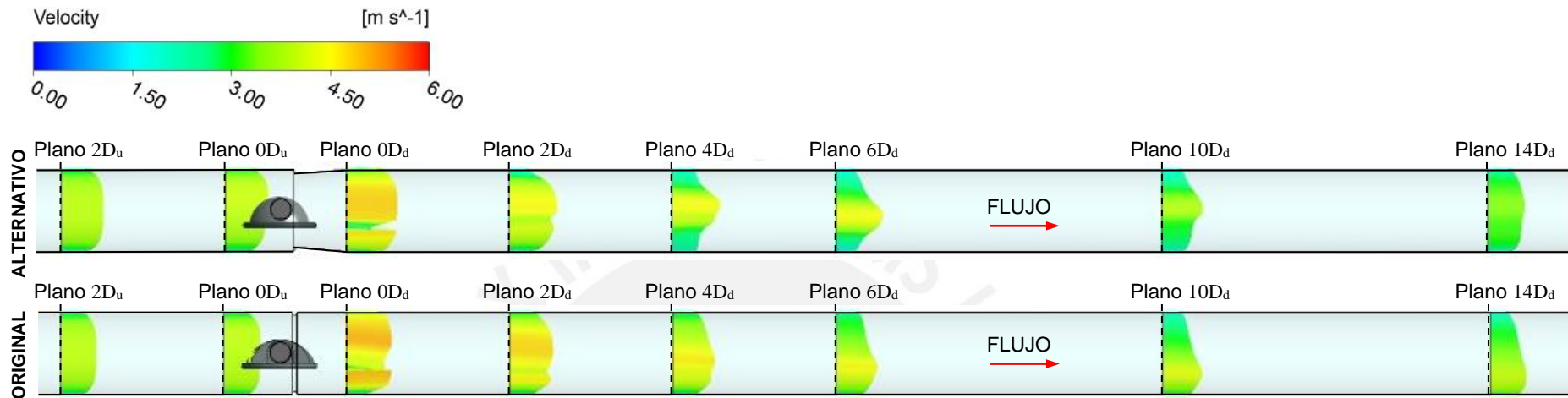
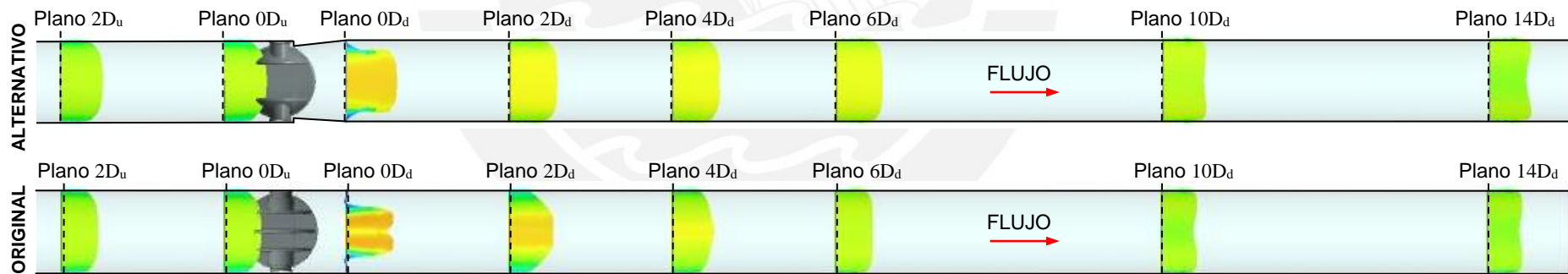


Figura 4.59. Variación de la potencia cinética y del índice de distorsión para los dos diseños



a) Perfiles en el plano de simetría



a) Perfiles en el plano paralelo al disco lenteja

Figura 4.60. Perfiles de velocidad a lo largo del dominio para el diseño original y el diseño alternativo

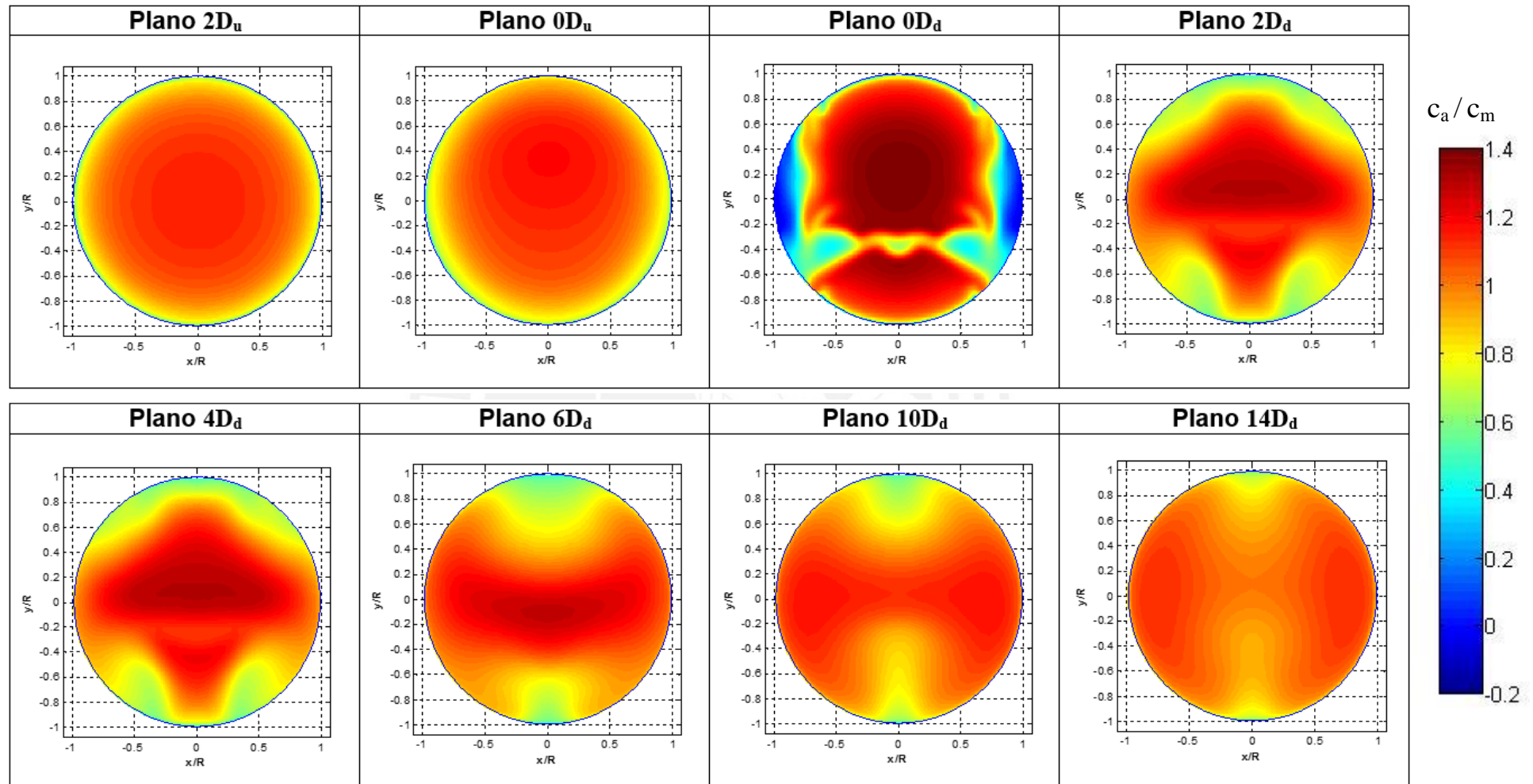


Figura 4.61. Diseño alternativo - contornos de velocidad axial adimensional en las secciones analizadas para el tiempo de simulación transiente  $t=9s$

#### 4.4.4. Análisis de cavitación

Al igual que en el caso del diseño original, para el diseño alternativo se estudia la cavitación al determinar el índice de cavitación de la válvula en el intervalo de simulación desde 5.50 s hasta 14.75 s. En la tabla 4.19 se muestran el resultado del mismo y en la tabla 4.20 se tiene la comparación entre el diseño alternativo y el diseño original. En el anexo J se muestran los histogramas estadísticos de esta variable..

Tabla 4.19. Índice de cavitación del diseño alternativo

Estadística	Índice de cavitación $\sigma$
Promedio	948.85
Desviación estándar	17.32

Tabla 4.20. Comparación entre el diseño alternativo y el diseño original

Diseño	Índice de cavitación $\sigma$
Alternativo	948.85
Original	675.64
Diferencia %	40.44

El diseño alternativo no presenta riesgo de cavitación ya que su índice de cavitación es mayor a 2.5 e inclusive es mayor que el índice de cavitación del diseño original. Para este diseño, las presiones mínimas se concentran en una región de flujo cercana al disco de la lenteja, en el ingreso de la válvula según se muestra en la figura 4.62. Esta zona de baja presión se puede haber ocasionado por el desprendimiento del flujo en esa ubicación lo cual es coherente ya que el flujo acelera su velocidad en esa zona.

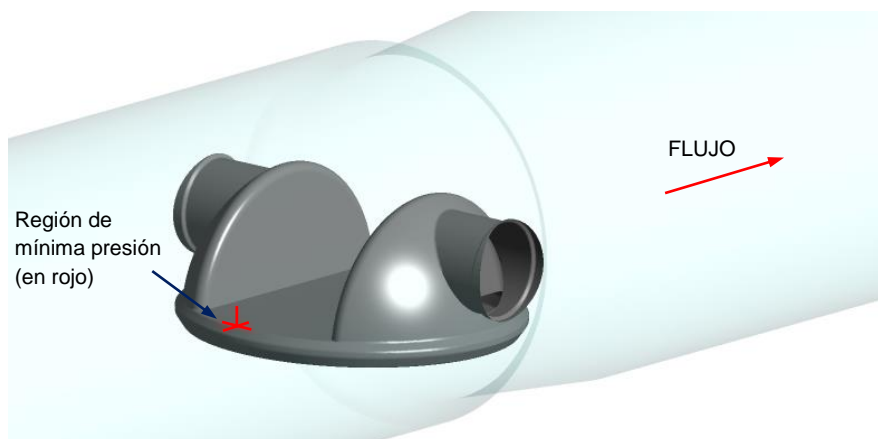


Figura 4.62. Región de presión mínima en el diseño alternativo

La presión mínima adimensional se determina igual que en el caso del diseño original, aplicando la expresión (2.13) lo cual se muestra en la tabla 4.21.

Tabla 4.21. Presión mínima adimensional del diseño original

Estadística	Presión mínima adimensional $\Pi_{pmin}$
Promedio	0.987
Desviación estándar	0.000044

Entonces, es importante notar que la presión mínima en el sistema es el 98.7% de la presión en el plano de referencia  $2D_u$ . Además, igual que para el diseño original, para el diseño alternativo se determina la mínima presión de operación en el plano  $2D_u$  :

$$P_{2D_u-min} = \frac{p_v}{\Pi_{pmin}} = \frac{0.011}{0.987} = 0.0111 \text{ bar}$$

Por tanto, el diseño alternativo puede operar en el plano  $2D_u$  como mínimo a una presión absoluta de 0.0111 bar, lo cual es ligeramente inferior a la mínima presión en el plano  $2D_u$  para el caso del diseño original (0.0111 bar < 0.0113bar).

Finalmente, en las figuras 4.63, 4.64, 4.65 y 4.66 se muestran las presiones absolutas adimensionales del diseño alternativo y el diseño original, en el tiempo de simulación  $t=9s$ . Esto permite identificar cuáles son las zonas de baja presión en donde se podría producir el fenómeno de cavitación. Es importante notar que en el diseño alternativo, se producen mayores presiones en la cara inferior de la lenteja (figura 4.61) lo cual puede ocasionar una fuerza de sustentación positiva sobre la lenteja.

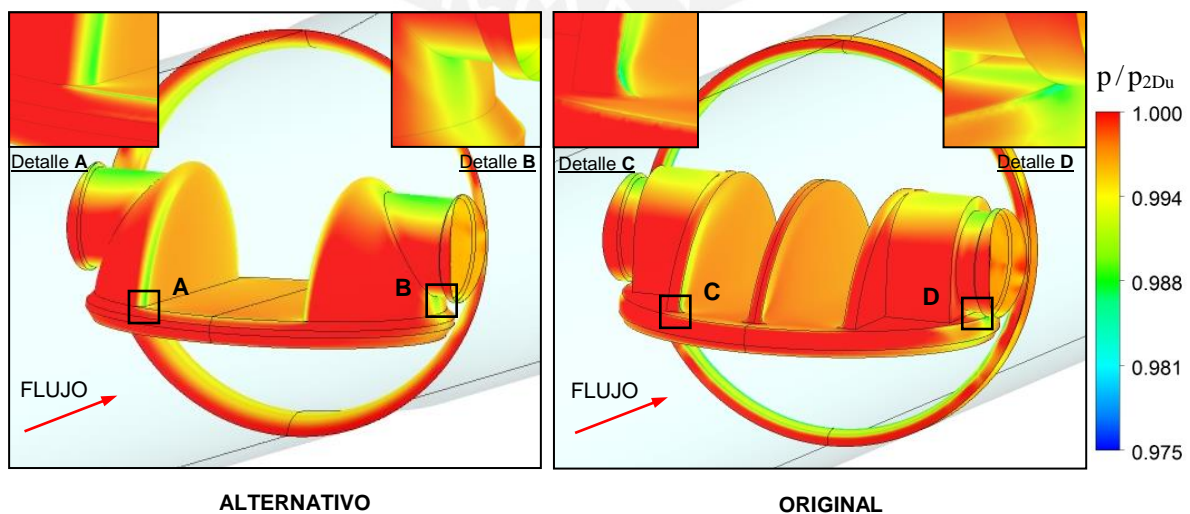


Figura 4.63. Presiones absolutas adimensionales en la entrada de la válvula

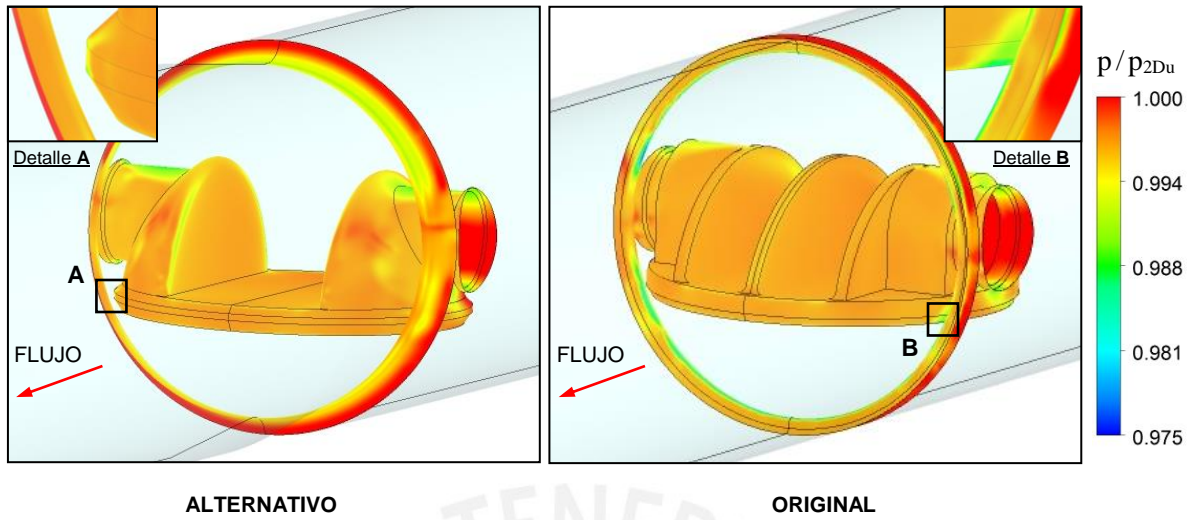


Figura 4.64. Presiones absolutas adimensionales en la salida de la válvula

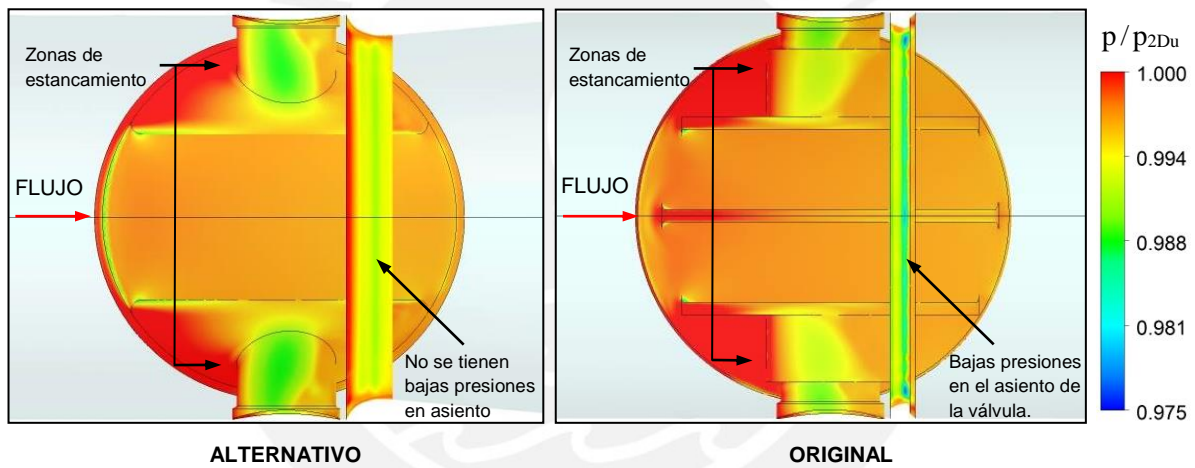


Figura 4.65. Distribución de presiones absolutas adimensionales – vista de planta.

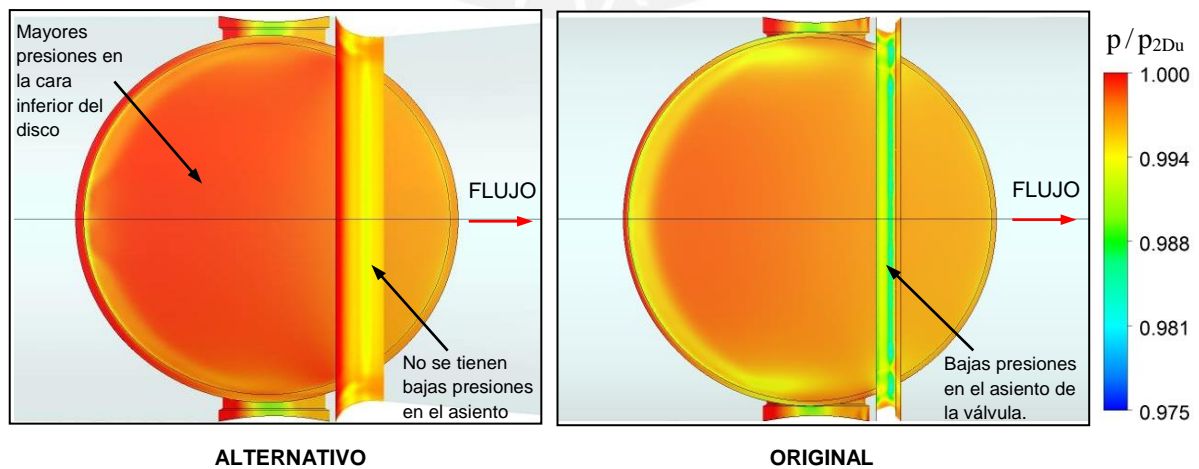


Figura 4.66. Distribución de presiones absolutas adimensionales – vista inferior

4.4.5. Análisis de fuerzas

Al igual que en el caso del diseño original, las fuerzas actuantes sobre el diseño alternativo se determinan considerando las presiones sobre las superficies de la válvula. De acuerdo a lo mostrado en la tabla 4.22, para el diseño alternativo la fuerza de arrastre fue de 618.33 N mientras que la fuerza de sustentación sobre la válvula fue de 4428.7 N, lo cual es un 616.2% mayor que la fuerza de arrastre.

Tabla 4.22. Fuerzas actuantes en el diseño alternativo

Estadística	Fuerza de arrastre $F_x$ (N)	Fuerza de sustentación $F_y$ (N)
Promedio	618.33	4428.70
Desviación estándar	11.03	32.23

En la figura 4.67, se muestran las fuerzas actuantes para el diseño alternativo y para el diseño original. Es importante notar que la forma de la lenteja del diseño alternativo reduce un 11.7% el valor del arrastre que actuaba en el diseño original. Sin embargo, la fuerza de sustentación en el diseño alternativo es un 33.16% mayor que en el caso del diseño original. Esto tiene lógica ya que según la figura 4.47, la parte superior de la lenteja del diseño alternativo presenta una menor presión respecto a la parte inferior de la misma (a diferencia del diseño original en donde las presiones son similares tanto en la parte superior como en la parte inferior de la lenteja). Además, de acuerdo con la figura 4.66, la parte inferior de la lenteja en el diseño alternativo tiene mayores presiones que en el caso del diseño original.

Por estas dos razones, se espera que el diseño alternativo tenga una fuerza de sustentación positiva mayor que para el caso del diseño original. La fuerza resultante final en el diseño alternativo es un 31.6% mayor que en el caso del diseño original.

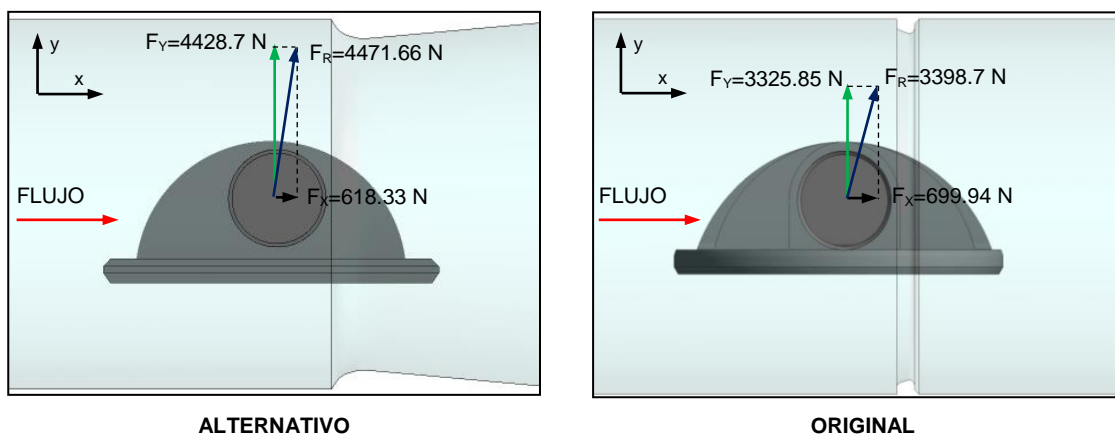


Figura 4.67. Fuerzas resultantes actuantes sobre la válvula

Luego, se realizó el estudio de la frecuencia (FFT) de la fuerza de arrastre  $F_x$  y la fuerza de sustentación  $F_y$  lo cual permitió definir aproximadamente el rango de vibración de la estructura. Por tanto, en las figuras 4.68 y 4.69 se muestran los diagramas magnitud versus frecuencia de la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación de donde se identificó una frecuencia dominante de 0.43 Hz para la fuerza de arrastre y una frecuencia dominante de 3.46 Hz para la fuerza de sustentación. Entonces, para este caudal de operación, se espera una vibración aproximada de la estructura entre 0.4 Hz y 3.5 Hz.

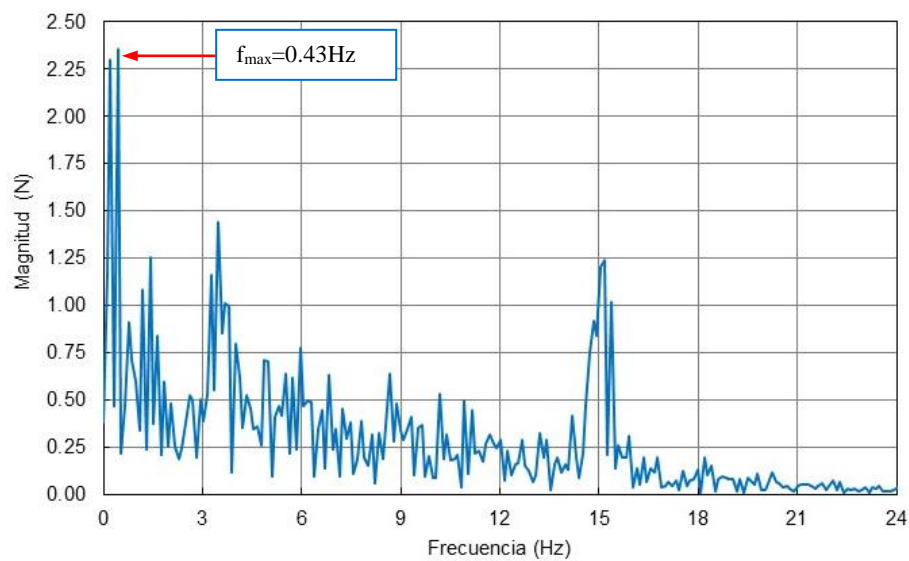


Figura 4.68. Diagrama magnitud versus frecuencia de la fuerza de arrastre

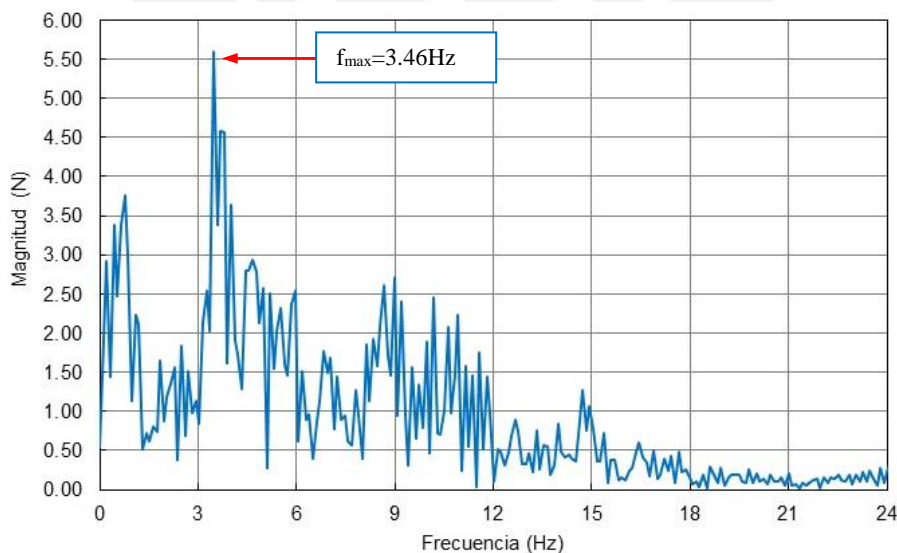


Figura 4.69. Diagrama magnitud versus frecuencia de la fuerza de sustentación

Tanto el diseño alternativo como el diseño original tienen frecuencias de vibración con órdenes de magnitud semejantes. Entonces, para poder decidir cuál de los dos casos tiene un mayor impacto en la estructura por sus vibraciones, se comparan las energías de las mismas. Esta energía es proporcional al cuadrado de las fuerzas totales que actúan sobre cada lenteja por lo que en la tabla 4.23 se muestran estos valores y en la figura 4.70 se muestra la comparación entre el diseño alternativo y el diseño original. Se concluye que el flujo a través del diseño alternativo ocasiona vibraciones más intensas sobre la estructura que el caso del diseño original, por lo que será necesario implementar un sistema de amortiguamiento de las vibraciones para el diseño alternativo.

Tabla 4.23. Estimación de la intensidad de las vibraciones en los dos diseños

Diseño	Fuerza de arrastre $F_x$ (N)	Fuerza de sustentación $F_y$ (N)	Fuerza total $F_R$ (N)	Fuerza total al cuadrado $F_R^2$ (N <sup>2</sup> )
Alternativo	618.33	4428.70	4471.66	2.00E+07
Original	699.94	3325.85	3398.70	1.16E+07

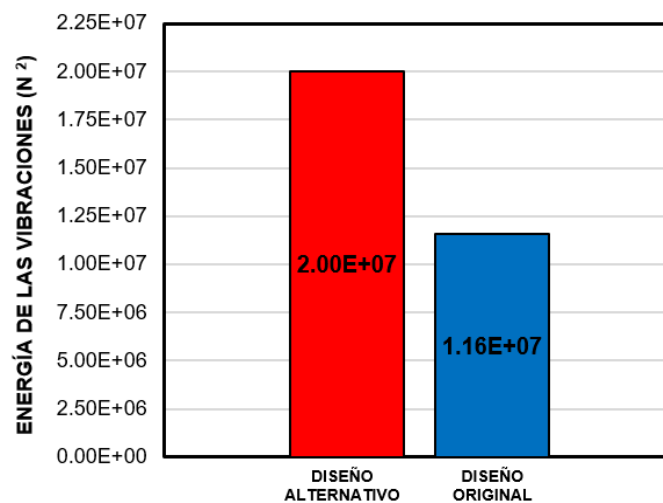


Figura 4.70. Comparación de la intensidad de las vibraciones para los dos diseños

## 5. CONCLUSIONES

En función a los resultados obtenidos, se pueden plantear las siguientes conclusiones:

1. Se realizó la simulación numérica para una válvula mariposa, de doble excentricidad y diámetro nominal de 610 mm, diseñada previamente en la PUCP, utilizando el software ANSYS CFX 14.5. Primero se simuló el estado estacionario, para un fluido a 9.51°C y con una velocidad media en la tubería de 3.49 m/s. Luego de un estudio de independencia de malla, se llegó a un modelo de simulación de 8 millones de elementos y con un error de discretización menor al 1%. Tras ello, se realizó la simulación transiente del flujo la cual demoró 15 días en su ejecución, tiempo mucho mayor al empleado para la simulación estacionaria la cual demoró 2 días aproximadamente para su ejecución.
2. Lo más resaltante del flujo a través del diseño original es la separación del mismo por la presencia de los cubos del disco lenteja, generándose zonas de recirculación de fluido. Además, la velocidad del flujo llegó a incrementarse hasta 2.5 veces la velocidad media del flujo. Por otro lado, en la parte central de la válvula se formó una región de vacío la cual fue el 97.7% de la presión al ingreso de la válvula, por tanto esa zona es más susceptible al riesgo de cavitación.
3. La caída de presión en el diseño original se estudió mediante la determinación del coeficiente de pérdidas  $K_v$  el cual resultó ser 0.47. Este valor se comparó con otras dos referencias, para válvulas del mismo tipo y diámetro nominal. Se observó que el coeficiente de pérdidas del diseño original es 7% mayor que el coeficiente de la empresa CRANE y 38% mayor que el coeficiente de la empresa EDHARD.
4. En cuanto al perfil de velocidades del flujo, éste se estudió en 8 posiciones o planos a lo largo del dominio: 2 posiciones antes de la válvula y 6 posiciones después de la misma. Siendo la referencia el perfil desarrollado en el plano  $2D_u$ , la mayor distorsión del perfil de velocidades se produjo a la salida de la válvula, en el plano  $0D_d$ , en donde se registró una distorsión del 106% respecto al perfil de referencia. Además, la conclusión principal a la que se llegó es que el flujo de agua comienza a recuperar la forma del perfil de velocidades de referencia del plano  $2D_u$  luego de recorrer 14 diámetros nominales aguas abajo de la válvula.
5. El riesgo a la cavitación del diseño original se analizó por medio de números adimensionales como el índice de cavitación y otros. La mínima presión registrada

- en la válvula es el 97.7% de la presión al ingreso de la válvula, en el plano  $2D_u$ . Por tanto, este diseño no tiene mucho riesgo de cavitación pero en caso se trabajase con presiones absolutas por debajo de 0.0113 bar se comenzaría a producir cavitación en ciertas zonas del anillo asiento de la válvula.
6. En cuanto a las fuerzas actuantes en el diseño original, se determinó que la fuerza de arrastre fue de 699.94 N en dirección del flujo y la fuerza de sustentación fue de 3325.85 N en dirección opuesta a la gravedad con lo cual la fuerza resultante sobre la válvula fue de 3398.7 N. Se detectaron frecuencias de oscilación de ambas fuerzas por lo cual las vibraciones originadas sobre la estructura de la válvula se encuentran en el rango comprendido entre 1.1 y 3.9 Hz lo cual puede ser verificado mediante ensayos experimentales.
  7. El coeficiente de pérdidas del diseño alternativo fue de 0.30, con lo cual se consiguió una reducción del 36% de la pérdida de carga con respecto al diseño original. Además, el coeficiente de pérdidas del diseño alternativo se encuentra por debajo de los coeficientes de pérdidas de las referencias empleadas (CRANE y EDHARD).
  8. Con respecto a la distorsión del perfil de velocidades, el diseño alternativo tiene menores valores de potencia cinética e índice de distorsión respecto al diseño original hasta una distancia de 4 diámetros nominales aguas abajo de la válvula (incluso se obtuvo una disminución de 7.6% en la máxima potencia cinética y el máximo índice de distorsión respecto al diseño original en el plano  $0D_u$ ). Luego de esta distancia, ambos diseños presentan potencias cinéticas e índices de distorsión similares por lo que a partir de esta ubicación una turbomáquina podría utilizar cualquiera de los dos diseños sin obtener notables ventajas. En ambos casos el flujo comienza a recuperar la forma del perfil de velocidades de referencia del plano  $2D_u$  luego de recorrer 14 diámetros nominales aguas abajo de la válvula.
  9. Para el diseño alternativo, el riesgo a la cavitación se analizó igual que en el caso del diseño original. Para este caso, la mínima presión del sistema es el 98.7% de la presión al ingreso de la válvula, en el plano  $2D_u$ . Este diseño tampoco presenta un riesgo a cavitación salvo que se opere a presiones absolutas por debajo de los 0.0111 bar en donde comenzaría a producirse cavitación en la parte frontal del disco lenteja, en la zona de ingreso del fluido a la válvula.

10. Las fuerzas actuantes en la lenteja del diseño alternativo tienen las mismas direcciones que las fuerzas en el caso del diseño original pero distinta magnitud. En el diseño alternativo la fuerza de arrastre es de 618.33N en la dirección del flujo, lo cual es un 11.7% menor que en el caso del diseño original. La sustentación en el diseño alternativo es de 4428.7 N, en la misma dirección que en el caso del diseño original y 33.16% mayor. Por tanto, la fuerza resultante en el diseño alternativo fue de 4471.66 N, lo cual es un 31.6% mayor que la fuerza resultante del diseño original. Las vibraciones producidas en el diseño alternativo tienen un rango parecido al caso del diseño original. Pero debido a que la intensidad de las vibraciones en el diseño alternativo es 72.41% mayor que el caso del diseño original, las vibraciones del diseño alternativo serán más perjudiciales para la estructura del sistema de tuberías por lo que para este diseño será necesario instalar un sistema para amortiguar las vibraciones.

## RECOMENDACIONES

Se tienen las siguientes recomendaciones para futuros trabajos:

1. Realizar ensayos experimentales para ajustar mejor la información proporcionada en las condiciones de frontera de la simulación.
2. Realizar la simulación pero con un mallado dividido en 3 partes. La tubería aguas arriba de la válvula con un mallado estructurado, la tubería aguas abajo con un mallado estructurado y la válvula con un mallado tetraédrico. Comparar los resultados de esa simulación con los obtenidos en este trabajo.
3. Para la simulación transiente, ejecutar el inicio de la simulación con pasos temporales grandes y cuando el flujo alcance el estado estable, reducir el paso temporal para captar los detalles del flujo.

## BIBLIOGRAFÍA

1. AKIN, Hasan y otros. «A CFD Aided Hydraulic Turbine Design Methodology Applied to Francis Turbines». *Fourth International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives (POWERENG)*, 2013.
2. ANSYS. *ANSYS CFX 14.0 Documentation*. 2011.
3. ANSI. *ANSI/ISA-S75.02.1996:Control Valve Capacity Test Procedures*. North Carolina, 1996.
4. AWWA. «Manual of Water Supply Practices - M49. Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis.» Denver, 2001.
5. BFL. *The turbine: the heart of the hydropower plant*. [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015. <[www.bflhydro.com/products-turbine.php](http://www.bflhydro.com/products-turbine.php)>
6. BRAY. *Bray/McCannalok High Performance Butterfly Valve*. [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015. <[www.bray.com/double-offset-valves/high-performance-butterfly-valve](http://www.bray.com/double-offset-valves/high-performance-butterfly-valve)>
7. CENGEL, Yunus y John CIMBALA. *Fluid Mechanics Fundamentals and applications*. New York: McGraw-Hill, 2006.
8. CFD TECHNOLOGIES. *Hybrid Boundary Layer Hex Mesh*. [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015. <[www.cfd-technologies.co.uk/index.htm](http://www.cfd-technologies.co.uk/index.htm)>
9. CHAIWORAPUEK, Weerachai. «The Engineering Investigation of the Water Flow pass the Butterfly Valve.» *Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica*. 2007.
10. COHN, S.D. «Performance Analysis of Butterfly Valves.» *Instruments*.Vol.24, 1951.
11. CRANE. *Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe* . Technical Paper N°410, Stamford: Crane Co., 2010.
12. DANDEKAR, M.M. *Water Power Engineering*. New Delhi: Vikas Publishing House Pvt Ltd. 2009.

13. DAWY, A. y otros. «A Numerical Investigation of the Incompressible Flow through a Butterfly Valve Using CFD.» *International Journal of Emerging Thecnology and Advanced Engineering* III, N° 11, 2013.
14. DEL TORO, Adam. «Computational fluid dynamics analysis of butterfly valve performance factors.» *Tesis de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica. Utah: Uthat State University.* 2012.
15. DICKENSON, T.Christopher. *Valves, Piping and Pipelines Handbook*. 3era edición. Oxford: Elsevier Science Ltd, 1999.
16. EOM, Kenny. «*Performance of Butterfly Valves as a flow controller.*» Toronto: University of Toronto – Institute for Aerospace Studies, 1986.
17. ESSS. *Respuesta de tiempo*. Correo electrónico del 13 de octubre a Alex Pachas Napa. 2014
18. FERNÁNDEZ, Jesús. *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. Barcelona: Reverté, S.A, 2012.
19. GRUNDFOS. *The Centrifugal Pump*. [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015. <dk.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The\_Centrifugal\_Pump.pdf>
20. GUAN SONG, Xue y otros. «Multidisciplinary optimization of a butterfly valve.» *ISA Transactions* (Elsevier Ltd), n° 48 (2009).
21. GUAN SONG, Xue y otros. «The Improvement of Large Butterfly Valve by Using Numerical Analysis Method.» *Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Fluids Mechanics*. 2009.
22. GUAN SONG, Xue y Young CHUL PARK. «Numerical analysis of butterfly valve-prediction of flow coefficient and hydrodynamic torque coefficient.» *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science* . San Francisco, 2007.
23. HENDERSON, A.D. y otros. «A Numerical Study of the Flow through a Safety Butterfly Valve in a Hydro-Electric Power Scheme.» *16th Australasian Fluid Mechanics Conference*. Gold Coast, 2007.

24. HIDROSTAL. Manual Electrobomba Centrífuga Monoblock Serie A [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015.  
< [www.hidrostal.com.pe/images\\_proyectos/manual-electrobomba-serie-a-v.e.11-11.pdf.pdf](http://www.hidrostal.com.pe/images_proyectos/manual-electrobomba-serie-a-v.e.11-11.pdf.pdf) >
25. IBRAHIM, Ghaleb y otros. «An Investigation of Butterfly Valve Flow Characteristics Using Numerical Technique.» *Journal of Advanced Science and Engineering Research* 3, N° 2, 2013.
26. IDEL'CHIK, I.E. . *Handbook of hydraulic resistance* .1966.
27. JEON, S Y, J Y YOON, y M S SHIN. «Flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves using numerical analysis.» *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. IOP Publishing Ltd, 2010.
28. MUNSON, Bruce y otros. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. Sexta Edición. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2009.
29. NASA. «Examining Spatial (Grid) Convergence». *National Program for Applications-Oriented Research in CFD*. Consulta: 30 de abril del 2015.  
<<http://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/homepage.html>>
30. NASERADINMOUSAVI, Peiman y C. NATARAJ. «Nonlinear mathematical modeling of butterfly valves driven by solenoid actuators.» *Applied Mathematical Modelling* (Elsevier Inc.), N° 35, 2011.
31. NASERADINMOUSAVI, Peiman y C. NATARAJ. «Transient chaos and crisis phenomena in butterfly valves driven by solenoid actuators.» Editado por Elsevier B.V. *Communication Nonlinear Science and Numerical Simulation*, N° 17, 2012.
32. POTTER, Merle y otros. *Mechanics of Fluids*. Cuarta Edición. Stamford: Cengage Learning, 2012.
33. PREMA, B y otros. «Design optimization of butterfly valve using CFD.» *Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. Chennai, 2010.
34. RONGMING, Tang y otros. «Experimental Investigation of the Water Impulse Force and Moment on the Disk of a Butterfly Check Valve.» *Tsinghua Science and Technology* 3, N° 2, 1998.

35. SANDALCI, Mehmet y otros. «Effect of the flow conditions and valve size on butterfly valve performance.» *Journal of Thermal Science and Thecnology* 30, N° 2, 2010.
36. SMR ENGINEERING & DEVELOPMENT. Manual Electrobomba Centrifuga Monoblock Serie A [Imagen]. Consulta: 30 de abril del 2015.  
< [www.hidrostral.com.pe/images\\_proyectos/manual-electrobomba-serie-a-v.e.11-11.pdf.pdf](http://www.hidrostral.com.pe/images_proyectos/manual-electrobomba-serie-a-v.e.11-11.pdf.pdf) >
37. TAYLOR, J.D y otros. «Nonlinear Modeling of Butterfly Valves and Flow Rate Control Using the Circle Criterion Bode Plot.» *American Control Conference* . Baltimore, 2010.
38. VAKILI-TAHAMI, Farid y otros. «Analysis of the hydrodynamic torque effects on large size butterfly valves and comparing results with AWWA C504 standard recommendations.» *Journal of Mechanical Science and Technology* (Springer), N° 26, 2012.
39. VILLARROEL, Luis. «Diseño de válvula de admisión tipo mariposa con diámetro nominal de 750 mm para una central hidroeléctrica de 34.7 m de salto neto.» *Tesis de licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2013.
40. WHITE, Frank. *Fluid Mechanics*. Séptima Edición. New York: Mc Graw-Hill, 2011.
41. YANG, Qin y otros. «Numerical Simulation of Fluid Flow inside the Valve.» *Procedia Engineering* (Elsevier Ltd), N° 23, 2011.