



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA
DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

CARLOS FLORES ALBA



DIRECTOR DE TESIS:

DR. WILLIAM VICENTE Y RODRÍGUEZ

2014



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "

TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS"





TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



AGRADECIMIENTOS

Es tanto el tiempo cursado y tan poco el espacio empleado, que redactar los agradecimientos a todos los que contribuyeron de alguna manera a mi carrera profesional, planteó en mí un reto aún más difícil que la conclusión en sí de este trabajo de tesis...

Agradezco:

A mis padres, José Flores y Cecilia Alba, por haberme dado su comprensión y apoyo incondicional, y a quienes debo en su totalidad cada uno de los logros de mi formación académica, quienes a base de esfuerzo, desvelos y sacrificios solventaron mi educación siempre con el firme propósito de formar una persona de bien, en un inmenso acto de amor desinteresado. Gracias.

A mis hermanos, Cecilia, Alicia, José, Laura, Catalina y Antonio, quienes fueron y serán siempre el principal motivo para no desistir en el duro camino que plantea la superación, y quienes me han enseñado a través de la vida el valor de una familia unida en momentos difíciles. Gracias.

A todos los profesores de carrera que contribuyeron en mi formación profesional, despertando en mí el gusto por el conocimiento y amor por el desarrollo de la ingeniería, con especial mención a:

A mí director de tesis, Dr. William Vicente y Rodríguez, por el total apoyo en la elaboración de este trabajo de tesis, que representa para mí uno de los máximos logros de mi vida profesional.

Al Ingeniero Ricardo Rodríguez quien profetizó este logro, aquel primer día de clases del curso de termodinámica, obligando a un grupo de jóvenes universitarios a plantearnos el compromiso para la culminación de nuestra carrera y la realización de ese sueño en aquel entonces.

A mis amigos que me acompañaron en esta etapa de mi vida profesional, por el apoyo hombro a hombro que me brindaron dentro y fuera del aula, compartiendo desvelos, hambre, frustraciones, fracasos, jornadas de estudio interminables y tiempo de calidad. Hoy comparto este logro que fue tema de conversación en innumerables ocasiones y del cual todos somos partícipes.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, mi Alma Mater que me proporcionó todos los instrumentos académicos e intelectuales para la culminación de mi carrera y por la cual a manera de agradecimiento refrendo mi compromiso de emplear los conocimientos otorgados para servir a mi país en aras de su bienestar y desarrollo.



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



ÍNDICE

INTRODUCCIÓN

A. Marco teórico.....	1
B. Antecedentes.....	3
C. Sistemas de estudio.....	4
D. Justificación del trabajo.....	11
E. Objetivos de la tesis.....	14
F. Métodos de generación y análisis de los modelos.....	15
G. Estructura de la tesis.....	16

Capítulo I: ECUACIONES DE TRANSPORTE

1.1 Introducción.....	17
1.2 Continuidad.....	18
1.3 Conservación de la cantidad de movimiento.....	19
1.4 Promediado de las ecuaciones.....	25
1.5 Coeficiente de pérdida K.....	29

Capítulo II: MÉTODO DE SOLUCIÓN

2.1 Introducción.....	31
2.2 Método de volúmenes finitos.....	31

Capítulo III: PREDICCIÓN NUMÉRICA DE FLUJO EN EL INTERIOR DE UNA VÁLVULA

3.1 Introducción.....	37
3.2 Configuración del sistema simulado.....	39
3.3 Modelos tridimensionales de válvulas	39
3.4 Características generales del volumen de control.....	42
3.5 Discretización del volumen de control.....	44
3.6 Resultados numéricos.....	47



3.6.1 Válvula de tipo globo.....	47
3.6.2 Válvula de tipo compuerta.....	62
3.6.3 Válvula de tipo esfera.....	70
3.6.4 Válvula de tipo mariposa.....	78

Capítulo IV: CONCLUSIONES

Conclusiones.....	87
-------------------	----

APÉNDICES

A. MODELO DE TURBULENCIA K-E.....	91
B. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN VÁLVULAS.....	92

BIBLIOGRAFÍA.....	95
--------------------------	-----------

TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS"





TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



INTRODUCCIÓN

Marco teórico

Algunos de los procesos más importantes en la industria moderna son posibles gracias al trabajo y transporte de fluidos. Para el trabajo constante y eficiente de dichos procesos es indispensable un conocimiento del flujo de fluidos en éstos. Dentro de este transporte, el flujo pasa por válvulas y tuberías.

Las válvulas son los dispositivos encargados del control de flujo a través de la red de tuberías, y están involucradas en un gran número de procesos de las diversas industrias de producción y de servicios como son, la industria petroquímica, la industria química, de aguas residuales, acueductos, oleoductos, la industria alimenticia y la agrícola, son algunas en las que su empleo es de mayor importancia.

El conocimiento preciso del funcionamiento de las válvulas, como las capacidades máximas y mínimas de operación contribuyen a la creación de procesos y sistemas de producción de mayor eficiencia. De hecho, parte de la energía transmitida al fluido por medio del sistema de propulsión que le proporciona movimiento, se pierde al recorrer la tubería o red de transporte principalmente por dos motivos fundamentales, a través de la tubería por las condiciones de frontera y en las líneas de distribución por los elementos de control o válvulas que regulan el flujo, así como otros accesorios.

Lo anterior evita la conversión eficiente de la energía empleada en la propulsión del fluido, en trabajo útil, que se traduce directamente como menor eficiencia en el flujo.

Las pérdidas de carga en las válvulas están directamente relacionadas con las técnicas de diseño y construcción. En la medida de que dicho trabajo de diseño, sea un trabajo más elaborado y con mayor precisión, éste contribuirá en una menor carga de trabajo y una mayor eficiencia de la válvula, para ello se requiere conocimiento de las características dinámicas del flujo.



El empleo de las herramientas de diseño y análisis de flujo en la elaboración de válvulas son indispensables para lograr una relación conveniente entre seguridad y menor pérdida de energía en el sistema.

El análisis de dinámica de fluidos normalmente no tiene un enfoque específico en la elaboración, la construcción y el diseño de válvulas industriales, que representan una inversión importante como se expone a continuación para una planta de hidrocarburos:

"Las válvulas y tubería constituyen la inversión más importante entre los diversos componentes de una planta para procesamiento de hidrocarburos. Representan alrededor del 22% del desembolso total de capital en materiales y equipo. Muchos componentes que reciben considerable atención representan una inversión mucho menor; por ejemplo, las bombas, 4%; los compresores, 4.5%; los impulsores 6.5% y los hornos y calderas 4%. Después de las válvulas y la tubería, la siguiente inversión en importancia es en recipientes, con alrededor de 15.4%" (Hydrocarbon Processing, 1967, p.8 y p.11)

"Para calcular la caída de presión en una válvula de bloqueo, el procedimiento usual es utilizar una longitud equivalente de tubo, según lo especifique el fabricante, normalmente no se efectúan cálculos de la caída de presión en las válvulas individuales, porque los datos de los fabricantes han estado en uso durante muchos años" (Greene, 1987, p.3)

"La capacidad se determina con pruebas de flujo para una caída dada de presión a lo largo del cuerpo de la válvula y se puede obtener con los fabricantes de este tipo de válvulas" (Greene, 1987, p.4)

El presente trabajo, pretende establecer un antecedente para el diseño de válvulas, empleando una herramienta de análisis de flujo como es el uso de la dinámica de fluidos computacional o CFD para realizar la caracterización de válvulas de tipo general y verificar predicciones con los resultados de modelos físicos establecidos.



Antecedentes

Los métodos computacionales actuales que se emplean para resolver numéricamente las ecuaciones que describen el flujo, fueron producto de un desarrollo gradual a través de los años, sin embargo anterior al año de 1960 el autor menciona que:

"{...} no eran viables, al no disponerse de máquinas capaces de ejecutar un gran número de operaciones de cálculo por unidad de tiempo" (Fernández, 2012, p.3).

Dichas ecuaciones incluyen a las leyes de la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la conservación de la energía.

"A partir de finales de la década de 1950 y toda la década de los 60, el laboratorio nacional de Los Alamos (LANL) {...} es en donde se desarrollan 'los primeros códigos' dando lugar posteriormente al uso de estos códigos en técnicas computacionales. Hoy en día, muchos de los métodos que se emplean en la actualidad en programas comerciales provienen de aquellos pioneros trabajos. Dicho laboratorio contaba con los ordenadores más potentes como el MANIAC (1952) que realizó los cálculos para el desarrollo de la primera bomba de hidrógeno {...}" (Fernández, 2012, p.5).

"Otro importante salto hacia adelante {década de 1960}, fue la inclusión de los primeros modelos de turbulencia en las simulaciones, como el desarrollo de las bases del modelo de turbulencia $\mathcal{K} - \mathcal{E}$ (k-epsilon) en 1967" (Fernández, 2012, p.6).

"A partir de la década de 1970 {...} Inspirándose en los trabajos del LANL, Patankar y Spalding (1972), desarrollan una formulación implícita {...} en términos de velocidad y presión, en la que se introduce por primera vez el método de acoplamiento SIMPLE {...} Patankar y el Imperial College {de Londres} sientan las bases definitivamente del método de volúmenes finitos {...}" (Fernández, 2012, p.7).

Como describe el autor en el texto (Fernández, 2012), hace aproximadamente poco más de 40 años que se dispone de una herramienta como lo es la *Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics, CFD)*, cuya principal característica es que permite que la resolución numérica de las ecuaciones que describen el flujo se realicen en un corto periodo de tiempo y su empleo se enfoca principalmente en la simulación de flujos reales de interés en la industria y el diseño de flujos propuestos que pueden ser empleados para la investigación y/o el desarrollo de dispositivos.



Sistemas de estudio

Los dispositivos de control de flujo como objeto de estudio del presente trabajo se conocen como válvulas de bloqueo y/o estrangulación. La válvula, es la única restricción variable de control de una tubería. En la práctica es un orificio de superficie variable que elimina cantidades discretas de energía del sistema a fin de controlar el proceso.

Las válvulas se emplean por lo general para dos funciones básicas que son cierre y estrangulación. En esencia, cualquier válvula que no está ni abierta del todo, ni cerrada del todo durante su funcionamiento, se puede considerar como válvula de bloqueo y las válvulas cuya finalidad es la de regular el flujo, la presión o ambos, se denominan válvulas de estrangulación.

Así, las válvulas sirven para oponer una restricción al flujo de fluidos y, por lo tanto, siempre hay una caída de presión relacionada con el flujo en una válvula. La disminución en la presión ocurre por las pérdidas de energía por fricción en el fluido de proceso. Dado que la válvula actúa como absorbedor de energía, en relación con el proceso, debe ser adecuada no solo desde el punto de vista de contener al fluido en condiciones estáticas de presión, temperatura, corrosividad, también en las condiciones dinámicas de velocidad, caída de presión, erosión, etc.

Dichas funciones de trabajo se deben determinar después de un estudio cuidadoso de las necesidades de la unidad y del sistema para los cuales se destina la válvula.

"Las aplicaciones de válvulas abarcan una gama casi infinita de diseños diferentes, desde las válvulas de globo con jaula estándar hasta las de gran tamaño, especiales para presiones extremas." (Greene, 1987, p.164).



Descripción de los diversos tipos de válvulas que se emplean en el trabajo de tesis.

VÁLVULAS DE GLOBO

La característica común de estas válvulas es su construcción interna. Algunas de estas características y funcionamiento se enuncian a continuación (Greene, 1987).

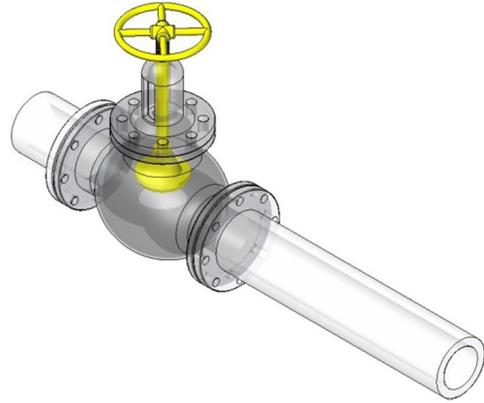


Figura B.1 válvula de tipo globo.

Las válvulas de globo de operación manual tienen un disco que se acopla con un anillo de asiento metálico. El disco puede ser todo de metal o tener un inserto elástico.

Los discos metálicos tienen una superficie de asentamiento cónica o esférica que hacen contacto lineal con el asiento cónico. Los discos con inserto elástico tiene superficie de sellamiento plana y el asiento tiene una superficie similar.

Debido a que la trayectoria del flujo en una válvula de globo convencional es muy problemática, tiene una caída de presión bastante grande. Se pueden utilizar machos con asiento sencillo o doble para dar las características deseadas de flujo con respecto a la elevación. El asiento y el macho suelen ser de acero inoxidable y pueden tener revestimiento duro para servicios con gran caída de presión o los que produzcan erosión.

Por lo general, las caídas de presión mayores a 150 psi aconsejan pensar en componentes endurecidos. Una válvula con asiento sencillo y guía superior tiene un macho de pequeña masa, lo cual significa que la frecuencia de resonancia es alta, y por ello, es menos sensible a la vibración que las válvulas con machos grandes.

Se prefieren las válvulas con flujo debajo del macho para estabilidad dinámica. Las guías superior e inferior ofrecen la ventaja de que se puede invertir la válvula, y que tenga una brida inferior para limpieza. Cuando se invierte el cuerpo también se invierte la acción de la válvula (Greene, 1987, p.44).



VALVULAS DE COMPUERTA

Las válvulas de compuerta por lo general se utilizan para servicio de cierre y no de estrangulación. Se enuncian algunas de estas características y funcionamiento a continuación (Greene, 1987).

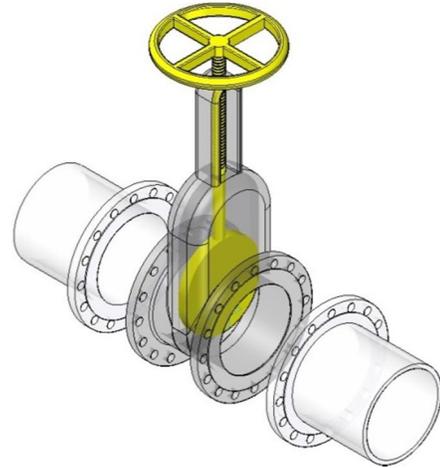


Figura B.2 válvula de tipo compuerta.

Cuando estas válvulas están abiertas del todo tienen una caída de presión equivalente a la de una sección de tubo. Estas válvulas están disponibles con vástago elevable o no.

El disco de cuña sencilla suele ser macizo y con asientos cónicos de la válvula. Hay disponibles discos flexibles para compensar la desalineación y los cambios dimensionales por la temperatura. En estos casos el disco sólo es macizo en el centro, lo que permite cierto movimiento de las caras entre sí.

En las válvulas con doble disco las dos superficies de asiento tienen movimiento relativo entre sí. Esto produce buen cierre aunque los asientos estén desalineados o tengan ángulos diferentes. En un tipo los discos están sujetos con una articulación esférica o rotula que les permite el movimiento cuando acoplan con asientos cónicos. En los diseños de doble disco y asientos paralelos se utilizan expansores o cuñas para empujar los discos contra el asiento. El desgaste del asiento es mínimo, porque el disco hace contacto con el asiento sin movimiento deslizable.

Las válvulas de compuerta deslizable se utilizan en servicios de líquidos limpios o de pastas aguadas a baja presión. La compuerta es de disco sencillo o doble y se mueve en un cuerpo de placa u oblea. El cierre en este tipo de válvulas no se logra por acción de acuñamiento sino por la presión del fluido de proceso, que empuja la compuerta contra el asiento de corriente abajo. Estas válvulas se fabrican en tamaños grandes, sin embargo su capacidad de presión es un tanto baja. Las ventajas principales de este tipo de válvulas son peso reducido, poca caída de presión, y economía (Greene, 1987, p.47).



VALVULAS DE MARIPOSA

Las válvulas de mariposa son uno de los tipos más antiguos que están en uso, actualmente se ha ampliado su aplicación a servicios con grandes caídas de presión. Algunas de las características se enuncian a continuación (Greene, 1987).

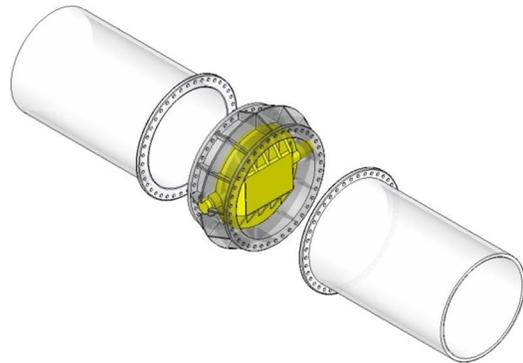


Figura B.3 válvula de tipo mariposa.

En esencia la válvula consiste en un disco (llamado también aspa, u hoja), un eje y un cuerpo con empaquetadura y cojinetes para sellamiento y soporte. Los dos cuerpos disponibles son el de anillo macizo o de placa u oblea y el de carrete. El cuerpo de anillo macizo se atornilla entre las bridas de tubo y requiere poco espacio. El eje es una varilla continua que soporta el disco. El espesor del eje y del disco se determina según la caída máxima de presión requerida.

El diseño del disco es de máxima importancia. Los tipos circulares cierran con el disco paralelo al diámetro del cuerpo. Los discos tipo elíptico cierran entre 10 y 15 grados fuera del diámetro del cuerpo. Este diseño es más costoso pero produce cierre hermético.

Los discos circulares pueden girar 360 grados y se requiere cierta holgura entre el disco y el cuerpo; la rotación se limita con topes externos.

El espesor del disco y el eje, que limita la zona para circulación, se determina con la caída de presión y la torsión requerida para operar la válvula; cuanto más alta sea la caída de presión mayor es la torsión requerida. Las válvulas con poca caída de presión y poca torsión (llamadas a veces ligeras) tienen disco y ejes delgados para máxima capacidad de flujo.

Las válvulas "gruesas" son para caídas grandes de presión y tienen disco reforzado y eje más grueso para manejar la alta torsión requerida. El efecto neto es una reducción en la zona de flujo y en la capacidad con la válvula abierta del todo (Greene, 1987, p.47).



VALVULAS DE BOLA

La válvula de bola convencional tiene dos tipos básicos, la de bola giratoria y la de elevación o de bola enjaulada. Se enuncian a continuación algunas características generales y formas de funcionamiento (Greene, 1987).

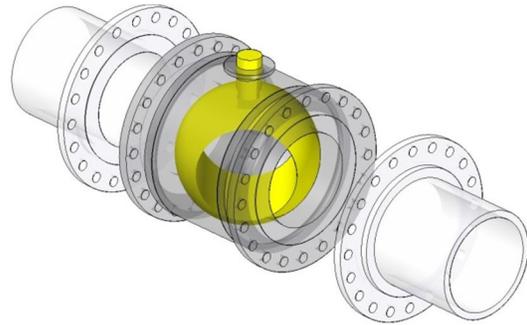


Figura B.4. Válvula de tipo bola.

Estas válvulas no sólo producen cierre hermético sino también buenas características de flujo semejantes a las de porcentaje igual.

Por lo anterior a menudo se utilizan como válvula combinada de estrangulación y cierre. Debido a la baja fricción, se sabe de válvulas de bola que han abierto en forma gradual después de estar expuestas largo tiempo a vibraciones.

El cuerpo más común es el de dos vías. El macho esférico tiene un conducto que alinea con los orificios en el cuerpo cuando está en la posición abierta. La válvula se cierra con $\frac{1}{4}$ de vuelta. Para tener cierre hermético, se utilizan anillos de asientos elásticos.

Los asientos de las válvulas de bola son de libre rotación o se pueden hacer girar cada vez que se acciona la válvula para distribuir el desgaste.

Las válvulas de bola no requieren lubricación y funcionan con un mínimo de torsión. Casi siempre la bola es flotante y el sellamiento se logra con la presión de corriente arriba que empuja la bola contra el anillo del asiento. El vástago tiene extremo cuadrado que acopla en un agujero en la bola.

Como opción, la bola se sujeta con guías superiores o inferiores con cojinetes de bolas y los asientos están bajo carga del resorte. Las válvulas de bola pueden tener machos de tres o cuatro vías y en algunas instalaciones representan un ahorro considerable de accesorios, válvulas y espacio porque una sola de estas válvulas puede sustituir a dos o tres válvulas de flujo rectilíneo. Esta disposición también reduce los costos de mantenimiento (Greene, 1987, p.49).



Aspectos técnicos y normas aplicadas a válvulas

"La industria de manufactura de válvulas es antigua y se encuentra en muchos países, sin embargo, el perfeccionamiento de la mayor parte de la manufactura de válvulas usadas actualmente en la industria, tuvo lugar hace décadas y se han establecido a lo largo de su elaboración normas para asegurar la uniformidad entre diversos fabricantes" (Greene, 1987, p.10).

La calidad en este contexto, se basa en las normas de la industria; así, para especificar la calidad en las válvulas se acostumbra mencionar que deben cumplir con requisitos de materiales, diseño, manufactura, pruebas e inspección de una norma determinada, las normas de capacidades y construcción se presentan en las tablas C.1. - C.4.

El cumplimiento de la norma asegura una alta calidad en el uso, la construcción y seguridad establecida para la industria. Sin embargo, es posible obtener una calidad mayor que la que marca la norma haciendo uso de la investigación y el diseño para las válvulas de usos específicos.

ESPECIFICACIONES ASTM

Tabla C.1. NOM. ASTM. EXPEDIDAS POR: American Society for Testing and Materials. 1916 Race Street. Philadelphia, PA 19103.

E23 Pruebas de impacto de materiales metálicos con barra ranurada.

E165 Inspección con líquido penetrante.

ESPECIFICACIONES API

Tabla C.2. NOM. API. EXPEDIDAS POR: American Petroleum Institute. 1801 K Street N.W. Washington, DC, 200061.

598 Inspección y prueba de válvulas

600 Válvulas de compuerta, de acero

602 Válvulas de compuerta de acero al carbono, de diseño compacto para uso en refinerías.

603 Válvulas de compuerta resistente a la corrosión, pared delgada de 150 lb para uso en refinerías.

604 Válvulas de compuerta y macho con brida, de hierro nodular, para uso en refinerías.



NORMAS ANSI

Tabla C.3. NOM. ANSI. EXPEDIDAS POR: American National Standards Institute. 1430 Broadway. New York, N.Y. 10018.

B16.1	Bridas y accesorios con brida para tubo de hierro fundido (25,125, 250, y 200 lb).
B16.5	Bridas para tubo de acero, válvulas y accesorios con bridas (150, 300, 400, 600, 900, 1 500, y 2 500 lb).
B16.10	Dimensiones de cara a cara y de extremo a extremo de válvulas de material ferroso.
B16.11	Accesorios de acero forjado (soldadura de enchufe y roscados).
B21	Juntas no metálicas para bridas de tubo.
B31.3	Tubería para refinerías de petróleo.

NORMAS MSS

Tabla C.4. NOM. MSS. Expedidas por: Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fittings Industry. 1815 N Ft. Myer Drive. Arlington, VA 22209.

SP25	Sistema estándar de marcas para válvulas, accesorios, bridas y uniones.
SP42	Válvulas, bridas y accesorios con bridas fundidas, resistentes a la corrosión MSS 150 lb
SP53	Norma de calidad para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes de tuberías.
SP54	Norma de calidad radiográfica para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes para tuberías.
SP55	Norma de calidad para fundiciones de acero para válvulas, bridas, accesorios y otros componentes de tuberías.
SP61	Pruebas hidrostáticas de válvulas de acero
SP67	Válvulas de mariposa.
SP72	Válvulas de bola con extremos con brida o soldados a tope para servicio general.



Justificación del trabajo

Importancia de la selección de válvulas.

Conforme avanza la tecnología y aumenta la capacidad de las plantas, han aumentado el tamaño y el costo de las válvulas y cada vez es más importante el máximo cuidado en su selección. La selección incluye muchos factores y es preferible tener como referencia un sistema que facilite esta actividad.

"La selección de válvulas en las plantas de proceso es una actividad de mayor importancia dentro de la planeación de sistemas de redes de tuberías, una parte del costo total de la planta de producción dependerá de una buena selección y asegurará un funcionamiento continuo" (Greene, 1987, p.44).

En el siguiente extracto, el autor hace mención del porcentaje de inversión de éstas en una planta de proceso:

"Las válvulas constituyen del 20 al 30% del costo de la tubería de una planta, según sea el proceso; el costo de un tipo y tamaño dados de válvulas puede variar en 100% según sea su construcción. Por tanto, la selección de válvulas es de suma importancia en los aspectos económicos, así como en la operación de plantas de proceso" (Greene, 1987, p.3).

Las empresas de ingeniería seleccionan válvulas por medio del trabajo coordinado que realizan sus departamentos de procesos, proyectos y diseño. La selección que se realiza se hace con base en características que cumplen los diseños estándar, sin embargo existen casos en que los modelos especiales y de uso específico requieren de una mayor atención en su control de calidad:

En el caso de las válvulas que son de fabricación especial, se deben efectuar inspecciones en todas las etapas de diseño y fabricación de las válvulas. Las que se destinan a un servicio crítico, como altas presiones y temperaturas, etc., se deben inspeccionar. {...} un ingeniero que se enfrente a la selección de válvulas para un proceso exclusivo o una aplicación de la planta {...} Se encuentra que, al no haber personas experimentadas en su organización, está ante un dilema de utilizar válvulas totalmente nuevas o válvulas estándar (Greene, 1987, p.15).



Otro aspecto importante del proceso de selección de válvulas se refiere a la determinación de su tamaño, el cual tiene relación con la caída de presión a un volumen de flujo establecido:

Una válvula de cierre de menor tamaño significa que el sistema, o bien requerirá una bomba de mayor tamaño de lo necesario para tener el volumen requerido; o si ya se ha diseñado el sistema, no tendrá la capacidad de volumen requerida. Por otra parte, el empleo de una válvula de cierre de tamaño mayor que el necesario no produce más daño que el de un costo de capital más alto. Lo anterior no se aplica a las válvulas de control. Es esencial que estas válvulas no sean de tamaño mayor o menor al requerido. Las de tamaño menor producirán circulación insuficiente en el sistema. El tamaño mayor puede dar origen a una característica que no permite la apertura ni la facilidad de control deseadas o se puede dañar la válvula si se hace funcionar muy cerca de la posición cerrada. El diseñador del sistema debe ponderar el tamaño de la tubería y la velocidad contra el costo de energía de la caída de presión (Greene, 1987, p.42).

Métodos de construcción de válvulas

La industria de las válvulas es muy competente en cuanto a la fabricación de válvulas de modelos estándar, sin embargo, para las válvulas especiales, se debe colaborar con el fabricante para, primero, definir los usos y las capacidades requeridas, y después trabajar con el fabricante para encontrar soluciones.

Cuando se utilizan los materiales estándar para construcción (acero al carbono, acero inoxidable, latón, etc.) las fuerzas hidráulicas dentro de la válvula rara vez alteran el servicio; sin embargo, el material no estándar propuesto puede estar propenso a fallas por abrasión o vibración y es necesario investigar a fondo las fuerzas hidráulicas dentro de la válvula, ésta es una de las razones por las que a menudo los fabricantes son renuentes a utilizar materiales con los que tienen poca o ninguna experiencia (Greene, 1987, p.7).

Las ideas anteriores se tomarán como antecedentes para presentar la idea principal de justificación del presente trabajo, la cual se enuncia como sigue:

El uso de válvulas en una planta de procesos, como sistemas de control de flujo, requiere del cumplimiento de normas (tablas C.1–C.4) que garanticen la seguridad en su funcionamiento y óptimo desempeño.



Un óptimo desempeño de estos dispositivos se entiende como el trabajo de válvulas a través de diseños, que desarrollen procesos confiables y que disminuyan en la medida de lo posible la pérdida de energía requerida para su funcionamiento.

Para el desarrollo de diseños que puedan alcanzar capacidades de desempeño altos, se requiere de la caracterización de estos dispositivos, que proporcionen elementos relevantes para estudiar casos críticos de funcionamiento, como pueden ser la velocidad de flujo y la presión en zonas internas en diferentes puntos, que se presentan antes del cierre total de la válvula y a altas velocidades de flujo.

Por tanto, para un diseño óptimo se requiere conocer las 'características del flujo' y que se obtienen con base en un análisis dinámico del sistema como se explica a continuación:

La caracterización del flujo en la válvula tiene como objetivo principal indicar cómo varía la ganancia en la válvula para compensar los cambios en la ganancia del proceso cuando cambian las cargas. La ganancia de la válvula indica la sensibilidad de su salida (flujo) a los cambios en la entrada (recorrido del elemento) {...} Para establecer la característica del flujo con válvula instalada se necesita un análisis dinámico del sistema, de modo que la ganancia de la válvula la compense las variaciones en la ganancia del proceso. El método óptimo para seleccionar una característica es un análisis dinámico del sistema de control {...} si se tiene un buen análisis dinámico del sistema o si hay tiempo para hacerlo, se puede seleccionar la característica más adecuada para una función particular de control" (Greene, 1987, p.168).

De esta manera, se señala la importancia del análisis dinámico del sistema, el cual, cabe mencionar es cada vez más importante en el diseño de los procesos de producción en la industria y la precisión de resultados se traduce directamente como ahorro en los costos de producción.



Elaboración de modelos físicos para caracterización de válvulas.

La elaboración de modelos físicos, proporcionan mayor precisión en los datos obtenidos si éstos se realizan a una escala real, sin embargo un modelo físico requiere a menudo mayor inversión para la puesta en marcha de pruebas experimentales.

El costo se incrementa con la manufactura del prototipo que requiere la precisión de los instrumentos con que se realice la manufactura. Una vez obtenido un modelo físico, se requiere analizarlo con pruebas experimentales dentro de un sistema que tenga las condiciones cercanas a las que se enfrentará la válvula durante su vida útil de servicio, las pruebas requieren de un sistema de red de tuberías y un generador de flujo el cual aporte la presión necesaria para las condiciones de trabajo cercanas a las reales, tiempo requerido para mediciones experimentales, instrumentos de medición y escalamiento del sistema.

Por lo anterior, el presente trabajo de investigación se centra en la descripción y análisis de los resultados de la simulación del flujo a través del interior de cuatro tipos generales de válvulas encontrados en la industria.

Para la implementación confiable de este sistema de pruebas y para que pueda ser fiable como método de análisis, se requiere de validación con datos experimentales o verificación de sus predicciones con datos de correlaciones experimentales.

Objetivos de la tesis

Se determinarán numéricamente las pérdidas de carga del flujo en el interior de válvulas de bloqueo y estrangulación de modelos estándar, mediante un código de Dinámica de Fluidos Computacional (*CDF*), así mismo se verificarán las estimaciones mediante la comparación con datos de correlaciones establecidas.



Métodos de generación y análisis de los modelos

Diseño de piezas

El software empleado para el modelado de los cuerpos de las diferentes válvulas fue *Solid Edge*, el cual es un programa parametrizado de diseño asistido por computadora de piezas tridimensionales *CAD*, el cual permitió crear los modelos de las válvulas las cuales se sometieron a un flujo unidireccional simulado a través de su geometría interna. Las medidas y dimensiones de acuerdo a las cuales se elaboraron los diferentes modelos, fueron tomados a partir de geometrías estándar y relaciones de entrada y salida generales para cada tipo de válvula.

Simulación numérica

Las técnicas *CFD* son una herramienta dentro de la ingeniería asistida por computadora (*CAE*), utilizada universalmente en la industria. El *CFD* es parte indispensable en el proceso de diseño aerodinámico e hidrodinámico. La estandarización de códigos y la constante mejora ha permitido su utilización y la implementación de éstos, a todo tipo de procesos industriales.

"{...} estos códigos están basados en un conjunto de ecuaciones no lineales (ecuaciones que gobiernan el movimiento del flujo) complejas y acopladas entre sí, que se resuelven de forma iterativa mediante algoritmos muy específicos incluidos en el propio paquete (el solver)" (Fernández, 2012, p.11).

Para realizar la simulación numérica del presente trabajo se emplea el código de propósito general, denominado *Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series (PHOENICS)*, desarrollado por la compañía *CHAM (Concentration Heat and Momentum Ltd)*. Algunas de las características de este código son la capacidad de modelar dominios discretizados con celdas estructuradas, análisis de flujos estacionarios y no estacionarios, compresibles e incompresibles, laminares y turbulentos, reacciones químicas y flujos de una o dos fases.

Los resultados obtenidos del código *CFD* se representan gráficamente para todos los casos simulados y como mapas de distribuciones de variables escalares (contornos) para los casos más característicos, dentro del capítulo III.



Estructura de la tesis

La presente tesis se divide en 4 capítulos para su desarrollo.

Capítulo I

En este capítulo se presentan las ecuaciones instantáneas que gobiernan el movimiento del flujo. A continuación se deducen de las ecuaciones promediadas que se utilizarán para describir el movimiento del flujo en el interior. Estas ecuaciones son las de conservación de masa y cantidad de movimiento.

Capitulo II

Una explicación del método empleado por el Código de Dinámica de Fluidos Computacional, para la resolución de las ecuaciones que gobiernan el movimiento del fluido por el método por volúmenes finitos.

Capitulo III

En el capítulo III se presenta la configuración dada a los modelos virtuales experimentales, los detalles de los valores de las variables físicas asignadas a los diferentes modelos para el análisis dinámico. Finalmente, en la última parte, se presentan los resultados obtenidos por vía de la simulación numérica.

Capitulo IV

El capítulo IV corresponde a la presentación de las conclusiones basadas en los resultados obtenidos de la simulación numérica y su comparación con correlaciones experimentales.



CAPÍTULO I

Ecuaciones de transporte

1.1 Introducción

En el presente capítulo se muestra el desarrollo de las ecuaciones que ayudarán a describir las condiciones de flujo de nuestro sistema.

Los fundamentos de todos los métodos de cálculo del campo de flujo se basan en las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones constituyen el fundamento de toda la mecánica de fluidos. A ellas hay que añadir la ecuación de continuidad. Para fluidos incompresibles estas ecuaciones son suficientes para describir el fluido a simular para este caso particular.

El problema de calcular el flujo de un fluido viscoso ha sido atacado a través del cálculo, en los dos casos límite de trabajo. Por un lado, para el caso de una viscosidad muy grande, y por otro, de una viscosidad muy pequeña, ya que en dichos casos son posibles algunas simplificaciones matemáticas. Pero no es posible interpolar entre estos casos extremos ningún caso con viscosidad intermedia. Aun para estos casos donde la viscosidad es o muy grande o muy pequeña, la matemática es muy compleja.

La dificultad matemática de las ecuaciones de Navier-Stokes, es consecuencia, principalmente, de la falta de linealidad de estas ecuaciones.

Las ecuaciones que describen las condiciones del flujo del sistema a simular por lo tanto, son la de continuidad y cantidad de movimiento, y que en conjunto con la simulación numérica nos proporciona la información necesaria para este análisis. Estas ecuaciones se presentan a continuación, en coordenadas cartesianas por simplicidad.



1.2 Continuidad

A través de la aplicación del teorema de transporte de Reynolds, se tiene la siguiente expresión general para la conservación de masa que se aplica a un volumen de control:

Conservación de masa para VC:

$$0 = \int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.1)$$

Cuando existen entradas y salidas definidas adecuadamente, la ecuación 1.1 puede reescribirse como:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sal} \dot{m} \quad (1.2)$$

En palabras, la razón neta de cambio de masa dentro del volumen de control es igual a la razón a la que fluye la masa hacia el volumen de control menos la razón a la que fluye la masa afuera del volumen de control.

Para deducir la forma diferencial de la conservación de la masa de manera rápida y directa, aplicamos el teorema de la divergencia también llamado teorema de Gauss. Este teorema permite transformar una integral de volumen de la divergencia de un vector en una integral de área sobre la superficie que define el volumen. Para cualquier vector \vec{G} , la divergencia de \vec{G} se define como $\vec{\nabla} \cdot \vec{G}$ y el teorema de divergencia se puede escribir como:

Teorema de divergencia:

$$\int_{Vol} \vec{\nabla} \cdot \vec{G} dV = \oint_A \vec{G} \cdot \vec{n} dA \quad (1.3)$$

La ecuación 1.3 se aplica a cualquier volumen de control, vamos a elegir el volumen de control de la ecuación 1.1. Hacemos que $\vec{G} = \rho \vec{V}$, al sustituir la ecuación 1.3 en la ecuación 1.1 se convierte la integral de superficie en una integral de volumen:

$$0 = \int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) dV \quad (1.4)$$



Combinamos las dos integrales de volumen:

$$\int_{VC} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \right] dV = 0 \quad (1.5)$$

Afirmamos que la ecuación 1.5 se mantiene para cualquier volumen de control sin importar su tamaño o forma. Esto es posible si el integrando es cero. De esta manera se obtiene una ecuación diferencial general para la conservación de la masa, también conocida como ecuación de continuidad:

Ecuación de la continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1.6)$$

Donde ρ es la densidad instantánea del fluido y \vec{V} es la velocidad instantánea del fluido. La misma ecuación en notación índice se escribe como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1.6a)$$

Ambas ecuaciones representan la ecuación de la continuidad para flujo compresible.

1.3 Conservación de la cantidad de movimiento

Con la aplicación del teorema de transporte de Reynolds, se tiene la expresión general para conservar la cantidad de movimiento lineal como se aplica a un volumen de control:

$$\sum \vec{F} = \int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_{SC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (1.7)$$

Donde σ_{ij} es el tensor de esfuerzo. La ecuación 1.7 se aplica a volúmenes de control fijos y en movimiento, siempre que \vec{V} sea la velocidad absoluta (vista desde un observador fijo).

Para generar una ecuación diferencial para la conservación de cantidad de movimiento lineal, imaginamos que el volumen de control se encoge a tamaño infinitesimal. En el límite, todo el volumen de control se encoge a un punto en el flujo.



Se va a proceder de la misma manera como se dedujo la forma diferencial de la ecuación de continuidad, aplicando el teorema de divergencia de la *ecuación 1.3*. Una forma más general del teorema de divergencia se aplica no sólo a vectores, sino también a otras cantidades, como los tensores:

Teorema de divergencia extendido:

$$\int_{Vol} \vec{\nabla} \cdot G_{ij} dV = \oint_A G_{ij} \cdot \vec{n} dA \quad (1.8)$$

Específicamente, si en el teorema de divergencia extendido en la *ecuación 1.8*, G_{ij} se sustituye con la cantidad $(\rho \vec{V}) \vec{V}$, un tensor de segundo orden, el último término en la *ecuación 1.7* se convierte en:

$$\int_{SC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) dV \quad (1.9)$$

Donde $\vec{V} \vec{V}$ es un producto vectorial llamado producto exterior del vector de velocidad consigo mismo. De manera similar, si en la *ecuación 1.8* se sustituye con el tensor de esfuerzo σ_{ij} , el segundo término en el lado izquierdo de la *ecuación 1.7* se convierte en:

$$\int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} dV \quad (1.10)$$

Por lo tanto las dos integrales de superficie de la *ecuación 1.7* se convierten en integrales de volumen, cuando se aplican las *ecuaciones 1.9* y *1.10*. Se combinan y reordenan términos y la *ecuación 1.7* se reescribe como:

$$\int_{VC} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0 \quad (1.11)$$

Para finalizar, afirmamos que la *ecuación 1.11* es válida para cualquier volumen de control sin importar su tamaño o forma. Esto es posible sólo si el integrando es idénticamente cero. En consecuencia, se tiene una ecuación diferencial general para la conservación de cantidad de movimiento lineal, conocida como *ecuación de Cauchy*:

Ecuación de Cauchy:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.12)$$



Donde σ_{ij} representa al tensor de esfuerzos en términos de las incógnitas primarias, presión, densidad y velocidad. A su vez σ_{ij} se define como:

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (1.12a)$$

En el cual, el término τ_{ij} representa al tensor de esfuerzos viscosos o tensor de esfuerzos para flujo laminar. Para un fluido Newtoniano, el tensor viene dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (1.12b)$$

Donde δ_{ij} es la delta de Kronecker y μ es la viscosidad dinámica del fluido.

Aplicando el gradiente a los dos términos del tensor de esfuerzos, sustituyendo éste y a su vez el tensor de esfuerzos viscosos, en la ecuación de Cauchy y haciendo uso de notación índice tenemos que:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \rho g_i \quad (1.12c)$$

Esta ecuación representa la ecuación de Navier-Stokes para flujo compresible en notación índice.

A continuación se realiza el desarrollo para la obtención de la ecuación de Navier-Stokes a partir de la ecuación de Cauchy, simplificando ésta para llegar a su forma alternativa, desarrollando la forma del tensor de esfuerzos y el tensor de esfuerzos viscosos, y por ultimo obteniendo la forma de la ecuación de conservación del movimiento para el caso particular para flujo incompresible y viscosidad constante.

Cuando se aplica la regla de la derivada del producto al primer término del lado izquierdo de la ecuación 1.12 se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) = \rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1.13)$$

El segundo término de la ecuación 1.12 se puede escribir como:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \vec{\nabla} \vec{V} \cdot (\rho \vec{V}) + \rho (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \quad (1.14)$$



Por lo tanto, se eliminó el tensor de segundo orden representado por $\vec{V}\vec{V}$. Después de cierto reordenamiento, la sustitución de las ecuaciones 1.13 y 1.14 en la ecuación 1.12 produce:

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \right] + \rho (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.15)$$

Pero la expresión en corchetes en esta ecuación es idénticamente cero por la ecuación de continuidad, ecuación 1.6. Cuando se combinan los dos términos restantes en el lado izquierdo, se escribe:

Forma alternativa de la ecuación de Cauchy:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \vec{V} \right] = \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (1.16)$$

En coordenadas cartesianas, las tres componentes de la ecuación de Cauchy son:

$$\text{Componente } x: \rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} \quad (1.16a)$$

$$\text{Componente } y: \rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} \quad (1.16b)$$

$$\text{Componente } z: \rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (1.16c)$$

Para obtener las ecuaciones de Navier-Stokes, debemos expresar el tensor de esfuerzos σ_{ij} en términos de las incógnitas primarias, es decir, densidad, presión y velocidad.

Esto se puede realizar mediante las ecuaciones constitutivas que nos permiten escribir las componentes del tensor de esfuerzo en términos del campo de velocidad y del campo de presión. La primera acción que se hace es separar los esfuerzos de presión y los esfuerzos viscosos. Cuando un fluido se mueve, la presión actúa hacia dentro normal, pero también pueden existir esfuerzos viscosos. La ecuación 1.17 se generaliza para fluidos en movimiento como:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (1.17)$$

Donde se introduce un nuevo tensor, τ_{ij} llamado tensor de esfuerzo viscoso.



Este estudio se concentra para fluidos newtonianos, que se definen como *los fluidos para los que el esfuerzo de corte es linealmente proporcional a la razón de deformación por corte*. Donde por definición el tensor de esfuerzo es linealmente proporcional al tensor de razón de deformación. Se supone un flujo incompresible ($\rho = \text{constante}$). Además, también se supone flujo isotérmico: los cambios locales de temperatura son pequeños o inexistentes.

Una consecuencia ulterior de la última suposición es que las propiedades de fluido (viscosidad dinámica μ y la viscosidad cinemática ν) también son constantes. Con dichas suposiciones se puede demostrar que el tensor de esfuerzo viscoso se reduce a:

Tensor de esfuerzo viscoso para un fluido newtoniano incompresible con propiedades constantes:

$$\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (1.18)$$

Donde ε_{ij} es el tensor de razón de deformación. La ecuación 1.19 muestra que el esfuerzo es linealmente proporcional a la deformación. En coordenadas cartesianas, se mencionan las nueve componentes del tensor de esfuerzo viscoso, seis de las cuales son independientes debido a simetría:

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (1.19)$$

En coordenadas cartesianas, el tensor de esfuerzo de la ecuación 1.17 se convierte por lo tanto en:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (1.20)$$

Ahora se sustituye la ecuación 1.20 en las tres componentes cartesianas de la ecuación de Cauchy. Consideramos primero la componente x. La ecuación 1.16^a se convierte en:



$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + 2\mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (1.21)$$

Podemos observar que, en tanto que las componentes de velocidad sean funciones suaves de x , y y z , el orden de diferenciación es irrelevante. Después de cierto reordenamiento de los términos viscosos en la ecuación 1.21:

$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (1.21a)$$

$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (1.21b)$$

El término entre paréntesis es cero debido a la ecuación de continuidad para flujo incompresible. También se reconocen los últimos tres términos como el laplaciano de la componente de velocidad u en coordenadas cartesianas. Por lo tanto, la componente x de la ecuación de cantidad de movimiento se escribe como:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 u \quad (1.22a)$$

De manera similar se escriben las componentes y y z de la ecuación de cantidad de movimiento como:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \nabla^2 v \quad (1.22b)$$

Y

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \nabla^2 w \quad (1.22c)$$

Respectivamente. Para finalizar, combinamos las tres componentes en una ecuación vectorial; el resultado es la ecuación de Navier-Stokes para flujo incompresible con viscosidad constante.

Ecuación de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (1.23)$$

Aunque las componentes de la ecuación 1.23 se dedujeron en coordenadas cartesianas, la forma vectorial de la ecuación 1.23 es válida en cualquier sistema coordenado ortogonal.



1.4 Promediado de las ecuaciones

El campo de flujo en un sistema como el que ocurre dentro de una válvula de bloqueo, es turbulento y engloba muchas escalas espaciales y temporales. En principio, manejando las ecuaciones que gobiernan el fluido se debería ser capaz de describir cualquier movimiento de un fluido. Sin embargo, dado el carácter aleatorio e irregular del movimiento turbulento es imposible obtener soluciones exactas por medio de métodos computacionales debido al gran número de parámetros. Para la simulación de modelos turbulentos la dinámica de fluidos computacional emplea métodos para trabajar con las ecuaciones que gobiernan el fluido.

Las alternativas existentes para la simulación de flujos turbulentos son: Simulación Numérica Directa (Direct Numerical Simulation, DNS), Simulación de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation, LES), y promediado temporal de las ecuaciones (Reynolds o Favre Averaged Navier-Stokes Equations, RANS).

Debido a que las exigencias computacionales de la DNS la hacen inviable excepto para números de Reynolds relativamente bajos y configuraciones sencillas, y aunque la alternativa LES, es menos exigente computacionalmente, requiere también medios de computación considerables, por ser siempre un cálculo tridimensional, la alternativa de simulación utilizada en esta tesis será el promediado de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS).

Los modelos RANS se basan en el promedio de las ecuaciones del fluido, para lo cual todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente fluctuacional [17]. Después de promediarlas se obtienen términos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones para cerrar el sistema.

Se presentan dos variantes principales del promedio de las ecuaciones del fluido, uno es el promedio de Reynolds, el cual toma a la densidad como constante, y otro es el promedio de Favre, que es ponderado con la densidad [1] y [6].

Reynolds, a principios del siglo XX, y más tarde Von Karman y Hinze estudiaron qué tipos de ecuaciones eran las adecuadas para describir, al menos, el flujo turbulento en las escalas grandes. Reynolds fue el primero en asumir un promedio temporal con objeto de reducir el problema. Hinze basó su estudio en la distribución del flujo medio (componentes macroscópicas del flujo) y de las fluctuaciones (componentes pulsantes). Sin embargo es imposible desacoplar estas dos componentes del flujo.



Considerando un promedio temporal y descomponiendo las variables de flujo, como son los componentes del vector de velocidad \vec{v} en un valor medio y una fluctuación, se tiene:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (1.24)$$

En donde:

$$\overline{\varphi'} = 0; \quad \bar{\varphi} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \int_t^{t+n} \varphi dt \quad (1.25)$$

Y φ es cualquiera de las variables de flujo que aparecen en las ecuaciones de continuidad (1.6a) y cantidad de movimiento (1.12c).

El promedio temporal es aplicable estrictamente a turbulencia estadísticamente estacionaria. El límite $n \rightarrow \infty$ debe ser interpretado con relación al periodo característico de fluctuación de la turbulencia.

El promedio de Favre, o promedio ponderado con la densidad, también es utilizado por varios autores. Con este promedio, la velocidad media \bar{v}_i se define mediante:

$$\bar{v}_i = \frac{\overline{\rho v_i}}{\bar{\rho}} \quad (1.26)$$

En donde:

$$\bar{\rho} = \rho - \rho'; \quad \overline{\rho'} = 0 \quad (1.27)$$

Sólo las componentes de la velocidad y las variables térmicas se promedian de esta forma. Las propiedades del fluido como la densidad y la presión se tratan como antes.

La principal ventaja de utilizar el promedio de Favre es la obtención de ecuaciones más simples. Sin embargo, el modelado de las correlaciones que aparecen en las ecuaciones de conservación promediadas de esta forma es similar al que aparece al promediar temporalmente, las ecuaciones están basadas en flujos incompresibles estadísticamente estacionarios.

Si se aplica el promedio de Reynolds a las ecuaciones instantáneas de continuidad (1.6a) y cantidad de movimiento (1.12c) respectivamente, se obtienen las siguientes ecuaciones en notación índice:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1.28)$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) + \rho g_i \quad (1.29)$$

En flujos turbulentos, el término de difusión laminar (τ_{ij}) de la ecuación (1.29) es generalmente despreciable frente al término de difusión turbulenta ($\overline{\rho u'_i u'_j}$). Por lo tanto, la ecuación (1.29) se puede escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) + \rho g_i \quad (1.29a)$$

Como se mencionó en el apartado anterior de este mismo capítulo y dado que el fluido de trabajo es agua, las ecuaciones se idealizan para fluido incompresible:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) + \rho g_i \quad (1.31)$$

Donde las ecuaciones de conservación del momento de valores medios de las componentes del movimiento turbulento, son las mismas ecuaciones de un movimiento para flujo laminar, a las que además de las fuerzas de rozamiento de la corriente laminar (dadas por τ_{ij}), actúan otras tensiones suplementarias, dadas por el tensor $\overline{\rho u'_i u'_j}$. Estas tensiones se denominan tensiones aparentes de la corriente turbulenta o tensiones de Reynolds. Siguiendo este razonamiento puede hablarse de una viscosidad aparente que excede en varios órdenes de magnitud a la viscosidad del fluido.

Debe entenderse, sin embargo, que esta viscosidad turbulenta no es una propiedad del fluido, pues depende del movimiento del fluido.

Las ecuaciones 1.30 y 1.31 se denominan ecuaciones de Reynolds y contienen correlaciones dobles que son desconocidas. Son los términos de la forma $\overline{\rho u'_i u'_j}$, que también se denominan tensiones de Reynolds. Con objeto de poder obtener el campo de velocidades medias se han hecho varias hipótesis acerca del comportamiento de estas correlaciones, que dan lugar a varios *modelos de turbulencia*, y que se tratan en el apéndice A.

Otra dificultad para el cierre del sistema de ecuaciones se deriva de la elección de ecuaciones para representar el tensor de tensiones τ_{ij} que representa las tensiones



turbulentas de Reynolds. Para ello se emplea la propuesta de Boussinesq [2] según la cual:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (1.32)$$

Donde μ_t es el coeficiente de viscosidad dinámica considerando la densidad promediada.

Existen en la actualidad diferentes métodos o modelos de solución para el RANS encaminados a calcular este coeficiente de viscosidad. Se presenta a continuación el grupo de modelos de dos ecuaciones, dado que uno de ellos (modelo $k - \mathcal{E}$) es el empleado para el cálculo de este coeficiente de viscosidad para la simulación numérica en las válvulas de bloqueo.

Modelos de dos ecuaciones

Los modelos de dos ecuaciones son los más empleados dentro de los modelos RANS. Existen diferentes modelos dentro de este apartado, siendo los más conocidos el modelo $k-\epsilon$ y $k-\omega$.

El modelo $k - \mathcal{E}$ [11] y [29] incorpora dos ecuaciones de balance en derivadas parciales en las que interrelacionan la energía cinética del fluido turbulento k y su velocidad de disipación \mathcal{E} al sistema de ecuaciones del fluido. Mediante estas dos ecuaciones se calculan los valores de estas variables para posteriormente calcular μ_t .

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\mathcal{E}} \quad (1.33)$$

El modelo $k - \omega$ [27], [28] y [13] también emplea dos ecuaciones que interactúan para el posterior cálculo de μ_t , en este caso de la energía cinética del fluido turbulento κ y de la disipación específica ω . Esta última variable determina la escala de la turbulencia, mientras que κ determina la energía de la turbulencia.

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{\kappa}{\omega} \quad (1.34)$$



1.5 Coeficiente de perdida K

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica del flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional.

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como:

- Rozamiento en las paredes de la tubería, que es función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, del diámetro interior de la tubería y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido.
- Cambios de dirección de flujo.
- Obstrucciones en el paso del flujo
- Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del fluido.

La velocidad en una tubería se obtiene mediante la presión o altura estática y el descenso o disminución de esta altura estática ocasiona una pérdida de presión, una forma de describir la energía cinética que se transfiere debida a la velocidad del flujo es:

$$h = \frac{v^2}{2g} \tag{1.35}$$

Que se define como: carga de velocidad. El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería se relaciona también con una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la carga de velocidad. Un método conveniente de expresar las pérdidas menores del flujo es por medio de un coeficiente K que generalmente se determina experimentalmente. El coeficiente de resistencia K en la ecuación:

$$h = K \frac{v^2}{2g} \tag{1.36}$$



Se define como la pérdida de carga de velocidad para una válvula o accesorio. Está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En la mayor parte de las válvulas o accesorios las pérdidas por fricción a lo largo de la longitud real de flujo, son mínimas. Por ello, el coeficiente de resistencia K se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (válvula o accesorio) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la del régimen laminar.

La misma pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h = \left(f \frac{L_{eq}}{D} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1.37)$$

Dónde:

$$L_{eq} = \frac{KD}{f} \quad (1.38)$$

Por lo tanto:

$$K = \left(f \frac{L_{eq}}{D} \right) \quad (1.39)$$

La relación L_{eq}/D es la longitud equivalente (L_{eq}) por el diámetro de la tubería recta (D), que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo. Ya que el coeficiente de resistencia K es constante para cualquier condición de flujo, el valor de L_{eq}/D para cualquier válvula o accesorio dados, debe variar de modo inverso al cambio del factor de fricción para las condiciones diferentes de flujo.

El coeficiente de resistencia K , en teoría es una constante para todas las medidas de un cierto diseño o línea de válvulas y accesorios, si todas las medidas fueran geoméricamente similares. Sin embargo, la similitud geométrica es difícil que ocurra; si lo fuera es porque el diseño de válvulas y accesorios se rige por costos de fabricación, normas, resistencia estructural y otras consideraciones.



CAPÍTULO II

Método de solución

2.1 Introducción

El desarrollo de la dinámica de fluidos computacional, así como el rápido avance de los medios computacionales, han producido que se desarrollen alternativas para dar solución a las ecuaciones presentadas en el capítulo anterior, las cuales gobiernan el movimiento del flujo.

Una de estas alternativas es el método de los volúmenes finitos, este es sencillo y numéricamente eficiente, además se ha convertido en una de las técnicas más utilizadas en las simulaciones en tres dimensiones.

2.2 Método de volúmenes finitos

Las ecuaciones promedio de continuidad, cantidad de movimiento y del modelo de turbulencia introducidas en el capítulo anterior, se pueden representar mediante una ecuación general, donde la variable dependiente está representada por $\bar{\varphi}$:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{\varphi})}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\bar{u}_i\bar{\varphi}) - \nabla \cdot (\Gamma_\varphi \nabla \varphi) = \bar{S}_\varphi \quad (2.1)$$

Donde Γ_φ es el coeficiente de difusión y \bar{S}_φ es el término fuente. Los términos del lado izquierdo de la ecuación (2.1) son el término transitorio, convectivo y difusivo, respectivamente. Los términos Γ_φ y \bar{S}_φ están especificados para cada variable $\bar{\varphi}$.

(En el caso de la ecuación de continuidad $\bar{\varphi} = 1$.)

Esta ecuación general (2.1), se puede discretizar con el método de volúmenes finitos. Con este método, el dominio se divide en pequeños volúmenes de control (figura 2.1), asociando a cada uno de ellos un punto nodal.



De manera similar, se discretiza el tiempo en intervalos temporales. La ecuación diferencial resultante, se integra en cada volumen de control y en cada intervalo temporal, y el resultado es una ecuación discretizada que relaciona los valores de $\bar{\varphi}$ para un determinado grupo de puntos nodales. Esta ecuación algebraica expresa el principio de conservación de $\bar{\varphi}$ en el volumen finito, de la misma manera que la ecuación diferencial lo expresa para un volumen infinitesimal. La ecuación algebraica para un nodo 'P' puede expresarse en forma general como:

$$\alpha_P \bar{\varphi}_P = \sum_{i,I=E,W,N,S,H,L} \alpha_i \bar{\varphi}_I + \alpha_T \bar{\varphi}_T + B \quad (2.2)$$

Donde α_p se define como los coeficientes convectivos difusivos, el subíndice i e I representa las celdas vecinas, P la celda bajo análisis, T el valor correspondiente en el intervalo temporal anterior de la celda P, y B el término fuente. La deducción detallada de la ecuación (2.2) puede consultarse en numerosos textos de dinámica de fluidos computacional, por ejemplo, Patankar [16], Ferziger & Peric [8].

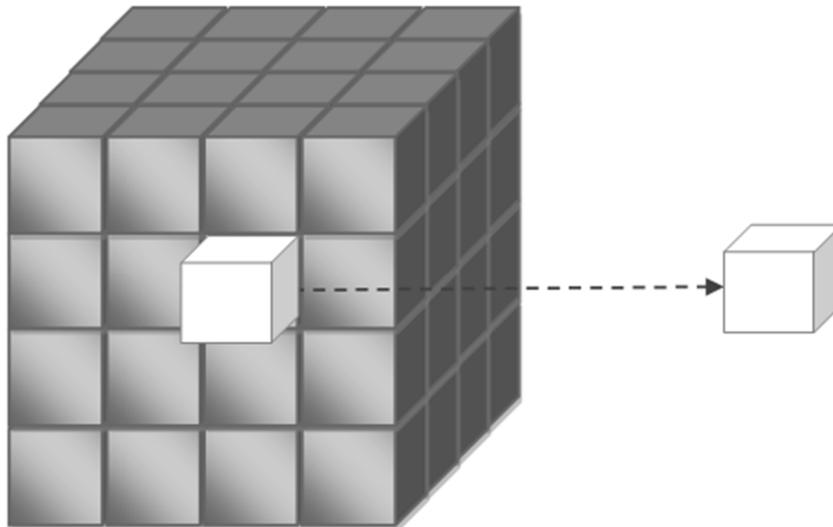


Figura 2. 1. Representación del sistema discretizado en volúmenes finitos.

En el caso de una malla cartesiana, decajada y uniforme (celdas igualmente espaciadas), se puede emplear por sencillez un volumen de control bidimensional, como el que se muestra en la figura 2.2, (el espesor de la celda en dirección Z puede considerarse la unidad).



En una malla escalonada, las variaciones se encuentran definidas en el centro de la celda, mientras que las componentes de velocidad correspondientes a la celda, se encuentran desplazadas en cada dirección a las caras de la celda.

En la figura 2.2, se muestra la notación de la celda y de sus vecinas. Dada una celda P, sus vecinas se nombrarán según las iniciales de los puntos cardinales (en inglés) en las direcciones "X" e "Y" y como "Low" y "High" en la dirección Z. Las caras de la celda se nombran con la misma nomenclatura, pero con letras minúsculas.

A su vez, el tiempo también se discretiza. Las celdas en la dirección temporal se llaman intervalos temporales. La celda P en el paso temporal se nombra como T.

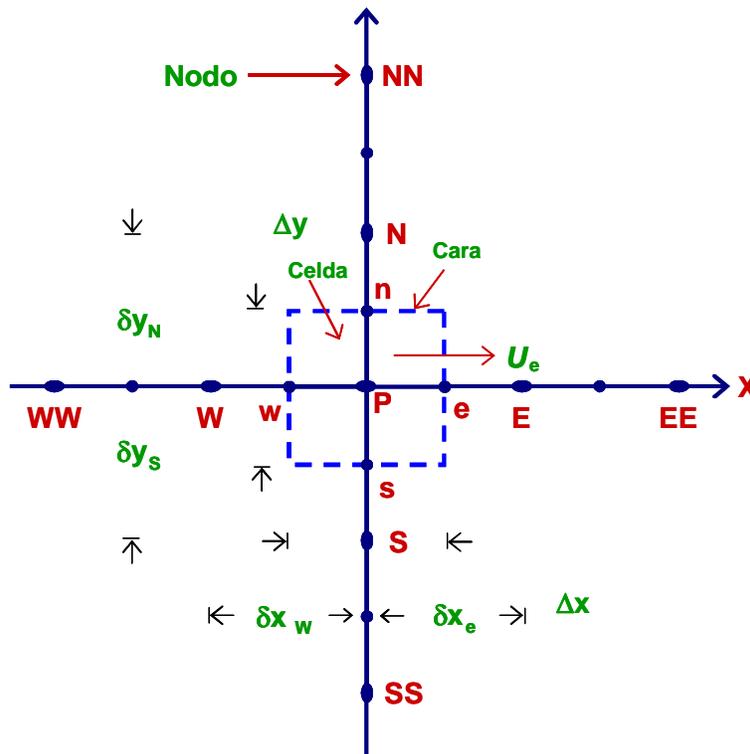


Figura 2.2. Diagrama esquemático de un volumen de control bidimensional.

A continuación, se presentan los términos de la ecuación discretizada (2.2).

Definiendo tres expresiones mediante los símbolos F , D , y Pe como:

$$F = \bar{\rho} \bar{u}_i, \quad D = \frac{\Gamma}{\delta_i}, \quad Pe = \frac{F}{D} \quad (2.3)$$



Donde u_i es la velocidad en la cara i , δ_i es la distancia entre los nodos que incluyen la cara i y Pe es de número de Peclet, que es una relación entre la convección y la difusión, u es la velocidad en la cara i y x_i .

Las expresiones para F y D representan el efecto de los términos convectivo y difusivo, de la ecuación de transporte (2.1), respectivamente.

Los coeficientes a_i de la ecuación (2.2) son:

$$a_i = D_i f(|Pe|_i) + \max(-F_i, 0) \quad (2.4)$$

Los valores F y D en la cara de la celda de la ecuación (2.4) son:

$$F_i = (\overline{\rho u})_i \Delta_i, \quad D_i = \frac{\Gamma_i \Delta_i}{\delta_i}, \quad i = n, s, e, w \quad (2.5)$$

Donde Δ_i es la longitud de la cara i . Para determinar F_i se necesita conocer $\overline{\rho}$ y \overline{u}_i en la cara de la celda. El cálculo del término convectivo de la ecuación de transporte (2.1) requiere también el conocimiento de la variable escalar $\overline{\varphi}$ en la cara de la celda. La velocidad \overline{u}_i está calculada en la cara de la malla escalonada; pero $\overline{\rho}$ y $\overline{\varphi}$ están calculados en el nodo y necesitan ser interpolados a la cara para calcular los coeficientes a_i de la ecuación discretizada (2.2).

La obtención de estas variables en la cara de la celda es importante para la precisión y convergencia de la solución. El cálculo de $\overline{\rho}$ y $\overline{\varphi}_i$ da lugar a los llamados esquemas de discretización. La función $f(|Pe|)$ de la ecuación (2.4) depende del esquema de interpolación; por ejemplo, en el esquema de diferencias desplazadas $f(|Pe|) = 1$. Para el sistema híbrido [16]:

$$f(|Pe|) = \max(0.1 - 0.5|Pe|) \quad (2.6)$$

En el apéndice B se presentan estos esquemas de discretización lineales con más detalle, pues son los que se utilizarán en este trabajo de tesis en la discretización del término convectivo de las ecuaciones de cantidad movimiento y modelo de turbulencia.

El coeficiente para el término transitorio es:

$$a_T = \frac{\overline{\rho}_T \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (2.7)$$



Para el cálculo del término D_i de la ecuación (2.5) se necesita obtener el coeficiente de difusión Γ en la cara de la celda. El coeficiente Γ no es necesariamente una constante, probablemente puede ser función de valores variables que se conocen en los nodos (por ejemplo la temperatura) y por tanto es necesario interpolarlo en la cara. Esta interpolación puede ser aritmética o armónica. Como ejemplo, para la cara e, estas interpolaciones son:

$$\Gamma_e = \frac{\Delta x(\Gamma_P + \Gamma_E)}{2\delta x_e}, \quad \Gamma_e = \frac{2\delta x_e}{\Delta x \left(\frac{1}{\Gamma_P} + \frac{1}{\Gamma_E} \right)} \quad (2.8)$$

El término fuente de la ecuación general (2.1) \bar{S}_φ , se linealiza como:

$$\bar{S}_\varphi = \bar{S}_{\varphi,c} + \bar{S}_{\varphi,u} \quad (2.9)$$

Donde el término $\bar{S}_{\varphi,u}$ se elige de acuerdo a la relación existente entre \bar{S}_φ y $\bar{\varphi}$, en caso de depender el primero del segundo. El objetivo de la linealización del término fuente es mejorar la convergencia de la solución.

Con esta suposición, los términos B y a_p de la ecuación (2.2) son:

$$B = \bar{S}_{\varphi,c} \Delta x \Delta y + a_T \bar{\varphi}_T \quad (2.10)$$

$$a_p = a_e + a_w + a_n + a_s + a_T - \bar{S}_{\varphi,u} \Delta x \Delta y \quad (2.11)$$

La ecuación (2.2) se aplica en cada celda del dominio, para cada $\bar{\varphi}$ y para cada paso temporal Δt , por lo que se tiene un sistema de ecuaciones lineales (los coeficientes a pueden depender, directa o indirectamente de $\bar{\varphi}$, por lo que el sistema es realmente pseudo-lineal).

Para resolver este sistema de ecuaciones se puede utilizar cualquier método de resolución de ecuaciones lineales.

En el cálculo de las velocidades a partir de las ecuaciones de cantidad de movimiento, se tiene el inconveniente de que la presión, cuyo gradiente aparece como término fuente en las ecuaciones de cantidad de movimiento, no tiene una ecuación propia para calcularla. Una solución ampliamente utilizada, es transformar la ecuación de continuidad en una ecuación para la presión.



Entre los algoritmos iterativos que se basan en este procedimiento, están los de la familia SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure- Linked Equations), ([15], [16] y [21]). El algoritmo utilizado en este trabajo de tesis para resolver el problema de acoplamiento velocidad-presión pertenece a esta familia.

El proceso de solución de este sistema de ecuaciones es iterativo y durante éste, las ecuaciones del sistema, en general, no se cumplen; el balance entre la parte izquierda y derecha de la ecuación se denomina residuo. La convergencia del proceso iterativo se da cuando los residuos disminuyen.

Para procurar acelerar esta convergencia, se utiliza un método de relajación de algunas de las variables dependientes y propiedades. Se emplean dos tipos de relajación: la inercial y la lineal. La relajación inercial se emplea para las velocidades y los parámetros de turbulencia, y aumenta la diagonal de la matriz de coeficientes el agregar a la ecuación de cualquier variable $\bar{\varphi}$, el término fuente:

$$\bar{S}_{\varphi,r} = \frac{\bar{\rho}V_P}{\Delta t_f} (\bar{\varphi}_P^{(n-1)} - \bar{\varphi}_P^{(n)}) \quad (2.12)$$

Donde V_P es el volumen de la celda P, Δt_f es el intervalo de tiempo falso y el superíndice n se refiere al número de iteración.

Para la presión y la densidad se emplea la relajación lineal dada por:

$$\bar{\varphi}_P^{(n)} = \alpha \bar{\varphi}_P^{sol} + (1 - \alpha) \bar{\varphi}_P^{(n-1)} \quad (2.13)$$

donde α es el factor de relajación, el superíndice "sol" se refiere al valor de la propiedad proporcionado por el "solver" en la iteración actual. El factor de relajación α , normalmente toma valores entre 0 y 1.

El criterio de convergencia utilizado para detener el proceso iterativo para un paso temporal dado y pasar al siguiente es tal que, para cada variable, la suma de los valores absolutos de los residuos en todo el dominio sea menor que un determinado porcentaje de un valor de referencia.

En este trabajo, se usa el código de Dinámica de Fluidos Computacional, PHOENICS [12], para resolver las ecuaciones que describen la aerodinámica del flujo, recordando que son, la de continuidad, de cantidad de movimiento y de turbulencia.



CAPITULO III

Predicción numérica de flujo en el interior de una válvula

3.1 Introducción

En este capítulo se presentan los resultados del sistema empleado para la simulación numérica. Dicho sistema consiste en un flujo de agua a través del interior de cuatro tipos diferentes de válvulas de bloqueo y/o estrangulación. La cantidad de flujo a la entrada del sistema es la misma cantidad de flujo a la salida, con una caída de presión característica de acuerdo a cada tipo de válvula, provocada por la estrangulación del flujo.

Las ecuaciones que permiten describir las condiciones medias del flujo en el sistema son la ecuación de continuidad (*ecuación 1.6*), y cantidad de movimiento (*ecuación 1.23*), basadas en la aproximación de ecuaciones promediadas, las cuales fueron presentadas con anterioridad (capítulo II), y resueltas mediante el método de volúmenes finitos (capítulo III).

Para determinar el comportamiento del flujo dentro del cuerpo de válvulas de bloqueo, se realiza un análisis para cada tipo de válvula, primero registrando los datos obtenidos para un caso inicial, que consta de un sistema con apertura total y después haciendo registros para casos con cierre parcial. Una vez registradas las características del caso inicial, se repite el análisis, variando la posición de la compuerta de estrangulación gradualmente hasta un porcentaje de apertura cercano al cierre total del sistema.

Con la caída de presión obtenida a diferentes grados de estrangulación, se realiza la comparación de las pérdidas obtenidas de los sistemas simulados contra las pérdidas de carga de correlaciones establecidas, los valores de estas correlaciones que se toman como datos de referencia experimentales [14] se anexan en forma gráfica al final del Capítulo IV en el Apéndice B, para la válvula de tipo globo figura AP-B.1 y AP-B.2; para la válvula de tipo compuerta figura AP-B.3; para la válvula de tipo esfera (bola) figura AP-B.4 y para la válvula de tipo mariposa figura AP-B.5 y corresponden a los valores de referencia en condiciones experimentales para los tipos de válvulas que fueron empleados en la realización de la simulación numérica del presente trabajo de tesis.



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



3.2 Configuración del sistema simulado

El sistema para análisis consta de un cuerpo de válvula de estrangulación o de bloqueo y dos secciones de tubería ubicados a la entrada y a la salida, por donde circula un flujo constante de agua. En el interior del cuerpo, la válvula presenta una sección diseñada para la estrangulación y obstrucción del flujo, provocada por un vástago móvil, la forma en el diseño de los diferentes mecanismos de cierre del vástago, provoca diferentes valores en la pérdida de presión. El caudal de agua fluye dentro del sistema hasta llegar a la zona de estrangulación, en la parte central del cuerpo de la válvula. Una vez que atraviesa esta zona, el flujo termina el recorrido saliendo por el extremo posterior, a través de la sección de tubería de salida, la cual tiene las mismas dimensiones que la sección de la entrada.

Los sistemas sometidos a análisis son diseños de válvulas tridimensionales modelados a partir de geometrías generales de cuatro tipos diferentes catalogados como: de tipo globo (*figura 3.1*), de tipo compuerta (*figura 3.2*), de tipo esfera (*figura 3.3*) y de tipo mariposa (*figura 3.4*).

Cada diseño tiene características diferentes, como son el tamaño del diámetro interior, la longitud del cuerpo de la válvula y el diseño interno del mecanismo de estrangulación en el cuerpo de la válvula, algunas de las dimensiones más significativas son el diámetro interior, la longitud del sistema y el diámetro de la compuerta, las cuales son mostradas para la válvula de tipo globo (*tabla 3.1*), válvula de tipo compuerta (*tabla 3.2*), válvula de tipo esfera (*tabla 3.3*), y dimensiones para la válvula de tipo mariposa (*tabla 3.4*).

3.3 Modelos tridimensionales de válvulas

Los modelos de los diferentes sistemas de estudio, correspondientes a los cuatro tipos de válvulas, que se muestra en este sub-capítulo, fueron extraídos del ambiente de diseño CAD (Computer Aided Design) modelados a partir de geometrías generales. Se presentan también las dimensiones más significativas de cada uno de los sistemas que conforman la válvula y dos secciones de tuberías.

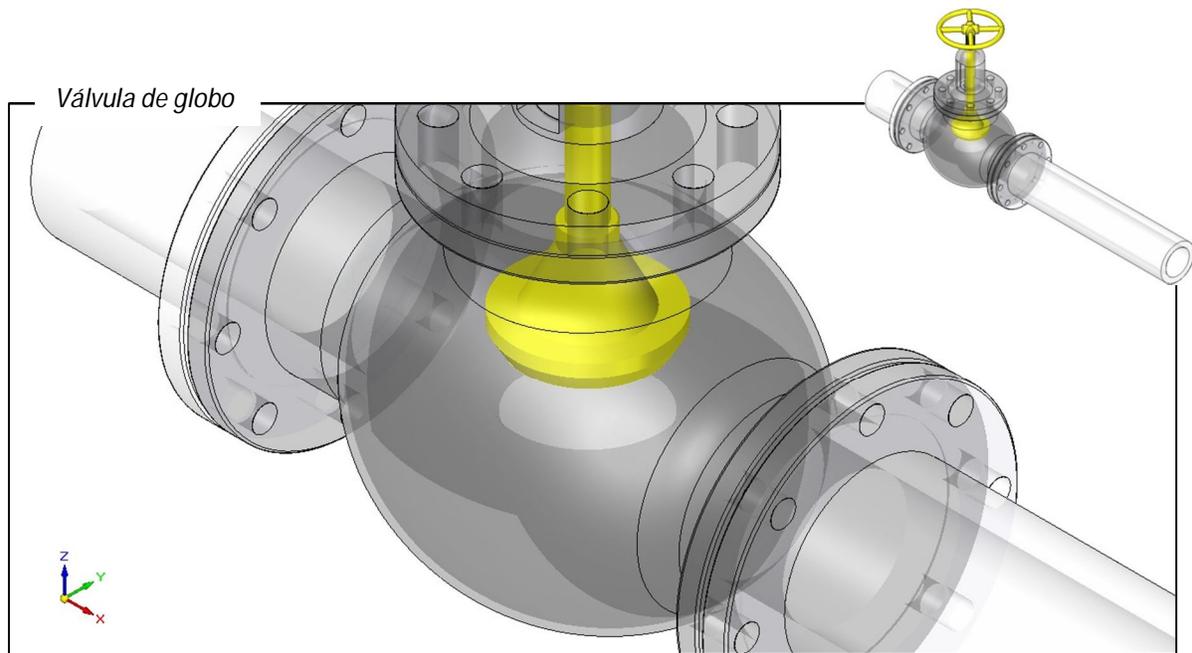


Figura 3.1. Configuración geométrica válvula tipo globo.

Tabla 3.1. Dimensiones de la válvula de globo.

válvula compuerta	Ø interior	Longitud de sistema	Ø de la compuerta
Dimensiones	0.075 m	0.93 m	0.075m

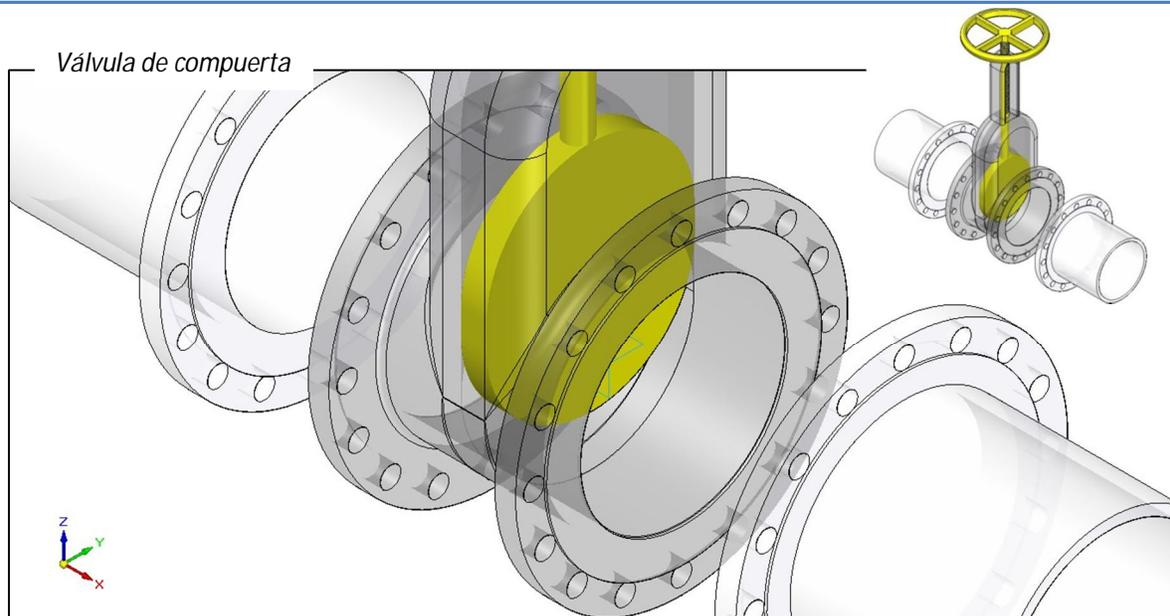


Figura 3.2. Configuración geométrica válvula tipo compuerta.

Tabla 3.2. Dimensiones de la válvula de compuerta.

válvula compuerta	Ø interior	Longitud de sistema	Ø de la compuerta
Dimensiones	0.08 m	0.78 m	0.08 m

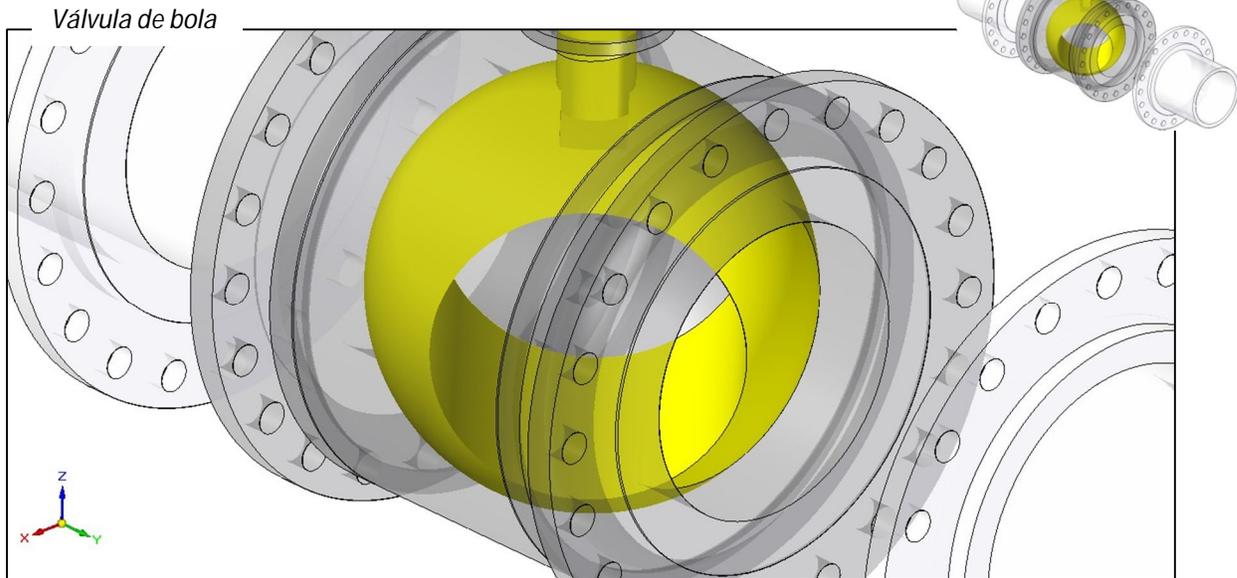


Figura 3.3. Configuración geométrica válvula tipo esfera.

Tabla 3.3. Dimensiones de la válvula de esfera.

válvula de bola	Ø interior	Longitud de sistema	Ø de la compuerta
Dimensiones	0.29 m	2.38 m	0.29 m

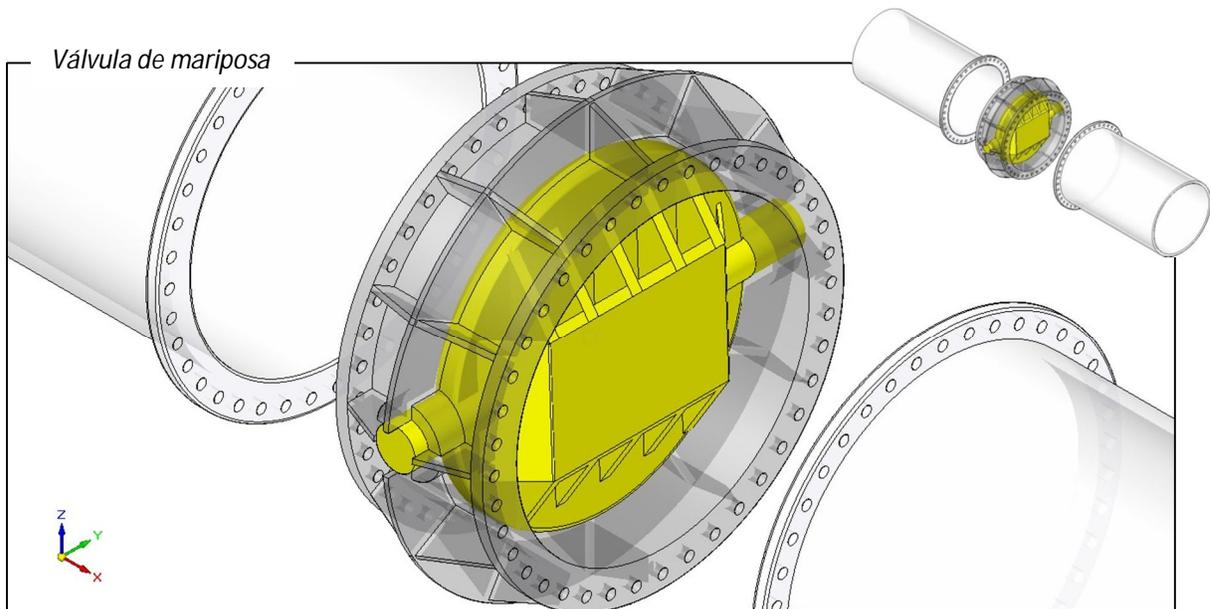


Figura 3.4. Configuración geométrica válvula tipo mariposa.

Tabla 3.4. Dimensiones de la válvula de mariposa.

válvula de mariposa	Ø interior	Longitud de sistema	Ø de la compuerta
Dimensiones	0.6 m	2.31 m	0.6 m



3.4 Características generales del volumen de control

El modelo de válvula importado desde el ambiente CAD, posee las características geométricas del diseño requeridas para realizar el análisis numérico, este sistema se incluye en un volumen de control y es a través de este sistema por el cual se impulsa un caudal de flujo estableciendo su velocidad inicial en 1 [m/s].

Los diferentes sistemas se muestran en la figura 3.5 para la válvula de globo, figura 3.6 para la válvula de compuerta, la figura 3.7 para el modelo de la válvula de esfera y en la figura 3.8 para la correspondiente al modelo de la válvula de mariposa. Así mismo se presentan las dimensiones del dominio para el volumen de control en la tabla 3.5.

Cabe mencionar que por la forma compleja de la geometría, no se creó dentro de la plataforma de diseño del simulador numérico, sino que, se importó el modelo estructural por medio de un archivo tipo STL que contiene los datos del diseño original, con la característica de que dicha geometría puede ser manipulada para la simulación numérica.

Tabla 3.5. Dimensiones del volumen de control y posición del punto de prueba.

Coordenada axial	Dimensión del dominio [m]	Posición del punto de análisis
VÁLVULA DE GLOBO		
Coordenada axial X	0.93	0.4
Coordenada axial Y	0.19	0.09
Coordenada axial Z	0.45	0.09
VÁLVULA DE COMPUERTA		
Coordenada axial X	0.76	0.2
Coordenada axial Y	0.12	0.06
Coordenada axial Z	0.36	0.06
VÁLVULA DE ESFERA		
Coordenada axial X	0.53	0.26
Coordenada axial Y	2.38	1.0
Coordenada axial Z	0.56	0.26
VÁLVULA DE MARIPOSA		
Coordenada axial X	2.31	0.5
Coordenada axial Y	0.82	0.41
Coordenada axial Z	0.82	0.49

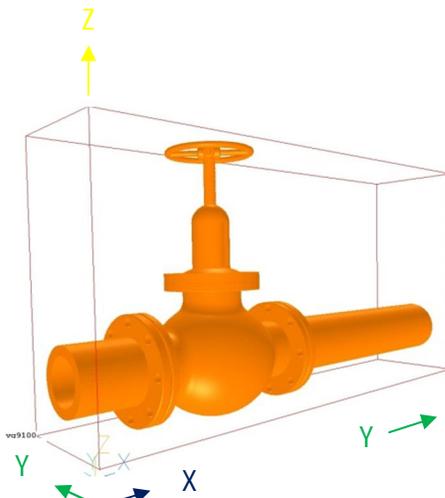


Figura 3.5. Volumen de control para válvula de globo.

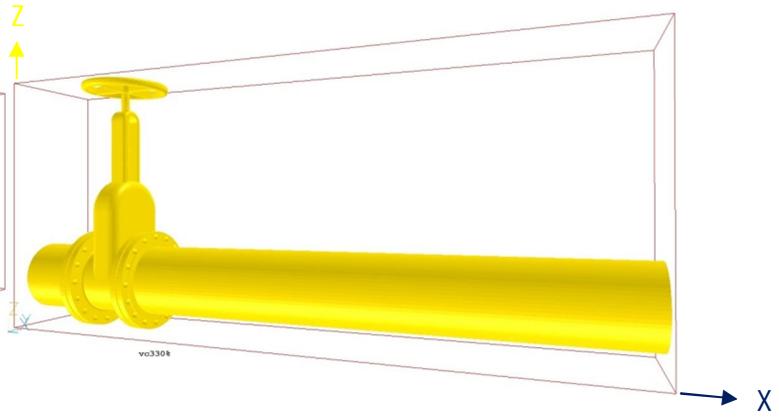


Figura 3.6. Volumen de control para válvula de compuerta.

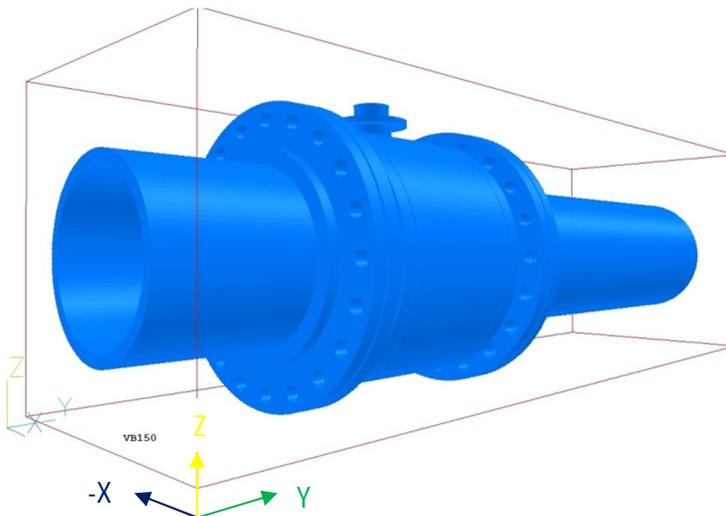


Figura 3.7. Volumen de control para válvula de esfera.

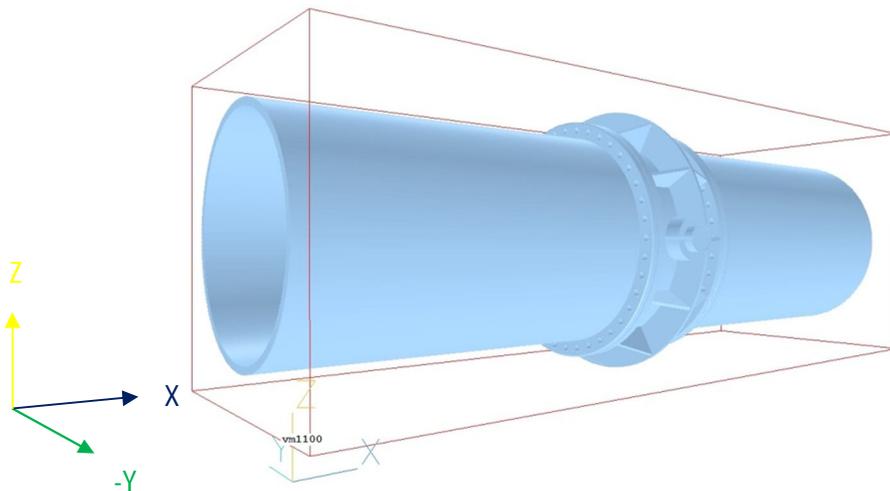


Figura 3.8. Volumen de control para válvula de mariposa.



3.5 Discretización del volumen de control

La simulación del flujo se realiza mediante la discretización del sistema, empleando mallas que se ajustan al contorno del cuerpo (Body Fitted Coordinate, BFC).

El volumen de control fue discretizado con un mallado diferente en las direcciones axiales X, Y y Z para cada modelo de estudio. El número de regiones y celdas por dominio de cálculo se presentan en la tabla 3.6.

Tabla 3.6. Celdas por región para el volumen de control de cada modelo.

No. DE REGIONES	No. De celdas por región eje X	No. De celdas por región eje Y	No. De celdas por región eje Z
Válvula de globo			
1	50	30	30
2	100	30	30
3	100	30	50
4	S/N	S/N	1
total	250	90	111
Válvula de compuerta			
1	450	1	1
2	S/N	60	60
3	S/N	1	1
total	450	62	62
Válvula de esfera			
1	1	50	1
2	10	50	10
3	50	200	50
4	10	S/N	10
5	1	S/N	1
total	72	300	72
Válvula de mariposa			
1	100	1	1
2	50	60	60
3	100	1	1
total	250	62	62



Para la obtención de una sensibilidad apropiada en los resultados, se realizaron pruebas en el número de celdas para el mallado, descartando así el cambio significativo de variaciones en los resultados.

El mallado para los diferentes sistemas se presenta en las siguientes figuras; las correspondientes a la válvula de globo en la figura 3.9, la válvula de compuerta en la figura 3.10, la válvula de esfera en la figura 3.11, y la válvula de mariposa en la figura 3.12, para los casos específicos de los modelos de válvulas empleados; las líneas rojas representan las secciones por regiones y las azules la división de las celdas.

Para los diferentes casos, las simulaciones se generaron con las siguientes características aproximadas: velocidad de flujo 1.0 [m/s], la temperatura ambiente y la presión de entrada al sistema de 5 [Bar] o 500 [kPa]. El valor de la variación asignada a los mecanismos de cierre de cada tipo de válvula para la estrangulación del flujo se realizó de la siguiente manera, para la válvula de tipo globo y la válvula de tipo compuerta ésta se asignó por medio de la graduación de la distancia lineal que comprende desde el valor inicial cuando ocurre el cierre total del vástago hasta el valor final cuando ocurre la apertura máxima, en ambos casos el valor de esta distancia es mayor o igual a la del valor del diámetro de tubería, los intervalos son de 0.1 [-] y el rango varía de 0 a 1.0 unidades, donde 0 [-] representa cierre total y 1 [-] la apertura máxima. Para la válvula de tipo esfera y la válvula de tipo mariposa la graduación de la apertura se designó por el giro de la esfera y el disco de cierre del tipo de mariposa respectivamente, esta medida se proporciona en grados [°], con un rango de variación de 0 a 90 grados, donde 0° representa el cierre total y 90° representa la apertura máxima. Para la densidad del agua se consideró un valor de 998 [Kg/m³]; algunas dimensiones propuestas, así como los diferentes números de Reynolds se presentan en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Número de Reynolds para las válvulas de control.

Válvula	velocidad v [m/s]	diámetro D [m]	densidad ρ [kg/m ³]	viscosidad μ [kg/ms]	Reynolds [-]
GLOBO	1	0.075	998	1.0E-03	74.1E03
COMPUERTA	1	0.08	998	1.0E-03	79.04E03
ESFERA	1	0.29	998	1.0E-03	286.52E03
MARIPOSA	1	0.6	998	1.0E-03	592.8E03

Las ecuaciones de análisis son resueltas usando un método de volúmenes finitos, con un algoritmo del tipo SIMPLE [20] para resolver al acoplamiento presión-velocidad. La turbulencia se resuelve con el modelo $\kappa - \epsilon$. La discretización del término convectivo de las ecuaciones de transporte se hace con el esquema de discretización híbrido [20].

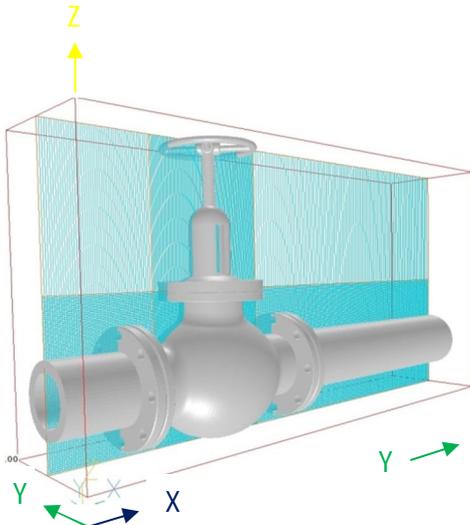


Figura 3.9. Mallado para la válvula de globo.

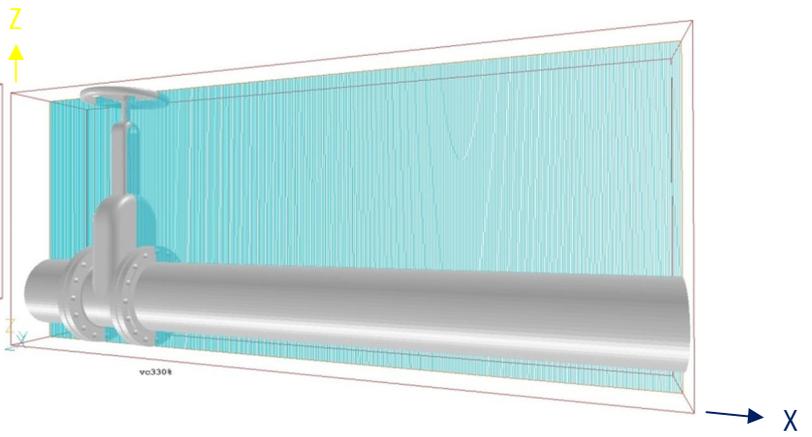


Figura 3.10. Mallado para el volumen de control de la válvula de compuerta.

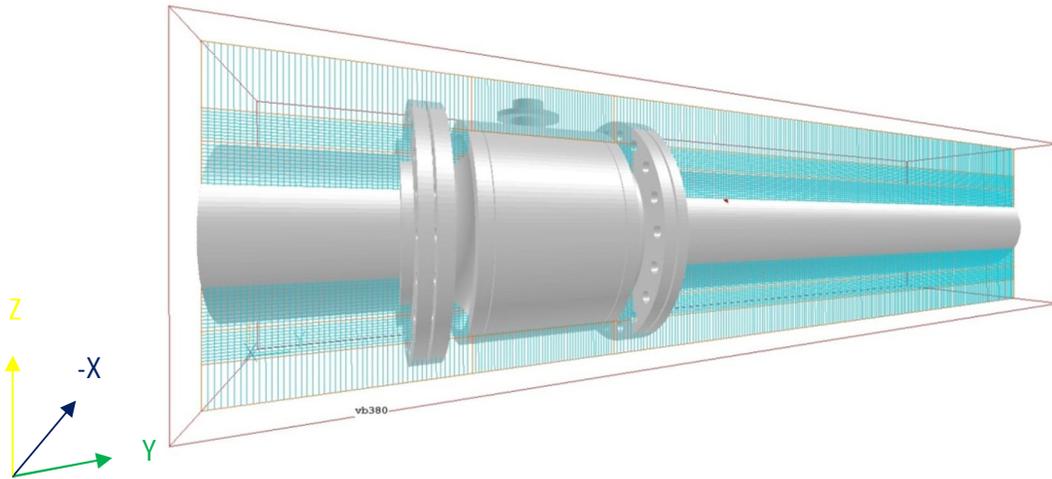


Figura 3.11. Mallado para el volumen de control de la válvula de esfera.

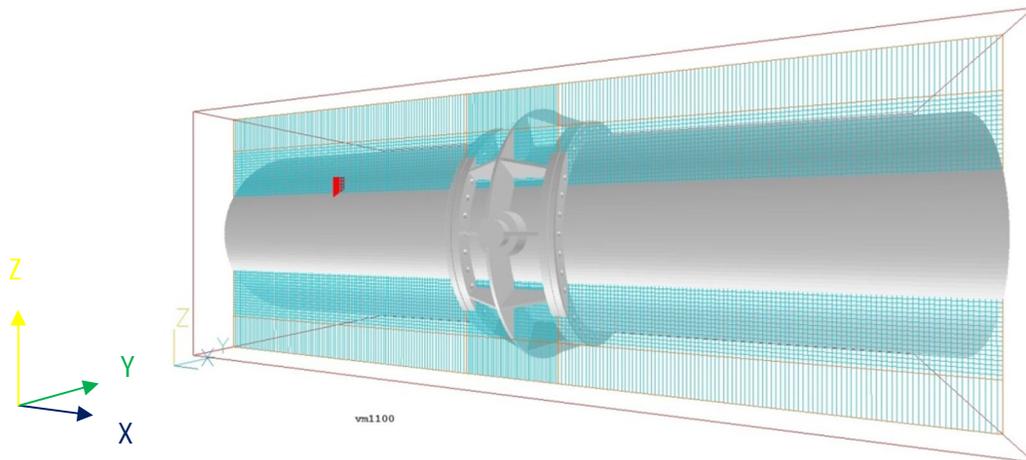


Figura 3.12. Mallado para el volumen de control de la válvula de mariposa.



3.6. Resultados numéricos

3.6.1. Válvula de tipo globo

A continuación se presenta el campo de vectores de velocidad, y los contornos de presión y energía cinética turbulenta de la válvula de tipo globo para diferentes aperturas.

Caso inicial: apertura total de la válvula de globo

Campo de vectores para el perfil de velocidad

En la figura 3.13 se muestra el campo de vectores en la válvula de tipo globo para una apertura total.

En la entrada, el flujo tiene un perfil casi uniforme (1); posteriormente, conforme sigue avanzando el flujo se presenta un cambio en la dirección debido a que el fluido choca con las paredes de la válvula, y por lo tanto una disminución de velocidad (2). Después, en la región interna, bajo el orificio de estrangulación, se tiene un cambio de dirección, por lo que se presenta una disminución en la velocidad del flujo (3). Posteriormente, en la sección inferior o asiento de la válvula se produce una zona donde la velocidad disminuye a valores cercanos a cero debido al choque con la pared interna inferior (4). En la zona central al cuerpo de la válvula, parte del flujo que tuvo un decremento de velocidad en la zona anterior, cambia de dirección y pasa por la reducción del asiento del vástago u orificio de estrangulación de la válvula (en este caso, la apertura es de 1.0 [-], la estrangulación es nula) y en seguida por un incremento de sección, este cambio de sección produce un decremento en la velocidad de flujo. Detrás de las paredes donde chocó previamente el flujo se generan zonas de recirculación (5). Continuando con su trayectoria, en el flujo se produce un incremento en la velocidad en las zonas donde el caudal fluye libremente hacia la salida del sistema (6); parte de este flujo, que pasó por el orificio de estrangulación de la válvula, choca con la pared superior, disminuye su velocidad y cambia de dirección hacia la salida del sistema (7). A la salida del cuerpo de la válvula con una reducción gradual en la sección se produce un aumento en el valor de velocidad y nuevamente cambio en la dirección del flujo (8). Finalmente, a la salida del sistema, el flujo adopta nuevamente una dirección y velocidad uniforme (9).



Cabe mencionar que todos estos cambios en la velocidad de flujo mencionados anteriormente, producen gradientes de velocidad que tienen como consecuencia esfuerzos cortantes que afectan a la presión del sistema, que se describen en la siguiente sub-sección.

Los valores máximos en la velocidad se registran dentro de la zona (6), y con un valor de 1.73 [m/s], y en la zona (8), con un valor registrado de 1.76 [m/s].

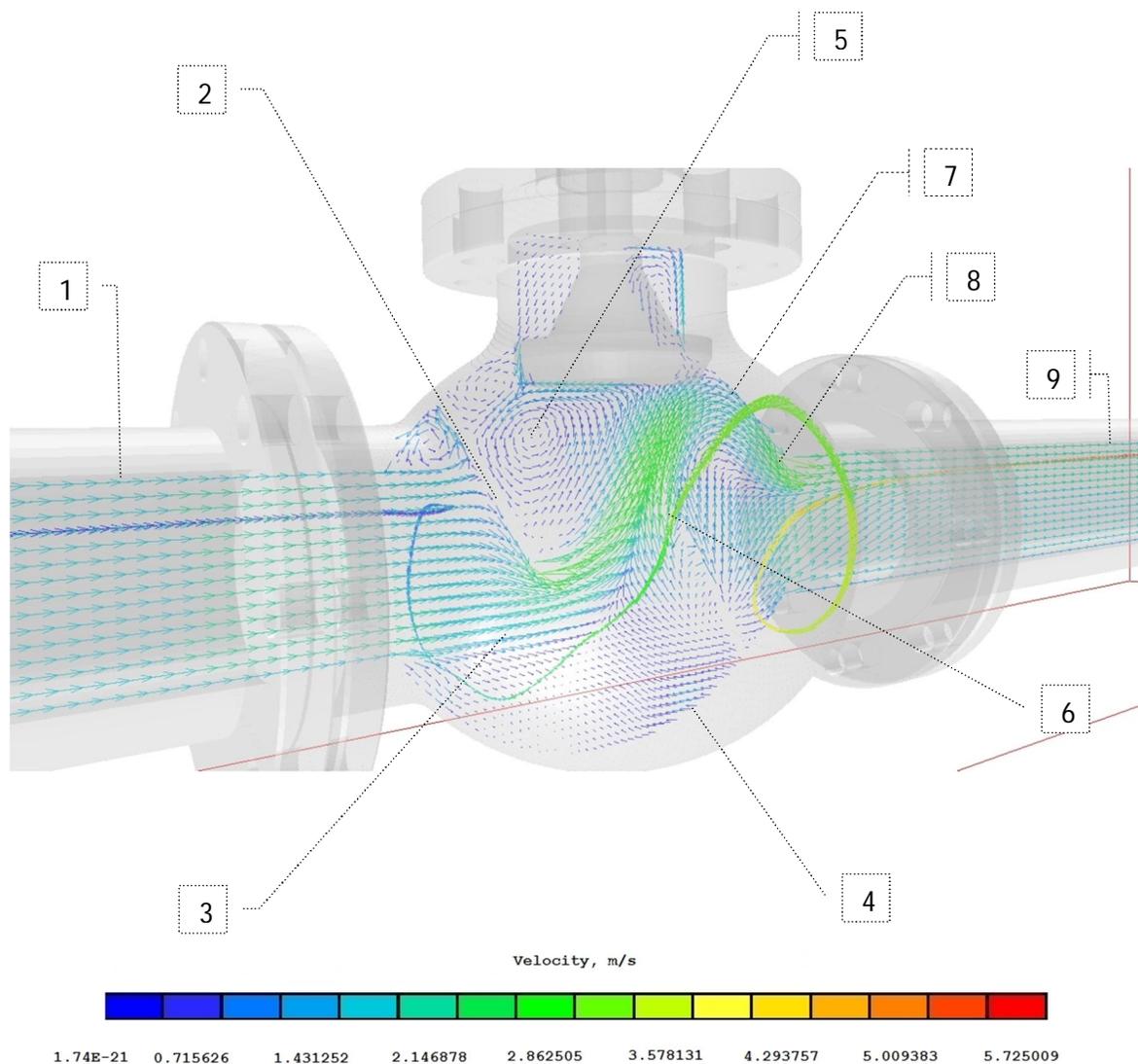


Figura 3.13. Campo de vectores con apertura de 1.0 [-] de la válvula de globo.



Contorno de presión

Los contornos de presión para la válvula de tipo globo con una apertura de 1.0 [-] se presentan en la figura 3.14.

A la entrada del flujo se tiene un perfil uniforme con alto valor de presión (1); continuando con la trayectoria del flujo, que lleva un movimiento constante, choca con una parte de la pared interna de la válvula, aquí, el flujo disminuye su velocidad por el choque y cambia de dirección, es aquí donde el flujo tiene una zona con alta presión (2). A continuación, en la región bajo el orificio de estrangulación de la válvula, donde la velocidad disminuye, se aprecia una zona de presión alta debido al cambio de energías (3). Después, el flujo se mueve hacia la zona central y parte de éste fluye hacia la región inferior del cuerpo de válvula, este flujo choca con la pared inferior que es la frontera del sistema, donde el valor de la velocidad disminuye aproximándose a cero, por este choque, aquí se presenta también un mayor valor de presión (4). El flujo dentro de la zona central cambia de dirección para pasar a través del asiento del vástago u orificio de estrangulación; en esta zona, la caída de presión que se observa se debe al aumento en el valor de la velocidad (5). En la región lateral al orificio de estrangulación, se produce una recirculación, en donde se observa una menor presión (6). En las zonas a la salida del orificio de estrangulación, el caudal cambia de dirección y fluye hacia la salida del sistema, observándose una menor presión (7). Continuando con su trayectoria, en la parte superior interna, vuelve a re-direccionarse teniendo una zona de presión alta (8). Después, a la salida del cuerpo de la válvula y debido a la disminución gradual de la sección transversal el flujo incrementa su velocidad y como consecuencia vuelve a producirse una disminución de presión (9). Finalmente, a la salida del sistema se observa el flujo casi uniforme con una pérdida considerable de presión debido a su paso a través del sistema (10).

Los esfuerzos cortantes, que se generan en cada cambio de dirección del flujo, y que son ocasionados por los continuos cambios de velocidad en diferentes zonas, tienen como consecuencia la pérdida de energía para el flujo dentro del dispositivo, en este caso caída de presión.

La presión a la entrada al sistema tiene un valor de 502,064.37 [Pa], a la salida del sistema la presión tiene un valor de 500,006.2563 [Pa]. El cambio total en el valor de presión tiene un valor de 2058.11 [Pa] que representa el valor de la caída de presión del flujo a través de la válvula de globo con una apertura de 1.0 [-].



Con datos de correlaciones este cambio de presión tiene un valor de 2,042.9 [Pa]. Con los datos anteriores el coeficiente calculado de pérdida de carga K es de 4.12 unidades para el caso predicho por la CFD y de 4.1 unidades para el cambio predicho por la correlación con valor de 2,042.9 [Pa]. El error calculado para el caso de apertura total es del 0.48 %, el cual es presentado en la tabla 3.8.

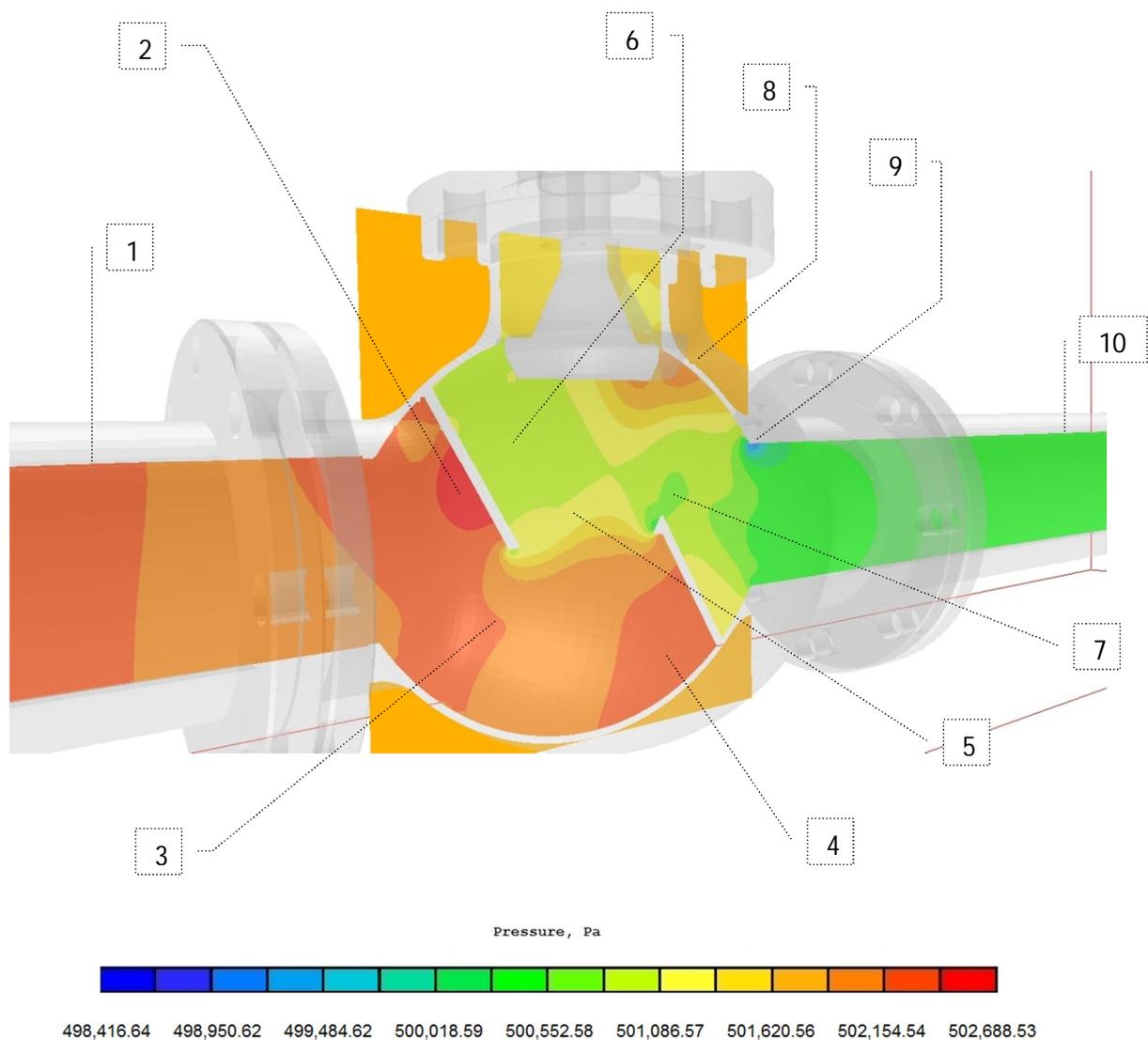


Figura 3.14. Contorno de presión con apertura de 1.0 [-] de la válvula de globo.



Contorno de energía cinética turbulenta

La energía cinética turbulenta es un indicador de las fluctuaciones en las características del flujo. Los contornos de energía cinética turbulenta se presentan en la figura 3.15 para el caso en el que la apertura es total. De esta figura, se puede observar que se tienen los mayores valores donde se producen los cambios mayores en la dirección del flujo. Se identifican las zonas de mayor valor a la salida del orificio de estrangulación hacia la salida del sistema (a), donde el valor es de 0.288 [J/kg]; y en la región donde el flujo entra en la sección tubular a la salida del cuerpo de la válvula (b), donde el valor es de 0.397 [J/kg]. Es en estas regiones, donde se tiene el flujo con mayor velocidad y se presentan los mayores cambios.

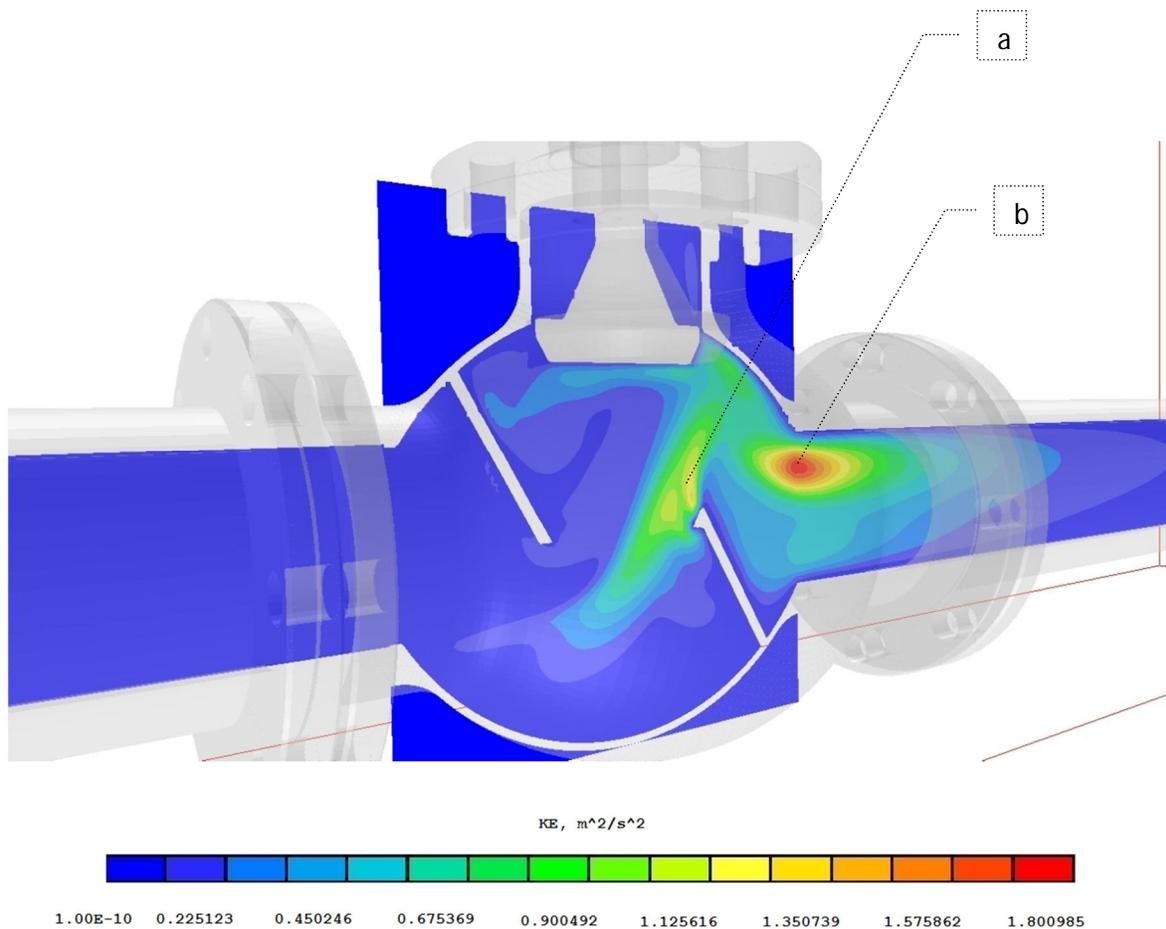


Figura 3.15. Contorno de energía cinética con apertura de 1.0 [-] de la válvula de globo.



Diferentes aperturas para la válvula de globo

Para estos dos casos, se presenta el campo de vectores de velocidad en las figuras 3.16a y 3.16b, y corresponden a la válvula de tipo globo, donde el vástago de estrangulación representa una apertura de 0.5 [-] y de 0.1 [-] de la distancia lineal del vástago respectivamente. En el primer caso (*figura 3.16a*), se observa un aumento de valor en la velocidad del flujo justo después de pasar por el orificio de estrangulación, de manera similar al caso de apertura total, pero ahora para cuando el vástago está a la mitad de su cierre, el valor registrado en la región de mayor valor es de 1.87 [m/s]. En la misma zona, para la figura 3.16b, cuando el vástago está cercano al cierre total del sistema, se registra un valor en la velocidad de 4.67 [m/s]. Este aumento dentro del sistema se debe a que, dado que el caudal es constante, la misma cantidad de flujo pasa a través de un área de menor proporción, por lo que aumenta en gran medida el valor de la velocidad del flujo.

Los contornos de presión de las figuras 3.17a y 3.17b corresponden a una apertura de 0.5 [-] y de 1.0 [-] de la distancia lineal del vástago respectivamente. Para el primer caso (*figura 3.17a*) donde la estrangulación del vástago corresponde a 0.5 [-] de apertura, los valores registrados para la presión son los siguientes: a la entrada del sistema un valor de 502,137.644 [Pa] y a la salida del sistema un valor de 500,037.37004 [Pa]; siendo la diferencia de 2100.27396 [Pa]. Para el caso del cierre del vástago para el 0.1 [-] de apertura (*figura 3.17b*), se registra un valor de 510,173.63 [Pa] a la entrada del sistema y un valor de 500,052.7755 [Pa] a la salida del sistema; la diferencia es de 10120.8545 [Pa] entre la entrada y la salida. Cuando el sistema se estrangula a 0.1 [-] de apertura, la caída de presión aumenta en proporción aproximada de 5 veces la caída de presión del sistema con un 0.5 [-] de apertura de la distancia lineal del vástago.

Las figuras 3.18a y 3.18b corresponden a los contornos de energía cinética turbulenta para la apertura de 0.5 [-] y de 0.1 [-] de la distancia lineal del vástago respectivamente. Para una apertura de 0.5 [-], el mayor valor registrado es de 0.442 [J/kg] donde el flujo es forzado a cambiar de dirección en parte por la acción del vástago; para el caso donde la estrangulación es mayor con apertura de 0.1 [-], el mayor valor registrado es de 0.58 [J/kg] dentro de la misma zona. Se observa un aumento gradual en el valor de la energía cinética turbulenta con la estrangulación del flujo.

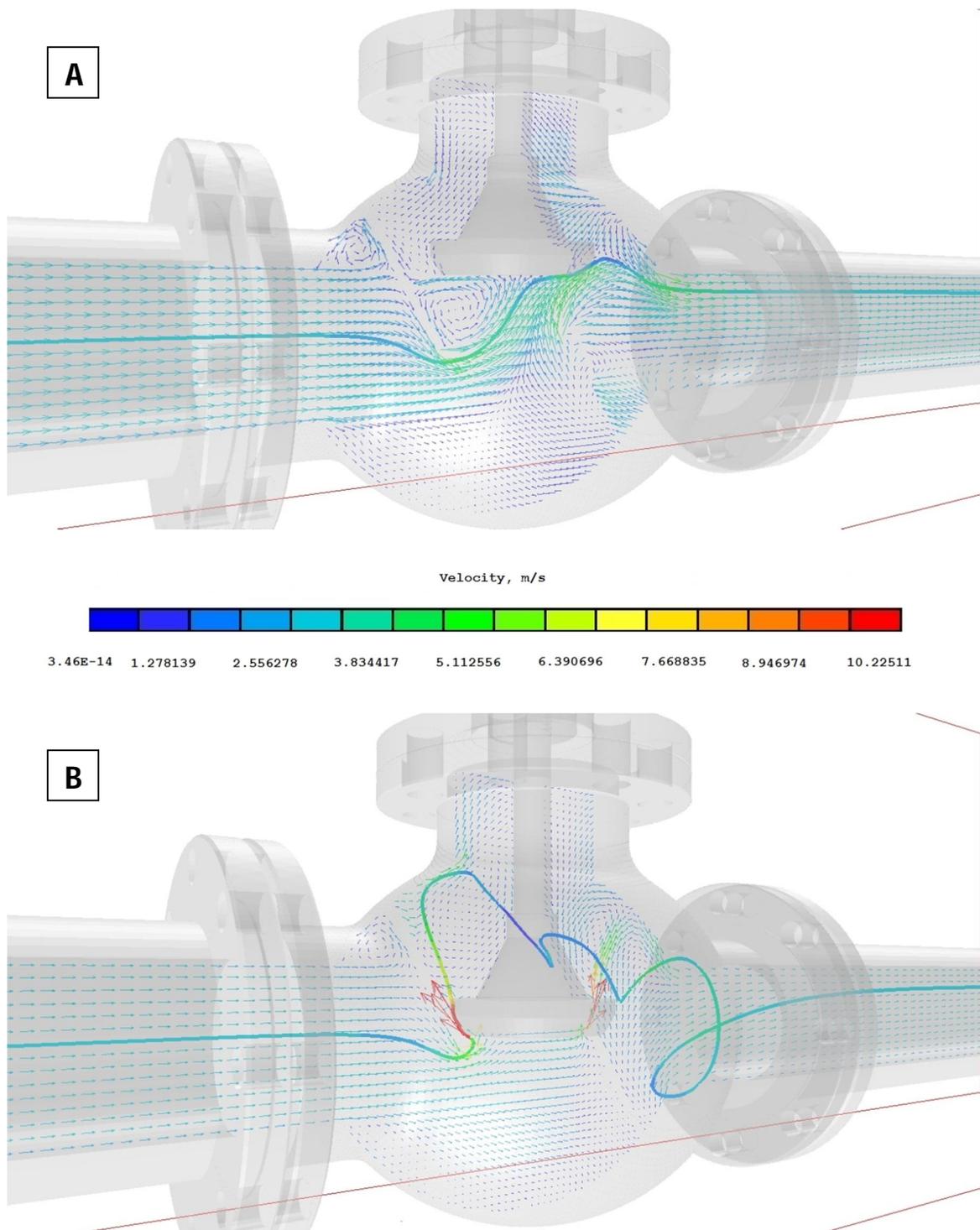


Figura 3.16. Campo de vectores: (A) apertura de 0.5 [-], (B) apertura de 0.1 [-] en la válvula.

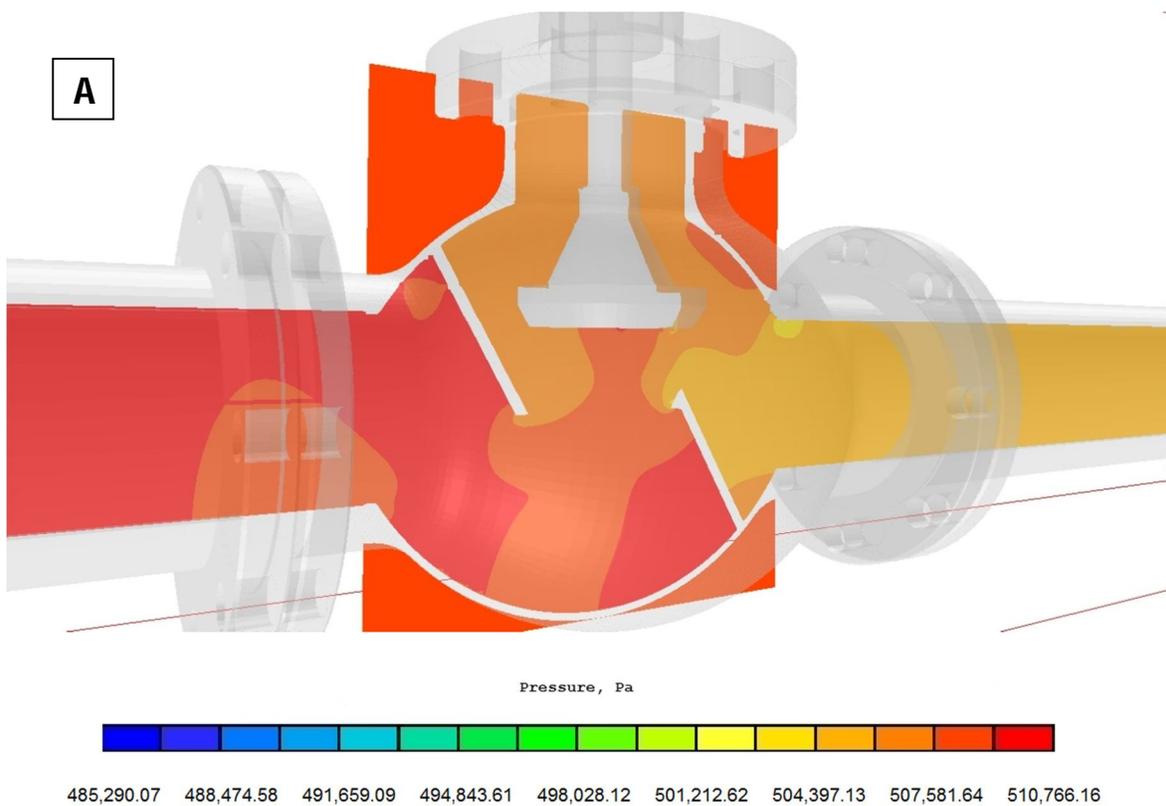


Figura 3.17. Campo de presión: (A) apertura de 0.5 [-], (B) apertura de 0.1 [-] en la válvula.

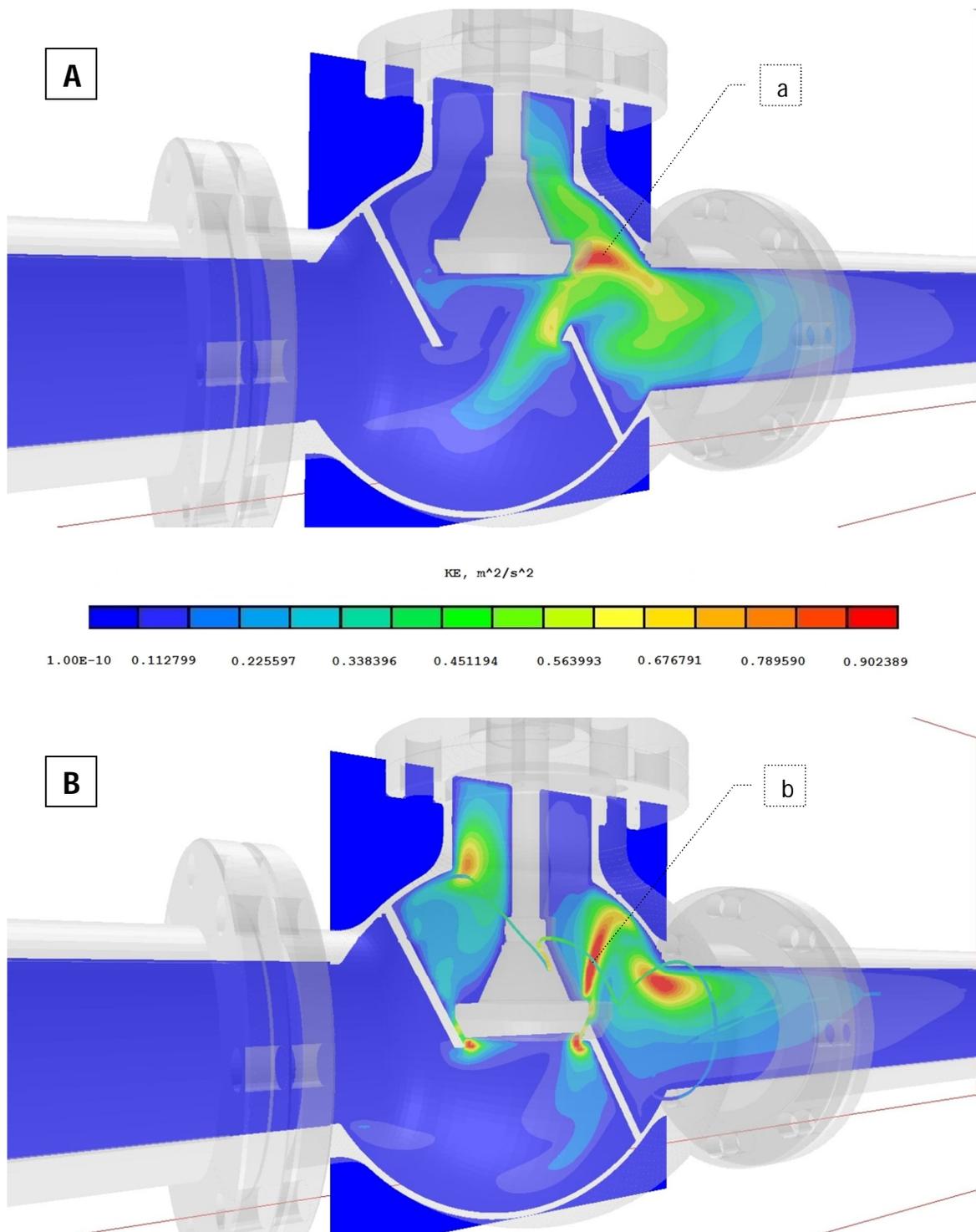


Figura 3.18. Campo de energía cinética: (A) apertura de 0.5 [-], (B) apertura de 0.1 [-] en la válvula.



A continuación, los valores que se mostrarán se determinaron a lo largo de una longitud de 0.9 [m] del sistema con un intervalo de 0.018 [m] y que caracteriza a la presión y a la energía cinética turbulenta en el correspondiente grado de apertura de la válvula. El valor registrado en cada intervalo corresponde al valor promedio de todos los valores de las celdas contenidos en la superficie transversal del flujo en el interior de la válvula.

Valores de presión media

A continuación se presentan las gráficas de los resultados para los valores medios de presión en la figura 3.19, cada gráfica representa una variación en el grado de apertura de la válvula de globo, en las cuales se observa el efecto de la estrangulación del flujo provocado por el cierre del vástago. El comportamiento general de la curva de presión describe una ligera disminución del valor de presión a la entrada donde se ubica la entrada al cuerpo de la válvula, en seguida se observa una significativa caída de presión, esta caída de presión se produce como consecuencia del paso del flujo a través del orificio de estrangulación, finalmente a la salida del cuerpo de la válvula los valores de la presión adquieren un comportamiento uniforme y valores similares entre sí para los diferentes casos.

Los valores de la diferencia de presión a la entrada y salida del cuerpo de la válvula de globo para una apertura de 0.2 [-] y 1.0 [-], se presentan en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Valor medio de presión [Pa] para apertura de 0.2 [-] y 1.0 [-] de la válvula de globo.

APERTURA	ΔP simulación [Pa]	ΔP correlación [Pa]	%ϵ
0.2 [-]	10,167.15	12,475	18.88%
1.0 [-]	2,058.11	2,042.9	0.48%

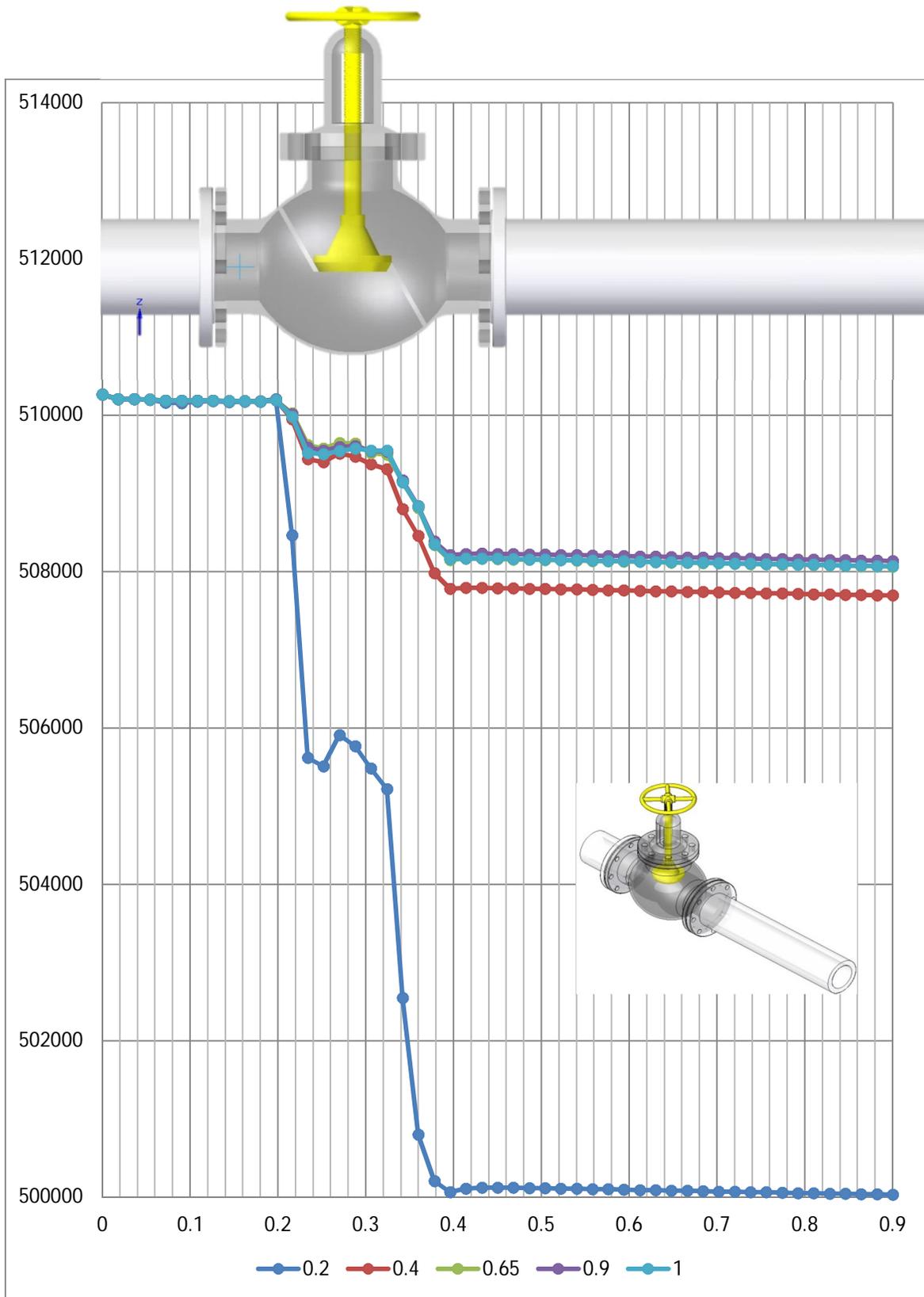


Figura 3.19. Valores de presión media [Pa] vs distancia [m] para diferentes aperturas [-] de la válvula de globo.



Valores de energía cinética turbulenta media

En seguida se presentan las gráficas de valores medios de energía cinética turbulenta para diferentes aperturas en la válvula de globo, se muestra en la figura 3.20.

El comportamiento entre las gráficas para los diferentes casos de apertura de la válvula presenta similitud en su forma y valores para las secciones ubicadas a la entrada y a la salida del sistema. El efecto de la estrangulación del flujo se hace más evidente en la sección que corresponde al cuerpo de la válvula entre 0.18 [m] y 0.396 [m] de distancia aproximadamente donde difieren en mayor proporción los valores registrados de la energía cinética turbulenta; en esta región de la válvula se observa que los valores para todos los casos presentan aumento en su magnitud posteriores a la distancia de 0.18 [m] donde se ubica la entrada al cuerpo de la válvula, este aumento continua hasta alcanzar el valor máximo donde se ubica la salida del cuerpo de la válvula a una distancia de 0.396 [m]. Estos valores máximos registrados se muestran diferentes para cada caso en el nivel de apertura de la válvula y son producidos por los cambios de dirección del flujo al atravesar el interior de la válvula y los esfuerzos cortantes generados por estos cambios de dirección; a partir del punto donde se ubica la salida del flujo del cuerpo de la válvula y en adelante, se registra una disminución gradual en el valor de energía cinética turbulenta hasta adoptar un comportamiento uniforme.

Los valores a la entrada y salida del cuerpo de la válvula a una distancia de 0.18 [m] y 0.396 [m] respectivamente para dos casos diferentes en el grado de apertura se presentan en la tabla 3.9:

Tabla 3.9 Valor medio de energía cinética turbulenta [J/kg] para apertura de 0.2 [-] y 1.0 [-] de la válvula.

APERTURA / DISTANCIA	0.18 [m]	0.396 [m]	DIFERENCIA
0.2 [-]	0.003817	0.135102	0.131285
1.0 [-]	0.00379	0.137532	0.133742

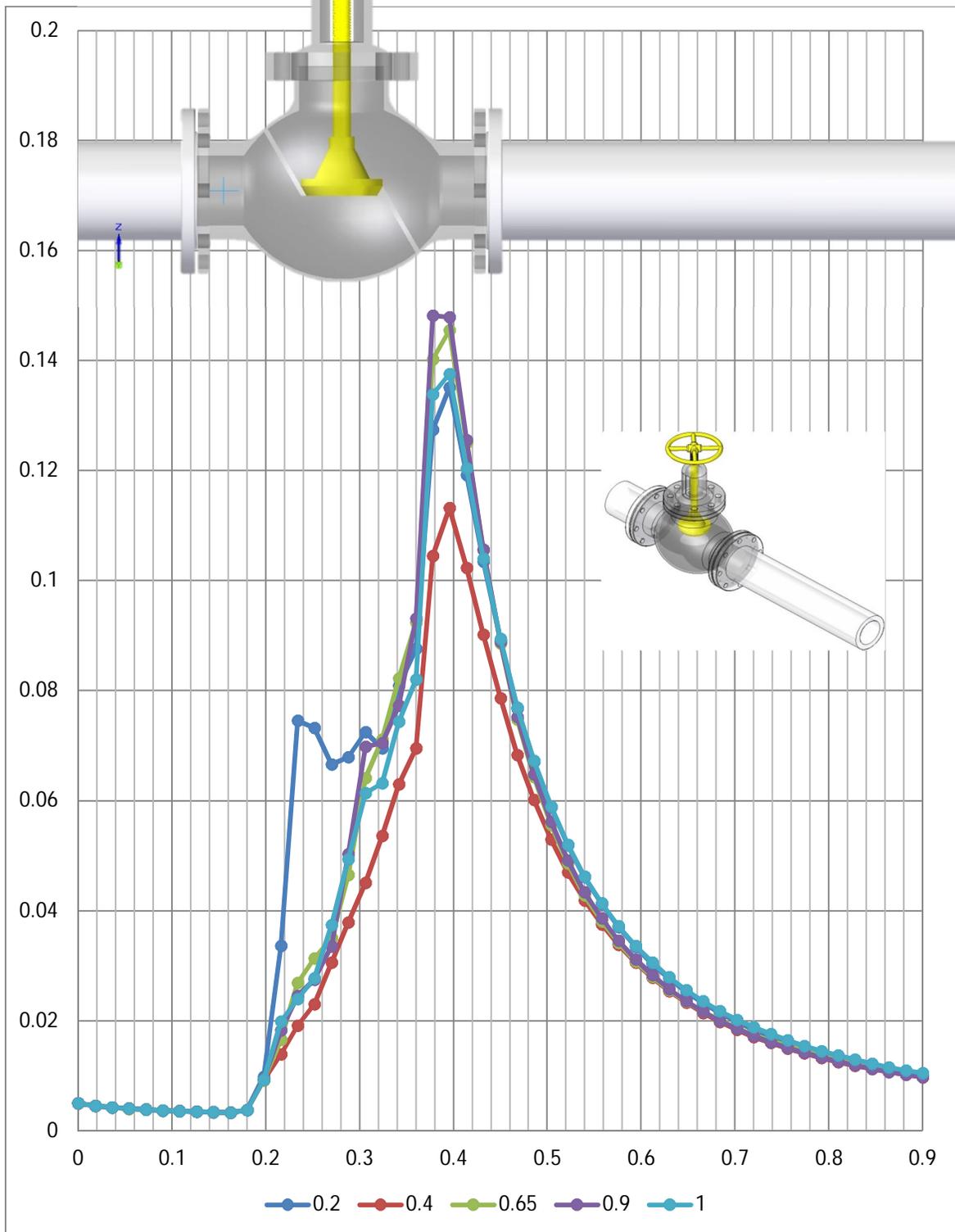


Figura 3.20. Valores de energía cinética turbulenta [J/kg] vs distancia [m] para diferentes aperturas [-] en la válvula de globo.



Coefficiente de pérdida de carga K para la válvula de globo

En esta sección se presenta la gráfica que compara al coeficiente de correlaciones y coeficiente teórico contra los diferentes grados de apertura de la válvula; esta gráfica compara los coeficientes de pérdida obtenidos por medio del análisis numérico variando la apertura de la válvula y los valores establecidos en correlaciones (apéndice B) para el modelo estándar de la válvula de globo (*figura 3.21*).

El valor del coeficiente adimensional se determina a partir de características del flujo como son la diferencia de presiones entre la entrada y salida del sistema, la densidad y el valor medio de velocidad.

Este coeficiente proporciona un indicador de la pérdida característica de presión en el sistema. Los valores obtenidos del coeficiente de pérdida K y respectivos porcentajes de error para los casos de apertura de 0.15 [-] y 1.0 [-] de la distancia lineal del vástago de estrangulación se presentan en la tabla 3.10.

Tabla 3.10 Porcentaje de error para la válvula de globo para diferentes aperturas.

APERTURA	0.15 [-]	1.0 [-]
COEFICIENTE K TEÓRICO	37.91	4.12
COEFICIENTE K CORRELACIÓN	45	4.1
ERROR	15.75%	0.48%

En la gráfica de correlaciones, la curva describe una trayectoria ascendente en su valor desde la apertura total hasta un grado de apertura cercano al cierre y se presenta en escala logarítmica, donde el valor para la posición del vástago cercano al cierre se registra en 0.15 [-] de apertura y un valor de 45 para el coeficiente.

El trazo de la línea que describe la trayectoria de coeficiente teórico, describe similitud en la trayectoria con la gráfica de correlaciones. La mayor variación se registra en la sección intermedia de la gráfica, entre el 0.3 [-] y 0.5 [-] de apertura, correspondiente a un valor del 0.4 [-] de apertura para el cual el coeficiente de pérdida es de 5.03 unidades, en el mismo punto el valor del coeficiente es de 7 unidades para la gráfica de correlaciones con el cual se genera un error en el método de 28.14 por ciento.

La mayor diferencia que se presenta entre los valores del coeficiente de pérdida de los dos métodos empleados, se debe en parte a variaciones en la forma geométrica del modelo, dado que no hay medidas generales para estos tipos de válvulas el modelo empleado omite detalles como sellos en las bridas y asiento del vástago, lo que genera disminución de pérdidas en el flujo.

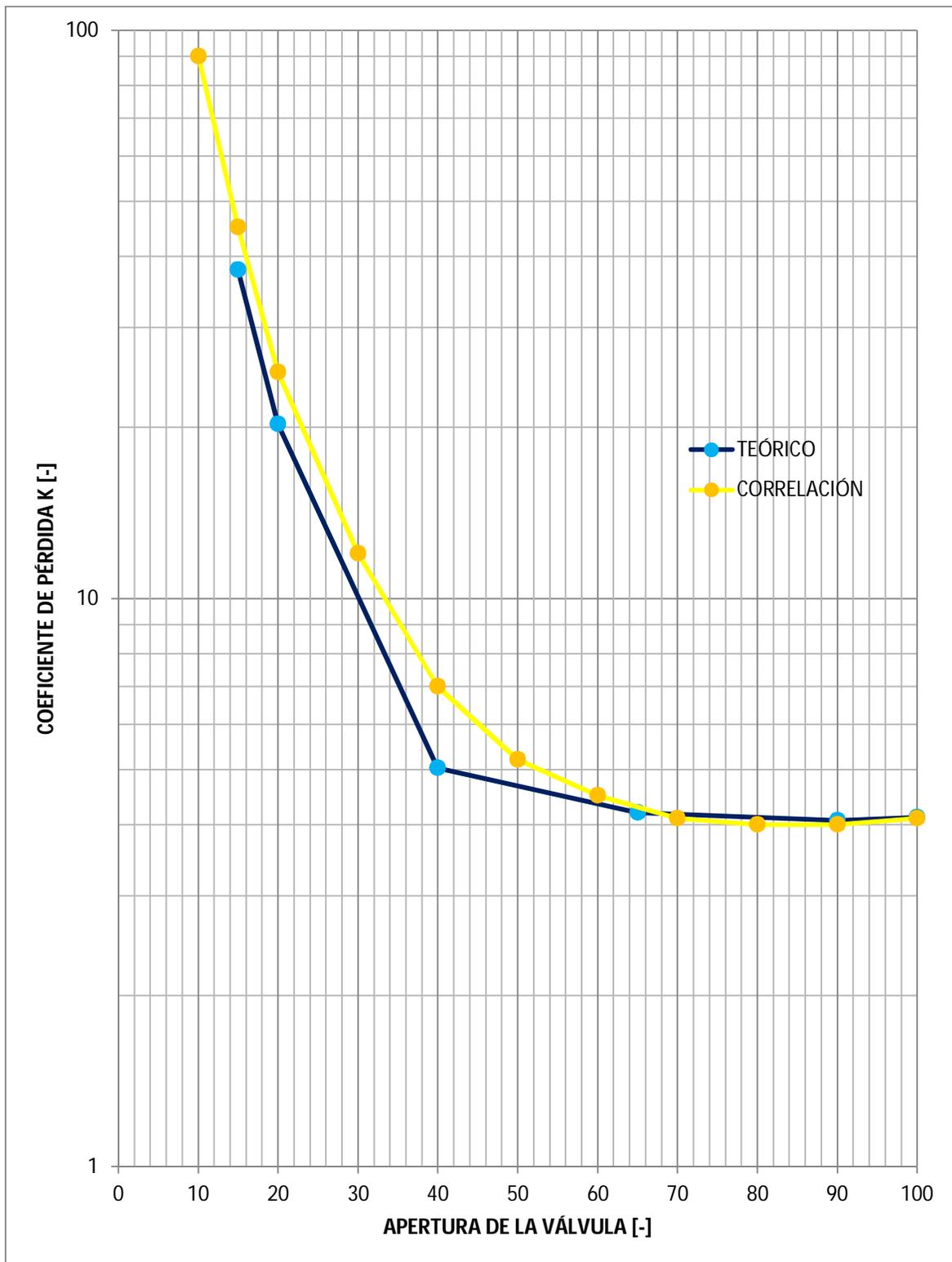


Figura 3.21. Coeficiente de pérdida k [-] en función de la apertura [-] para la válvula de globo.



3.6.2. Válvula de tipo compuerta

Campo de vectores de velocidad

En la figura 3.22 se muestra el campo de vectores en la válvula de tipo compuerta para una apertura de 0.5 [-] de distancia de cierre de la compuerta. En a la entrada (1), el flujo tiene un perfil casi uniforme, después parte de este flujo es afectado por el choque con la compuerta, esta afectación se tiene desde la entrada al cuerpo de la válvula, donde se describe un ligero cambio de dirección desde este punto y hasta la pared de la compuerta. Como consecuencia se forma en la parte superior una región donde disminuye la velocidad y en la parte inferior una región donde el flujo aumenta su velocidad (2); posteriormente, el flujo con mayor velocidad que pasa por la sección inferior de la compuerta de estrangulación, se alinea hacia la salida del sistema. En la zona de máxima velocidad el valor de ésta es de 2.35 [m/s]. Detrás de las paredes donde chocó previamente el flujo en la región superior de la posición 1, se genera una zona de recirculación (3), esta zona de recirculación se extiende hasta una distancia considerable. Finalmente, a la salida del sistema (4), la zona de recirculación disminuye y el flujo adopta una misma dirección hacia la salida del sistema, en esta zona se presentan cambios en la velocidad de flujo.

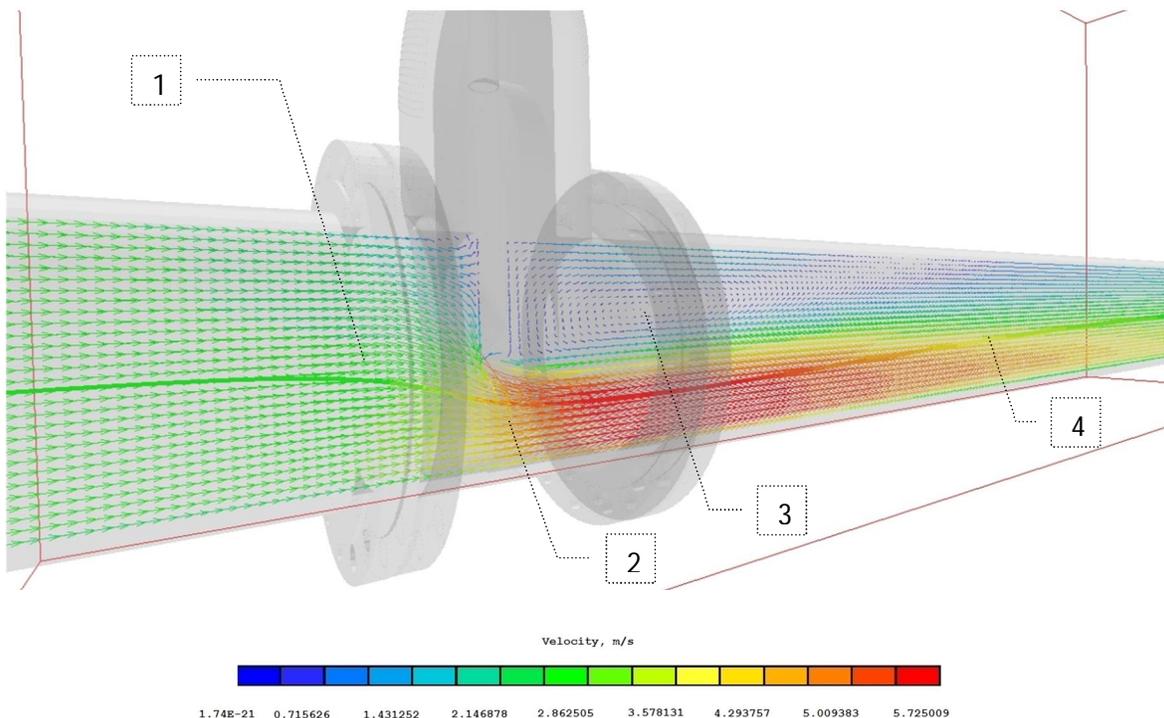


Figura 3.22. Campo de vectores con apertura de 0.5 [-] en la válvula de compuerta.



Contorno de presión

Los contornos de presión para la válvula de tipo compuerta con una apertura de 0.5 [-] se presentan en la figura 3.23. A la entrada del flujo se tiene un perfil uniforme y con alto valor de presión (1). Al pasar la entrada al cuerpo de válvula, se identifican regiones de presión alta en la parte superior donde el flujo disminuye su velocidad; en esta región se registra un valor de hasta 501,712.35 [Pa] para la presión. Posteriormente en la región inferior de la compuerta, donde el flujo aumenta de velocidad como consecuencia de pasar a través de la zona de estrangulación, se presenta disminución en el valor de la presión debido a este cambio de energías (2). Continuando con el trayecto, pasando la zona de estrangulación del sistema (3), se observa que el flujo adopta un perfil casi uniforme y una pérdida de presión como consecuencia de su paso a través de la compuerta de estrangulación de la válvula. La presión a la entrada del sistema tiene un valor de 501,177.44 [Pa], un valor a la salida del sistema de 499,972.38 [Pa], por lo que el cambio total entre la entrada y la salida es de 1,205.06 [Pa], lo cual representa la caída de presión dentro de la válvula de tipo compuerta para una apertura de 0.5 [-]. Con datos de correlaciones este cambio de presión presenta un valor de 1,347.3 [Pa]. Con los datos anteriores el coeficiente calculado de pérdida de carga K es de 2.4 para el caso predicho por la CFD y de 2.7 para el cambio predicho por la correlación. El error calculado para el caso de 0.5 [-] de apertura es del 11.1 por ciento.

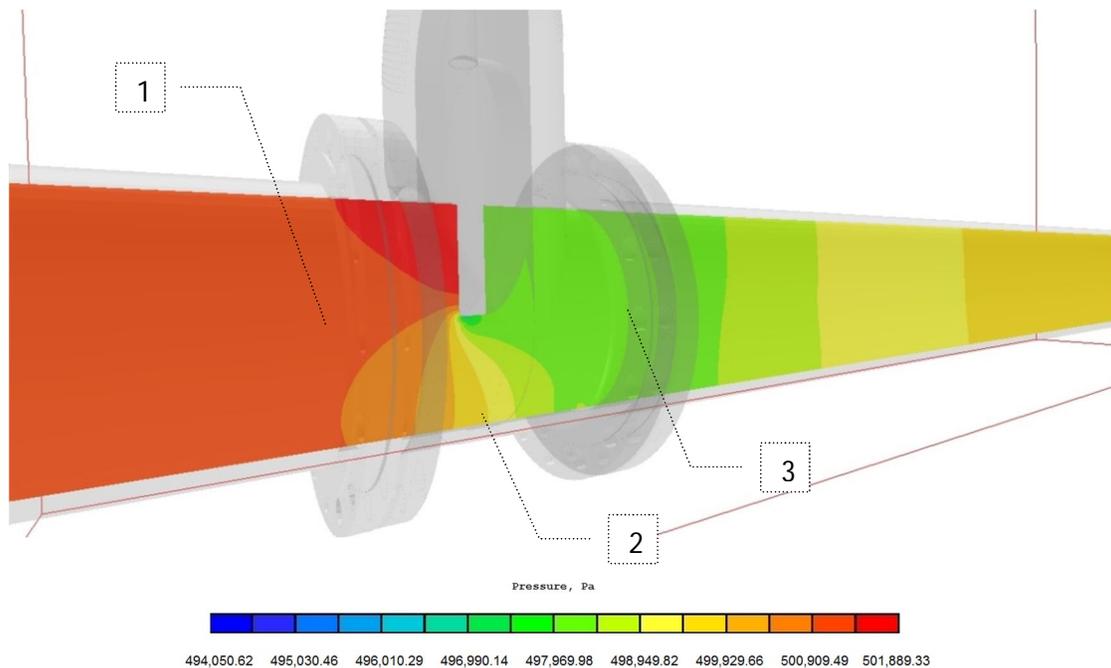


Figura 3.23. Contorno de presión con apertura de 0.5 [-] de la válvula de compuerta.



Contorno de energía cinética turbulenta

Los contornos de energía cinética turbulenta se presentan en la figura 3.24 para el caso en el que la apertura es de 0.5 [-]. De esta figura, se puede observar que los mayores valores ocurren donde se producen los mayores cambios en la dirección del flujo.

Así, se identifican las zonas de mayor valor de este indicador, en la parte inferior de la compuerta de estrangulación (1), con un valor es de 0.373 [J/kg]; y en la región posterior a la zona de estrangulación a la salida del cuerpo de la válvula (2), donde el valor es de 0.245 [J/kg]. Es en estas regiones se presentan los mayores cambios en la velocidad.

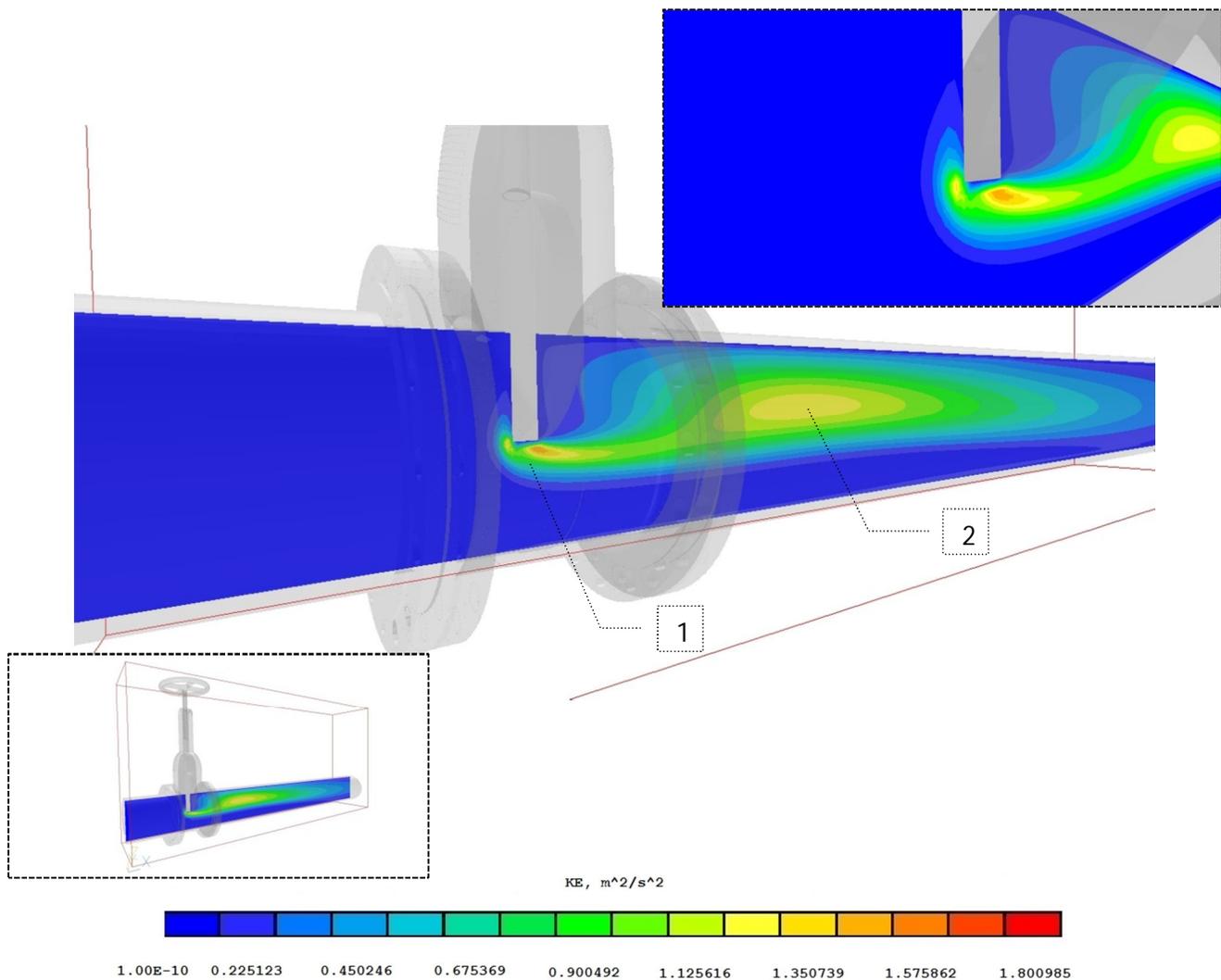


Figura 3.24. Contorno de energía cinética con apertura de 0.5 [-] de la válvula de compuerta.



Presión media

Los valores de la presión media en la válvula de compuerta para los diferentes casos de apertura se muestran en la figura 3.25. En la entrada, el flujo tiene un valor alto en la presión y conforme avanza a lo largo de la válvula la presión disminuye; cuando el flujo pasa debajo de la compuerta, el área por donde pasa el flujo disminuye y la velocidad se incrementa, aquí se registra un valor de presión de 498,822.89 [Pa] para el grado de apertura de 0.25 [-], disminuyendo hasta un valor de 497,939.09 [Pa] al pasar compuerta. Conforme el flujo pasa al lado de la zona de recirculación que se genera detrás de la compuerta va aumentando su velocidad hasta alcanzar el valor medio de la entrada, que es cuando se termina la zona de recirculación, motivo por el cual la presión aumenta gradualmente en la zona de recirculación sin recuperar por completo la presión que tenía a la entrada; el valor de la presión es aproximadamente de 499,972.38 [Pa] en la salida del sistema. El valor estimado de la caída de presión de la válvula de compuerta para los casos de apertura de 0.25 [-] y 0.9 [-] para ambos métodos se presenta en la tabla 3.11. Para estas aperturas el valor de error es menor del 15%.

Tabla 3.11 Valor medio de presión [Pa] para apertura de 0.25 y 0.9 de la válvula de compuerta.

APERTURA	ΔP simulación [Pa]	ΔP correlación [Pa]	% ϵ
0.25	4,097.61	3,493	13.57%
0.9	133.13	124.75	4%

Energía cinética turbulenta media

El comportamiento de la energía cinética turbulenta a través de la válvula se presenta en la figura 3.26. A la entrada del sistema en la válvula de compuerta, el valor de la energía cinética presenta valores cercanos a cero. Después, aumenta su valor a aproximadamente a 0.22 [J/kg] en el punto donde el flujo es estrangulado pasando por debajo de la compuerta. Detrás de la compuerta donde comienza la zona de recirculación, el flujo presenta una disminución con valor de 0.11 [J/kg], y en seguida aumenta gradualmente su valor hasta alcanzar un máximo de 0.29 [J/kg] en la mitad de la zona recirculación. En adelante, el valor de la energía cinética disminuye conforme el flujo adquiere una misma dirección y la zona de recirculación termina. En la tabla 3.12 se muestra la diferencia de energía cinética turbulenta a la salida del sistema para los casos de apertura de 0.25 [-] y 0.9 [-]. Una apertura menor genera mayores niveles de turbulencia.

Tabla 3.12 Valor medio de energía cinética turbulenta [J/kg] para apertura de 0.25 [-] y 0.9 [-] de válvula de compuerta.

APERTURA / DISTANCIA	0.012[m]	0.6[m]	DIFERENCIA
0.25	0.0033548	0.1465308	0.143234
0.9	0.003296	0.004219	0.000923

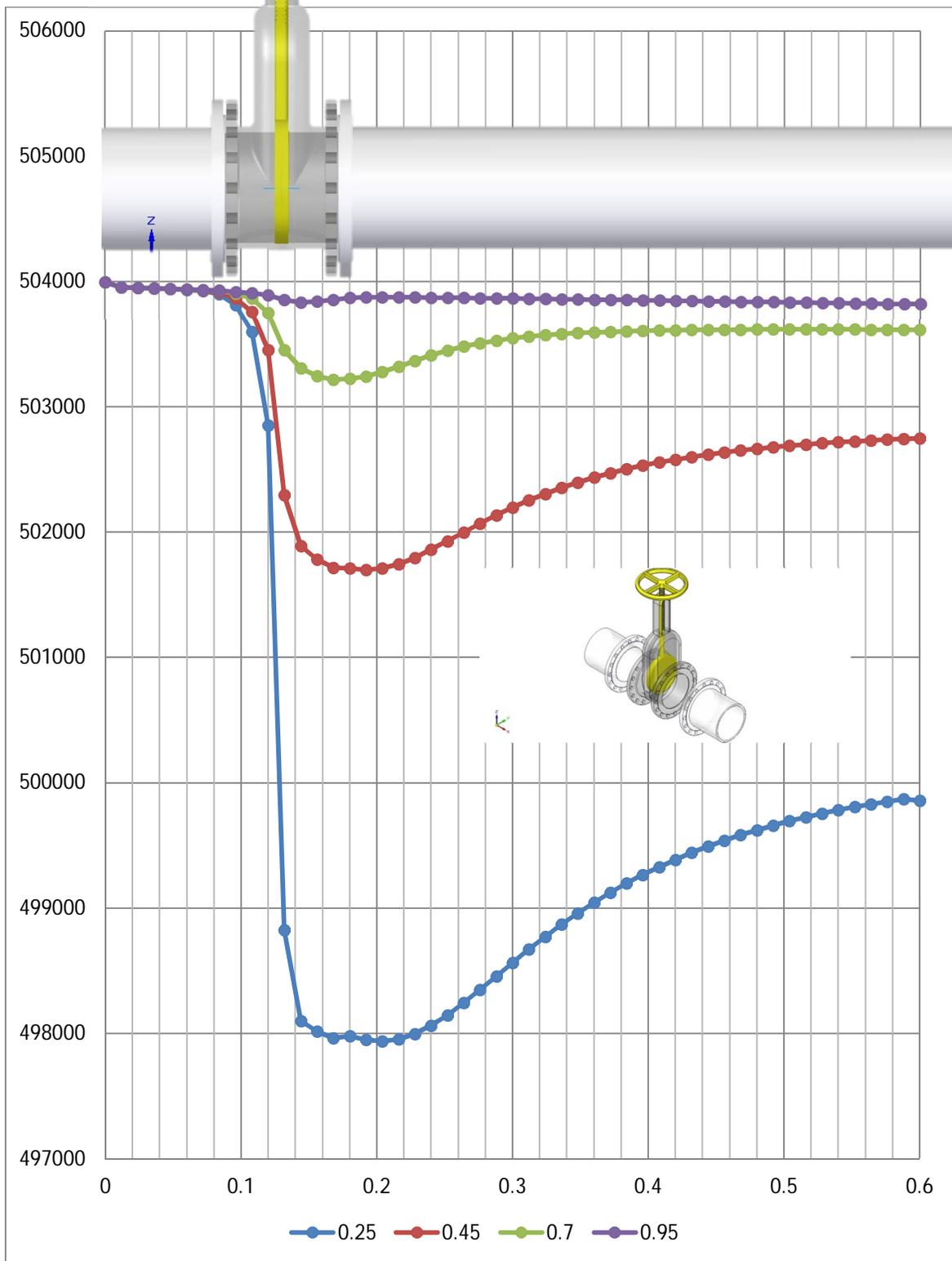


Figura 3.25. Valores de presión media [Pa] vs distancia [m] para diferentes aperturas [-] de la válvula de compuerta.

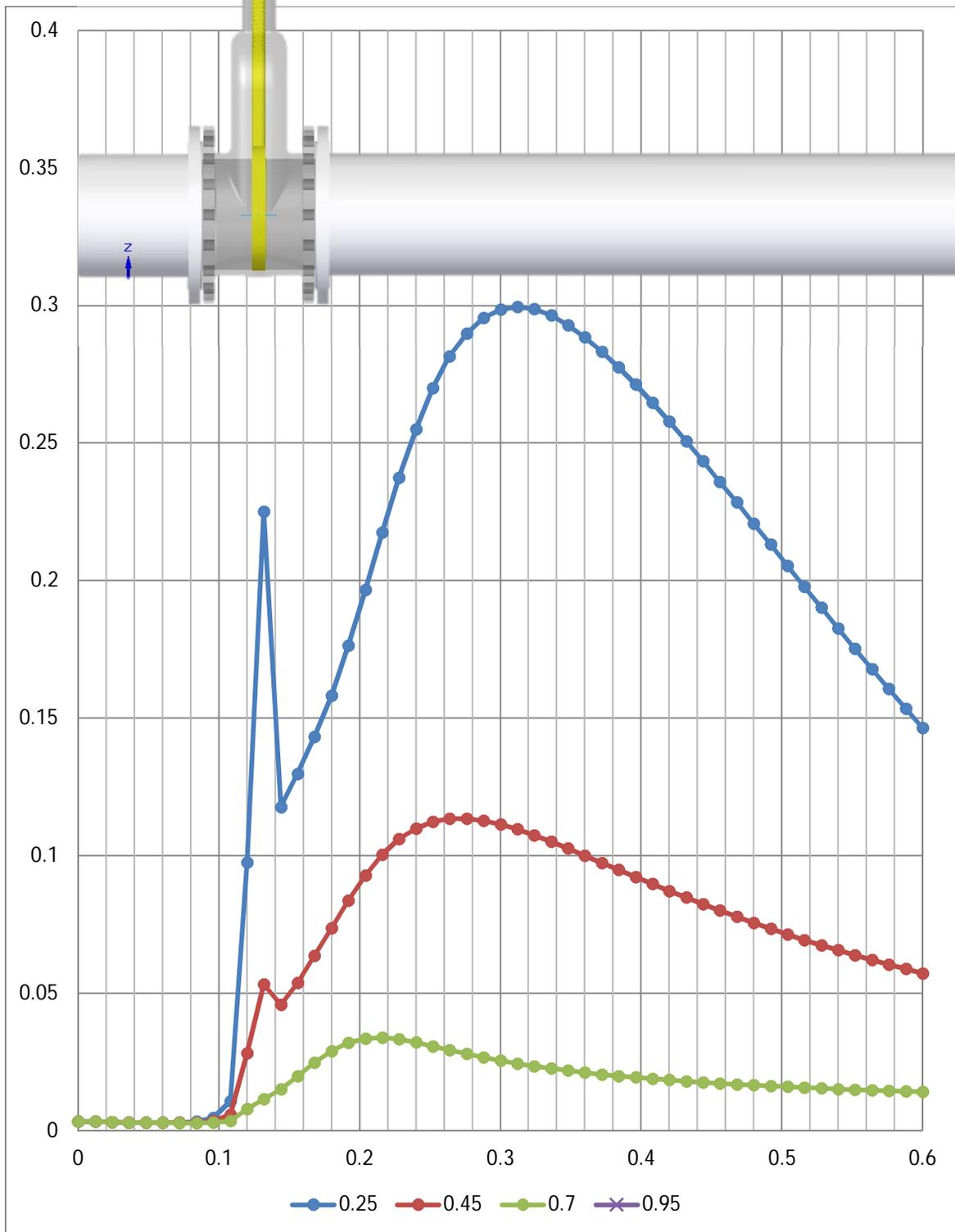


Figura 3.26. Valores de energía cinética turbulenta [J/kg] vs distancia [m] para diferentes aperturas [-] de la válvula de compuerta.



Coefficiente de pérdida de carga K para la válvula de compuerta

La figura 3.27 muestra los valores del coeficiente de pérdida para la válvula de compuerta con diferentes porcentajes de apertura, para valores establecidos por correlaciones y valores estimados por la simulación numérica.

Los porcentajes de error que corresponden a una apertura de 0.25 [-] y 0.9 [-] presentados en la tabla 3.13, presenta el error para el menor y el mayor grado de apertura que se realizó por el método de simulación numérica. La mayor variación en el método es representado por el error de 13.5% correspondiente a la apertura de 0.25 [-] de la distancia lineal de la compuerta en la válvula.

Tabla 3.13 Porcentaje de error para la válvula de compuerta en apertura de 0.25 y 0.9.

APERTURA [-]	0.25 [-]	0.9 [-]
COEFICIENTE K TEÓRICO	8.21	0.26
COEFICIENTE K CORRELACIÓN	9.5	0.25
ERROR	13.5%	4%

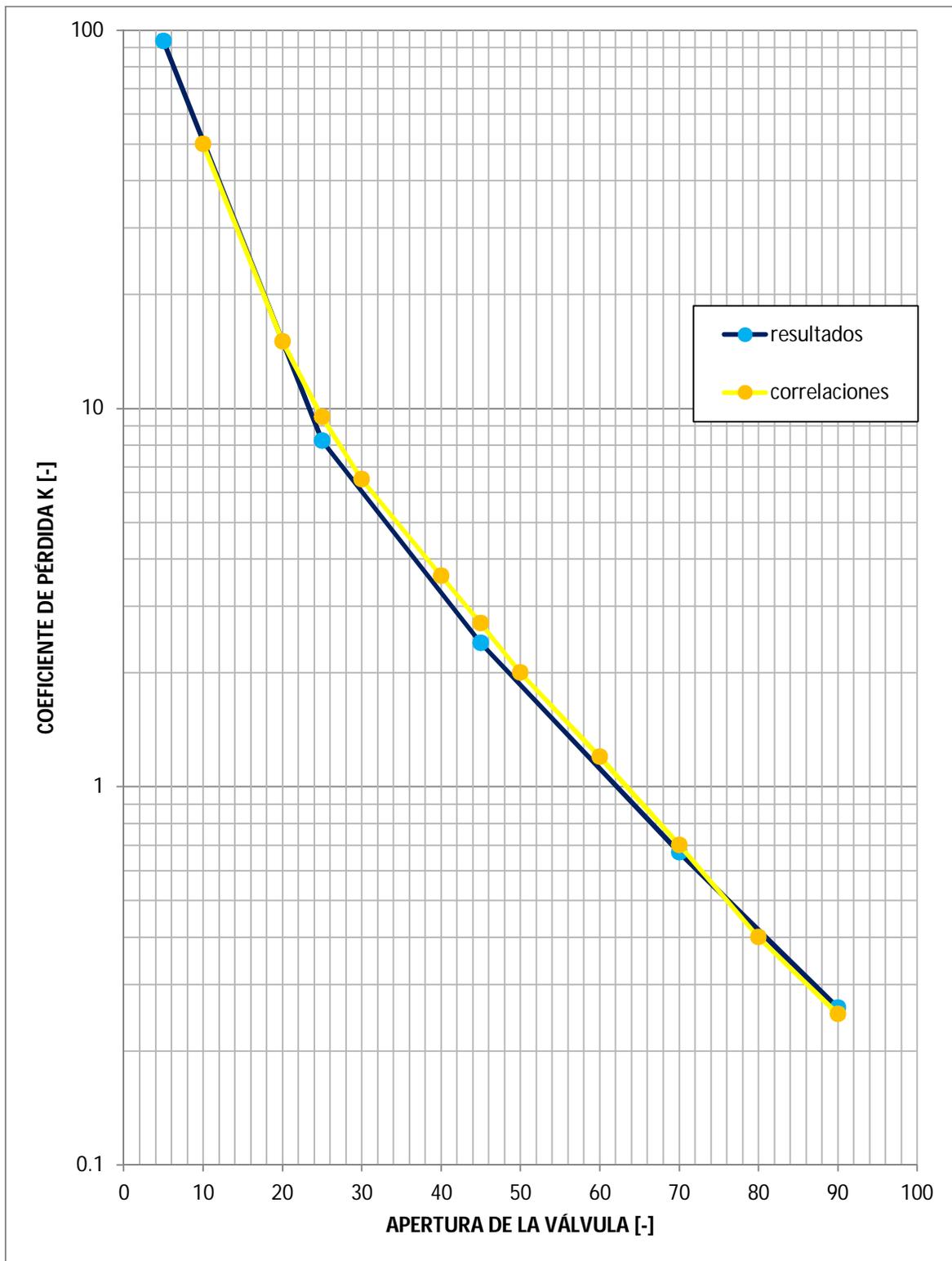


Figura 3.27. Coeficiente de pérdida de carga K [-] en función de la apertura [-] para la válvula de compuerta.



3.6.3. Válvula de tipo esfera

Campo de vectores

El campo de vectores de velocidad en el plano medio se presenta en la figura 3.28, correspondiente a la válvula de tipo esfera con una apertura de 45° de giro de la esfera.

A la entrada del sistema, el flujo tiene un perfil casi uniforme (1); al llegar a la compuerta, el flujo es estrangulado por medio de una reducción de área que ocurre cuando el vástago gira sobre su eje; la estrangulación en este punto provoca un aumento de velocidad (2). En el cuerpo de la válvula se genera una zona de recirculación (3), y una zona donde fluye más rápidamente hacia la salida del sistema (4). Por otro lado, cuando el flujo sale del cuerpo de la válvula aumenta su velocidad al pasar por el vástago (5). En los alrededores del vástago se registra un valor máximo de 5.15 [m/s]. Finalmente, detrás de este vástago de estrangulación se forma una zona de recirculación que se extiende hacia la salida del sistema (6).

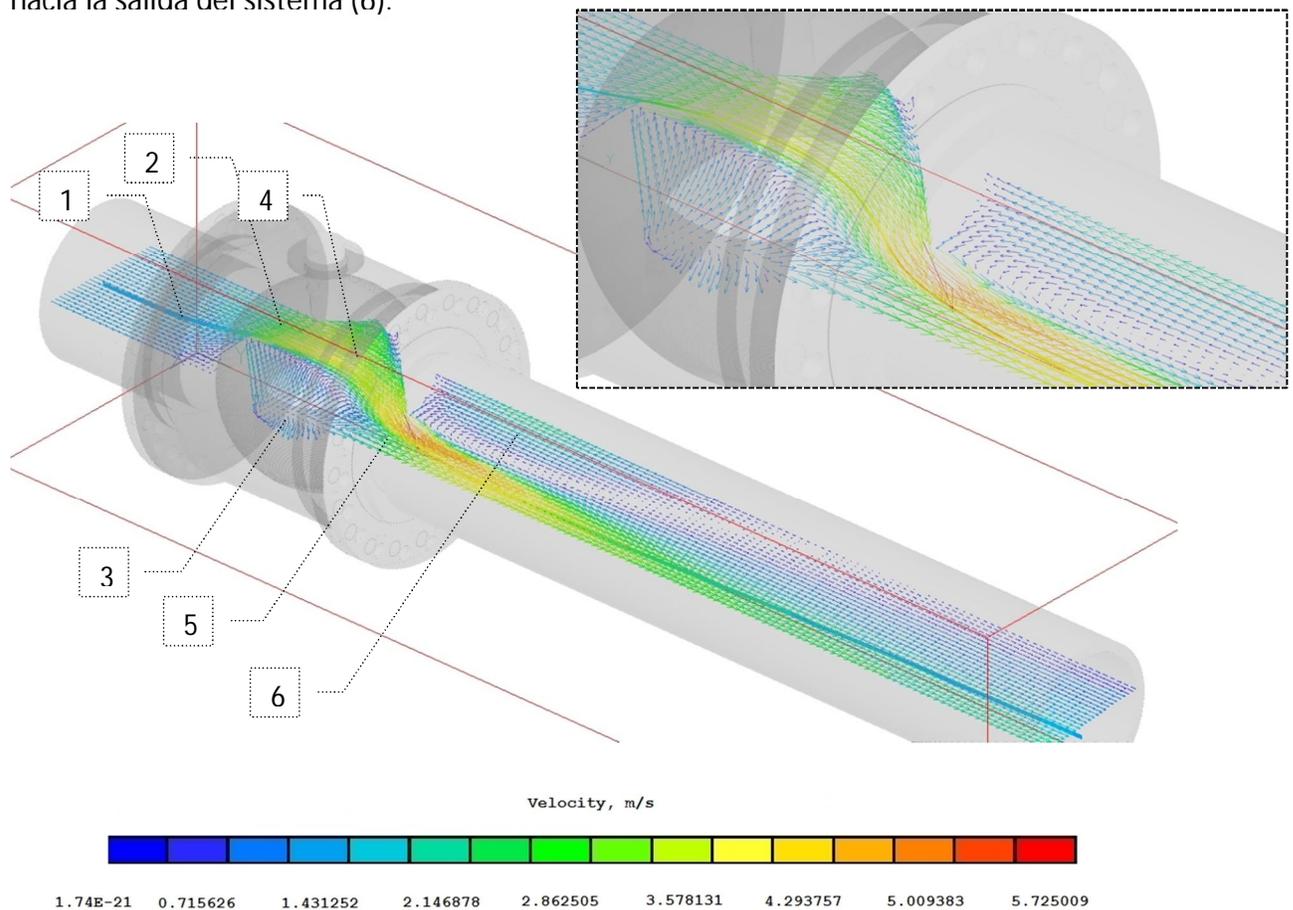


Figura 3.28. Campo de vectores para apertura de 45° de la válvula de esfera.



Contorno de presión

En la figura 3.29 se muestra en el plano medio el contorno de presión para la válvula de tipo esfera con una apertura de 45°. A la entrada del sistema el flujo tiene un perfil con alto valor de presión (1). En el interior del cuerpo de la válvula se observan regiones de presión alta en las zonas donde el flujo choca con la pared interna y disminuye su velocidad hasta valores cercanos a cero (2), y regiones de presión baja donde fluye hacia la salida del sistema con mayor velocidad (3). Cuando el flujo sale de la válvula la presión disminuye (4), y conforme avanza hacia la salida del sistema el flujo recupera presión gradualmente hasta adoptar un valor uniforme; sin embargo este valor ya no es el mismo que tenía el flujo en la entrada.

La caída de presión entre la entrada a 507,741.74 [Pa] y la salida a 499,915.15 [Pa], es de 7,826.6 [Pa]; para la correlación la caída de presión tiene un valor de 5,928 [Pa]. El coeficiente de pérdida calculado con las estimaciones del CFD es de 15.68, mientras que el establecido por la correlación es de 18; el error calculado en este caso para la válvula tipo esfera y apertura de 45° de giro de la esfera tiene un valor de 12.8 %.

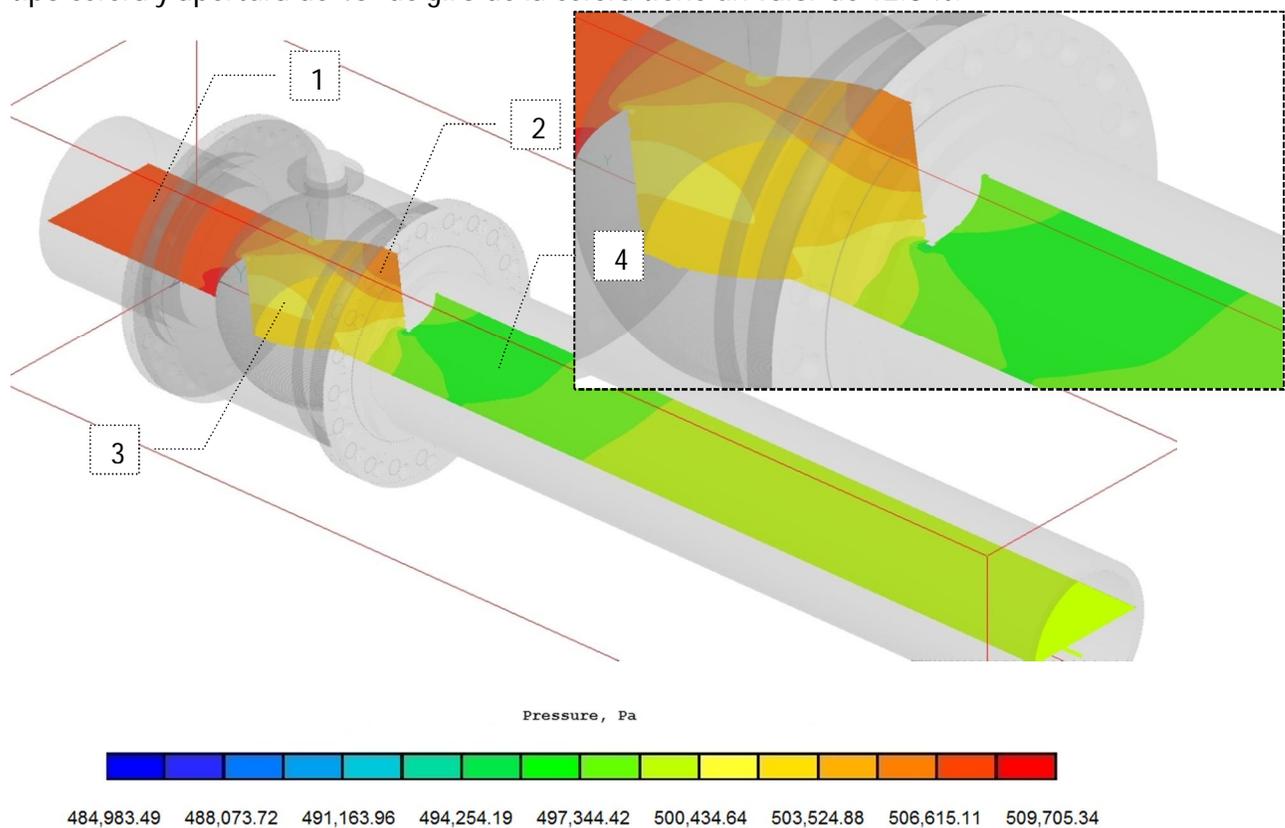


Figura 3.29. Contorno de presión para apertura de 45° de la válvula de esfera.



Contornos de Energía Cinética Turbulenta

Los contornos de energía cinética turbulenta en el plano medio, para la válvula tipo esfera en la simulación para en caso de apertura de 45° de giro de la esfera, se presentan en la figura 3.30.

Conforme el flujo va pasando por la válvula el valor de energía cinética cambia debido a las variaciones de velocidad producidas por la geometría interna de la válvula. Las zonas de mayor valor de energía cinética se registran al pasar por la región de estrangulación del vástago (1), con un valor de 1.41 [J/kg]; y más adelante, donde el flujo con alta velocidad y la recirculación tienen contacto (2); aquí el valor de la energía cinética turbulenta aumenta a un valor de 1.28 [J/kg].

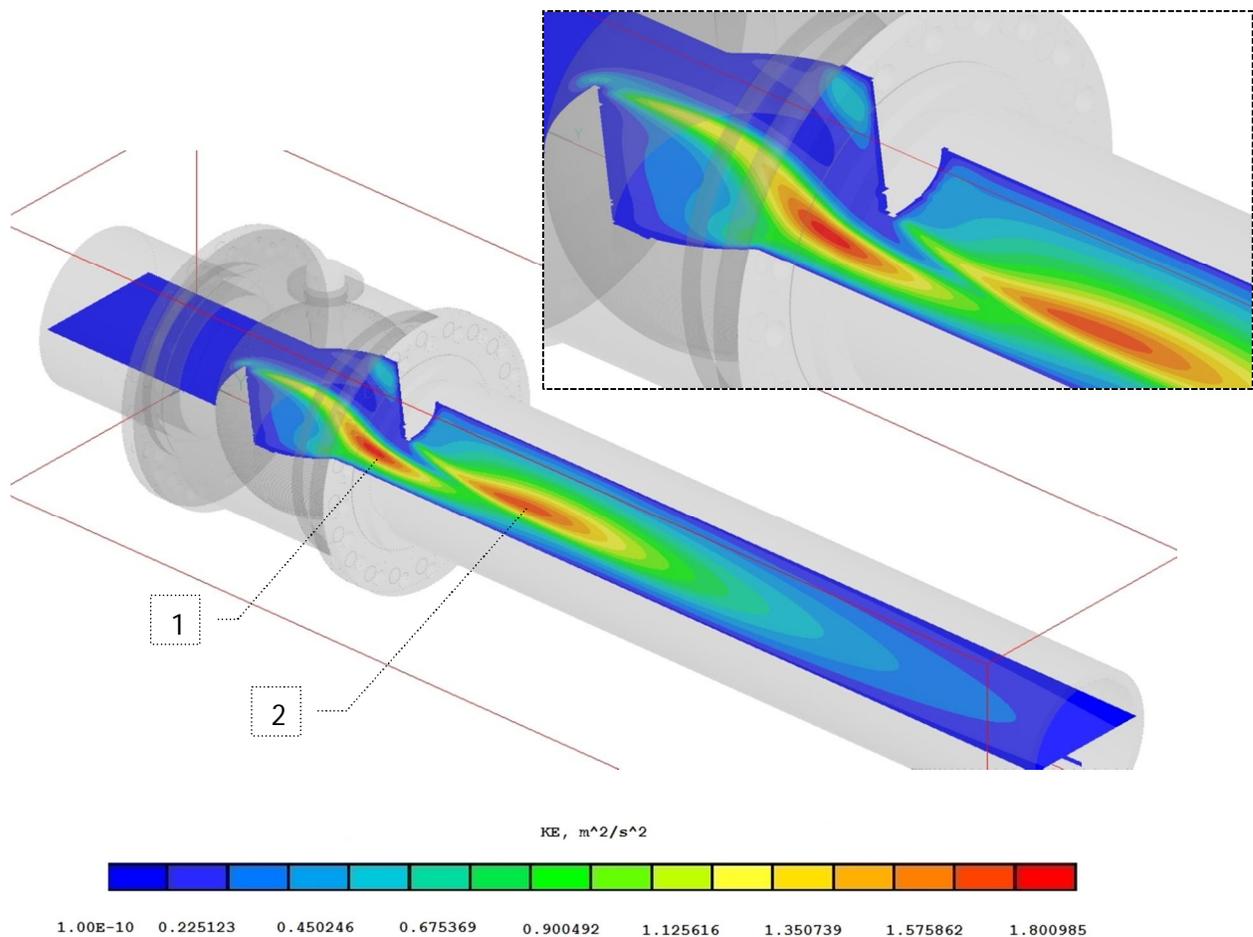


Figura 3.30. Contorno de energía cinética para apertura de 45° de la válvula de esfera.



Presión media

La figura 3.31 muestra la comparación de los valores de presión media de la válvula de tipo esfera para diferentes porcentajes de apertura. El caso que se describe a continuación corresponde a valores para la simulación de la válvula con una apertura de 25° de giro de la esfera de estrangulación.

En el inicio del sistema, el flujo tiene una alta presión. A continuación la presión va disminuyendo debido a la estrangulación por la reducción de área a la que es sometido el flujo. Después la presión aumenta ligeramente hasta 517,725 [Pa] en el interior de la válvula y nuevamente disminuye hasta un valor mínimo de 493,227 [Pa] cuando el flujo sale de la válvula. Posteriormente, el valor de la presión aumenta gradualmente debido a la disminución de velocidad hasta alcanzar un valor casi constante a la salida del sistema. La tabla 3.14 muestra la diferencia de presión que tiene la válvula de esfera al paso por el sistema, en una apertura de 25° y 80° de giro de la esfera de estrangulación.

Tabla 3.14 Valor media de presión [Pa] para apertura de 25° y 80° de la válvula de esfera.

APERTURA	ΔP Simulación [Pa]	ΔP Correlación [Pa]	% ϵ
25°	35,195.49	29,640	8.50
80°	229.58	222.3	2.22

Energía cinética turbulenta media

En la figura 3.32 se muestran los resultados de las predicciones de energía cinética turbulenta de valores medios en el área transversal para diferentes aperturas. A la entrada, se identifican valores mínimos de la energía cinética turbulenta. En adelante el valor aumenta hasta alcanzar un valor máximo de 2.12 [J/kg] antes de pasar por el orificio de estrangulación; a continuación presenta una disminución en su valor de 1.25 [J/kg] cuando el flujo pasa por el orificio de estrangulación, y aumenta nuevamente hasta 1.64 [J/kg] en la región donde se presenta la zona de recirculación del flujo y en adelante el valor disminuye gradualmente hacia la salida del sistema. La tabla 3.15 muestra la diferencia de energía cinética turbulenta a la salida del sistema, con porcentajes de 25° y 80° de apertura de la esfera de estrangulación.

Tabla 3.15 Valor medio de energía cinética [J/kgK] turbulenta para apertura de 25° y 80° de la válvula de esfera.

APERTURA / DISTANCIA	0.012[m]	2 [m]	DIFERENCIA
25°	0.0029936	0.267584	0.264591
80°	0.0029509	0.006023	0.000307

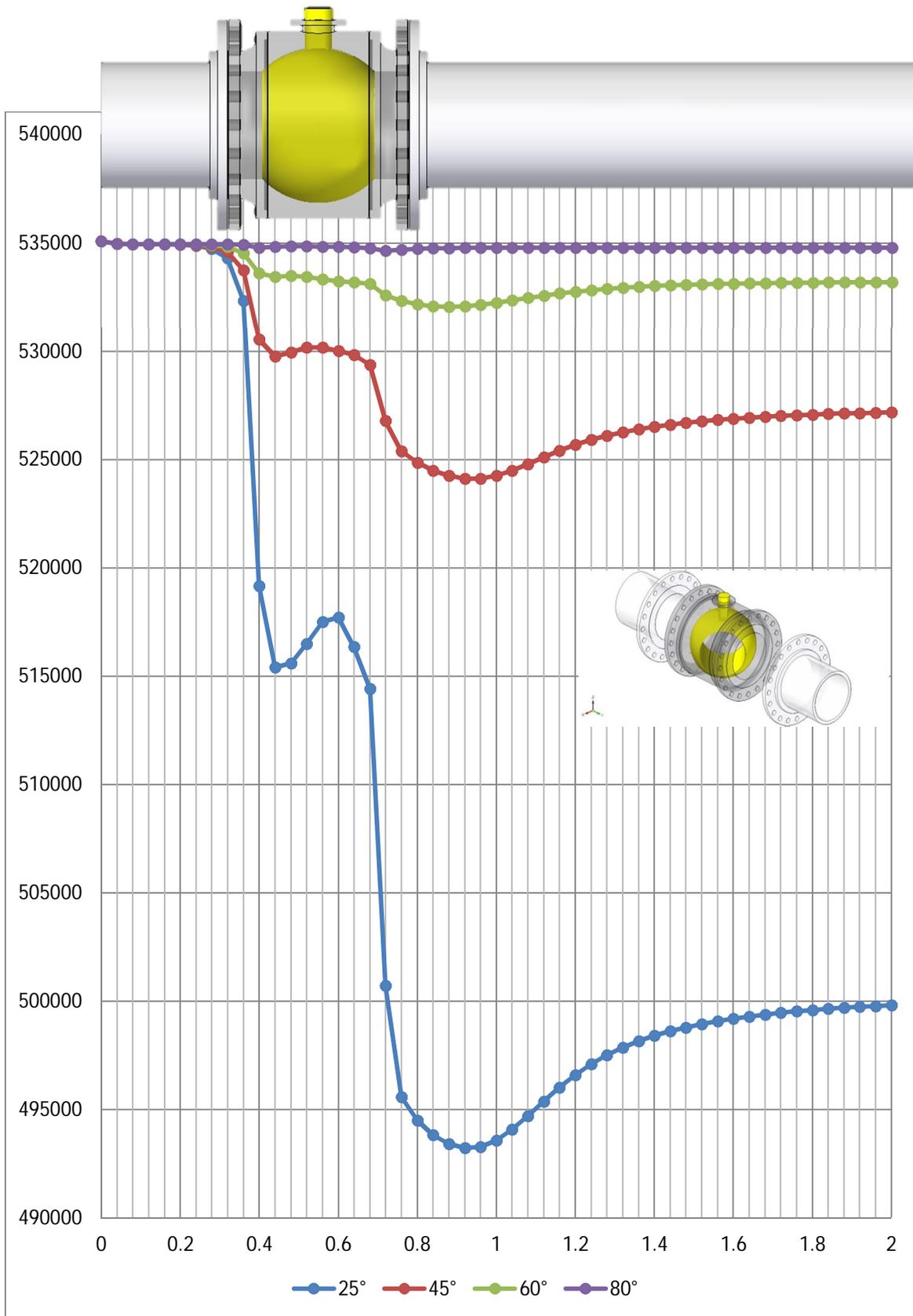


Figura 3.31. Valores de presión media [Pa] vs distancia [m] para diferentes grados [°] de apertura de la válvula de esfera.

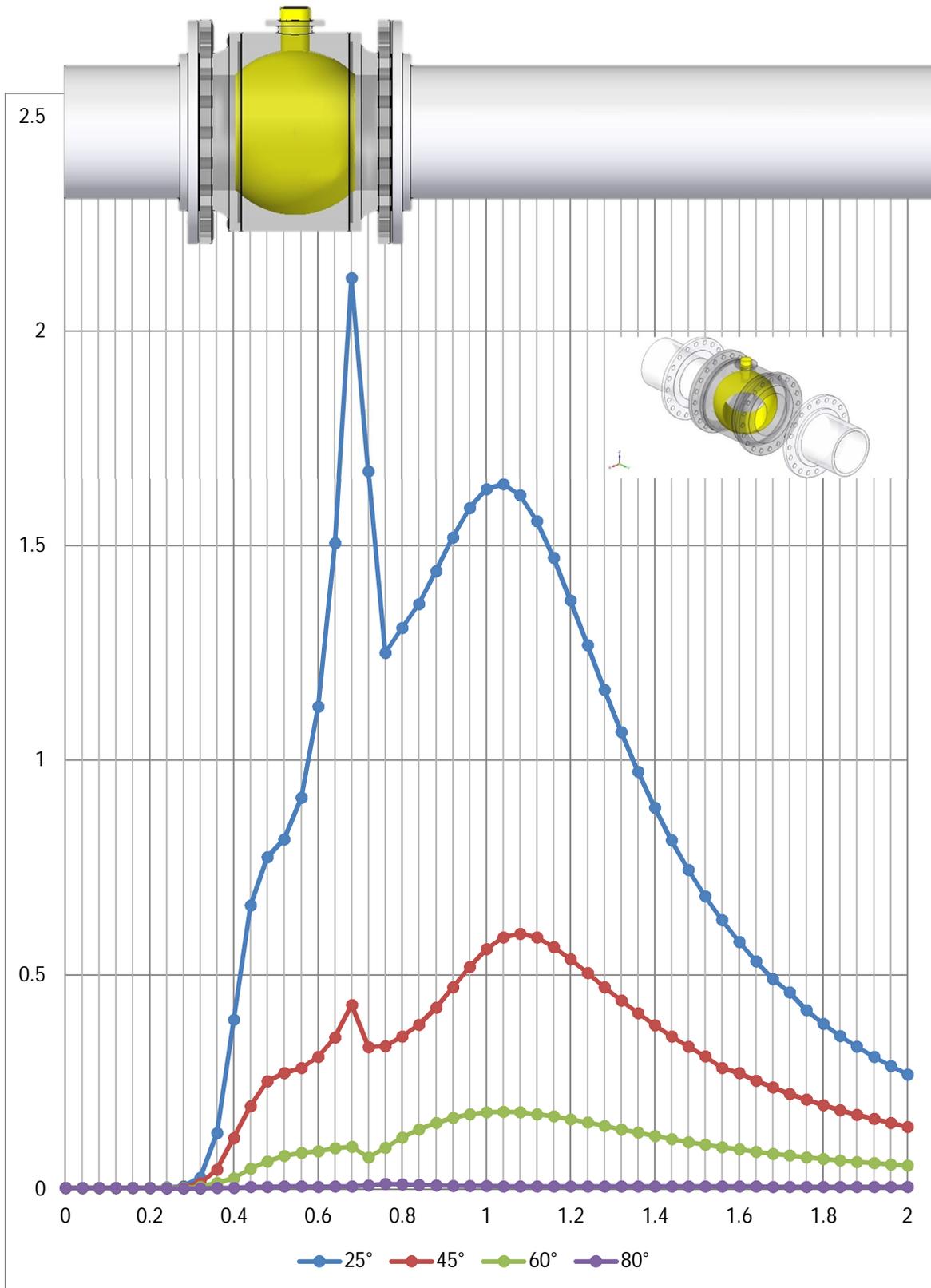


Figura 3.32. Valores de energía cinética turbulenta [J/kg] vs distancia [m] para diferentes grados [°] de apertura de la válvula de esfera.



Coefficiente de pérdida de carga K para la válvula de esfera

Los valores del coeficiente de pérdida para la válvula de tipo esfera predichos por el modelo numérico son comparados con los valores establecidos por correlaciones, se muestran en la figura 3.33.

Los valores estimados para el coeficiente de pérdida K y los porcentajes de error que corresponden a 25°, 40° y 80° de apertura en la válvula de esfera representan los porcentajes de pérdida para los casos de menor, media y mayor apertura de la válvula simulados con el modelo numérico. Los valores para el coeficiente y el porcentaje de error para estos casos se presentan en la tabla 3.16.

Tabla 3.16 Porcentaje de error para la válvula de esfera para diferentes grados [°] de apertura.

APERTURA [°]	25°	40°	80°
COEFICIENTE K TEÓRICO	70.53	15.68	0.46
COEFICIENTE K CORRELACIÓN	65	18	0.45
ERROR	8.5%	12.88	2.2%

La apertura de 25° de giro de la esfera de estrangulación tiene un valor establecido por la correlación de 65 y el predicho por la simulación numérica es de 70.5 que representa un error de 8.5%. El valor de error aumenta para una apertura de 40° en la válvula de esfera. Para un valor del coeficiente de 15.6 en el caso simulado por el CFD y un valor establecido por la correlación de 18, el porcentaje calculado es de 12.88% y representa la mayor variación del coeficiente de pérdida entre ambos métodos para la válvula de esfera.

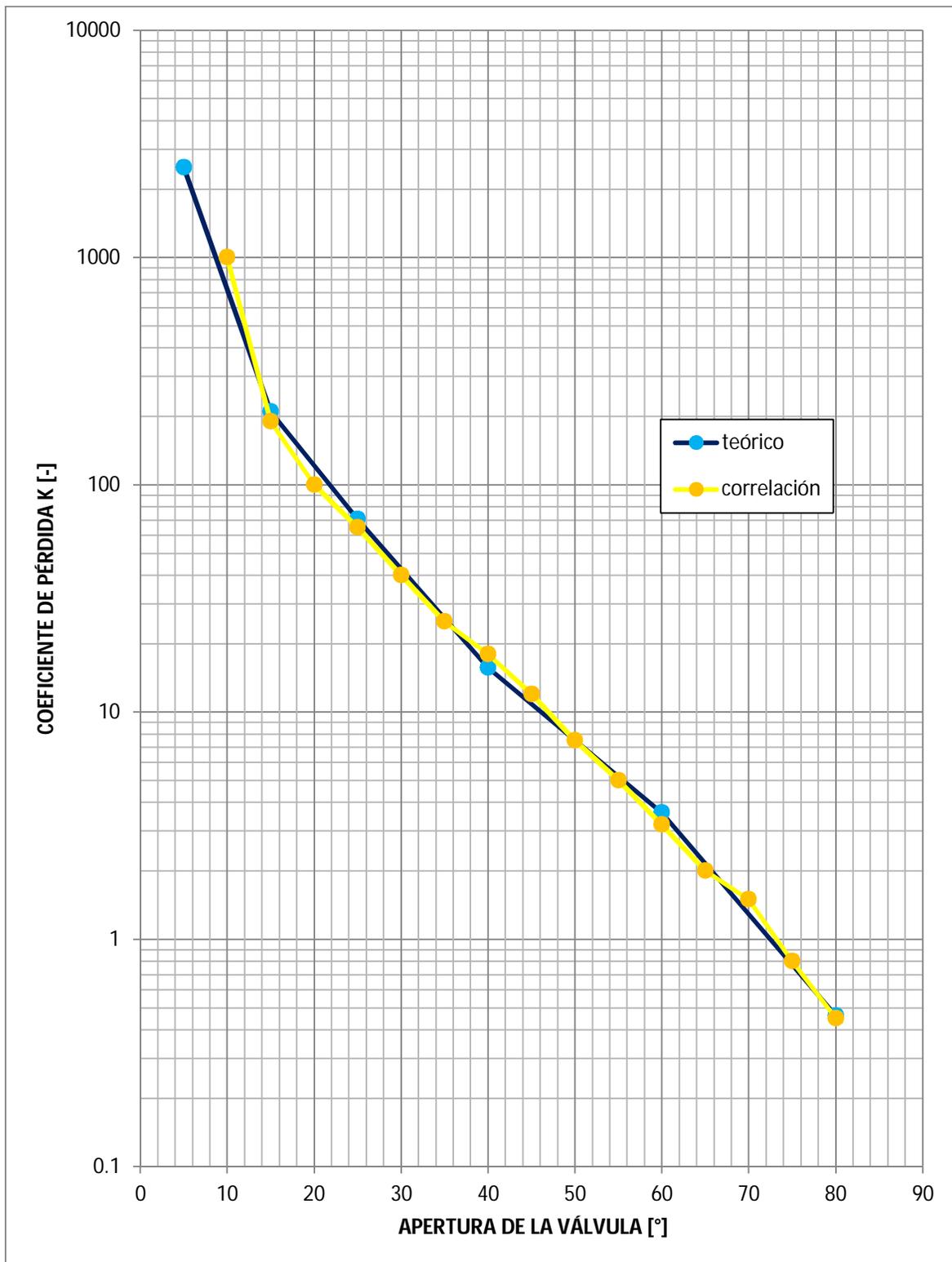


Figura 3.33. Coeficiente de pérdida K [-] en función de los grados [°] de apertura para la válvula de esfera.



3.6.4. Válvula de tipo mariposa

Campo de vectores.

En la figura 3.34, se muestra el campo de vectores en el plano medio para la válvula de tipo mariposa con una apertura de 45° de giro del disco de cierre.

En la entrada del sistema, el flujo tiene un perfil casi uniforme (1); al hacer contacto con la compuerta, el flujo se divide en un caudal superior e inferior debido a la posición de la compuerta dentro de la válvula. La velocidad del flujo aumenta al pasar por la región inferior y superior de la compuerta cuando se produce la estrangulación, los valores máximos se registran al paso por la región superior (2), con un valor de 4.22 [m/s], y al paso por la región inferior (3) con un valor de 6.71 [m/s]. Se observa una zona de recirculación donde el caudal inferior se une con el caudal superior atrás de la compuerta de estrangulación (4), la velocidad disminuye cuando ambos caudales se juntan y adquieren valores uniformes hacia la salida del sistema (5).

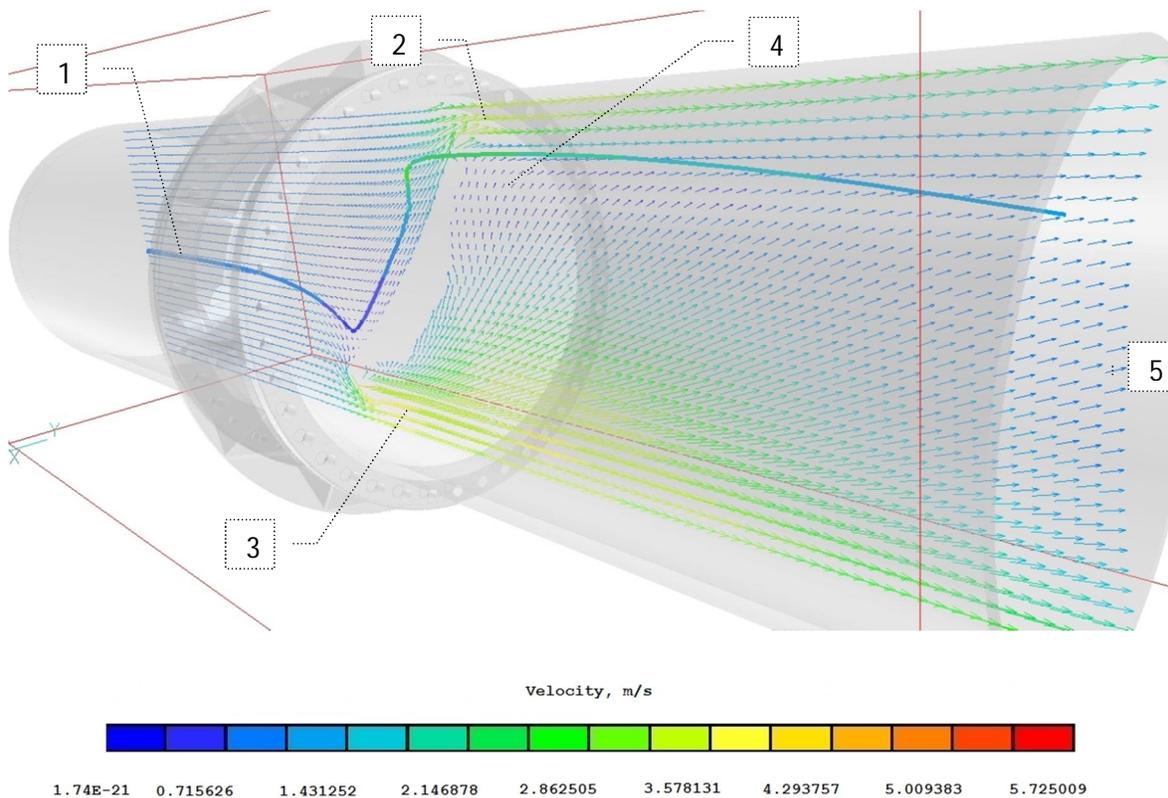


Figura 3.34. Campo de vectores para apertura de 45° de la válvula de mariposa.



Contorno de presión

La figura 3.35 muestra los contornos de presión del flujo en el plano medio para la válvula de tipo mariposa con una apertura de 45° de giro del disco de cierre.

En la entrada del sistema, el contorno muestra un flujo con alta presión (1) y un valor aproximado de 507,048.59 [Pa], al pasar por la compuerta la presión disminuye debido a la estrangulación que genera el giro de la compuerta; y a la salida del sistema, la presión tiene valores casi uniformes (2), aquí se registra un valor aproximado de 499,954.9 [Pa]. El cambio entre la entrada y la salida es de 7,093.70 [Pa], que representa la caída de presión del flujo al paso por el sistema. La caída de presión para la correlación presenta un valor de 7,984 [Pa]. El coeficiente de pérdida calculado para los resultados de la predicción numérica tiene un valor de 14.1 unidades, la correlación establece un valor de 13 unidades para el mismo caso. El error entre ambos métodos calculado tiene un valor de 8.9 por ciento para el caso de 45° de apertura de la válvula de tipo mariposa.

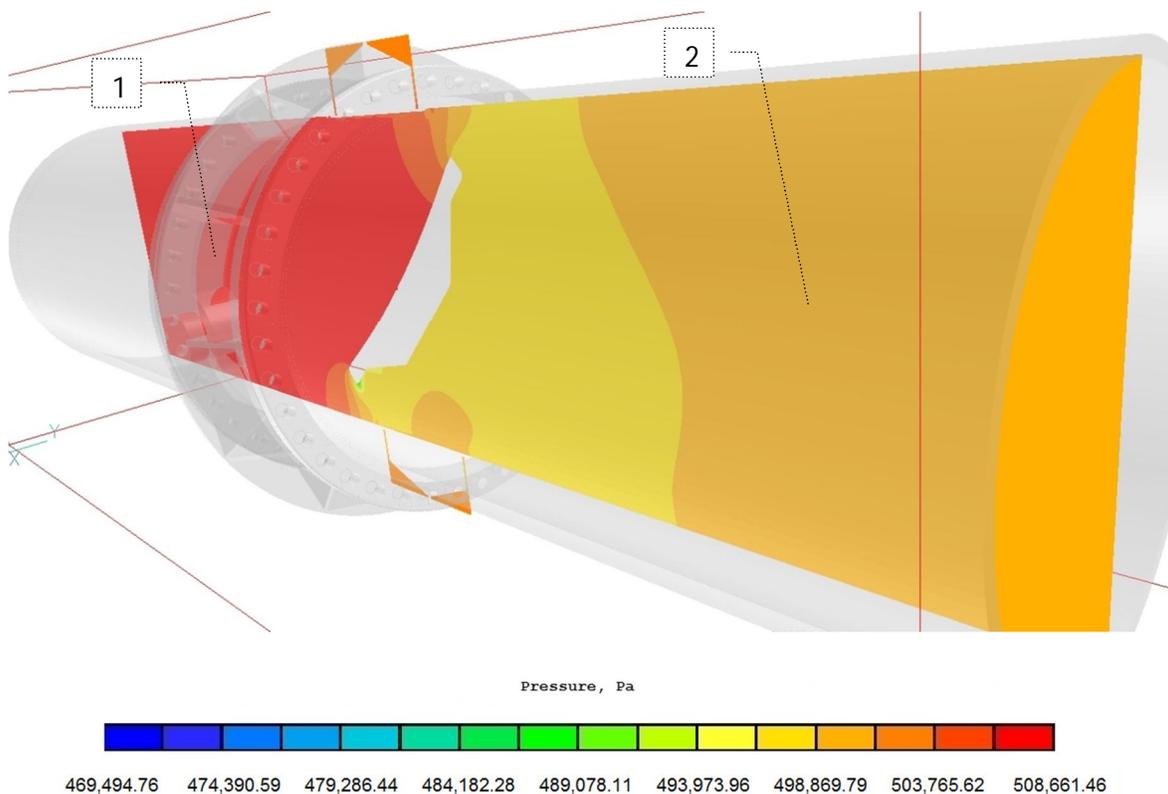


Figura 3.35. Contorno de presión para 45° de apertura de la válvula de mariposa.



Contorno de energía cinética turbulenta

La figura 3.36 muestra los contornos de energía cinética turbulenta en el plano medio, para la simulación del flujo en la válvula tipo mariposa con 45° de apertura.

Se pueden observar las zonas con mayor valor donde se producen cambios significativos en dirección y velocidad del flujo. Conforme el flujo va pasando por la compuerta, el valor de la energía cinética turbulenta aumenta en la región superior e inferior; adquiere un valor de 1.73 [J/kg] en la zona inferior (1); y un valor de hasta 0.98 [J/kg] en la zona superior (2). Después, se registra un valor alto de 0.89 [J/kg], en la zona donde el caudal inferior con alta velocidad adquiere una dirección ascendente al pasar por la compuerta (3). El flujo adopta una misma dirección y valores uniformes hacia la salida del sistema.

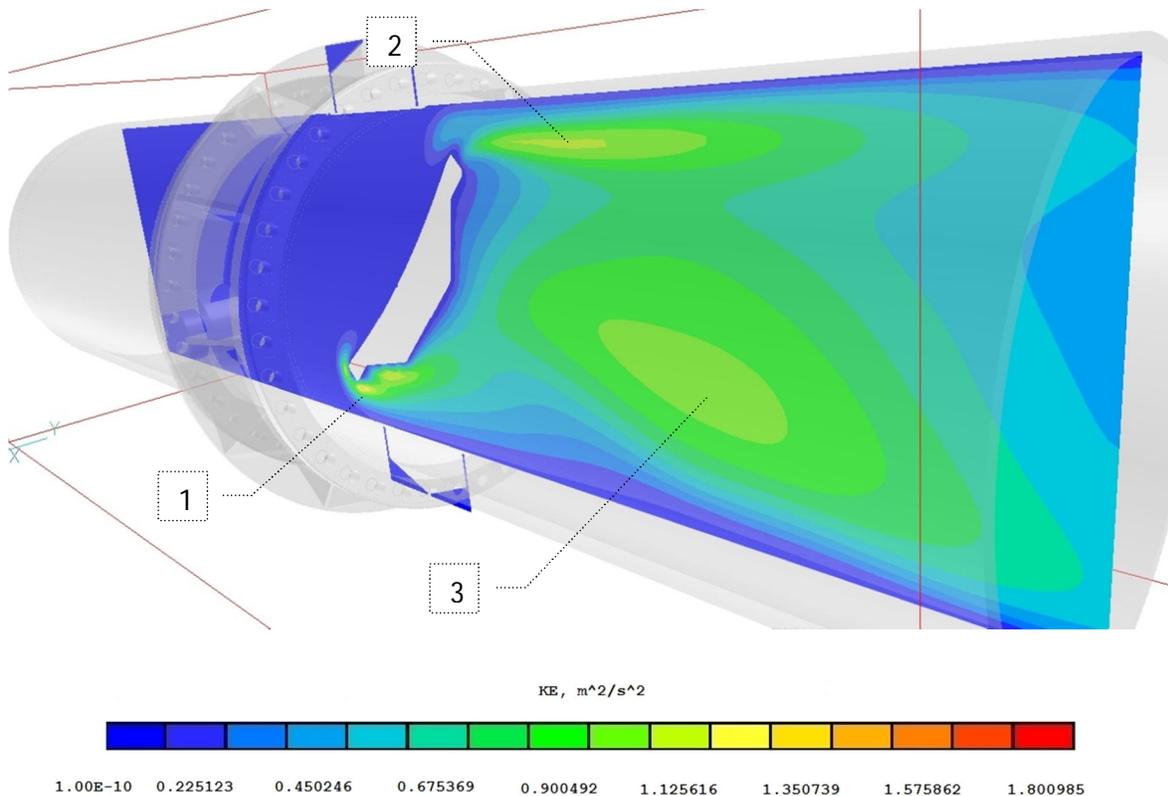


Figura 3.36. Contorno de energía cinética para 45° de apertura de la válvula mariposa.



Presión media

A continuación, se presenta la comparación de los valores de presión media de la válvula de tipo mariposa para diferentes porcentajes de apertura en la figura 3.37.

En la gráfica se observa en el inicio del sistema para una apertura de 45°, el flujo tiene alta presión con un valor aproximado de 507,042 [Pa]. En adelante la presión va disminuyendo debido al cierre del disco que provoca la estrangulación por reducción de área. El valor de la presión disminuye hasta aproximadamente 497,586.2 [Pa] cuando el flujo pasa el disco y sale de la válvula. Posteriormente, el valor de la presión aumenta gradualmente debido a la disminución de velocidad hasta adoptar valores casi constantes a la salida del sistema.

Las diferencias de presión media a la entrada y salida del cuerpo de la válvula se presentan en la tabla 3.17, para la simulación y los valores por correlaciones para los casos de apertura de 15° y 80° de la válvula de mariposa.

Tabla 3.17 Valor media de presión [Pa] para apertura de 15° y 80° de la válvula de mariposa.

APERTURA	ΔP Simulación [Pa]	ΔP Correlación [Pa]	%ϵ
15°	220,670.39	199,600	10.55
80°	130.45	124.75	4

Energía cinética turbulenta media

En la figura 3.38, se muestran los diferentes resultados de energía cinética turbulenta de valores medios en el área transversal para diferentes aperturas. En la sección de entrada del sistema los valores presentan similitud entre sí. En adelante el valor de la energía cinética aumenta hasta alcanzar un valor aproximado máximo de 0.67 [J/kg]. Posteriormente, el valor disminuye gradualmente hacia la salida del sistema.

La tabla 3.18 muestra la diferencia de energía cinética turbulenta a la salida del sistema, con apertura de 15° y 80° de giro del disco de cierre, donde se observa menor apertura producen mayores valores en la energía cinética turbulenta.

Tabla 3.18 Valor medio de energía cinética turbulenta [J/kg] para apertura de 15° y 80° de la válvula.

APERTURA / DISTANCIA	0.012[m]	2.32 [m]	DIFERENCIA
15°	0.0028775	0.3214315	0.318554
80°	0.0029139	0.0037019	0.000824

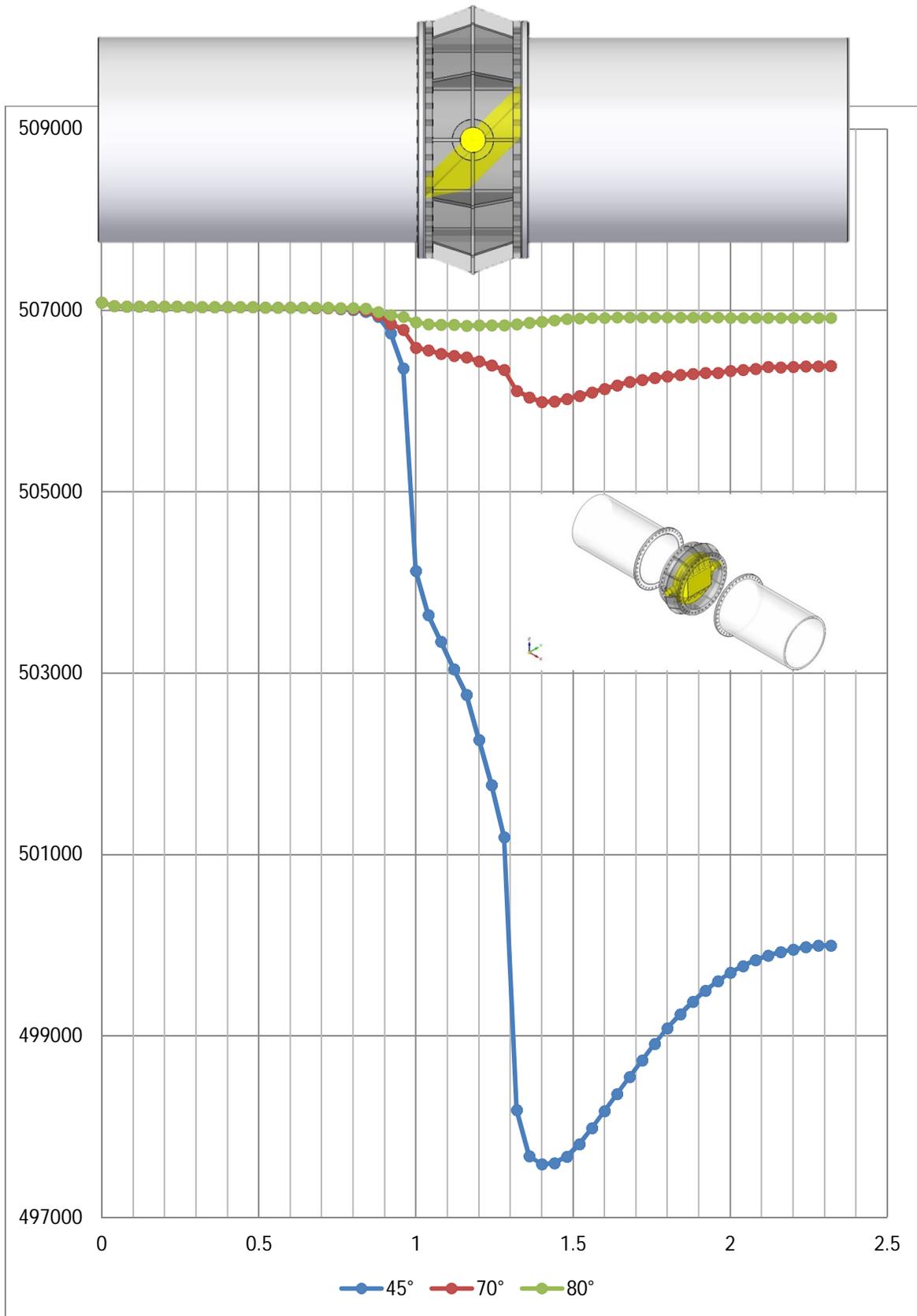


Figura 3.37. Valores de presión media [Pa] vs distancia [m] para diferentes aperturas en grados [°] de la válvula de mariposa.

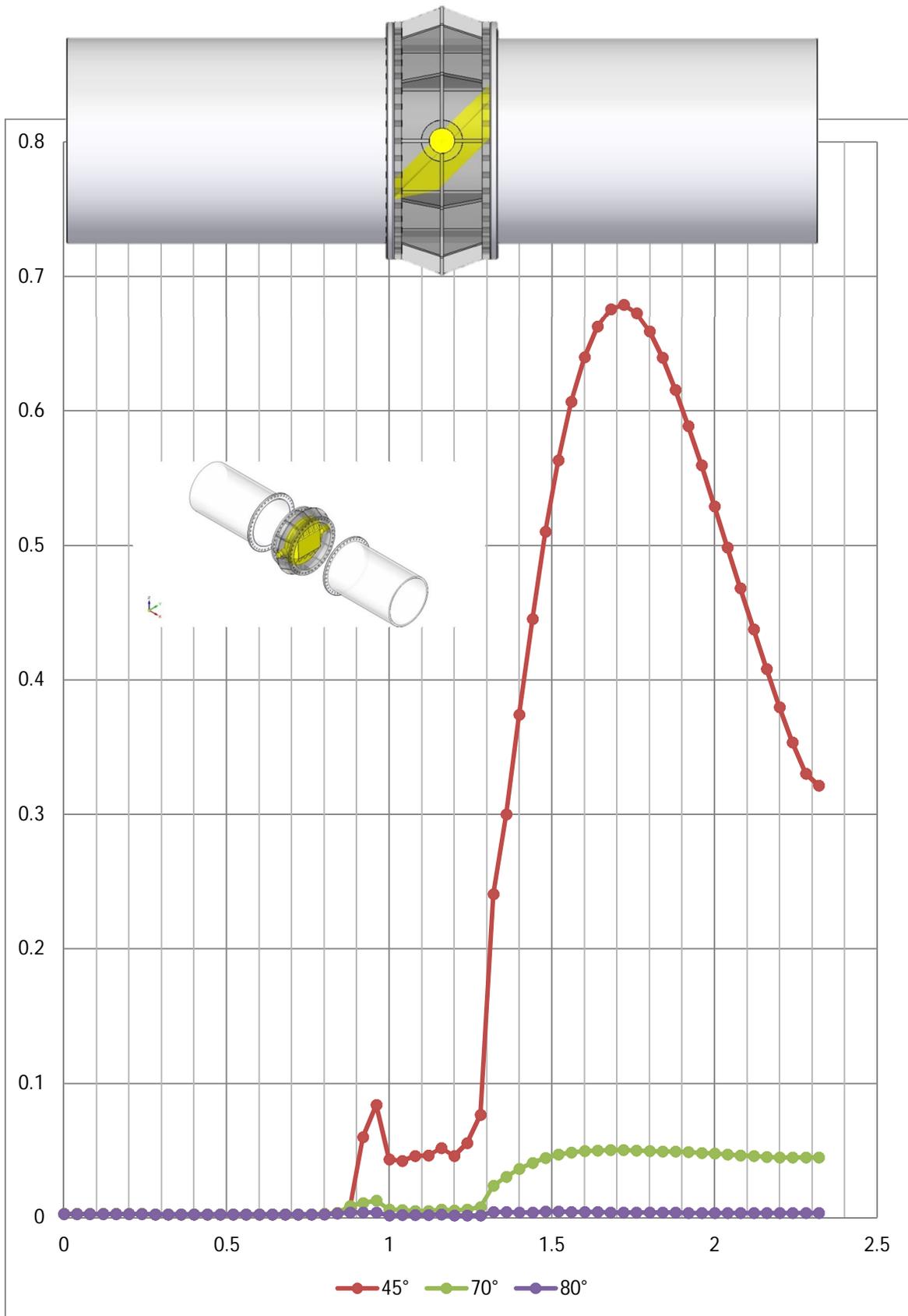


Figura 3.38. Valores de energía cinética turbulenta [J/kg] vs distancia [m] para diferentes grados [°] de apertura de la válvula de mariposa.



Coefficiente de pérdida de carga K para la válvula de mariposa

Los valores del coeficiente de pérdida de la válvula de tipo mariposa, se comparan entre los valores predichos por el modelo numérico y los establecidos por correlaciones, se presentan en la figura 3.39.

Los valores para el coeficiente de pérdida K estimados y los respectivos porcentajes de error entre métodos, que corresponden a una apertura de 15° y 80° en la válvula de mariposa se presentan en la tabla 3.19, y representan los porcentajes de pérdida para los casos de menor, media y mayor apertura de la válvula, predichos con el modelo numérico y comparados con correlaciones.

Tabla 3.19 Porcentaje de error para la válvula de mariposa en diferentes grados [°] de apertura.

APERTURA [°]	15°	25°	80°
COEFICIENTE K TEÓRICO	442.22	85.24	0.26
COEFICIENTE K CORRELACIÓN	400	110	0.25
ERROR	10.5%	22.5%	4%

El mayor porcentaje de error en este caso, que se registra entre el modelo numérico y los valores de correlaciones es para una apertura del 25°, donde el error presenta un valor de 22.5 %, y el menor porcentaje que se registra para ambos métodos se presenta para una apertura del 80° cuando el valor de error es de 4%.

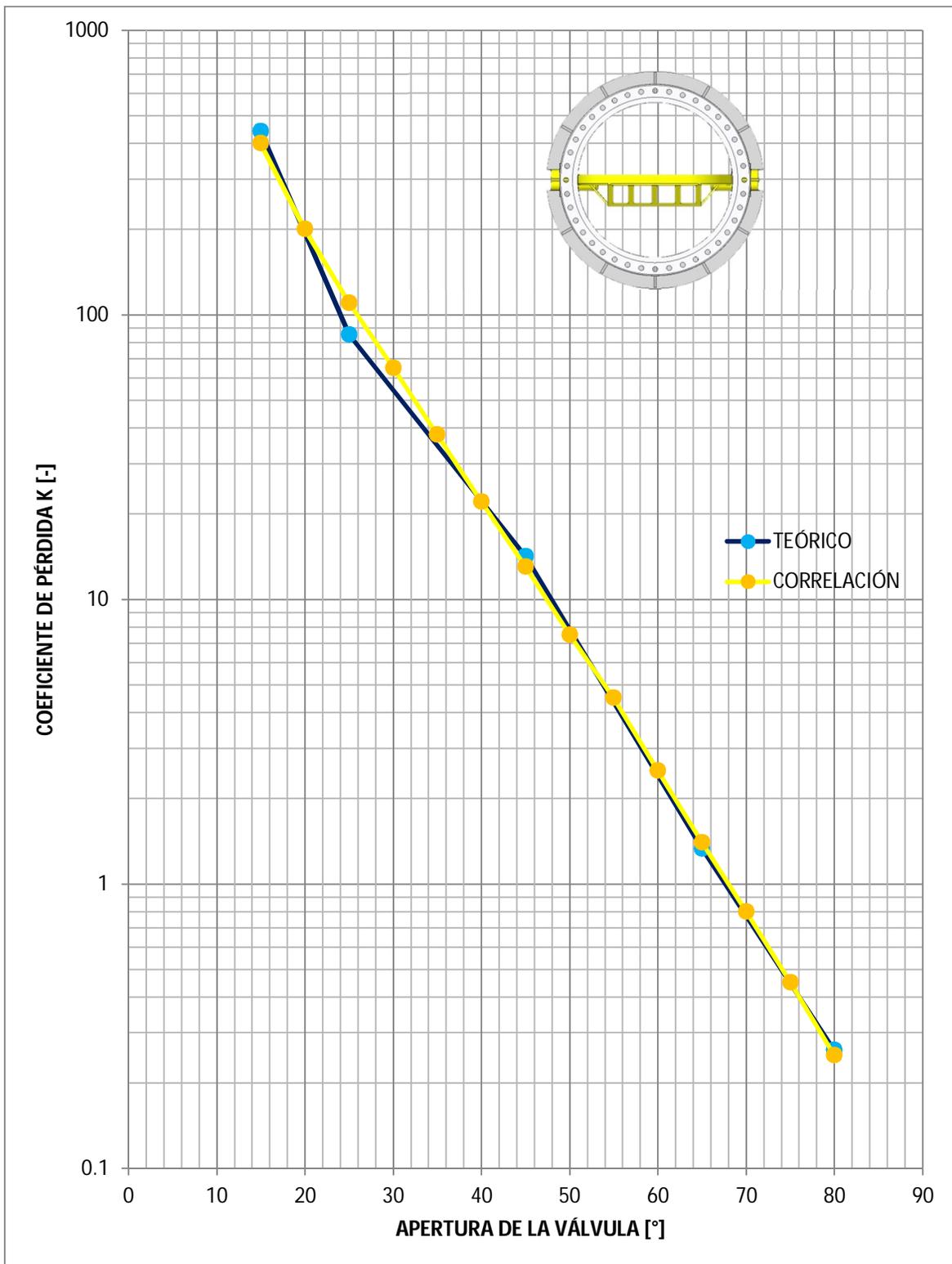


Figura 3.39. Coeficiente de pérdida K [-] en función de los grados [°] de apertura para la válvula de mariposa.



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



CAPITULO IV

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

En este trabajo de tesis se realizó la simulación numérica del flujo en el interior de válvulas, las cuales son clasificadas generalmente como válvulas de bloqueo y de estrangulación; en este caso las válvulas corresponden a cuatro tipos diferentes que son: de globo, de compuerta, de esfera y de mariposa.

El sistema bajo análisis en cada uno de los cuatro casos estuvo compuesto del cuerpo de la válvula, la compuerta o vástago de estrangulación y dos secciones de tubería ubicados a la entrada y la salida. Con este sistema se realizó la simulación del flujo que pasa por un proceso de estrangulación y que tiene como consecuencia directa la pérdida de presión en el caudal de flujo.

El trabajo de tesis, se centró en el análisis y comparación del comportamiento del flujo, enfocado en las variaciones que tienen la presión, la velocidad y las fluctuaciones de la energía cinética turbulenta para cada caso.

Las simulaciones fueron realizadas por medio del código de Dinámica de Fluidos Computacional denominado PHOENICS, el cual resuelve las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento por el método de volúmenes finitos. Para representar el efecto de la turbulencia en el flujo dentro de la válvula se utilizó el modelo $K - \epsilon$ estándar. El flujo se supone incompresible y de densidad constante.

A lo largo de la trayectoria, el flujo atraviesa por una geometría característica que determina el tipo de válvula. Esta geometría genera diferentes cambios en el valor de la velocidad del flujo, debido a la trayectoria que éste recorre dentro de la válvula a través de secciones con diferentes áreas transversales y a la propia estrangulación que experimenta el flujo. A la salida, el valor de la velocidad tiende a tomar valores uniformes, cuando pasa nuevamente por una sección de área transversal igual a la de la entrada.

Los cambios en el valor de la velocidad dan lugar a la generación de esfuerzos que junto con la turbulencia del flujo propician una mayor disipación de la energía mecánica, esta disipación de energía se refleja en una caída de presión en el flujo.



Conforme disminuye el porcentaje de apertura de la válvula se produce una mayor caída de presión en los cuatro casos como consecuencia de los mayores cambios en la velocidad del fluido. Las pérdidas de presión que experimenta el flujo al paso por la válvula por tanto, se deben a los cambios en la velocidad y a la turbulencia que se genera por estos cambios. La comparación de las predicciones del flujo turbulento y el mismo flujo con características de flujo laminar, presenta un valor de pérdida de presión 4.7% superior en el flujo turbulento respecto al flujo característicamente laminar, para el caso particular en el que la válvula de tipo globo tiene una apertura de 20%. La misma comparación no presenta cambios significativos para el caso de una apertura del 100%.

La caída de presión (ΔP) que se registró para los diferentes tipos en el caso de apertura total para la válvula de globo o casi total para los otros modelos de válvulas, tiene un valor de 2,058.11 [Pa] para la válvula de globo; 229.58 [Pa] para la válvula de esfera; 133.13 [Pa] para la válvula de compuerta; y de 130.45 [Pa] para la válvula de mariposa; en estos valores se observa menor caída de presión para las válvulas de bloqueo de tipo esfera, de tipo compuerta y de tipo mariposa, que son diseñadas para trabajo en condiciones de apertura y cierre total donde tienen un mejor desempeño; la válvula de globo presenta una caída de presión considerable aún en apertura total sin embargo su diseño permite la estrangulación del flujo con alta presión y un mejor funcionamiento a apertura intermedia entre el cierre total y la apertura máxima.

Las comparaciones del coeficiente de pérdida K con los datos estimados por la simulación numérica y las correlaciones, presentan semejanza en valores para los cuatro casos, por lo que se puede concluir que se simuló adecuadamente el flujo. Los valores se asemejan más para altos porcentajes de apertura, donde el coeficiente de pérdida es menor en ambos métodos y difieren en mayor proporción para porcentajes de apertura intermedios y altos; así, para el caso particular de la válvula de tipo globo con una apertura de 40%, se calculó el mayor valor de error con un valor de hasta 28.14%.

Las correlaciones presentan generalmente valores más altos del coeficiente de pérdida en comparación con los valores de la simulación numérica; esto se debe en parte a que el modelo geométrico se realizó con base en una forma estándar del tipo de válvula, y se omiten detalles presentes en el modelo físico que genera parte de las pérdidas, como sellos entre las bridas y el cuerpo de la válvula, la forma del asiento del vástago sobre el orificio de estrangulación, y dimensiones exactas; por lo que para los modelos empleados en la simulación numérica la geometría de la forma es más generalizada para el cuerpo de cada tipo de válvula.



Como una recomendación para trabajo futuro de la extensión de datos y aportación de resultados, se propone la reproducción del trabajo con un modelo físico con la posibilidad de someterlo a un banco de pruebas experimental, para el registro de datos; y la realización del modelo virtual basado en las dimensiones reales del modelo físico, con el fin de comparar los datos obtenidos de pérdida generada por el modelo físico experimental y el modelo virtual de dimensiones similares.

Otra forma de realizar experimentalmente la caracterización física y análisis por simulación numérica del modelo de la válvula, es haciendo uso de los métodos actuales de impresión en tercera dimensión que es una técnica de manufactura CAM, empleando para ello el modelo virtual generado en un programa CAD, de esta manera se obtiene una copia física del modelo virtual, el cual puede ser sometido a análisis en un banco de pruebas.

Estas aplicaciones a la caracterización de modelos físicos y virtuales pueden ser de utilidad en el campo de la manufactura referente a válvulas u otros dispositivos para evaluar las características dinámicas de flujo para mejoras o diseños, así como para implementar técnicas de análisis por medio de CFD a laboratorios de mecánica de fluidos en prácticas con fines didácticos.



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "



Apéndice A

Modelos de turbulencia. A continuación se introduce uno de los modelos que se pueden utilizar para representar el efecto de la turbulencia en el flujo dentro la válvula simulada en esta tesis. El modelo se clasifica dentro de:

Modelos de tipo "difusividad turbulenta", esencialmente para variantes del método conocido como $\mathcal{K} - \mathcal{E}$.

Se presenta el modelo utilizado en esta tesis, el modelo de turbulencia $\mathcal{K} - \mathcal{E}$ estándar. Este modelo es el empleado en esta tesis. En él, se define como:

$$V_t = C_\mu \frac{k^2}{\mathcal{E}} \quad (\text{A. 1})$$

Donde C_μ es una constante determinada experimentalmente. Los valores de \mathcal{K} y \mathcal{E} que se calculan a través de la ecuación de transporte.

La ecuación para la energía cinética turbulenta, \mathcal{K} se obtiene de la ecuación de transporte exacta para los esfuerzos de Reynolds, haciendo $i = j$, aplicando la hipótesis de isotropía local, y dividiendo entre otros dos:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{1}{2} \rho u_i u_i u_j \right] - \rho \mathcal{E} \quad (\text{A. 2})$$

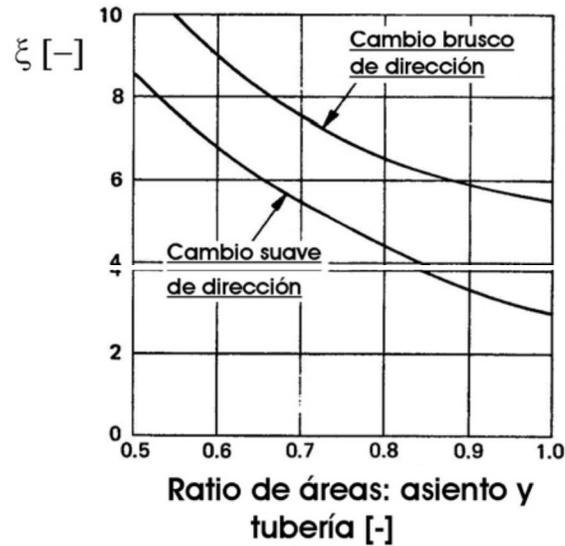
Aplicando hipótesis similares a las utilizadas para la ecuación anterior, la ecuación para la disipación de la energía cinética turbulenta, \mathcal{E} se obtiene a partir de la ecuación de transporte, para el caso de densidad constante [6]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathcal{E}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \mathcal{E}) = \rho \frac{\mathcal{E}}{k} (C_{\mathcal{E}1} P_k - C_{\mathcal{E}2} \mathcal{E}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \frac{V_t}{\sigma_k} \frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j} \right] \quad (\text{A. 3})$$

El modelo $\mathcal{K}-\mathcal{E}$, tal y como ha sido presentado, se comporta satisfactoriamente en flujos sencillos, normalmente parabólicos para los cuales el modelo fue desarrollado en los años 70's. En flujos más complejos, incluidos aquellos con rotación o con curvatura apreciable en las líneas de corriente, como los incluidos en esta tesis, las hipótesis de isotropía en las que se basa el modelo no son aplicables, y las predicciones proporcionadas por el modelo son, en general, menos satisfactorias. La popularidad de este tipo de modelos, en los que su sencillez y economía juega un papel importante, ha dado lugar a una serie de modificaciones o variantes, que intentan compensar estas deficiencias, sin tener que abandonar la hipótesis de viscosidad turbulenta a favor de cierres de segundo orden.

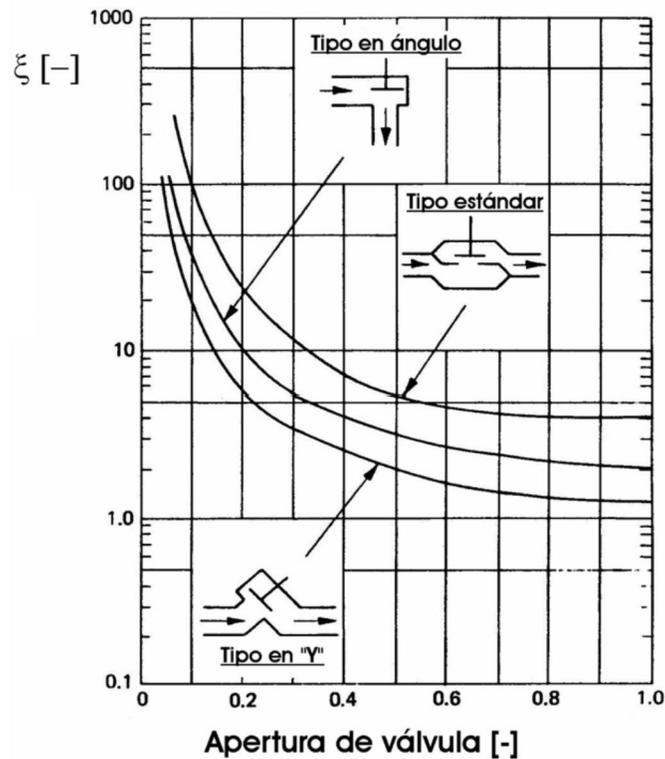


Apéndice B



Nota: El coeficiente de pérdida K está representado por la letra griega ξ (Xi) en esta figura.

Figura AP-B.1. Válvulas de globo. Coeficientes de pérdidas de carga aproximados para válvula completamente abierta (Miller R. 1985) [14]



Nota: El coeficiente de pérdida K está representado por la letra griega ξ (Xi) en esta figura.

Figura AP-B.2. Válvulas de globo. Coeficientes de pérdidas de carga en función de la apertura (Miller R. 1985) [14]

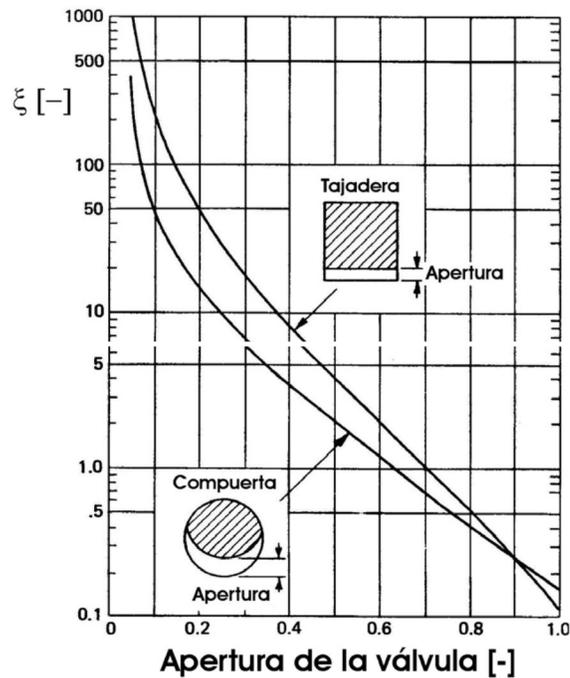


Figura AP-B.3. Válvulas de compuerta y de tajadera o guillotina. Coeficiente de pérdidas de carga en función del ángulo de apertura. (Miller R. 1985) [14]

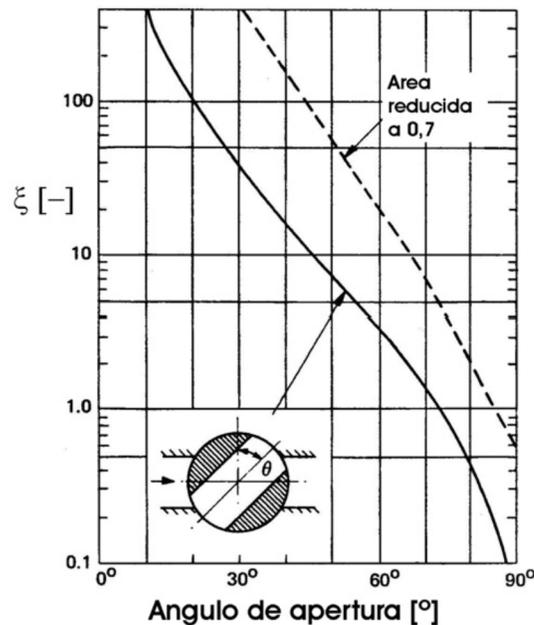


Figura AP-B.4. Válvulas de esfera con y sin reducción de diámetro respecto de la entrada. Coeficiente de pérdidas de carga en función del ángulo de apertura. 90° = abierta (Miller R. 1985) [14]

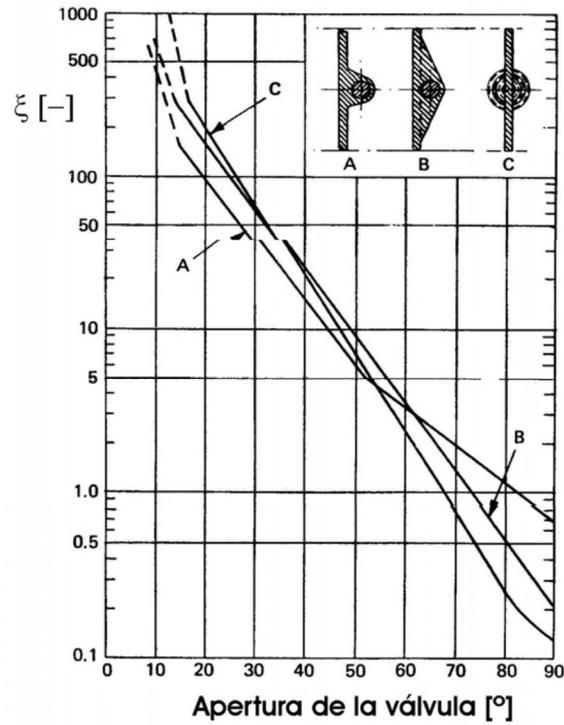


Figura AP-B.5. Válvulas de mariposa. Coeficientes de pérdidas de carga en función de la apertura para diferentes diseños. Aplicable a válvulas industriales (Miller R. 1985) [14]



Bibliografía

- 1 Biagioli, F. (1997). *Comparison Between Presumed and Monte Carlo PDF Transport Methods for Turbulent Combustion Modeling*. AIAA-Journal of Propulsion and Power.
- 2 Boussinesq, J. (1877). *Théorie de L'Écoulement Tourbillant* (vol. 23, pp. 46-50). Francia: Mem. Présentés par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr.
- 3 Capote, J.A., Alvear, D., Abreu, O.V., Lázaro, M., Espina, P. (2008). *Inferencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios* (vol. 24, pp. 227-245). Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería.
- 4 Cengel, Y.A., Cimbala, J.M. (2006). *Mecánica de Fluidos: fundamentos y aplicaciones*. México: McGrawHill.
- 5 Date, A.W. (2005). *Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Cambridge: University Press.
- 6 Favre, A. (1969). *Problems of Hydrodynamics and Continuum Mechanics*. SIAM.
- 7 Fernández, J.M. (2012). *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. Barcelona: Reverté.
- 8 Ferziger, H. H., Peric, M. (1996). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer-Verlag.
- 9 Graebel, W.P. (2007). *Advanced Fluid Mechanics*. Elsevier.
- 10 Greene, R.W. y cuerpo de redactores de Chemical Engineering Maga. (1987). *Válvulas, Selección, uso y mantenimiento*, México: Mc Graw Hill.
- 11 Jones, W.P., Launder, B.E. (1972). *The prediction of laminarization with a 2-equation model of turbulence* (vol. 15, p. 301). International Journal of Heat and Mass Transfer.



- 12 Ludwig, J.C., Qin, H.Q., Spalding, D.B. (1989). *The PHOENICS Reference Manual*. London: Report CHAM TR/200, CHAM Ltd.
- 13 Menter, F.R. (1994). *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications* (vol. 26, pp. 269-289). AIAA Journal.
- 14 Miller, R. (1985). *Flow Measurement Engineering Handbook* (2ª ed.). New York: Mc Graw-Hill.
- 15 Patankar, S.V., Spalding, D.B. (1972). *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flows*. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 15. (pp. 1787-1806).
- 16 Patankar, S.V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Science*. Hemisphere Publishing Corporation.
- 17 Prandtl, L. (1925). *Investigations on turbulent flow* (vol. 5, p. 136). *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*.
- 18 Sámano, D.A., Mihir, S. (2009). *Apuntes de Mecánica de fluidos*. Cuernavaca, México. Indiana, EE. UU.
- 19 Severns, W.H., Degler, H. E., Miles, J.C. (1976). *Energía mediante vapor, aire o gas* (5ª ed.). México: Editorial Reverte Mexicana, S.A.
- 20 Spalding, D.B. (1972). *A Novel Finite-Difference Formulation for Differential Expressions Involving Both First and Second Derivates*. *Int. Journal. Num. Methods Engineering*.
- 21 Spalding, D. B. (1980). *Mathematical Modeling of Fluid Dynamics, Heat Transfer and Mass Transfer Process*. Imperial College of Science Technology and Medicine: Technical Report HT/8011.
- 22 Streeter, V. L. (1963). *Mecánica de los Fluidos* (2ª ed.). México: Mac Graw Hill.



- 23 Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, Ch. (2008). *Computational Fluid Dynamics: A practical approach*, Elsevier.
- 24 Universidad Politécnica Hispano Mexicana. (2009). *Manual para la elaboración de tesis y trabajos de investigación* (1^a ed.). México: Academia de investigación.
- 25 Warnatz, J., Mass, U., Dibble, R. W. (1996). *Combustion*. Springer.
- 26 White, F.M. (2004). *Mecánica de los Fluidos* (5^a ed.). University of Rhode Island: Mc Graw Hill.
- 27 Wilcox, D.C. (1998a). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries Inc.
- 28 Wilcox, D.C. (1998b). *Re-assessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models* (vol. 26, pp. 1299-1310). AIAA Journal.
- 29 Yakhot, V., Orszag S.A. (1992). *Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique* (vol. 4, pp. 1510-1520). Physics of Fluids.



TESIS:
"ESTIMACIÓN NUMÉRICA DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA DEL FLUJO EN EL INTERIOR DE VÁLVULAS "