

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**UNS**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DEL SANTA

**Determinación del modelo de turbulencia óptimo para la simulación numérica de  
la caída de presión en una válvula de bola**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**AUTOR:** Bach. Rodríguez Baltazar, André Uziel

**ASESOR:** Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto

**Nuevo Chimbote – Perú**

**2024**

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR**

El presente informe de tesis titulado:

**“DETERMINACIÓN DEL MODELO DE TURBULENCIA ÓPTIMO PARA LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN UNA VÁLVULA TIPO BOLA”**, elaborado por el bachiller **RODRÍGUEZ BALTAZAR ANDRÉ UZIEL**, para optar por el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



---

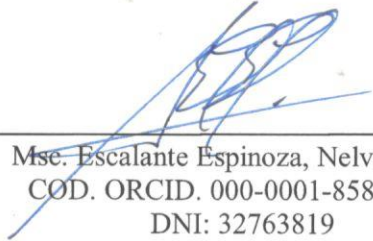
Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X  
DNI: 32903454  
ASESOR

**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR**

El presente informe de tesis titulado:


**“DETERMINACIÓN DEL MODELO DE TURBULENCIA ÓPTIMO PARA LA SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN UNA VÁLVULA TIPO BOLA”**, elaborado por el bachiller **RODRÍGUEZ BALTAZAR ANDRÉ UZIEL**, para optar por el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.




---

Msc. Escalante Espinoza, Nelver Javier  
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021  
DNI: 32763819  
PRESIDENTE



---

Msc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos  
COD. ORCID. 0000-0002-9447-2257  
DNI: 32977058  
SECRETARIO



---

Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto  
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X  
DNI: 32903454  
INTEGRANTE

## ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

A los dos días del mes de julio del año dos mil veinticuatro, siendo las 11:30 a.m., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 043-2024-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 370-2024-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“DETERMINACION DEL MODELO DE TURBULENCIA OPTIMO PARA LA SIMULACION NUMERICA DE LA CAIDA DE PRESION EN UNA VALVULA TIPO BOLA”**, perteneciente al bachiller: **RODRÍGUEZ BALTAZAR ANDRÉ UZIEL**, con código de matrícula **N°0201416001**, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N.º 368-2022-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
<b>RODRIGUEZ BALTAZAR ANDRÉ UZIEL</b>	17	Bueno

Siendo las 12:30 pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, julio 02 de 2024



Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza  
PRESIDENTE

Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez  
SECRETARIO

Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda  
INTEGRANTE

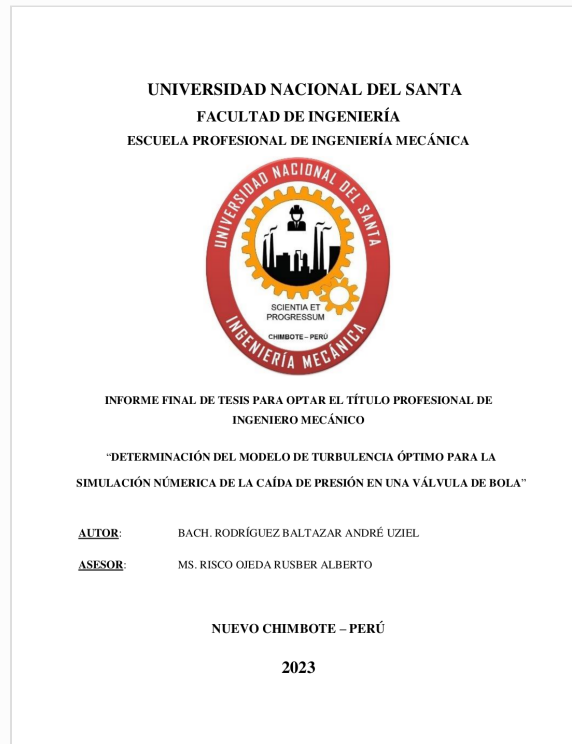


## Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: ANDRÉ UZIEL RODRÍGUEZ BALTAZAR  
Título del ejercicio: TESIS FINAL  
Título de la entrega: DETERMINACIÓN DEL MODELO DE TURBULENCIA ÓPTIMO P...  
Nombre del archivo: IFT.\_Rodr\_guez\_Baltazar\_Andr.\_01\_12\_2023.\_Ok.Ok.pdf  
Tamaño del archivo: 2.87M  
Total páginas: 102  
Total de palabras: 16,462  
Total de caracteres: 84,160  
Fecha de entrega: 01-dic.-2023 07:19p. m. (UTC-0500)  
Identificador de la entrega... 2244711679



# DETERMINACIÓN DEL MODELO DE TURBULENCIA ÓPTIMO PARA

## INFORME DE ORIGINALIDAD

21%

INDICE DE SIMILITUD

20%

FUENTES DE INTERNET

3%

PUBLICACIONES

9%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	<a href="http://hdl.handle.net">hdl.handle.net</a> Fuente de Internet	6%
2	Submitted to Universitat Politècnica de València Trabajo del estudiante	4%
3	<a href="http://qdoc.tips">qdoc.tips</a> Fuente de Internet	1%
4	Submitted to CONACYT Trabajo del estudiante	1%
5	<a href="http://www.cenidet.edu.mx">www.cenidet.edu.mx</a> Fuente de Internet	1%
6	<a href="http://1library.co">1library.co</a> Fuente de Internet	1%
7	<a href="http://anales.fisica.org.ar">anales.fisica.org.ar</a> Fuente de Internet	1%
8	<a href="http://bibdigital.epn.edu.ec">bibdigital.epn.edu.ec</a> Fuente de Internet	<1%

## **DEDICATORIA**

*Dedico este trabajo a Dios en primer lugar por conducirme por el buen camino, dándome fuerzas para seguir adelante sin desmayar ante los problemas que se presentaron, enseñándome a enfrentar las adversidades, aprender de los errores y permitirme la vida.*

*De igual forma, dedico este trabajo a mis padres quienes me educaron con buenos principios y me dieron su apoyo y fortaleza incondicional durante toda mi vida y en especial para culminar el presente trabajo.*

## AGRADECIMIENTOS

*En primer lugar, agradezco a Dios por darme siempre las fuerzas para perseverar y nunca rendirme, por guiarme en el sendero de lo sensato y darme sabiduría en las situaciones difíciles.*

*Asimismo, agradezco a mis padres, por darme la vida, el amor, apoyo y enseñarme con ejemplo a luchar en el día a día para salir adelante y nunca rendirme.*

*A mis profesores de la Universidad Nacional del Santa, quienes han hecho de mí, un profesional que tiene pasión por la carrera de ingeniería mecánica.*



## ÍNDICE

RESUMEN.....	ix
ABSTRACT.....	x
<b>I. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
1.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	1
1.2 OBJETIVOS .....	1
1.2.1 Objetivo general .....	1
1.2.2 Objetivos específicos.....	1
1.3 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS .....	2
1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4.1 Justificación técnica.....	2
1.4.2 Justificación social.....	3
1.4.3 Justificación institucional.....	4
1.5 LIMITACIONES DEL TRABAJO.....	4
<b>II. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>5</b>
2.1 ANTECEDENTES.....	5
2.2 MARCO CONCEPTUAL .....	15
2.2.1 Definición de mecánica de fluidos .....	15
2.2.2 Flujo laminar y turbulento.....	15
2.2.3 Capa límite.....	16
2.2.4 Flujo estacionario.....	16
2.2.5 Ecuaciones de gobierno.....	17
2.2.6 Dinámica de fluidos computacional.....	19
2.2.7 Métodos numéricos.....	20
2.2.8 Estructura del análisis cfd.....	23
2.2.9 Esquemas numéricos.....	25
2.2.10 Tratamiento del flujo incompresible.....	26
2.2.11 Algoritmos de acoplamiento.....	27
2.2.12 Modelos de turbulencia.....	29

2.2.13 Modelamiento de flujo cercano a la pared.....	38
III. MATERIALES Y MÉTODOS.....	42
3.1 MATERIALES PARA EL EXPERIMENTO.....	42
3.1.1 Equipos.....	42
3.1.2 Instrumentos de medición.....	42
3.1.3 Componentes del circuito hidráulico.....	43
3.1.4 Herramientas y materiales secundarios.....	43
3.2 MATERIALES PARA LA SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	43
3.3 MÉTODOS.....	44
3.3.1 Operacionalización de variables.....	44
3.3.2 Metodología experimental .....	45
3.3.3 Metodología para la simulación numérica.....	49
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	59
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	59
4.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	60
4.2.1 Presión estática según la densidad de mallado.....	60
4.2.2 Estudio de independencia de malla.....	61
4.2.3 Comparación entre los modelos de turbulencia.....	64
4.2.4 Cálculo del error porcentual de la presión estática numérica.....	65
4.3 DISCUSIÓN.....	67
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	68
5.1 CONCLUSIONES.....	68
5.2 RECOMENDACIONES.....	69
VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES.....	70
VII. ANEXOS.....	72

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1:</b> Operacionalización de variables. ....	44
<b>Tabla 2:</b> Tamaño óptimo del mallado. ....	56
<b>Tabla 3:</b> Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado grueso .....	56
<b>Tabla 4:</b> Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado medio .....	56
<b>Tabla 5:</b> Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado fino .....	57
<b>Tabla 6:</b> Presión estática del agua indicada por el manómetro analógico .....	59
<b>Tabla 7:</b> Velocidad promedio del agua .....	59
<b>Tabla 8:</b> Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado grueso .....	60
<b>Tabla 9:</b> Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado medio.....	60
<b>Tabla 10:</b> Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado fino .....	61
<b>Tabla 11:</b> Error porcentual para el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ estándar .....	65
<b>Tabla 12:</b> Error porcentual para el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ RNG.....	65
<b>Tabla 13:</b> Error porcentual para el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ realizable .....	66

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b> Válvula de bola bridada de acero al carbono. ....	3
<b>Figura 2:</b> Ubicación del manómetro analógico y longitud mínima de tubo recto.....	46
<b>Figura 3:</b> Transportador y aguja fijados a la válvula para medir ángulo de apertura.....	47
<b>Figura 4:</b> Manómetro analógico marca Ritherm para medir la presión estática .....	47
<b>Figura 5:</b> Contenedor graduado de 6 litros para medir volumen de agua.....	48
<b>Figura 6:</b> Captura de pantalla del smartphone que muestra el cronómetro digital.....	48
<b>Figura 7:</b> Termómetro infrarrojo para medir la temperatura del agua.....	49
<b>Figura 8:</b> Modelado de agua dentro de los tubos PVC y la válvula de bola .....	49
<b>Figura 9:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para elegir el modelo de turbulencia. ....	50
<b>Figura 10:</b> Superficie de control dividida en las superficies inlet, outlet y wall. ....	51
<b>Figura 11:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la presión manométrica ...	51
<b>Figura 12:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la velocidad .....	52
<b>Figura 13:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la rugosidad de la pared..	52
<b>Figura 14:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la densidad y viscosidad. .	53
<b>Figura 15:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para considerar la capa límite .....	53
<b>Figura 16:</b> Mallado de la región 1 .....	54
<b>Figura 17:</b> Mallado de la región 2. ....	54
<b>Figura 18:</b> Mallado de la región 3. ....	55
<b>Figura 19:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para elegir el algoritmo coupled.....	57
<b>Figura 20:</b> Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir un residual máximo .....	58
<b>Figura 21:</b> Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 55° ...	61
<b>Figura 22:</b> Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 60°....	62
<b>Figura 23:</b> Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 65°....	62
<b>Figura 24:</b> Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 70°....	63
<b>Figura 25:</b> Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 75°....	63
<b>Figura 26:</b> Presión estática correspondiente a cada modelo de turbulencia estudiado...	64
<b>Figura 27:</b> Midiendo la temperatura del agua. ....	73
<b>Figura 28:</b> La válvula de bola a un ángulo de apertura de 55° .....	73
<b>Figura 29:</b> Presión estática a un ángulo de apertura de 55° .....	74
<b>Figura 30:</b> Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 55°.....	74

<b>Figura 31:</b> La válvula de bola a un ángulo de apertura de 60°.....	75
<b>Figura 32:</b> Presión estática a un ángulo de apertura de 60°.....	75
<b>Figura 33:</b> Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 60°.....	76
<b>Figura 34:</b> La válvula de bola a un ángulo de apertura de 65°.....	76
<b>Figura 35:</b> Presión estática a un ángulo de apertura de 65°.....	77
<b>Figura 36:</b> Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 65°.....	77
<b>Figura 37:</b> La válvula de bola a un ángulo de apertura de 70°.....	78
<b>Figura 38:</b> Presión estática a un ángulo de apertura de 70°.....	78
<b>Figura 39:</b> Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 70°.....	79
<b>Figura 40:</b> La válvula de bola a un ángulo de apertura de 75°.....	79
<b>Figura 41:</b> Presión estática a un ángulo de apertura de 75°.....	80
<b>Figura 42:</b> Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 75°.....	80
<b>Figura 43:</b> Presión estática a una apertura de 55° según el modelo $k-\epsilon$ estándar.....	82
<b>Figura 44:</b> Presión estática a una apertura de 60° según el modelo $k-\epsilon$ estándar.....	82
<b>Figura 45:</b> Presión estática a una apertura de 65° según el modelo $k-\epsilon$ estándar.....	83
<b>Figura 46:</b> Presión estática a una apertura de 70° según el modelo $k-\epsilon$ estándar.....	83
<b>Figura 47:</b> Presión estática a una apertura de 75° según el modelo $k-\epsilon$ estándar.....	84
<b>Figura 48:</b> Presión estática a una apertura de 55° según el modelo $k-\epsilon$ RNG.....	84
<b>Figura 49:</b> Presión estática a una apertura de 60° según el modelo $k-\epsilon$ RNG.....	85
<b>Figura 50:</b> Presión estática a una apertura de 65° según el modelo $k-\epsilon$ RNG.....	85
<b>Figura 51:</b> Presión estática a una apertura de 70° según el modelo $k-\epsilon$ RNG.....	86
<b>Figura 52:</b> Presión estática a una apertura de 75° según el modelo $k-\epsilon$ RNG.....	86
<b>Figura 53:</b> Presión estática a una apertura de 55° según el modelo $k-\epsilon$ realizable.....	87
<b>Figura 54:</b> Presión estática a una apertura de 60° según el modelo $k-\epsilon$ realizable.....	87
<b>Figura 55:</b> Presión estática a una apertura de 65° según el modelo $k-\epsilon$ realizable.....	88
<b>Figura 56:</b> Presión estática a una apertura de 70° según el modelo $k-\epsilon$ realizable.....	88
<b>Figura 57:</b> Presión estática a una apertura de 75° según el modelo $k-\epsilon$ realizable.....	89
<b>Figura 58:</b> Gráfica característica cuando los valores residuales son menores a 0.001...	89
<b>Figura 59:</b> Gráfica característica cuando los valores residuales son mayores a 0.001...	90
<b>Figura 60:</b> Dimensiones internas de la válvula de bola.....	92
<b>Figura 61:</b> Esquema de la configuración experimental.....	93

## RESUMEN

El presente trabajo de investigación se enfocó en la simulación en Ansys Fluent de un flujo estacionario de agua a través de una válvula de bola de pvc de una pulgada de diámetro nominal para calcular los valores de la presión estática en un punto aguas arriba de dicha válvula y compararlos con resultados experimentales. La importancia del presente trabajo nació de la necesidad de realizar simulaciones rápidas y también cuando no se dispone de los recursos para realizar simulaciones en estado transitorio. El objetivo central de la tesis fue determinar el modelo de turbulencia óptimo entre tres modelos disponibles:  $k - \epsilon$  estándar,  $k - \epsilon$  RNG y  $k - \epsilon$  realizable. El propósito del experimento fue determinar la presión estática y el caudal del agua a una temperatura de 18.2 °C para ángulos de apertura entre 55° a 75°. Se obtuvieron valores de la presión estática muy cercanos entre sí para cada modelo de turbulencia los cuales se desempeñaron mejor a diferentes ángulos de apertura. Sin embargo, tomando en cuenta el tiempo de simulación y problemas de convergencia se concluyó que el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar es el modelo óptimo con un error porcentual máximo de 15.9% a un ángulo de apertura de 55°.

**Palabras claves:** Modelo de turbulencia, ángulo de apertura, presión estática, caudal.

## ABSTRACT

The present study focused on the simulation in Ansys Fluent of a steady flow of water through a pvc ball valve of one inch nominal diameter to calculate the values of the static pressure at a point upstream of that valve to then compare them with experimental results. The importance of the present study arose from the need to perform fast simulations and also when the resources are not available to perform transient state simulations. The central objective of the thesis was to determine the optimal turbulence model among three available models: standard  $k - \epsilon$ , RNG  $k - \epsilon$  and realizable  $k - \epsilon$ . The purpose of the experiment was to determine the static pressure and flow rate of water at a temperature of 18.2 °C for opening angles between 55° to 75°. Static pressure values for each turbulence model were very close to each other which performed better at different opening angles. However, taking into account the simulation time and convergence issues, it was concluded that the standard k- $\epsilon$  turbulence model is the optimal model with a maximum percentage error of 15.9% at an angle of 55°.

**Key words:** Turbulence model, opening angle, static pressure, volumetric flow rate.

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El problema que motivó el presente trabajo de investigación es la confiabilidad en los resultados procedentes de usar la dinámica de fluidos computacional para simular el flujo de agua a través de una válvula de bola. El presente trabajo estudia el impacto de 3 tipos del modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  en las simulaciones. Se usará el software Ansys Fluent para determinar el modelo de turbulencia, para el cual, el valor teórico de la presión estática sea lo más cercano posible al valor experimental medido en el punto de interés.

Por otro lado, las variables que se medirán son el caudal y la presión estática en un punto cercano y corriente arriba de la válvula de bola. Los valores de estas variables serán de importancia crítica porque los valores experimentales medidos se usarán como patrón para compararlos con los resultados de la simulación numérica.

### 1.2 OBJETIVOS

#### 1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Determinar el modelo de turbulencia tipo  $k - \epsilon$  mediante la curva numérica de la caída de presión en una válvula de bola de PVC de 1 pulgada de diámetro.

#### 1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- (a) Calcular el volumen de agua depositado durante 5 segundos en un contenedor graduado con una capacidad de 6 litros.



- (b) Modelar el dominio tridimensional del fluido para lograr un flujo completamente desarrollado aguas arriba de la válvula de bola.
- (c) Simular el flujo de agua a través de la válvula de bola usando los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable.
- (d) Calcular el error porcentual de la presión estática numérica en un punto a una distancia de dos veces el diámetro nominal aguas arriba de la válvula de bola.

### **1.3 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS**

Si se usa el software Ansys Fluent para calcular el valor de la presión estática en el punto de interés usando los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable, entonces se puede determinar el modelo de turbulencia óptimo analizando los valores teóricos y experimentales de esta variable.

### **1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

#### **1.4.2 JUSTIFICACIÓN TÉCNICA**

Las válvulas de bola son útiles en la regulación de flujo de emergencia ya que el diseño de un cuarto de vuelta garantiza un dispositivo de accionamiento rápido. Por este motivo, es necesario conocer el campo de velocidad y presión haciendo uso de la dinámica de fluidos computacional. Sin embargo, existen muchos modelos de turbulencia que pueden usarse para ejecutar una simulación. Por esta razón, es necesario determinar el modelo de turbulencia óptimo para simular el flujo de agua a través de una válvula de bola. Una vez determinado el modelo de

turbulencia óptimo, se puede escoger para realizar futuras simulaciones similares sin realizar experimentos que, desde el punto de vista práctico, consumen mucho tiempo y dinero.

### **Figura 1**

*Válvula de bola bridada de acero al carbono*



Adaptado de *Válvulas de bola*, por Klinger Spain, 2022 (<https://www.klinger.es/nuestros-productos/productos-valvulas/valvulas-bola/>)

### **1.4.3 JUSTIFICACIÓN SOCIAL**

Las válvulas de bola se encuentran en todos lados, tanto en los hogares como en las industrias y se usan comúnmente en aplicaciones de control que requieren caídas de presión moderadas ya que el orificio de la bola ofrece pocas restricciones de flujo, a diferencia de la mayoría de los otros tipos de válvulas.

Es muy importante tener un mejor conocimiento del comportamiento del agua que fluye dentro de este tipo de válvula para contar con productos de calidad, lo cual, beneficia a todas las personas que las usan.

#### **1.4.4 JUSTIFICACIÓN INSTITUCIONAL**

Conocer el modelo óptimo de turbulencia para simular el flujo de agua a través de una válvula de bola puede conducir a futuras investigaciones de esta clase de problemas en mecánica de fluidos. Asimismo, se busca promover la investigación empleando la dinámica de fluidos computacional como una herramienta muy útil para abordar y resolver diversos problemas de carácter práctico y teórico con la finalidad de contribuir al desarrollo del país y la institución.

#### **1.5 LIMITACIONES DEL TRABAJO**

Se enlistan las principales limitaciones del presente trabajo de investigación:

1. Las simulaciones de flujo a través de válvulas pueden ser del tipo estacionario o transitorio que implica un estudio más detallado y costoso en términos de capacidad computacional, motivo por el cual, el presente trabajo consideró simulaciones del tipo estacionario.
2. Existen una gran cantidad de tipos de válvulas cuyo comportamiento hidrodinámico puede analizarse usando softwares tales como Ansys Fluent. Sin embargo, el presente estudio está enfocado en la simulación de una válvula pvc tipo bola cuyos resultados pueden extrapolarse y al mismo tiempo usarse como referencia para estudios que se realicen en válvulas de pvc tipo bola de un mayor diámetro nominal.
3. En las industrias pueden encontrarse diversos fluidos de proceso de gran importancia tales como los derivados del petróleo. El fluido de interés en el presente trabajo es agua potable.
4. Los valores de densidad y viscosidad de todo fluido depende de la temperatura. En el caso particular del presente trabajo se consideraron valores correspondientes a una temperatura de 18.2 °C.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1 ANTECEDENTES

Reig, (2017) realizó la investigación: *Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental en la escuela de pregrado de la universidad politécnica de Valencia - 2017*. El objetivo de su trabajo consistió en desarrollar la modelización numérica de una válvula de bola mediante la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD) con validación a partir del desarrollo de un modelo experimental para la obtención de la curva calibrada del parámetro adimensional de pérdidas singulares ' $k$ '. Sus conclusiones fueron las siguientes:

1. Con los resultados mostrados en el apartado 2.4.3.1 Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla se puede afirmar que caracterizar una simulación de CFD mediante el volumen de paso, permite reducir significativamente el número de elementos y/o nodos necesarios, con el consiguiente ahorro en tiempo necesario de computación (Arora, Sanjeev, Barak, 2009).
2. En este caso, la limitación impuesta por la licencia académica de ANSYS Fluent® no supone ningún impedimento para el correcto desempeño del trabajo, puesto que el número de elementos y/o nodos es suficiente en este caso (2.4.3.1 Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla). Por tanto, el uso de este software en el desarrollo de trabajos académicos puede ser de gran utilidad para el conocimiento del comportamiento de los fluidos en estructuras y/o elementos de regulación.
3. Se ha propuesto una metodología de trabajo para desarrollar una validación experimental mediante uso de técnicas de CFD, que permite conocer y extrapolar la

determinación de la constante de pérdidas singulares en un elemento de control, concretamente, una válvula de bola.

4. Se ha desarrollado un análisis comparativo para seleccionar el modelo de turbulencia que mejor determina el comportamiento del fluido a su paso por la válvula. En este caso, de todos los modelos de turbulencia tipo RANS empleados, el que mejor resultados ofrece comparando con los resultados experimentales es el modelo  $k$ - $\epsilon$  RNG (2.4.4 Calibración). Esta comparación ha sido desarrollada mediante la determinación del error relativo.
5. Los resultados obtenidos, una vez la metodología ha sido desarrollada, indican que para este caso de estudio se ha podido caracterizar el comportamiento del fluido con un margen de error respecto a resultados experimentales no superior al 9% (2.4.4 Calibración).
6. Se constató el hecho de que el parámetro de pérdidas singulares ' $k$ ' es independiente del número de Reynolds para valores de Reynolds característicos del flujo turbulento, superiores a 104 (Chern and Wang 2004) (Estudio del parámetro ' $k$ ' sobre el número de Reynolds).
7. Una vez el modelo fue calibrado, se analizó una serie comercial de diferentes diámetros de válvulas de bola. En este análisis, el valor de pérdidas adimensionales ' $k$ ' decrece al aumentar el diámetro nominal de la válvula para la misma posición, así como incrementándose el valor máximo del grado de cierre (4.2.7 Resumen de resultados).
8. La mayoría de curvas de pérdidas adimensionales ' $k$ ' características de las válvulas de esfera simuladas pueden caracterizarse mediante una función exponencial, las cuales presentan un buen ajuste cuadrático (4.2.7 Resumen de resultados).

9. Del mismo modo, se ha analizado el comportamiento de la válvula a través de una malla móvil, en el cual se ha analizado tanto el tiempo de cierre efectivo de la válvula como los valores de sobrepresión alcanzados para diferentes tiempos de cierre. En la válvula estudiada, el valor de la sobrepresión alcanzado para un tiempo de cierre de 30s es de 5,5 veces la presión nominal, además, esta sobrepresión no varía excesivamente dentro del intervalo de 10 a 30 segundos para el tiempo de cierre. El cierre efectivo se produce a partir del 80% o de 60° de cierre, y no varía para los distintos tiempos de cierre estudiados (4.3 Estudio del régimen transitorio).
10. El conocimiento del valor del coeficiente de pérdidas de carga singular ( $k$ ) para cada porcentaje de cierre permite mejorar la modelización de los sistemas hidráulicos tanto en régimen permanente como en régimen transitorio. La extensión de estos estudios a otros elementos de control es necesaria para la mejora del diseño de los sistemas de distribución, así como la gestión de los mismos (Deglota et al, 2016).
11. Finalmente, la técnica de CFD permite simular el comportamiento de los fluidos, por lo que puede ser usada como laboratorio virtual, con el gran ahorro económico y de tiempo que representa frente a laboratorios experimentales (Rous and Janna, 2004).

Según los resultados, se pudo caracterizar el comportamiento del fluido para este caso de estudio con un margen de error respecto a los datos experimentales no superior al 9% el cual se comparará al error porcentual entre el valor teórico y experimental de la presión estática en el presente trabajo de investigación.

Barea, (2017) en su trabajo de investigación: *Estudio del comportamiento del fluido al paso por válvulas hidráulicas mediante ensayo experimental y modelación CFD en la escuela de*

*pregrado de la Universidad de Almería - 2017*. El objetivo de su trabajo fue validar el nivel de precisión en el cálculo de pérdidas de carga ofrecido por las técnicas CFD y el ajuste de una ecuación que sea capaz de predecir las pérdidas de carga en válvulas del tipo esférica. Sus conclusiones fueron las siguientes:

1. Se ha comprobado que, para el caso de singularidad analizada en este estudio, el análisis de las pérdidas de carga mediante simulaciones CFD ha sido una herramienta que ha proporcionado resultados suficientemente precisos. Los valores de  $K$  se han ajustado bastante bien a los resultados experimentales para grados de cierre entre  $0^\circ$  (válvula completamente abierta) y  $40^\circ$ . Para grados de cierre superiores el modelo CFD ha sobreestimado las pérdidas de carga medidas experimentalmente.
2. Los valores de  $k$  proporcionados por el modelo han sido poco sensibles a variaciones de los parámetros de turbulencia. El modelo numérico de Intensidad-Longitud de turbulencia ha respondido adecuadamente para grados de apertura de la llave inferiores a  $40^\circ$ .
3. La utilización de mallados más densos ha mejorado ligeramente el ajuste de los resultados simulados a los experimentales, pero a cambio el tiempo de cálculo y la potencia necesaria del ordenado crecen de forma exponencial. Los valores utilizados en este estudio han supuesto un compromiso aceptable entre precisión y tiempo de cálculo para las condiciones de funcionamiento analizadas. Se ha comprobado que los valores de  $k$  crecen de forma potencial con el grado de cierre de la válvula independientemente del caudal analizado. Los valores de  $k$  decrecen ligeramente en función del valor del número de Reynolds, esto parece indicar que el flujo por la válvula no se realiza en condiciones de régimen de turbulencia completa como se suele suponer habitualmente en los métodos tradicionales de pérdidas de carga en singularidades.

4. Se ha desarrollado una ecuación que relaciona el valor de  $K$  con los valores del grado de apertura y del número de Reynolds con un elevado grado de ajuste. Esta ecuación es de gran utilidad para el cálculo preciso de las pérdidas de carga en la llave analizada en este estudio.

Después de analizar las pérdidas de carga mediante simulaciones CFD, se concluyó que los valores de  $k$  se han ajustado bastante bien a los resultados experimentales para grados de cierre entre  $0^\circ$  (válvula completamente abierta) y  $40^\circ$ . Los valores teóricos de la presión estática se obtendrán para ángulos de cierre entre  $15^\circ$  y  $35^\circ$  para observar su comportamiento.

Moreno, (2018) en su trabajo de tesis: *Representación y validación de pérdidas de carga en válvula de bola mediante modelación fluidodinámica en la escuela de pregrado de la Universidad de Talca - 2018*. El objetivo de su investigación fue validar las simulaciones computacionales en válvula de bola mediante ensayos experimentales. Sus conclusiones fueron la siguientes:

1. A pesar de que en una vista general se pueda llegar a concluir que los resultados no son los esperados ya que algunos errores en las experimentaciones son medianamente altos, igualmente están dentro de los rangos para llegar a decir que el modelo y las simulaciones se pueden validar ya que una simulación en CFD es bastante difícil de ajustar de una manera precisa y exacta. Es por esto por lo que aquellos valores de error entran en parámetros aceptables a primera instancia. No obstante, se hizo principal énfasis a que los resultados obtenidos pueden mejorar aún más, llegando a valores cercanos al 5 % de error, pero para esto es necesario un estudio más acabado de la geometría, mallado y condiciones de borde. Por aquello es que se espera trabajando



activamente en la presente memoria para llegar a resultados más exactos y terminar por una validación completa en toda la simulación.

2. A pesar del posterior estudio de las variables que la simulación computacional tiene, como lo son, condiciones de borde, modelos de viscosidad y distintos tipos de mallado, no se logró disminuir la diferencia numérica entre la presión de entrada experimental y la que se entregó por Ansys Fluent. Por lo anteriormente mencionado, concluyo que los errores mostrados en esta memoria de pregrado fueron normales a como se realizó todo el trabajo, sin embargo, el problema no fue la simulación computacional junto a su configuración, si no que fue en los procesos experimentales, ya que al ser un ensayo totalmente manual, con accesorios no automatizados, es mucho el riesgo que los resultados no fueran los exactos, teniendo como ejemplo el giro que se hace a la válvula de bola en cada uno de los cierres, ya que esto no se hace con ningún tipo de control más que el movimiento de las manos. Si se va a una justificación más puntual, el mayor error numérico fue en el último ensayo dentro de la apertura de  $18^\circ$  con un 23% de diferencia entre el resultado experimental y computacional, así se puede concluir que un pequeño desplazamiento de la bola más de lo debido pudo llevar a que el error fuese de ese rango. Llevándolo a parámetros numéricos si  $18^\circ$  es el valor correcto de apertura y se tiene una diferencia de 18% de error para llegar a un valor aceptable (5%). Traduciéndolo a un valor de ángulo, resulta  $3,24^\circ$  de error, lo que es equivalente a 0,576 mm de movimiento, siendo muy difícil controlar manualmente ese desplazamiento involuntario. Así mismo éste estudio de error se puede hacer para el control de caudal o para la observación de las presiones mostradas en el tablero, viéndose que los valores o rangos de error son demasiado pequeños para tener una verificación exacta.

3. De igual manera se recomienda hacer trabajos posteriores en la fase de ensayo experimental, intentando buscar una forma de tener mayor dominio a la hora de realizar esta etapa dentro de la investigación, y así aminorando los errores finales.
4. Tanto los objetivos específicos como el general se cumplieron en su cabalidad, satisfaciendo punto por punto cada uno de ellos, pudiendo finalmente comparar los resultados y establecer algunas mejoras como las anteriormente mencionadas.
5. Para finalizar, se recalca la dificultad que se hace obtener modelamientos fluidodinámicos con resultados exactos por todas las razones que se mencionan y por las innumerables variables que están en juego. Sin embargo, siempre se cuenta con la intención de seguir mejorando el trabajo realizado en las distintas simulaciones.

Según Moreno (2018), los resultados numéricos pueden acercarse a los experimentales llegando a valores cercanos al 5 % de error relativo, sin embargo, es necesario que se realice un estudio más detallado de la geometría, mallado y condiciones de borde. Esto se tomará en cuenta para medir cuidadosamente las dimensiones internas de la válvula de bola.

Salinas, (2018) en su trabajo de investigación: *Estudio de la caída de presión a través de una válvula de bola al generar variaciones en el ángulo de apertura y en el caudal de flujo, mediante el uso del software de ingeniería ANSYS en la escuela de pregrado de la Universidad distrital Francisco José de Caldas - 2018*. El objetivo de su investigación fue estudiar la caída de presión a través de una válvula de bola al variar ángulo de apertura y el caudal de flujo, mediante el entorno de fluidodinámica computacional que ofrece el software ANSYS. Sus conclusiones fueron las siguientes:

1. Se realizó un análisis paramétrico de la caída de presión sobre una válvula de bola, al variar el ángulo de apertura de la misma, manteniendo una velocidad de entrada constante, y por tanto generando cambios en el caudal entrante a la bola, obteniendo como resultado transformaciones cualitativas y cuantitativas en la caída de la presión, y variaciones cualitativas en la velocidad para la observación del fenómeno de flujo al modificar los datos de diseño.
2. Se generaron cambios en el caudal entrante a la válvula con variaciones en la velocidad de entrada, se trabajó una velocidad de 1m/s y una de 2m/s, encontrando que sin importar el caudal que entre a la válvula esta se comportara de la misma manera debido a la relación que se encuentra entre el  $K_v$  y  $Q$ , es decir, con un caudal variable en la entrada de la válvula, se obtiene aun así un  $K_v$  constante.
3. Fue posible establecer los parámetros de entrada a la simulación para cada uno de los casos de estudio al modificar los ángulos de apertura de la válvula de 45°, 30°, 15° y 5°, tomando estos valores como los puntos de interés y los parámetros como los rangos más utilizados en el diseño de válvulas, encontrando como resultado cuatro análisis completos en cuanto a su estudio para la posterior creación de graficas a partir de la veracidad de los datos obtenidos.
4. Se realizaron las 4 simulaciones de los parámetros definidos con la herramienta de ingeniería ANSYS, para las dos velocidades de flujo a la entrada de la válvula trabajadas obteniendo como resultados Gráficas ilustrativas de flujo, velocidad y presión, para el cálculo del coeficiente de flujo de la válvula de bola y su esquematización mediante las gráficas establecidas para comparaciones.
5. Se observó que al generar las gráficas de Angulo de apertura vs  $K_v$  y de caudal de flujo vs  $K_v$ , se evidencia el mejor punto de operación de la válvula, el cual es cuando la válvula

está en su totalidad abierta, y la bola está recibiendo el mayor caudal posible con las condiciones de velocidad inicial que se establezcan, además de lo anterior se confirma que la válvula de bola no es un tipo de válvula que se debe utilizar como reguladora de caudal, debido a que demasiado uso de esa manera no genera un buen comportamiento del accesorio y por excesivo rozamiento es posible que se generen daños sobre la bola debido al desgaste excesivo entre fluido y volumen de control por donde este transita.

6. Al estudiar el comportamiento de las pérdidas energéticas y del coeficiente de flujo mediante gráficas fue posible mostrar que el parámetro de pérdidas  $K$  se comporta de manera inversa con  $K_v$ , ya que la válvula encuentra su mejor punto de operación cuando  $K$  es mínimo y  $K_v$  es máximo, para el caso de la válvula cuando el ángulo de apertura es máximo.
7. Los parámetros utilizados fueron claros al momento de la realización de las simulaciones, ya que estos se acercaron a los valores de trabajo real de la válvula, y gracias a esto las simulaciones fueron posibles, y los valores obtenidos se encuentran acorde a lo esperado, aunque la geometría de la válvula complica en cierta medida el estudio en los bordes.

Los parámetros utilizados fueron claros al momento de la realización de las simulaciones, ya que estos se acercaron a los valores de trabajo real de la válvula, y gracias a esto los valores obtenidos se encuentran acorde a lo esperado. El autor asimismo indica que la geometría de la válvula complica en cierta medida el estudio en los bordes, lo cual representará un desafío a la hora de realizar el mallado cerca de las paredes internas de la válvula de bola.

Hazzi, Cardona, Pairetti & Venier, (2022) en su artículo científico titulado: *Análisis CFD de control de flujo mediante una válvula esférica del centro de investigación en Métodos*

*Computacionales de la Universidad Nacional de Rosario - 2022.* El principal objetivo de su investigación es ajustar y validar la herramienta numérica para predecir la relación entre el porcentaje de apertura y la pérdida de carga para válvulas con geometrías complejas, observando las estructuras de flujo desarrolladas en las cercanías del obturador. Sus conclusiones fueron las siguientes:

1. Se ha obtenido un buen acuerdo con los mismos teniendo una cota máxima de 24.5 % de diferencia para una rotación del obturador a un ángulo de 50°.
2. Al lograr esta precisión compatible con los experimentos, puede utilizarse SimScale como una herramienta mediante la cual se pueden estudiar válvulas industriales.

Se observa que existe un error relativo de 24.5 % de la pérdida de carga a un ángulo de apertura de 40°. Por lo tanto, se tomará en cuenta este valor del ángulo de apertura para compararlo con el error porcentual de la presión estática correspondiente al presente trabajo de investigación.

## **2.2 MARCO CONCEPTUAL**

### **2.2.1. DEFINICIÓN DE MECÁNICA DE FLUIDOS**

Se procede a dar una definición de la mecánica de fluidos. Según Mott, R. (2006) afirma la siguiente:

El estudio científico de la dinámica de los fluidos en reposo y en movimiento se conoce como mecánica de fluidos. Los fluidos pueden ser líquidos o gases cuyo comportamiento es importante aprender a analizar cuando fluyen a través de tuberías circulares y conductos de otras formas. La energía del fluido se evalúa en función de su presión, elevación y velocidad. El análisis del rendimiento de un sistema de flujo de fluidos es posible gracias a la contabilización de las pérdidas y ganancias de energía que experimenta el fluido a medida que se desplaza por sus componentes. (p. 25)

### **2.2.2. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO**

Cualquier flujo de un líquido o gas se puede caracterizar como laminar o turbulento. Mott, R. (1996) afirma lo siguiente:

Caracterizar el flujo es esencial para averiguar cuánta energía se pierde en un sistema de fluidos como consecuencia de la fricción. Un flujo lento y uniforme es denominado laminar, mientras que a un flujo rápido y caótico se le denomina turbulento.

El número de Reynolds, que relaciona las cuatro variables más significativas que describen un flujo -velocidad, longitud del recorrido del flujo, densidad del fluido y viscosidad- puede utilizarse para predecir el tipo de flujo. Además, existe una zona de transición donde se puede observar cómo van alternando el flujo laminar y turbulento. (p. 219)

### 2.2.3. CAPA LÍMITE

Otro concepto muy importante en el desarrollo del presente trabajo de investigación es el de capa límite. Según Bergadá, J. (2012), la capa límite es:

La capa límite es la zona que rodea a cualquier cuerpo aerodinámico o en el interior de los conductos que tiene una gran longitud ( $x$ ) y un pequeño espesor (a menudo representado como  $\delta$ ). Esta capa puede encontrarse tanto dentro del cuerpo como fuera de él, y en ella influyen en gran medida los procesos de transporte molecular y convectivo. La capa límite se clasifica en laminar o turbulenta en función del número de Reynolds; entre ambas existe una zona de transición en la que las fuerzas viscosas y de inercia tienen la misma magnitud.. Debajo de la zona turbulenta de la capa límite, aparece una subcapa laminar. (p. 491)

### 2.2.4. FLUJO ESTACIONARIO

La simulación numérica que se estudia en el presente trabajo de investigación se basará en un análisis estacionario del flujo. Potter, M. & Wiggert, D. (2002) afirman lo siguiente:

Si las cantidades de interés no dependen del tiempo se dice que el flujo es estacionario, lo cual, es expresado matemáticamente como:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

En un flujo estacionario las propiedades del fluido no varían con respecto al tiempo en un punto dado, sin embargo, pueden variar de un punto a otro en el fluido. (p. 79)

## 2.2.5 ECUACIONES DE GOBIERNO

En los problemas de dinámica de fluidos las variables de interés son la presión y las componentes de la velocidad. Según Xamán, J. y Gijón, M. (2015):” Los modelos matemáticos expresados como una ecuación o un sistema de ecuaciones diferenciales parciales, que relacionan las variables de interés son la ecuación de continuidad y de Navier Stokes”. (p. 84). Ambas ecuaciones son usadas en el presente trabajo de investigación.

### 2.2.5.1 Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad es una ecuación diferencial parcial a la que nuestra solución busca satisfacer. De acuerdo a Xamán, J. y Gijón, M. (2015):

La ley de conservación de la masa se utiliza para derivar la ecuación de continuidad. Este principio se enuncia de la siguiente manera: el flujo neto de masa que sale del volumen de control debe coincidir con la masa que se encuentra dentro del incremento de tiempo del volumen.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (4)$$

Donde:

$\vec{V}$ : Velocidad, [m/s]



$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>]

A la ecuación resultante se le conoce como la ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad. (p. 86)

### 2.2.5.2 Ecuación de Navier Stokes

La ecuación de Navier Stokes se obtiene al hacer una serie de hipótesis a las propiedades de un fluido. Potter, M. y Wiggert, D. (2002) afirmaron lo siguiente:

Si se observa una relación lineal entre los componentes de esfuerzo y los gradientes de velocidad en un fluido, entonces se le denomina fluido newtoniano. Si además de linealidad se requiere que el fluido sea isotrópico, entonces las componentes de esfuerzo y los gradientes de velocidad pueden relacionarse mediante dos propiedades del fluido. Además, si el fluido se considera homogéneo y que satisface la hipótesis de Stokes, entonces:

$$\lambda = \frac{-2\mu}{3} \quad (5)$$

Donde:

$\mu$ : Viscosidad dinámica, [Pa.s]

$\lambda$ : Segundo coeficiente de viscosidad, [Pa.s]

Finalmente, al aplicar la segunda ley de Newton a cada partícula del fluido da como resultado la ecuación de Navier – Stokes:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (6)$$

Donde:

$\vec{g}$ : Aceleración de la gravedad, [m/s<sup>2</sup>]

p: Presión en el fluido, [Pa]

La ecuación de Navier Stokes comúnmente se expresa en su forma vectorial como se muestra en la ecuación 3 y en coordenadas rectangulares. (p. 193)

### **2.2.6. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

La dinámica de fluidos computacional se ha convertido en una herramienta esencial para los ingenieros. Según Torres, R. & Joan Grau, J. (2007):

Desde el estudio fundamental de la mecánica de fluidos hasta la investigación para el desarrollo tecnológico, se utiliza la dinámica de fluidos computacional. Permite buscar una descripción de los procesos fundamentales en el campo básico, por ejemplo, utilizando herramientas de resolución directa de ecuaciones (DNS) a un coste computacional muy elevado, con resultados muy interesantes para la investigación básica.

La potencia de cálculo de que dispone este campo de estudio limita los casos que pueden resolverse actualmente a otros muy sencillos. En las herramientas de simulación y diseño orientadas a la ingeniería se utilizan modelos que simplifican los cálculos a costa de la precisión y generalidad de los resultados. Sin embargo, se están convirtiendo en herramientas muy valiosas y se consideran necesarias para los nuevos diseños. (p. 6)

## 2.2.7. MÉTODOS NUMÉRICOS

### Definición

Los métodos numéricos nos permiten trabajar con una cantidad finita de variables al dividir el modelo en partes tan pequeñas como se requiera. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

Las técnicas más populares para resolver las ecuaciones de conservación de la masa, la cantidad de movimiento, la energía y las especies químicas (transporte de masas) son el método de las diferencias finitas (MDF), el método de los volúmenes finitos (MVF) y el método de los elementos finitos (MEF). Existen otras técnicas, como las de elementos de contorno y las espectrales, pero su uso está restringido a cuestiones particulares únicas.

Los métodos aproximados para las variables de flujo y el procedimiento de discretización son las principales distinciones entre los tres enfoques ampliamente utilizados. Dependiendo del problema que haya que resolver, cada enfoque tiene sus ventajas. Pero no hay un único enfoque que funcione para todos los problemas. (p. 10)

### 2.2.7.1. Método de diferencia finita

Este método empleado para la solución numérica de ecuaciones diferenciales parciales es el más antiguo y muy fácil de aplicar a modelo con geometrías simples. Xamán, J & Gijón, M. (2015) afirman lo siguiente:

La ecuación diferencial de una variable es el punto de partida del método. Los puntos de los nodos de una malla describen esta variable. Para obtener las aproximaciones en diferencias finitas de las derivadas primera y segunda de esa variable respecto a las coordenadas en términos de los valores nodales, se aproxima la ecuación diferencial en cada punto de la malla sustituyendo esas derivadas parciales por aproximaciones finitas mediante

una expansión en serie de Taylor o polinomios ajustados. El resultado es una ecuación algebraica para cada nodo de la malla, con incógnitas para los valores de la variable en el nodo genérico y algunos nodos cercanos.

En teoría, esta técnica puede utilizarse con cualquier tipo de malla. Sin embargo, las mallas no regulares requieren la aplicación de un método más sofisticado. Las líneas de coordenadas son las líneas de malla. El principal inconveniente del MDF es que se trata de un método no conservativo, lo que significa que la conservación de la masa no se cumple a menos que se tomen precauciones adicionales. (p. 11)

#### **2.2.7.2. Método de volumen finito**

El software Ansys Fluent usa este método para resolver problemas de mecánica de fluidos. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

En un principio, este método fue desarrollado como una forma especial de la formulación del método de diferencias finitas y se basa en usar la forma integral de las ecuaciones de conservación. El dominio de estudio es dividido en un número finito de volúmenes de control contiguos y las ecuaciones de conservación son aplicadas para cada pequeño volumen de control. En el centroide de cada volumen de control se ubica un nodo en el cual se calcula el valor de las variables.

Se utiliza algún tipo de interpolación para calcular el valor de las variables, en las superficies de los volúmenes de control, en términos de los valores en cada nodo. Las integrales de superficie se aproximan usando alguna fórmula de cuadratura. Como resultado se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, en el cual aparecen valores de los nodos vecinos. Este método puede ser adecuado a cualquier tipo de malla y

por lo tanto, puede ser aplicado a geometrías complejas ya que la malla define únicamente las fronteras de los volúmenes de control.

El método es conservativo por construcción, así que las integrales de superficie son las mismas para las fronteras de los volúmenes de control contiguos. Todos los términos que son aproximados tienen significado físico, siendo este el motivo por el cual es popular entre los ingenieros. (p. 13)

### **2.2.7.3. Método de elemento finito**

Este método es comúnmente utilizado para softwares como el Solidworks para el diseño de sistemas mecánicos. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

Este método se empleó en principio para el análisis estructural y es una generalización de los métodos del principio variacional y de los residuos ponderados, los cuales, plantean que la solución de una ecuación diferencial se puede expresar como una combinación lineal de parámetros desconocidos y de funciones apropiadas para el dominio entero del problema.

En conclusión, este enfoque comienza con una solución sugerida, que luego se sustituye en las ecuaciones de conservación. Sin embargo, como la solución sugerida no satisface todo el dominio de solución, queda un valor residual. El siguiente paso consiste en minimizar los residuos de cualquier forma que pueda conseguirse multiplicando e integrando los residuos por un conjunto de funciones de peso.

Como resultado se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas con coeficientes desconocidos de las funciones de aproximación. Se procede a escoger la mejor solución dentro del grupo de funciones permitidas. La principal ventaja de este método radica en la facilidad de uso para geometrías complejas. Sin embargo, los avances de este

método han sido lentos en el campo de la mecánica de fluido debido a las dificultades que se presentan al acoplar las ecuaciones de conservación. (p. 15)

### **2.2.8. ESTRUCTURA DEL ANÁLISIS CFD**

La dinámica de fluidos computacional sigue una estructura para resolver los problemas que enfrentan los ingenieros. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

A menudo, para la solución de un problema, la secuencia y estructura de un software DFC consta de tres partes fundamentales: pre – proceso, procesamiento y post – proceso. Para la persona que tiene que desarrollar su propio software o el usuario de un software comercial, es muy recomendable tener un amplio conocimiento en el uso y desarrollo de algoritmos numéricos, comprensión de los fenómenos físicos y experiencia en el campo de aplicación de la dinámica de fluidos computacional. (p. 17)

#### **2.2.8.1. Preproceso**

Esta etapa es la que se aprende en la mayoría de cursos de cualquier Software. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

Prácticamente es la etapa de preparación de datos de entrada en un código de resolución. Para alguien que utilice un software comercial, esto significa que tiene que definir una geometría o dominio computacional, crear una malla numérica adecuada, especificar los fenómenos físicos que quiere modelar, definir las propiedades físicas del medio y establecer las condiciones iniciales y de contorno.

Por lo general, la persona que usa un software comercial solo le lleva unas semanas o pocos meses de entrenamiento para dominar esta etapa. En cambio, para la persona que desarrolla y pretende implementar un software, la tarea de Pre – Proceso es algo más

complicada y puede llevar varios meses o años comprender y entender esta etapa. A diferencia del usuario, la persona que desarrolla un software puede obtener nuevo conocimiento dependiendo del nivel de detalle brindado al software, mientras que para el usuario el software es una caja negra. (p. 18)

### **2.2.8.2. Procesamiento**

Esta etapa es considerada por algunos como la etapa más importante ya que está directamente relacionado con la solución del problema. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

En esta fase, que está vinculada al componente de resolución de problemas del programa, intervienen ideas procedentes de diversos campos académicos, como el desarrollo de algoritmos, los fundamentos de las matemáticas discretas, el análisis numérico y el software. Se utiliza un ordenador para resolver el modelo matemático.

El usuario del software sólo tiene que enviar la instrucción de ejecución y esperar los resultados. Dependiendo del modelo que haya que resolver, este proceso puede durar varias horas, días o incluso semanas. Sin embargo, esta etapa del desarrollo del software implica dos pasos: la resolución del sistema de ecuaciones algebraicas y el proceso de discretización. (p. 20)

### **2.2.8.3. Postproceso**

Esta etapa está ligada a la interpretación de resultados, por lo que se requiere un alto nivel de experiencia para poder sacar conclusiones. Según Xamán, J & Gijón, M. (2015):

La etapa Postproceso es la que se encarga de ofrecer los medios visuales y permite aglomerar la enorme cantidad de datos en forma de gráficos. Esta etapa de vital importancia

para el análisis de resultados y dependiendo de la capacidad de resolución del visualizador, será de ayuda al usuario del software o programador para tener una mejor comprensión del fenómeno y lograr conclusiones satisfactorias. (p. 22)

### **2.2.9. ESQUEMAS NUMÉRICOS**

Los esquemas numéricos sirven para tratar los términos convectivos de las ecuaciones diferenciales. Xamán, J & Gijón, M. (2015) afirman lo siguiente:

Para completar la solución numérica de la ecuación general de conservación, es necesario discretizar los términos convectivos en la variable escalar  $\phi$ . La discretización del término convectivo en esta ecuación general nos conduce a problemas ya que el movimiento del fluido influye bastante, es decir, los efectos de convección deben ser considerados. En estos casos, la difusión está presente, por lo que es necesario examinar la combinación de ambos efectos. Se busca determinar el comportamiento de la variable  $\phi$  debido al campo de velocidad. (p. 59)

#### **2.2.9.1. Esquema centrado**

Xamán, J & Gijón, M. (2015) afirman lo siguiente:

La aproximación del esquema centrado se usa para calcular los valores de la variable  $\phi$  en las fronteras del volumen de control como una aproximación lineal. Se sabe que el esquema centrado usado para aproximar el termino convectivo puede ocasionar problemas de estabilidad numérica durante el proceso iterativo. Este esquema es estable siempre en cuando el transporte convectivo es pequeño con respecto al difusivo. (p.62)



### **2.2.9.2. Esquema contra el viento**

Xamán, J & Gijón, M. (2015) afirman lo siguiente:

Es necesario idear un método que tenga en cuenta la dirección del flujo, ya que la formulación del esquema centrado de los casos altamente convectivos la ignora. El esquema upwind es una forma de resolver el problema. A pesar de ser de primer orden, este esquema sugiere una aproximación más precisa para la variable  $v$  en la cara compartida de dos celdas adyacentes. (p. 64)

### **2.2.9.3. Esquema híbrido**

Xamán, J & Gijón, M. (2015) afirman lo siguiente:

Este esquema, que combina los esquemas de barlovento y centrado, fue creado por Spalding en 1972. Para evitar el cálculo de funciones exponenciales, el esquema introduce aproximaciones lineales a trozos y tiene en cuenta una formulación basada en el número de Péclet local.

Este esquema es similar al esquema centrado para números de Péclet bajos y similar al esquema contra el viento para números de Péclet mayores a 2 donde el término convectivo domina y el término difusivo se puede despreciar. (p. 66)

## **2.2.10. TRATAMIENTO DEL FLUJO INCOMPRESIBLE**

En el presente trabajo de investigación, el agua se tratará como un fluido incompresible. Según Amano, R. & Sundén, B. (2011):

Desde el punto de vista del método numérico, es necesario indicar que las técnicas que típicamente se usan para la solución de las ecuaciones de Navier – Stokes y Euler son las

mismas, incluso cuando existen algunas diferencias en el comportamiento de la técnica incluyendo y despreciando los términos que están asociados a la viscosidad. Los algoritmos basados en la presión son uno de los principales métodos para analizar un flujo incompresible. (p. 65)

### **2.2.11. ALGORITMOS DE ACOPLAMIENTO**

De acuerdo a lo expuesto por Zhai, Z. (2020):

Al resolver las ecuaciones de gobierno para los fluidos usando la dinámica de fluidos computacional, el acoplamiento de la velocidad y la presión en la ecuación de Navier Stokes presenta un mayor desafío ya que no hay una ecuación explícita para hallar la presión. Diferentes algoritmos de acoplamiento de presión y velocidad se han propuesto y algunos han dado resultados muy satisfactorios en su aplicación a problemas de ingeniería.

Hay dos tipos principales de métodos para resolver las ecuaciones algebraicas discretizadas correspondientes a la ecuación de Navier Stokes: el método acoplado y el método segregado. (p. 191)

#### **2.2.11.1. Algoritmo SIMPLE**

De acuerdo a Tu, J.; Heng, G. & Liu, C. (2007):

Las siglas SIMPLE son abreviatura para “Método semi – implícito para ecuación vinculada a la presión. Básicamente es un procedimiento de ensayo y error para el cálculo de la presión. Para iniciar el proceso de cálculo de SIMPLE, se suponen un campo de presión  $p$  y los campos de velocidad  $u, v$  y  $w$ . Las ecuaciones de cantidad de movimiento discretizadas se resuelven usando un campo de presión que se presupone para obtener los componentes de la velocidad. La implementación del algoritmo SIMPLE es el siguiente:

- Suponer un campo de presión y el campo de velocidad.
- Resolver las ecuaciones de cantidad de movimiento basado en los campos de presión y velocidad que se supusieron para después actualizar los campos de velocidad.
- Resolver una ecuación que determine la diferencia entre la presión que se supuso y la presión corregida.
- Corregir el campo de presión y velocidad y volver a repetir los pasos desde el punto 2 hasta satisfacer algún criterio de convergencia.

El algoritmo SIMPLE es un método robusto que produce rápida estabilización de la velocidad y presión como se ve por sus respectivos historiales de convergencia. (p. 166)

#### **2.2.11.2. Algoritmo SIMPLER**

De acuerdo a Heng, G. & Kit, K. (2009):

El algoritmo SIMPLER es una versión mejorada de SIMPLE desarrollada por Patankar (1980). En vez de usar la ecuación de corrección para la presión como se hace en SIMPLE, el campo de presión se resuelve directamente mediante una ecuación y las velocidades se corrigen de acuerdo a la fórmula de corrección establecida en el algoritmo SIMPLE. (p. 81)

#### **2.2.11.3. Algoritmo SIMPLEC**

Según Heng, G. & Kit, K. (2009):

El algoritmo SIMPLEC sigue los mismos pasos iterativos que el algoritmo SIMPLE. La principal diferencia entre estos dos algoritmos es que las ecuaciones de cantidad de movimiento discretizadas se manipulan para que las fórmulas de corrección de la velocidad

obtenidas del algoritmo SIMPLEC omitan términos que son menos significantes que los omitidos por el algoritmo SIMPLE. (p. 82)

#### **2.2.11.4. Algoritmo acoplado**

Según Goodfellow, H. & Wang, Y. (2021):

Este algoritmo ofrece algunas ventajas sobre los algoritmos segregado dado que brinda una eficiente y robusta implementación para un flujo en estado estacionario de una sola fase con un desempeño superior. El algoritmo acoplado resuelve la ecuación de Navier Stokes y la de continuidad simultáneamente. El acoplamiento implícito completo se logra por medio de una discretización implícita de los términos de gradiente de presión en la ecuación de Navier Stokes, y una discretización implícita del flujo másico en las caras, incluyendo los términos de disipación de presión de Rhie-Chow (p. 121)

### **2.2.12. MODELOS DE TURBULENCIA**

#### **2.2.12.1. Introducción**

El modelo de turbulencia es un tema muy importante en el desarrollo del presente trabajo de investigación. Según Torres, R. & Grau, J. (2007):

El movimiento caótico de las moléculas gaseosas sirvió de analogía para las primeras descripciones de la turbulencia. Como resultado, los modelos iniciales eran en su mayoría difusivos. En estos modelos, se suponía que los efectos de cizalladura lograban un transporte turbulento de momento lineal, y el transporte turbulento se modelaba mediante una constante adicional  $\eta_T$ .

Se han definido ecuaciones de transporte para variables y funciones empíricas que han sustituido posteriormente a esta constante de viscosidad turbulenta. El modelo de turbulencia se clasifica de la siguiente manera en función del número de estas ecuaciones, continuidad y cantidad de ecuaciones de movimiento. Se presentan muchos remolinos en el flujo promedio, los cuales poseen energía para transferirla sucesivamente a remolinos cada vez más pequeños. Los remolinos más grandes dependen fuertemente de la geometría local, a diferencia de los torbellinos pequeños que están presentes en todo el volumen de control.

La mayoría de modelos de turbulencia de ingeniería que se basan en resolver las ecuaciones promediadas de Navier – Stokes (RANS), buscan modelar los efectos de las escalas de turbulencia pequeñas y grandes. Dado que la dinámica de las escalas más grandes no es global en el dominio del fluido, la aplicación de estas ecuaciones depende del caso en particular que se esté tratando. Esta falta de generalidad de los modelos ha provocado que se disponga de un amplio rango de modelos de turbulencia. (p. 118)

### 2.2.12.2. Ecuaciones RANS

Tabatabaian, M. (2015), afirma lo siguiente:

Las ecuaciones RANS se derivan tomando como punto de partida la ecuación de Navier Stokes y la ecuación continuidad. Después de sustituir  $u_i = \bar{u}_i + \bar{u}'_i$  y  $p = \bar{p} + \bar{p}'$  en ambas ecuaciones se obtiene:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 \bar{u}_i + \rho g - \rho \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_i} = 0 \quad (8)$$

El esfuerzo de Reynolds se define como  $R_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$ . Para cerrar las ecuaciones diferenciales se puede utilizar la hipótesis de Boussinesq:

$$R_{ij} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (9)$$

Donde:

$\mu_T$ : Viscosidad turbulenta, [Pa.s]

$\bar{u}_i$ : Componente de la velocidad promedio, [m/s]

$k$ : Energía cinética turbulenta, [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

$\delta_{ij}$ : Delta de Kronecker

La viscosidad turbulenta,  $\mu_T$ , se determina mediante la ecuación:

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (10)$$

Donde:

$\epsilon$ : Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta, [m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>]

$C_\mu$ : Constante empírica

Los diferentes modelos de turbulencia permiten calcular valores para  $k$  y  $\epsilon$  que se usarán para hallar  $\mu_T$  (p. 172)

### Modelo $k - \epsilon$ estándar

Este modelo de turbulencia incorpora dos nuevas variables. Según Torres, R. y Grau, J. (2007):

La energía cinética turbulenta,  $k$ , y la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta,  $\epsilon$ , son 2 variables adicionales que son necesarias para resolver el problema de cierre de la turbulencia. Las ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\epsilon$  son:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_K \quad (11)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (12)$$

Donde:

$u_i$ : Componente de la velocidad, [m/s]

$G_k$ : Generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad promedio, [Pa/s]

$G_b$ : Generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad, [Pa/s]

$Y_M$ : Contribución de la dilatación fluctuante, [Pa/s]

$S_k$ : Término fuente, [Pa/s]

$S_\epsilon$ : Término fuente, [Pa/s<sup>2</sup>]

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$ : Número de Prandtl turbulento

$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$ : Constantes empíricas

### Modelo $k - \epsilon$ RNG (Grupo de Renormalización)

Este modelo se considera como una mejora al modelo  $k - \epsilon$  estándar descrito anteriormente. Según Ansys Fluent (2018):

El modelo  $k - \epsilon$  RNG se derivó usando una técnica estadística rigurosa llamada teoría del grupo de renormalización (RNG). Este modelo de turbulencia se basa en las siguientes consideraciones:

- El modelo RNG tiene un término adicional en su ecuación para  $\epsilon$  que significativamente mejora la precisión para flujos restringidos abruptamente.
- El efecto de remolino de la turbulencia se incluye en el modelo RNG, mejorando la precisión para simular flujos con alta vorticidad.
- La teoría RNG provee una fórmula analítica para los números de Prandtl en el caso turbulento, mientras que el modelo  $k - \epsilon$  estándar usa valores constantes especificados por el usuario.

Mientras que el modelo  $k - \epsilon$  estándar es un modelo para altos números de Reynolds, la teoría RNG provee una ecuación diferencial derivada en forma analítica con el objetivo de calcular la viscosidad efectiva que toma en cuenta los flujos con bajos números de Reynolds. Las ecuaciones de transporte para el modelo  $k - \epsilon$  RNG son:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (14)$$

Donde:

$\alpha_\epsilon, \alpha_k$ : Inverso del número de Prandtl efectivo

$\mu_{eff}$ : Viscosidad efectiva, [Pa.s]



$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} k}{\varepsilon \eta_0}\right) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (15)$$

Donde:

$\eta_0, \beta$ : Constantes empíricas

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (16)$$

Sin embargo, tratar correctamente la región cercana a la pared del fluido es esencial para utilizar este modelo con eficacia. Para una clase más amplia de flujos, el modelo k- $\rho$  RNG es más fiable que el modelo k- $\rho$  estándar debido a las características ya comentadas. (p. 3)

### **Modelo $k - \epsilon$ realizable**

Este modelo de turbulencia se propuso como una mejora al modelo  $k - \epsilon$  estándar.

Heng, G. y Kit, K. (2009) afirman lo siguiente:

El término realizable indica que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas a los esfuerzos normales de Reynolds, consistentes con la situación física que describe los flujos turbulentos. La restricción matemática que ofrece el modelo es asegurar que los esfuerzos normales sean positivos logrando que el coeficiente  $C_\mu$  varíe al hacerlo sensible al flujo medio (deformación media) y a las variables de turbulencia:  $k$  y  $\epsilon$ . Por lo tanto, se tiene que

$C_\mu$  es variable. El modelo también difiere al estándar en los cambios impuestos a la ecuación de transporte para  $\epsilon$  (basado en la ecuación dinámica del cuadrado medio de la fluctuación de la vorticidad). La ecuación de transporte para  $\epsilon$ , es:

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \rho S \epsilon - \frac{C_2 \rho \epsilon^2}{k + \sqrt{\frac{\mu_T \epsilon}{\rho}}} + \frac{C_{1\epsilon} C_{3\epsilon} G_b \epsilon}{k} + S_\epsilon \quad (17)$$

Donde:

$C_2$ : Constante empírica

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (18)$$

$$\eta = \frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}k}}{\epsilon} \quad (19)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (20)$$

La ecuación de transporte para  $k$  es la misma que en el modelo  $k - \epsilon$  estándar a excepción por las constantes. Este modelo es más preciso que el modelo estándar para predecir flujos en canales y separados. (p.128)

### Modelo $k - \omega$ estándar

Ionescu, A. (2018) afirma lo siguiente:

Este modelo se recomienda cuando se modela flujo de fluidos no newtonianos a bajo número de Reynolds. Las ecuaciones de gobierno para  $k$  y  $\omega$  son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma^* \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (21)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha\omega\rho\tau_{ij}}{k} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta\rho\omega^2 + \sigma_d \frac{\rho}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (22)$$

Donde:

$\beta, \sigma$ : Fuerzas de cuerpo, [ $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-2}$ ]

$\omega$ : Raz3n espec3fica de disipaci3n, [ $\text{m}^2\text{s}^{-3}/\text{Pa}$ ]

El modelo  $k - \omega$  se ha usado para predecir caracter3sticas de flujo durando la mezcla de lodo anaer3bico. (p. 272)

### Modelo $k - \omega$ SST (Transporte de esfuerzo cortante)

De acuerdo a lo expuesto por Heng, G. & Kit, K. (2009):

El modelo  $k - \omega$  SST fue desarrollado con el fin de combinar las caracter3sticas favorables del modelo  $k - \epsilon$  est3ndar con el modelo  $k - \omega$  est3ndar de modo que la regi3n interna de la capa limite se resuelve adecuadamente por el segundo modelo mientras que el primer modelo se emplea para obtener soluciones num3ricas en la parte exterior de la capa limite.

Este modelo requiere la distancia a la pared m3s cercana  $d_n$ , para calcular las funciones de mezcla  $F_1$  y  $F_2$  de modo que se pueda seleccionar apropiadamente entre los modelos  $k - \epsilon$  y  $k - \omega$ . Las funciones de mezclas son:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (23)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (24)$$

Donde:

$$\Phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d_n}, \frac{500\mu}{\rho d_n^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d_n^2} \right] \quad (25)$$

$$\Phi_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega d_n}, \frac{500\mu}{\rho\omega d_n^2}\right) \quad (26)$$

Este modelo está siendo empleada cada vez con mayor frecuencia y funciona excepcionalmente bien para manejar regiones con capa limite en condición de no equilibrio como los presentes en flujos separados. (p. 96)

### **Modelo de los esfuerzos de Reynolds (RSM)**

De acuerdo a lo expuesto por Bengt, A. et al (2012):

Los modelos de turbulencia basados en la aproximación de Boussinesq no dan resultados precisos para flujos con cambios rápidos en la tasa de deformación media. Esto se debe a que los esfuerzos de Reynolds persisten por grandes distancias para flujos turbulentos debido a un relativo intercambio lento de momento lineal entre torbellinos.

Recordemos que la aproximación de Boussinesq asume que los torbellinos se comportan como moléculas que intercambian cantidad de movimiento rápidamente. En este modelo, el concepto de viscosidad turbulenta isotrópica, lo cual es la principal debilidad de los modelos de turbulencia de dos ecuaciones, no se usa. Al abandonar este concepto las ecuaciones RANS se cierran por medio de la solución de las ecuaciones de transporte para los esfuerzos de Reynolds,  $\tau_{ij} = -\rho u_i u_j$  y para  $\epsilon$ . El método RSM resuelve una ecuación para cada esfuerzo de Reynolds y, por lo tanto, no necesita de ningún modelo de turbulencia de primer orden.

Los modelos de los esfuerzos de Reynolds son modelos no lineales de viscosidad turbulenta y se les conoce por lo general como ecuaciones de cierre de segundo orden dado que los únicos términos modelados son de tercer orden o mayores. Estos

modelos brindan una mayor precisión bajo diferentes condiciones ya que tomando en cuenta la curva de la línea de corriente, vórtices, rotación y cambios rápidos en la tasa de deformación en una forma más rigurosa que los modelos de turbulencia de dos ecuaciones. En principio, este modelo es una mejor aproximación para flujos turbulentos pero el problema radica en relacionar las nuevas incógnitas que se obtienen en la derivación de las ecuaciones exactas.

El interés en usar este modelo también se ve reducido por el hecho de que este modelo demanda un alto costo computacional dado que se tienen 7 ecuaciones diferenciales parciales adicionales que requieren ser resueltas y sensibles a inestabilidad numérica por estar fuertemente acopladas. (p. 95)

## **2.2.13. MODELAMIENTO DE FLUJO CERCANO A LA PARED**

### **2.2.13.1. Función de pared estándar**

Se procede a dar una definición de la función de pared estándar. Según Tu, J.; Heng, G. & Liu, C. afirman lo siguiente (2008):

Es imprescindible que los modelos de turbulencia produzcan resultados confiables cerca a la pared (contorno del dominio). Además de los modelos de turbulencia que se pueden aplicar a todo el dominio del fluido, otro procedimiento comúnmente adoptado es usar funciones de pared. Por medio de este procedimiento, la región cerca a la pared no se resuelve explícitamente mediante el modelo de turbulencia, sino que se hacen uso de estas funciones de pared para superficies lisos y ásperos. Si hacemos que  $y$  sea la distancia normal desde la pared y  $U$  sea la velocidad promediada en el tiempo paralela a la pared, entonces la velocidad adimensional  $U^+$  y la distancia a la pared  $y^+$  se pueden calcular

usando las ecuaciones  $U^+ = U/u_\tau$  y  $y^+ = \rho u_\tau y / \mu$ , respectivamente. Dentro de estos parámetros adimensionales, la velocidad de fricción en la pared  $u_\tau$  se define con respecto al esfuerzo cortante en la pared,  $\tau_w$ , mediante la ecuación  $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$ . Si el flujo cerca a la pared solamente se determina por las condiciones en la pared entonces para algún valor límite de la distancia a la pared  $y^+$ , se puede esperar que la velocidad adimensional  $U^+$  sea una función de pared universal de la forma:

$$U^+ = f(y^+) \quad (27)$$

Para valores de la distancia a la pared  $y^+ < 5$ , la capa está dominada por fuerzas viscosas que producen condición de no deslizamiento y por ende se llama la subcapa viscosa. Podemos asumir que el esfuerzo cortante es aproximadamente constante y equivalente al esfuerzo cortante de pared  $\tau_w$ . Una relación lineal entre la velocidad promediada en el tiempo y la distancia a la pared se puede obtener y al hacer uso de las definiciones de  $U^+$  y  $y^+$  se obtiene:

$$U^+ = y^+ \quad (28)$$

Fuera de la subcapa viscosa, se perciben los efectos de la difusión turbulenta y usualmente se emplea una ecuación logarítmica de la forma:

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln(E y^+) \quad (29)$$

Donde:

$k$ : Constante empírica cuyo valor es 0.4

$E$ : Constante empírica cuyo valor es 9.8

Los valores para  $k$  y  $E$  son constantes universales que son válidas para todo flujo turbulento con paredes suaves a números de Reynolds altos. (p. 259)

### **2.2.13.2. Función de pared sin equilibrio**

Otro concepto muy importante es el de función de pared sin equilibrio. Según Tu, J.; Heng, G. & Liu, C. afirman lo siguiente (2008):

Esta función está disponible para eliminar algunas de las limitaciones impuestas por las funciones de pared estándar. Brevemente, los elementos clave son: La ley de logaritmo, la cual ahora es sensible a los efectos de gradiente de presión y el concepto de dos capas, lo cual se adopta para calcular la producción de energía cinética de turbulencia promediada en la celda y la disipación en celdas adyacentes a la pared.

En base a lo último, la estimación de la energía cinética turbulenta para las celdas adyacentes a la pared se sensibiliza en proporción a la subcapa viscosa y a la capa completamente turbulenta, lo cual puede significativamente variar de celda a celda a flujo altamente en no equilibrio. Esto efectivamente libera la condición de equilibrio local de la turbulencia que se adopta para las funciones de pared.

Es por esta capacidad de tomar en cuenta parcialmente los efectos de gradientes de presión y desviación de la condición de equilibrio, estas funciones de pared de no equilibrio se recomiendan para flujos complejos que involucran separación de flujo, reinsertión de flujo y choque de flujo. En tales flujos, se obtienen mejoras en la solución CFD, particularmente en la predicción de esfuerzo cortante en la pared y transferencia de calor. (p. 261)

### 2.2.13.3. Tratamiento de pared mejorado

El tratamiento de pared mejorado es una función desarrollada por el software Ansys Fluent. De acuerdo a lo expuesto por Ansys Fluent (2018):

El modelo de dos capas se combina con las llamadas funciones de pared mejoradas para crear el tratamiento de pared mejorado, una técnica para simular el flujo cerca de la pared. El tratamiento de pared mejorado será el mismo que el modelo de dos capas convencional si el mallado cercano a la pared es lo suficientemente fino como para resolver la subcapa viscosa.

Sin embargo, la restricción que el mallado cercano a la pared deba ser lo suficientemente fino podría requerir un cálculo que tome demasiado tiempo. Idealmente, se desearía tener una formulación cerca a la pared que pueda usarse para mallados gruesos, así como mallados finos para números Reynolds bajos. Además, se debe tener cuidado en el mallado de la zona intermedia de modo que el nodo más cercano a la pared no esté localizado en la región completamente turbulenta donde las funciones de pared son convenientes en esa zona, ni tampoco, en la vecindad directa a la pared ( $y^+ \approx 1$ ), donde es adecuado el modelo para números de Reynolds bajos.

El software Ansys Fluent puede combinar el modelo de dos capas con las funciones de pared mejoradas que se pueden aplicar a lo largo de la región cercana a la pared con el fin de tener un modelo para flujos cercanos a la pared que posean la precisión del método estándar de dos capas para un mallado fino cercano a la pared y que, al mismo tiempo, no reduzca significativamente la precisión para mallados gruesos. (p. 5)



### III. MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1. MATERIALES PARA EL EXPERIMENTO

##### 3.1.1. EQUIPOS

01 electrobomba de 1 HP marca KHOR	$H_{\max}$ : 35m	$Q_{\max}$ : 35l/min	Voltaje: 220V
	Intensidad: 1.75A	PF: 0.98	Eficiencia: 65%

##### 3.1.2. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

01 manómetro analógico marca RITHERM	Manómetro con glicerina con reloj de 2 ½" conexión inferior de ¼ NPT, escala dual de unidad, Resolución: 0.02 bar
01 termómetro infrarrojo marca GM550E	Rango de temperatura: -50°C a 550°, Emisividad ajustable: 0.1 a 1, Temperatura de funcionamiento: 0°C a 40°C, Batería de 9V, Resolución: 0.1°C
Cronómetro digital	Smartphone Samsung S21 modelo SM-A217M/DS
Transportador	Material: PVC, Marca: Artesco, Dimensiones: 360°x20cm
Contenedor graduado (fabricación propia)	Material: Vidrio templado, Dimensiones: 16cmx16cmx23cm

### 3.1.3. COMPONENTES DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

- 01 Tanque de PVC de 210 litros marca REY con dimensiones de 50cmx100cmx45cm.
- 01 Válvula de bola PVC con diámetro de 1 pulgada de conexión a presión.
- 01 Tubo PVC SCH 40 con diámetro de 1 pulgada.
- 02 Uniones universales PVC sin rosca para 1 pulgada de diámetro.
- 01 Codo PVC SCH 40 con radio largo para 1 pulgada de diámetro.

### 3.1.4. HERRAMIENTAS Y MATERIALES SECUNDARIOS

- 01 Alicata universal de 200g marca STANLEY.
- 01 Martillo de uña con mango de fibra de 600g marca STANLEY.
- 10 Tornillos de acero inoxidable de 1/8” de diámetro.
- 01 Mica tamaño A4.
- 01 Empaque soldimix 10 minutos de 35g.

### 3.2. MATERIALES PARA LA SIMULACION NUMÉRICA

01 laptop	Marca: ASUS, Procesador: Intel(R) Core(TM) i5-5200U CPU @ 2.20GHz 2.20 GHz, RAM: 6.00 GB , Tipo de sistema: Sistema operativo de 64 bits procesador x64
01 calculadora científica	Marca: CASIO fx-570LA PLUS , Número de dígitos: 12 , Tamaño de batería: triple A, Duración de batería: 17000 horas

### 3.3. MÉTODOS

#### 3.3.1 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

**Tabla 1**

*Operacionalización de variables*

<b>Variable Independiente</b>	<b>Definición Conceptual</b>	<b>Definición Operacional</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Escala de medida</b>
Ángulo de apertura	Es el ángulo que forma la manivela de la válvula de bola con un eje ubicado en el plano horizontal y perpendicular al tubo.	Este ángulo se medirá con un transportador fijado a la válvula.	Grados sexagesimales	Razón
<b>Variable dependiente</b>	<b>Definición Conceptual</b>	<b>Definición Operacional</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Escala de medida</b>
Presión estática	Es la presión que indica un manómetro analógico fijado a una tubería.	La presión estática se medirá usando un manómetro analógico.	Pascales	Intervalo
Caudal	Es la razón entre el volumen de fluido fluyendo por una tubería en una unidad de tiempo.	El caudal que fluye por la tubería se calculará al dividir el volumen de agua en un contenedor graduado entre el tiempo transcurrido para obtener este volumen.	Litros por segundo	Razón

*Nota.* Elaboración propia

### 3.3.2. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

La configuración experimental se rige bajo la norma ANSI/ISA-75.02.01-2008 para determinar la longitud mínima del tubo entre el codo PVC y la válvula de bola, así como también para determinar la ubicación del manómetro analógico.

El ángulo de apertura de la válvula se irá cambiando progresivamente a intervalos de 5 grados en un rango de 55 a 75 grados. Se procede a medir la presión estática 5 segundos después de haber encendido la electrobomba. Luego, se procede a recoger a la salida del tubo en un recipiente durante 5 segundos aproximadamente. Acto seguido, se vierte el agua del recipiente en el contenedor graduado para medir su altura de nivel,  $h$ , y así calcular su volumen.

El caudal de agua,  $Q$ , se calcula dividiendo el volumen de agua entre el tiempo transcurrido,  $t$ , según la fórmula:

$$Q = \frac{256h}{10000t} \quad (30)$$

La velocidad promedio del agua,  $v$ , se calcula dividiendo el caudal entre el área interior del tubo según la fórmula:

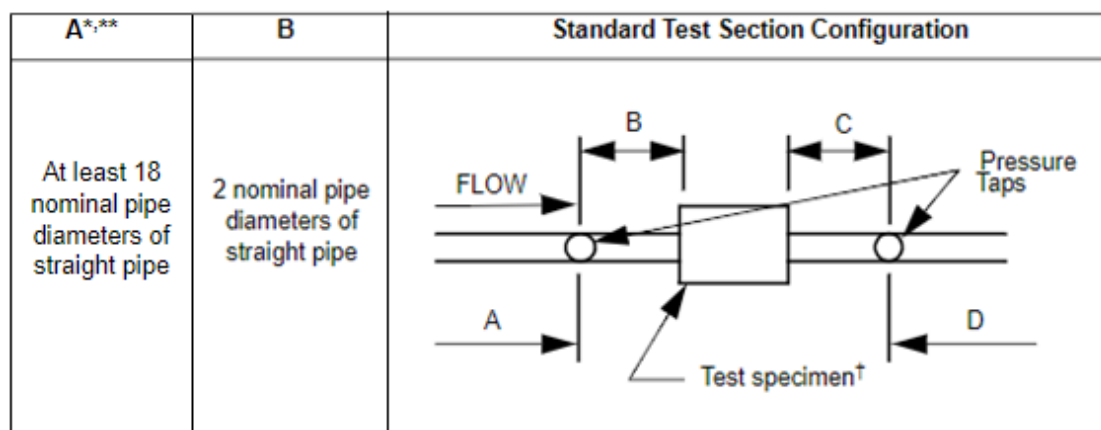
$$v = \frac{40Q}{8.41\pi} \quad (31)$$

#### 3.3.1.1. Ubicación del manómetro

La presión estática se debe medir a una distancia mínima de dos veces el diámetro nominal del tubo aguas arriba de la válvula, es decir 50.8mm. Se decidió ubicar el manómetro a 51 mm de la válvula.

**Figura 2**

*Ubicación del manómetro analógico y longitud mínima de tubo recto*



*Nota.* Ubicación de los manómetros según la Norma ANSI/ISA-75.02.01-2008. Adaptado de *Procedimientos de ensayo de capacidad de válvulas de control*, por ISA, 2008 ([https://kupdf.net/download/isa-7502\\_5c6e92d3e2b6f5b042aef22a\\_pdf#modmals](https://kupdf.net/download/isa-7502_5c6e92d3e2b6f5b042aef22a_pdf#modmals))

### 3.3.1.2. Dimensiones del tubo PVC

El diámetro nominal del tubo de PVC es 1 pulgada. La longitud mínima de tubo recto entre el codo y válvula es por lo menos de 20 veces el diámetro nominal, es decir 508mm. Se consideró una longitud de 580 mm para el tramo A y 223 mm para el tramo a la salida de la válvula.

### 3.3.1.3. Dimensiones del contenedor graduado

El contenedor graduado tiene la forma de un prisma rectangular cuya base es un cuadrado de 172 mm de lado y una altura de 226 mm. Este contenedor está fabricado de lunas de vidrio con un espesor de 6 mm y tiene una regla fijada a una de las caras con el objetivo de medir

la altura de la superficie del agua. El volumen interior del contenedor graduado tiene una base cuadrada de 160 mm y una altura de 220 mm, arrojando un volumen de 5.63 litros.

#### 3.3.1.4. Variables presentes en el experimento

- **Variable independiente:** Se realizará una serie de simulaciones variando el ángulo de apertura.

#### Figura 3

*Transportador y aguja fijados a la válvula para medir ángulo de apertura.*



*Nota.* La precisión del transportador es  $\pm 1^\circ$ . Elaboración propia.

- **Variable dependiente:** La caída de presión en la válvula de bola permite construir la curva experimental que se comparará con la correspondiente curva numérica.

#### Figura 4

*Manómetro analógico marca Ritherm para medir la presión estática*



*Nota.* La precisión del manómetro es  $\pm 0.02$  bar. Elaboración propia.

El caudal de agua se calcula dividiendo el volumen de agua depositado en el contenedor entre el tiempo transcurrido en el cronómetro digital.

### **Figura 5**

*Contenedor graduado de 6 litros para medir volumen de agua*



*Nota.* La precisión en las dimensiones del contenedor es  $\pm 1$  mm. Elaboración propia.

### **Figura 6**

*Captura de pantalla del smartphone que muestra el cronómetro digital*



*Nota.* La precisión en las dimensiones del contenedor es  $\pm 1$  mm. Elaboración propia.

- **Variable controlada:** La temperatura del agua que se medirá con un termómetro infrarrojo para determinar la densidad y viscosidad del fluido.

### **Figura 7**

*Termómetro infrarrojo para medir la temperatura del agua*



*Nota.* La precisión del termómetro es de  $0.1^{\circ}\text{C}$ . Elaboración propia.

## **3.3.3. METODOLOGÍA PARA LA SIMULACIÓN NUMÉRICA**

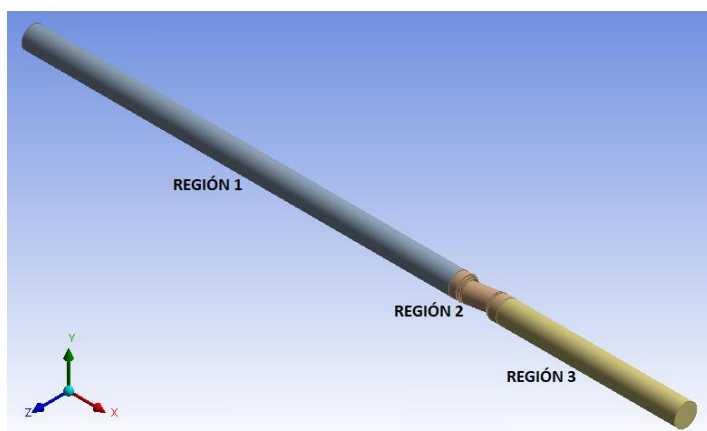
### **3.3.2.1. Modelo geométrico**



El modelado se realizó en el software Design Modeler de Ansys y representa el agua dentro de los tubos PVC y la válvula de bola.

### Figura 8

*Modelado del agua dentro de los tubos PVC y la válvula de bola*



*Nota.* El dominio se dividió en 3 regiones. Elaboración propia.

La región 1 corresponde al volumen de agua corriente arriba de la válvula de bola. La longitud del cilindro (región 1) será la misma que la longitud del tubo PVC corriente arriba de la válvula, es decir, 580 mm. La región 2 corresponde al volumen de agua en el interior de la válvula de bola. Por último, la región 3 corresponde al volumen de agua corriente abajo de la válvula. La longitud del cilindro (región 3) es de 223mm.

#### 3.3.2.2. Modelos de turbulencia del tipo $k - \epsilon$

En la sección 2.2.12, se vieron diferentes modelos de turbulencia. El presente trabajo de investigación embarca el estudio de los modelos  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable, dado que son modelos sencillos de utilizar en la práctica por su poco tiempo de cálculo.

### Figura 9

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para elegir el modelo de turbulencia*

Model	Model Constants
<input type="radio"/> Inviscid <input type="radio"/> Laminar <input type="radio"/> Spalart-Allmaras (1 eqn) <input checked="" type="radio"/> k-epsilon (2 eqn) <input type="radio"/> k-omega (2 eqn) <input type="radio"/> Transition k-kl-omega (3 eqn) <input type="radio"/> Transition SST (4 eqn) <input type="radio"/> Reynolds Stress (7 eqn) <input type="radio"/> Scale-Adaptive Simulation (SAS) <input type="radio"/> Detached Eddy Simulation (DES) <input type="radio"/> Large Eddy Simulation (LES)	Cmu <input type="text" value="0.09"/> C1-Epsilon <input type="text" value="1.44"/> C2-Epsilon <input type="text" value="1.92"/> TKE Prandtl Number <input type="text" value="1"/> TDR Prandtl Number <input type="text" value="1.3"/>
<b>k-epsilon Model</b> <input checked="" type="radio"/> Standard <input type="radio"/> RNG <input type="radio"/> Realizable	

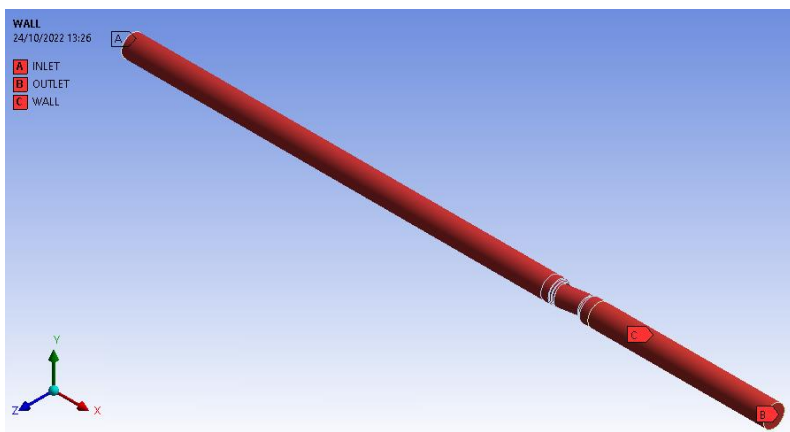
*Nota.* Las constantes del modelo elegido no se alteraron. Elaboración propia.

### 3.3.2.3. Condiciones de frontera

A toda la superficie de control se le asignarán valores conocidos de presión o velocidad. La superficie de control se dividirá convenientemente en 3 partes: *inlet*, *outlet* y *wall*.

#### Figura 10

*Superficie de control dividida en las superficies inlet, outlet y wall*



*Nota.* Elaboración propia.

La presión manométrica en la superficie denominada *outlet* se definió a 0 bar.

## Figura 11

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la presión manométrica*

Pressure Outlet

Zone Name  
outlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Backflow Reference Frame Absolute

Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Pressure Profile Multiplier 1

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

Backflow Pressure Specification Total Pressure

Radial Equilibrium Pressure Distribution

Average Pressure Specification

Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Backflow Turbulent Intensity (%) 5

Backflow Turbulent Viscosity Ratio 10

OK Cancel Help

*Nota.* Los demás parámetros del entorno no se alteraron. Elaboración propia.

La velocidad en la superficie denominada *inlet* se definió de acuerdo a los valores experimentales registrados en la tabla 6.

## Figura 12

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la velocidad*

Velocity Inlet

Zone Name  
inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame Absolute

Velocity Magnitude (m/s) constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%) 5

Turbulent Viscosity Ratio 10

OK Cancel Help

*Nota.* Los demás parámetros del entorno no se alteraron. Elaboración propia.

Se definió una altura de rugosidad de  $3.334 \times 10^{-6}$  m en la superficie *wall*, la cual cumple la condición de no deslizamiento y no penetración.

### Figura 13

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la rugosidad de la pared*

Wall

Zone Name  
wall

Wall Motion      Motion  
 Stationary Wall       Relative to Adjacent Cell Zone  
 Moving Wall

Shear Condition  
 No Slip  
 Specified Shear  
 Specularity Coefficient  
 Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models      Sand-Grain Roughness  
 Standard  
 High Roughness (Icing)

Roughness Height (m) 3.334e-06 constant  
Roughness Constant 0.5 constant

OK Cancel Help

*Nota.* Los demás parámetros del entorno no se alteraron. Elaboración propia.

La densidad y viscosidad dinámica del agua se obtendrán por interpolación lineal a la temperatura del agua.

### Figura 14

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir la densidad y viscosidad*

Create/Edit Materials

Name      Material Type  
water-liquid      fluid

Chemical Formula      Fluent Fluid Materials  
h2o<l>      water-liquid (h2o<l>)

Mixture  
none

Properties

Density (kg/m3) constant      Edit...  
998.64

Viscosity (kg/m-s) constant      Edit...  
0.001049

*Nota.* La temperatura del agua ( $18.2^{\circ}\text{C}$ ) se midió al inicio del experimento. Elaboración propia.

### 3.3.2.4. Mallado del dominio

Las capas de inflación, que se usan para resolver la capa límite en las 3 regiones, tienen las características mostradas en la figura 15.

#### Figura 15

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para considerar la capa límite*

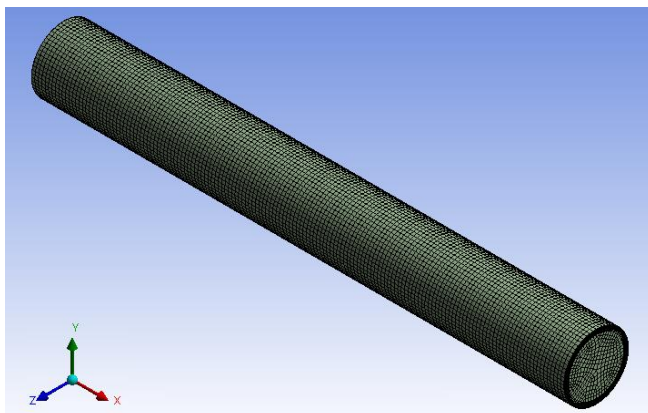
Details of "Mesh"	
⊕ Display	
⊕ Defaults	
⊕ Sizing	
⊕ Quality	
⊖ Inflation	
Use Automatic Inflation	All Faces in Chosen Named Selec...
Named Selection	WALL
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0.272
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	10
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
⊕ Assembly Meshing	
⊕ Advanced	
⊕ Statistics	

*Nota.* Se definieron 10 capas a una tasa de crecimiento de 1.2. Elaboración propia.

El mallado de la región 1 y 3 se hace con el método *multizone* y tipo de malla *hexa*.

#### Figura 16

*Mallado de la región 1*

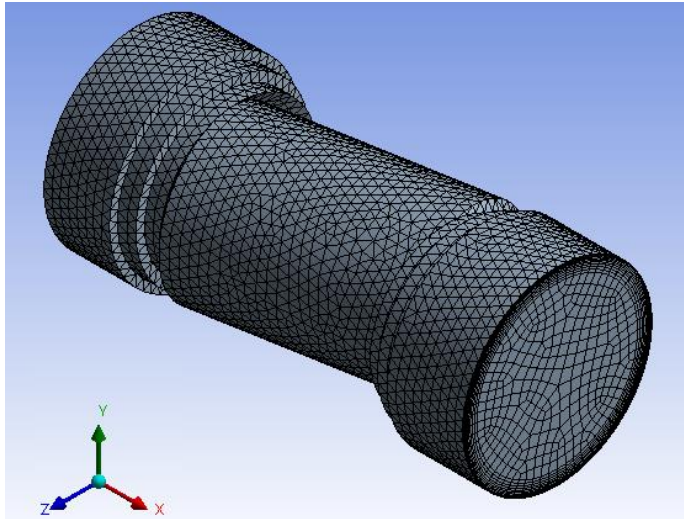


*Nota.* El mallado en estas zonas es muy uniforme. Elaboración propia.

El mallado de la región 2 se realiza usando el método *tetrahedrons* y el algoritmo *patch conforming*.

### Figura 17

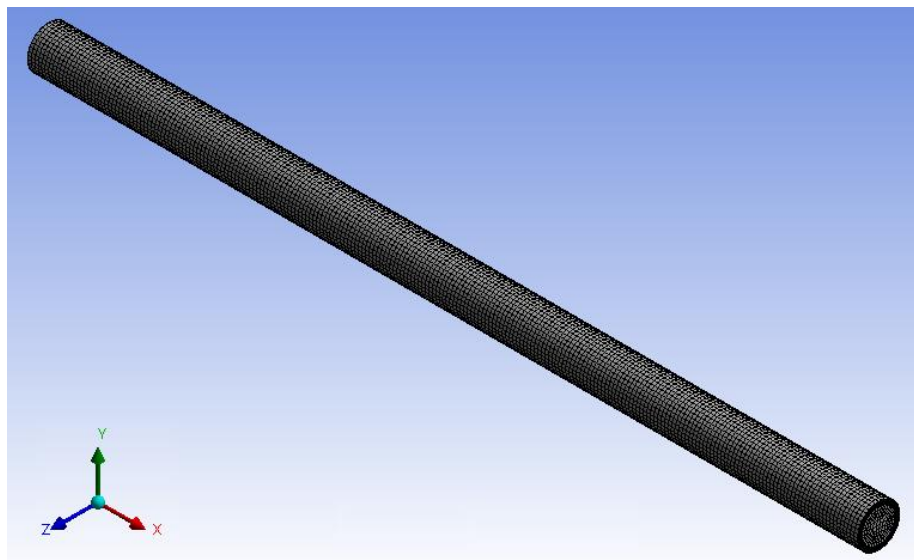
*Mallado de la región 2*



*Nota.* Se definieron 10 capas a una tasa de crecimiento de 1.2. Elaboración propia.

### Figura 18

*Mallado de la región 3*



*Nota.* El mallado en estas zonas es muy uniforme. Elaboración propia.

### 3.3.2.5. Tamaño de los elementos del mallado

La siguiente tabla muestra una reducción progresiva en la longitud característica de los elementos que conforman el mallado en un ratio de 1.5.

**Tabla 2**

*Tamaño óptimo del mallado*

<b>Densidad del mallado</b>	<b>Longitud del elemento [mm]</b>
Gruesa	2.38
Media	1.89
Fina	1.5

*Nota.* Elaboración propia.

### 3.3.2.6. Parámetros de calidad del mallado

**Tabla 3**

*Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado grueso*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>Oblicuidad máxima</b>	<b>Relación de aspecto promedio</b>
55°	0.94	7.79
60°	0.94	7.79
65°	0.90	7.84
70°	0.88	7.51
75°	0.84	7.65

*Nota.* Elaboración propia

**Tabla 4***Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado medio*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>Oblicuidad máxima</b>	<b>Relación de aspecto promedio</b>
55°	0.90	11.33
60°	0.90	11.28
65°	0.87	8.70
70°	0.90	10.66
75°	0.91	9.97

*Nota.* Elaboración propia**Tabla 5***Oblicuidad y relación de aspecto para el mallado fino*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>Oblicuidad máxima</b>	<b>Relación de aspecto promedio</b>
55°	0.86	7.19
60°	0.92	6.46
65°	0.90	7.16
70°	0.89	6.74
75°	0.87	6.78

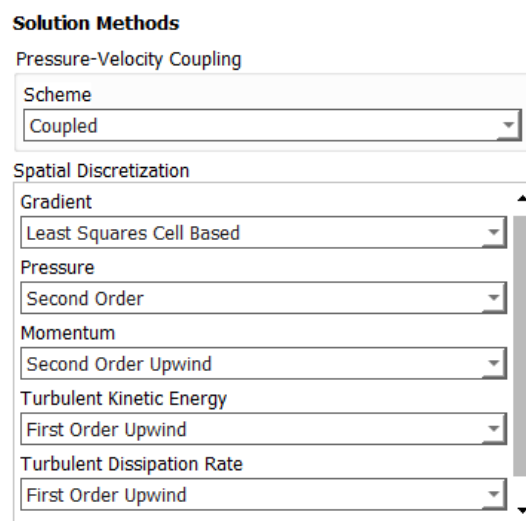
*Nota.* Elaboración propia**3.3.2.7. Acoplamiento de velocidad y presión**



El algoritmo elegido para lograr la convergencia de la presión estática fue *Coupled* con la desventaja de consumir más tiempo que otros algoritmos como el SIMPLE.

### Figura 19

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para elegir el algoritmo Coupled*



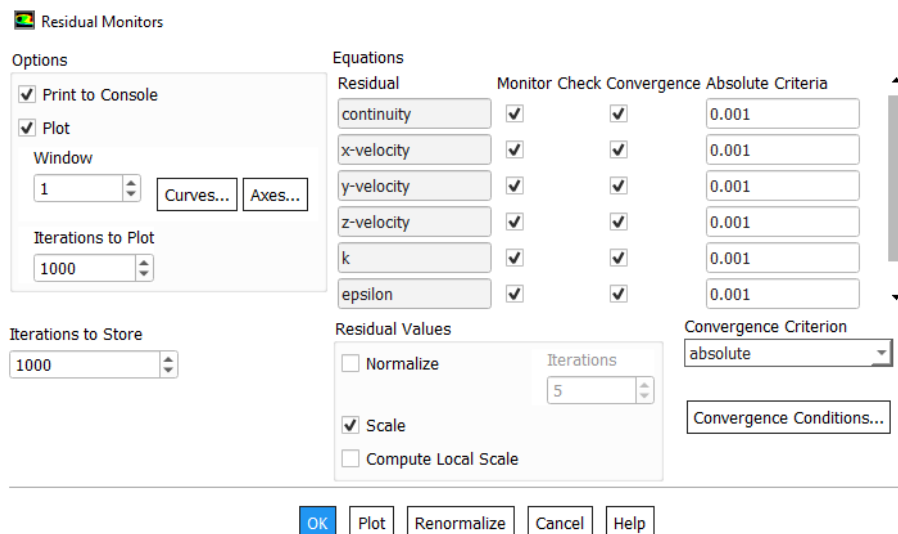
*Nota.* Los demás parámetros del entorno no se alteraron. Elaboración propia.

#### 3.3.2.8. Criterios de convergencia

La confiabilidad de los resultados teóricos de la presión estática se garantiza iterando hasta que los valores residuales de las componentes rectangulares de la velocidad, la energía cinética turbulenta, la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta y el flujo másico sean iguales o menores a un residual máximo, que para este estudio es de 0.001.

### Figura 20

*Entorno de trabajo de Ansys Fluent para definir un residual máximo*



*Nota.* Se configuró la gráfica de la presión estática para 1000 iteraciones. Elaboración propia.

Además, se incluyó el residual de la presión estática como otro indicador de la convergencia aún más importante para llevar a cabo este estudio usando dinámica de fluidos computacional. La convergencia de la presión estática se observa en las gráficas del anexo 2.

## IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 4.1. RESULTADOS EXPERIMENTALES

**Tabla 6**

*Presión estática del agua indicada por el manómetro analógico*

Ángulo de apertura	Presión estática [bar]	Altura de nivel de agua (h), [mm]	Intervalo de tiempo (t), [s]
55°	0.58	234	4.25

60°	0.42	262	4.30
65°	0.34	262	4.11
70°	0.20	279	4.45
75°	0.14	302	4.52

*Nota.* La medida se tomó a una distancia de dos diámetros nominales aguas arriba de la válvula de bola. Elaboración propia.

**Tabla 7**

*Velocidad promedio del agua*

Ángulo de apertura	Caudal de agua [l/s]	Velocidad del agua [m/s]
55°	1.41	2.13
60°	1.56	2.36
65°	1.63	2.47
70°	1.61	2.43
75°	1.71	2.59

*Nota.* La velocidad promedio se aplicará como condición de entorno en la superficie *inlet*. Elaboración propia.

## 4.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA

### 4.2.1. Presión estática según la densidad de mallado

**Tabla 8**

*Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado grueso*

Ángulo de apertura	Presión estática ( $k - \epsilon$ estándar)	Presión estática ( $k - \epsilon$ RNG)	Presión estática ( $k - \epsilon$ realizable)	Número de elementos
55°	0.697	0.674*	0.689*	232843

60°	0.486*	0.476*	0.485*	231841
65°	0.318	0.325*	0.313*	231270
70°	0.189	0.182*	0.186*	229479
75°	0.130	0.124*	0.128	229105

*Nota.* Los valores de la presión estática indicados con un asterisco no convergen según lo definido por el valor residual de 0.001. Elaboración propia.

**Tabla 9**

*Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado medio*

Ángulo de apertura	Presión estática ( $k - \epsilon$ estándar)	Presión estática ( $k - \epsilon$ RNG)	Presión estática ( $k - \epsilon$ realizable)	Número de elementos
55°	0.683	0.652*	0.648*	352570
60°	0.490	0.477*	0.484*	351122
65°	0.314	0.312*	0.310	348860
70°	0.189	0.182*	0.185	348144
75°	0.131	0.126*	0.130	346835

*Nota.* Los valores de la presión estática indicados con un asterisco no convergen según lo definido por el valor residual de 0.001. Elaboración propia.

**Tabla 10**

*Presión estática numérica [bar] correspondiente al mallado fino*

Ángulo de apertura	Presión estática ( $k - \epsilon$ estándar)	Presión estática ( $k - \epsilon$ RNG)	Presión estática ( $k - \epsilon$ realizable)	Número de elementos
55°	0.672*	0.645*	0.665	613774
60°	0.471	0.464*	0.461*	611457
65°	0.309	0.311*	0.303	609835

70°	0.186	0.181*	0.182	607047
75°	0.129	0.128*	0.129	604287

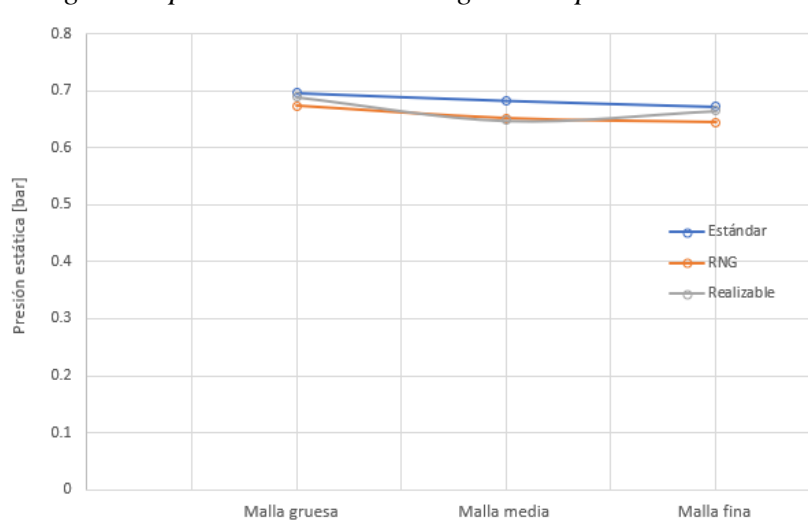
*Nota.* Los valores de la presión estática indicados con un asterisco no convergen según lo definido por el valor residual de 0.001. Elaboración propia.

#### 4.2.2. Estudio de independencia de malla

Se realizó este estudio con el fin de garantizar la confiabilidad en el valor teórico de la presión estática por los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable.

**Figura 21**

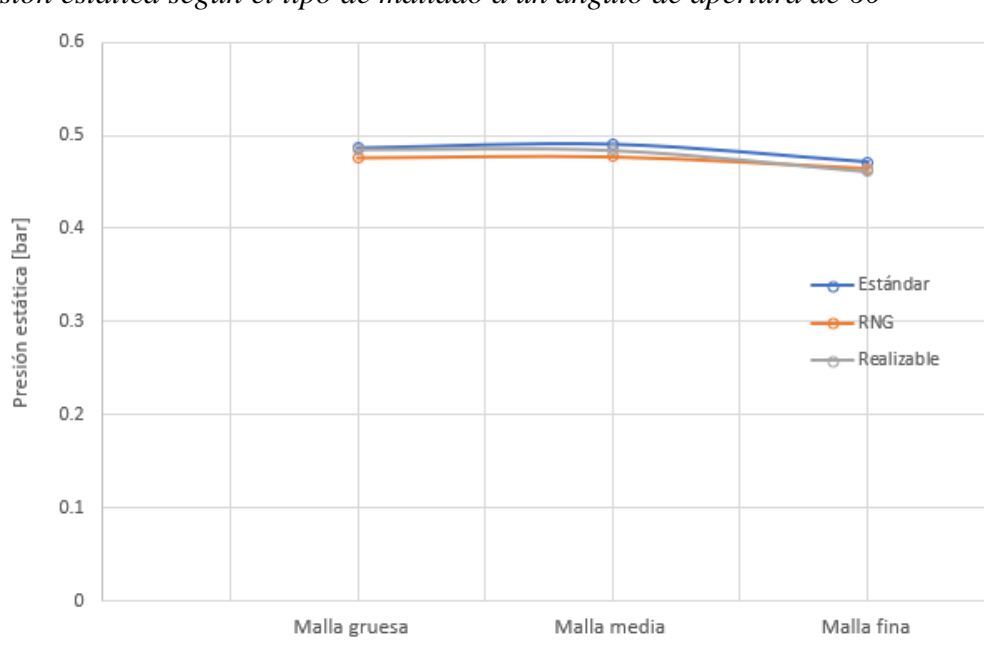
*Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 55°*



*Nota.* La presión estática muestra una variación máxima del 4% entre el mallado grueso y fino concluyendo de esta forma que se alcanzó la independencia del mallado. Elaboración propia.

**Figura 22**

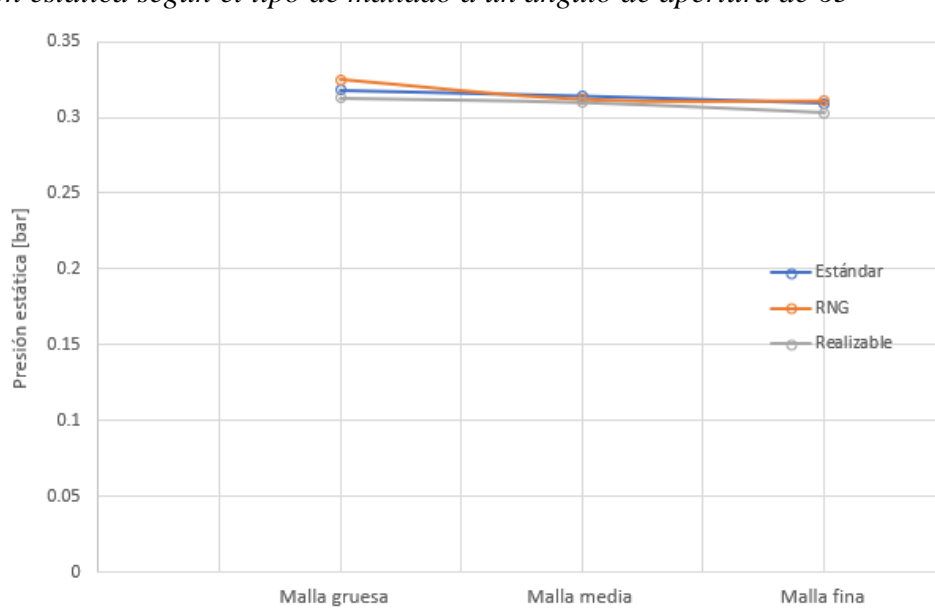
*Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 60°*



*Nota. La presión estática muestra una variación máxima del 3% entre el mallado grueso y fino concluyendo de esta forma que se alcanzó la independencia del mallado. Elaboración propia.*

**Figura 23**

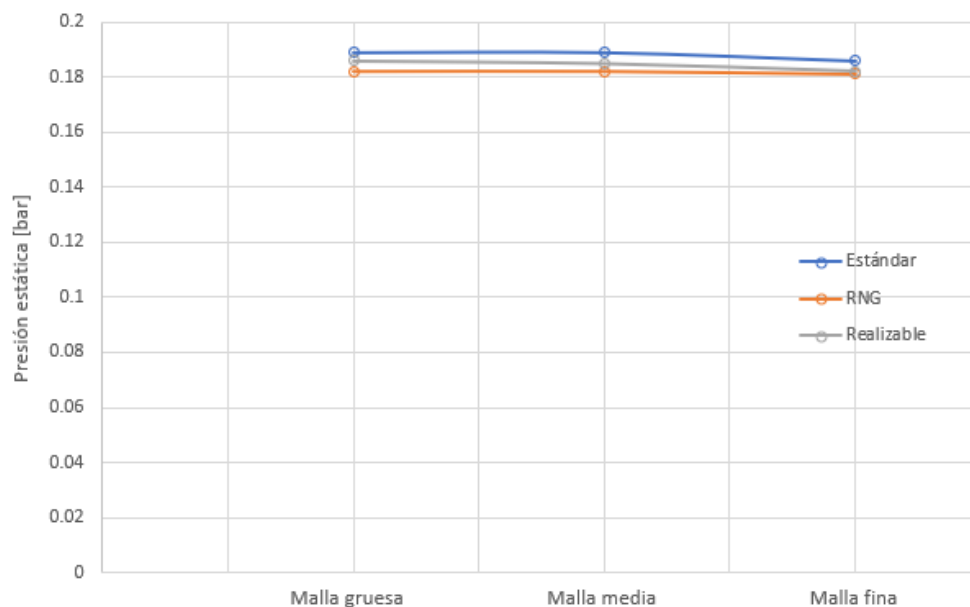
*Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 65°*



*Nota. La presión estática muestra una variación máxima del 4% entre el mallado grueso y fino concluyendo de esta forma que se alcanzó la independencia del mallado. Elaboración propia.*

**Figura 24**

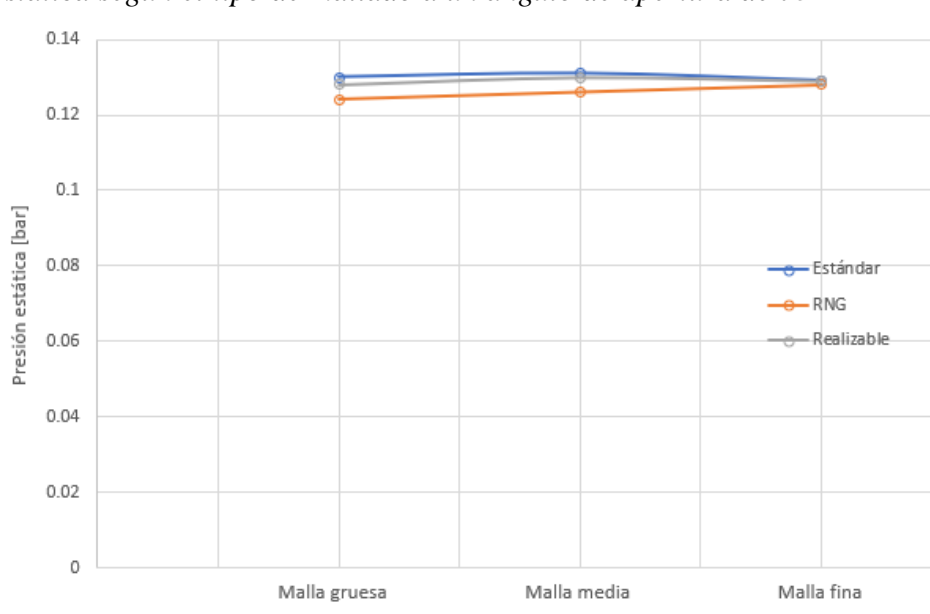
*Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 70°*



*Nota. La presión estática muestra una variación máxima del 3% entre el mallado grueso y fino concluyendo de esta forma que se alcanzó la independencia del mallado. Elaboración propia.*

**Figura 25**

*Presión estática según el tipo de mallado a un ángulo de apertura de 75°*



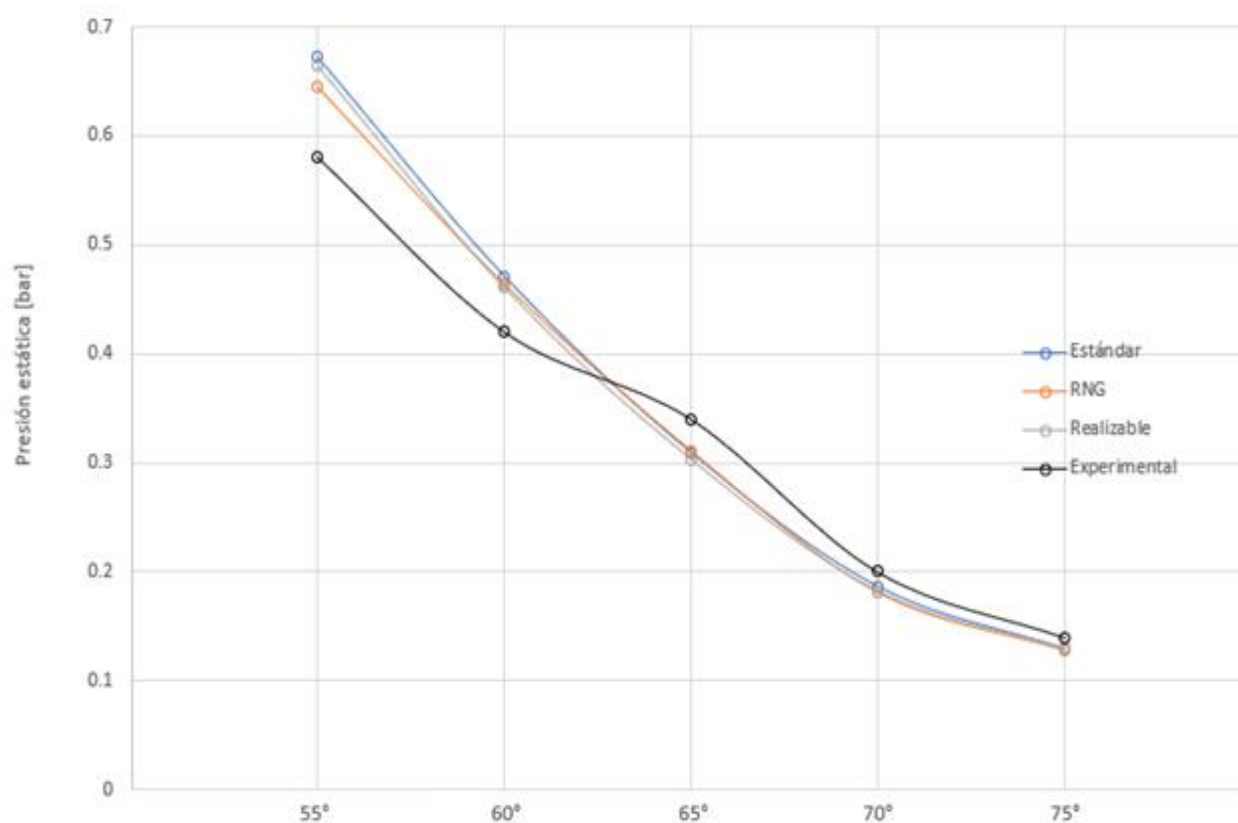
*Nota. La presión estática muestra una variación máxima del 4% entre el mallado grueso y fino concluyendo de esta forma que se alcanzó la independencia del mallado. Elaboración propia.*

#### 4.2.3. Comparación entre los modelos de turbulencia

Se puede observar que los tres modelos de turbulencia que se estudiaron arrojan valores teóricos de la presión estática muy cercanos entre sí. Asimismo, la figura muestra los resultados experimentales de la presión estática para visualizar el error porcentual y por ende la exactitud de dichos modelos.

**Figura 26**

*Presión estática correspondiente a cada modelo de turbulencia estudiado*



*Nota.* Estos resultados teóricos corresponden al mallado fino. Elaboración propia.

Por último, se puede observar que el valor teórico de la presión estática está sobreestimado para ángulos de apertura menores a 62.5° aproximadamente y subestimado para ángulos de apertura mayores a ese ángulo.

#### 4.2.4. Cálculo del error porcentual de la presión estática numérica



**Tabla 11***Error porcentual para el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>CFD [bar]</b>	<b>Experimental [bar]</b>	<b>Error (e)</b>
55°	0.672	0.58	15.9%
60°	0.471	0.42	12.1%
65°	0.309	0.34	9.1%
70°	0.186	0.20	7.0%
75°	0.129	0.14	7.9%

*Nota.* Estos resultados numéricos corresponden al mallado fino.  
Elaboración propia.

**Tabla 12***Error porcentual para el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  RNG*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>CFD [bar]</b>	<b>Experimental [bar]</b>	<b>Error (e)</b>
55°	0.645	0.58	11.2%
60°	0.464	0.42	10.5%
65°	0.311	0.34	8.5%
70°	0.181	0.20	9.5%
75°	0.128	0.14	8.6%

*Nota.* Estos resultados teóricos corresponden al mallado fino.  
Elaboración propia.

**Tabla 13**

*Error porcentual para el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  realizable*

<b>Ángulo de apertura</b>	<b>CFD [bar]</b>	<b>Experimental [bar]</b>	<b>Error (e)</b>
55°	0.665	0.58	14.7%
60°	0.461	0.42	9.8%
65°	0.303	0.34	10.9%
70°	0.182	0.20	9.0%
75°	0.129	0.14	7.9%

*Nota.* Estos resultados teóricos corresponden al mallado fino. Elaboración propia.

El cálculo del error porcentual,  $e$ , se realizó según la fórmula:

$$e = \frac{|P_{CFD} - P_{EXP}|}{P_{EXP}} \cdot 100\% \quad (32)$$

Donde:

$P_{CFD}$ : Presión estática numérica [bar]

$P_{EXP}$ : Presión estática experimental [bar]

### 4.3. DISCUSIÓN

El objetivo general del presente trabajo de investigación fue determinar el modelo óptimo de turbulencia del tipo  $k - \epsilon$ . Para lograr esto se tuvo que simular el flujo de agua a través de una válvula de bola de PVC de 1 pulgada de diámetro para determinar la caída de presión a través de dicha válvula.

Se determinó que, dependiendo del ángulo de apertura, el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar es la mejor opción tal como concluyeron autores como Barea (2017), Moreno (2018) y Hazzi et al (2022). En cambio, Reig (2017) determinó que el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  RNG es el modelo óptimo para simular el comportamiento de una válvula de bola de bronce con diámetro nominal de 1". Dicho autor también concluye que este tipo de válvula no debería usarse como reguladora de caudal debido al alto rozamiento del fluido con la superficie de control.

En el presente trabajo de investigación se determinó que el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar arroja un error de 15.9% a un ángulo de apertura de 55°, lo cual difiere bastante del 9% que obtuvo Reig (2017) al mismo ángulo de apertura. Por otro lado Hazzi (2022), quien trabajó con una válvula de bronce con diámetro nominal de 1 1/2", obtuvo un 24.5% de error a un ángulo de apertura de 50° el cual es ligeramente menor a 55 y se puede tomar como una buena referencia.

La densidad de mallado resultó ser de vital importancia en la estabilidad del resultado numérico en el presente trabajo de investigación en el cual se consideró dos refinamientos de mallado hasta obtener una longitud de elemento mínima de 1.5 mm. Asimismo, Reig (2017) y Hazzi (2022) concluyen que el refinamiento de malla es un factor importante que brinda confiabilidad en los resultados. Por último, cabe resaltar que el modelo  $k - \epsilon$  estándar no solo arroja el error máximo sino también el error mínimo de 7.9% a un ángulo de apertura de 75°.

## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1. CONCLUSIONES

- (a) Se calculó el volumen de agua depositado en el contenedor graduado multiplicando la altura medida del nivel de agua por el área de la base de dicho contenedor. Los valores de la altura del nivel de agua están registrados en la tabla 5.
  
- (b) Se modeló el agua dentro del tubo y la válvula de bola con ayuda del software DesignModeler considerando una longitud de tubo recto de 580 mm aguas arriba de la válvula de bola y una longitud de tubo recto de 223mm aguas abajo. Las dimensiones internas de la válvula de bola se muestran en la figura 60.
  
- (c) Se simuló el flujo de agua a través de la válvula de bola por medio del software Ansys Fluent para calcular la presión estática según los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable. Se estableció una óptima calidad de malla en las cercanías a las paredes internas de la válvula de bola y se aseguró la independencia de malla para obtener el valor teórico de la presión estática.
  
- (d) Se calculó el error porcentual de la presión estática numérica según la ecuación 32. Los valores del error porcentual para los modelos de turbulencia  $k - \epsilon$  estándar, RNG y realizable se muestran en las tablas 10, 11 y 12.

## 5.2. RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar el análisis CFD en régimen transitorio, lo cual implica contar con más recursos de computación para la simulación, sin embargo, presenta la ventaja de evitar problemas de convergencia y por ende reducir el error porcentual que se obtuvo en el presente trabajo de investigación. Asimismo, un análisis en régimen transitorio podría acentuar la diferencia que existe entre los 3 modelos de turbulencia que se estudiaron.

Los resultados del análisis CFD en régimen estacionario de una válvula de bola metálica de diámetros mayores a 1 pulgada pueden usarse para determinar si el modelo de turbulencia óptimo depende del ángulo de apertura de la misma forma a lo que se observó en el actual trabajo de investigación.

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

- Bengt, A.; Ronnie, A.; Hakansson, L.; Mortensen, M.; Sudiyo, R. & Van, B. (2012) *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*.
- Bergadá, J. (2012) *Mecánica de fluidos breve introducción teórica con problemas resueltos*.
- Bernal, C. (2006) *Metodología de la investigación para administración, economía, humanidades y ciencias sociales (2da ed.)*.
- Heng, G. & Kit, K. (2009) *Dinámica de fluidos computacional para Ingeniería de protección contra incendios. Teoría, Modelamiento y Práctica*.
- Ionescu, A. (2018) *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros. Instrumentos básicos y aplicaciones en la ciencia*.
- Moran, M. & Shapiro, H. (2004) *Fundamentos de termodinámica técnica (2da ed.)*.
- Mott, R. (1996) *Mecánica de Fluidos aplicada (4ta ed.)*.
- Mott, R. (2006) *Mecánica de Fluidos (6ta ed.)*.
- Potter, M. & Wiggert, D. (2002) *Mecánica de fluidos (3ra ed.)*.
- Torres, R. & Grau, J. (2007) *Introducción a la Mecánica de fluidos y transferencia de calor con COMSOL MULTIPHYSICS*.
- Xamán, J & Gijón, M. (2015) *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*.

## VIRTUALES:

Amano, R. & Sundén, B. (2011) *Dinámica de fluidos computacional y transferencia de calor.*

*Tópicos emergentes.* <https://books.google.com.pe/books?id=hTiziXgAtl8C>

Ansys Fluent. (2018) *Guía del usuario versión 19.1.* <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf>

Ansys Fluent (2020) *Flujos internos turbulentos completamente desarrollados en conductos y tuberías.* <https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2020/09/Lesson-2-Fully-Developed-Internal-Turbulent-Flows-in-Ducts-and-Pipes-Handout.pdf>

Goodfellow, H. & Wang, Y. (2021) *Guía de diseño para ventilación industrial (2da ed.), (Vol. 2).* <https://books.google.com.pe/books?id=wugGEAAQBAJ&pg=PA121>

Heng, G. & Kit, K. (2009) *Dinámica de fluidos computacional para ingeniería de protección contra incendios. Teoría, modelamiento y práctica.* <https://books.google.com.pe/books?id=XRBOntiNGL8C>

Norma ANSI/ISA-75.02.01-2008. <https://vdocuments.mx/ansi-isa7502012008.html?>

Tabatabaian, M. (2015). *Módulo de dinámica de fluidos computacional. Modelado del flujo turbulento.* [https://books.google.com.pe/books?id=5Da\\_DgAAQBAJ&pg](https://books.google.com.pe/books?id=5Da_DgAAQBAJ&pg)

Tu, J.; Heng, G. & Liu, C. (2007) *Dinámica de fluidos computacional. Un enfoque práctico (1ra ed.)* <https://books.google.com.pe/books?id=BJwuMQOhM0sC&printsec>

Zhai, Z. (2020) *Dinámica de fluidos computacional para entornos construidos y naturales.* <https://books.google.com.pe/books?id=pCirDwAAQBAJ>

**VII. ANEXOS**

# **ANEXO 1**

**GALERÍA DE FOTOS**



**Figura 27**

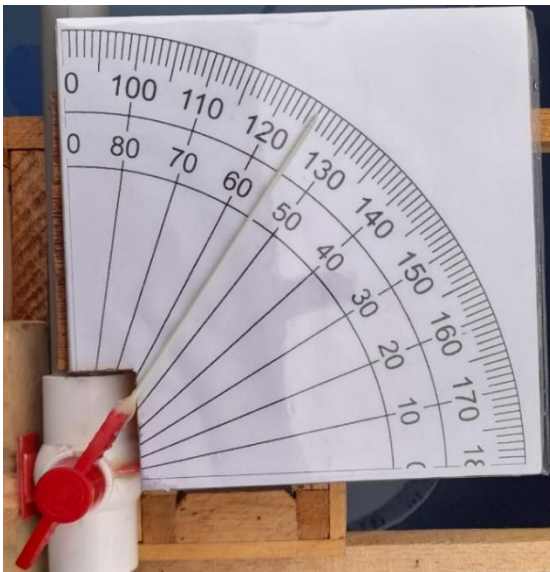
*Midiendo la temperatura del agua*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 28**

*La válvula de bola a un ángulo de apertura de 55°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 29**

*Presión estática a un ángulo de apertura de 55°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 30**

*Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 55°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 31**

*La válvula de bola a un ángulo de apertura de 60°*



*Nota. Fotografía tomada por el autor.*

**Figura 32**

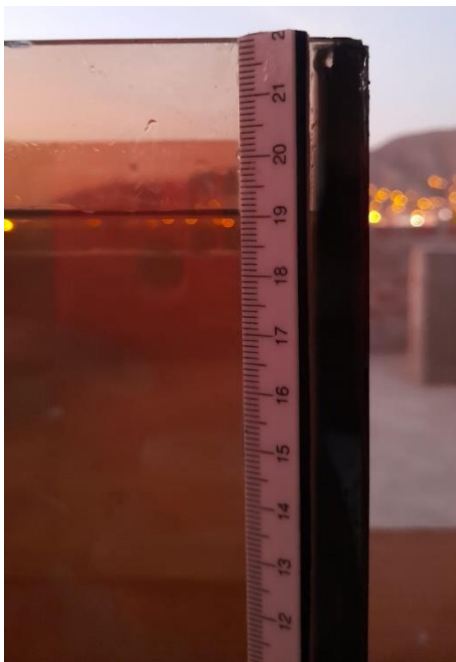
*Presión estática a un ángulo de apertura de 60°*



*Nota. Fotografía tomada por el autor.*

**Figura 33**

*Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de  $60^\circ$*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 34**

*La válvula de bola a un ángulo de apertura de  $65^\circ$*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 35**

*Presión estática a un ángulo de apertura de 65°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 36**

*Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 65°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 37**

*La válvula de bola a un ángulo de apertura de 70°*



*Nota. Fotografía tomada por el autor.*

**Figura 38**

*Presión estática a un ángulo de apertura de 70°*



*Nota. Fotografía tomada por el autor.*

**Figura 39**

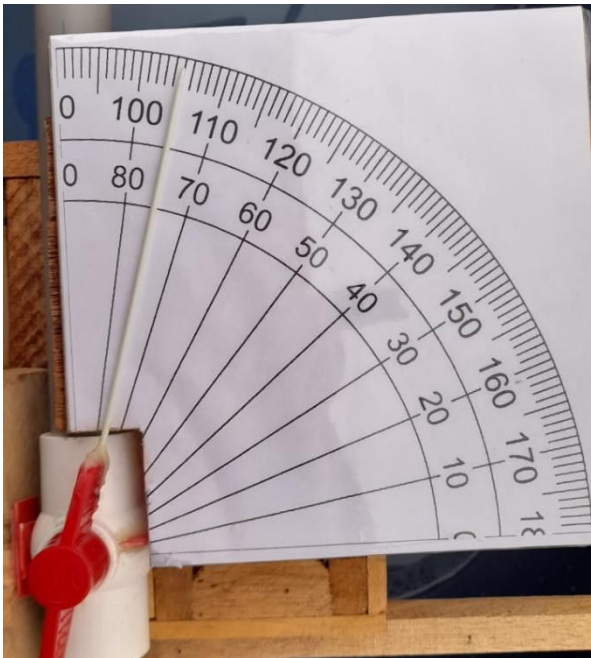
*Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 70°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 40**

*La válvula de bola a un ángulo de apertura de 75°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 41**

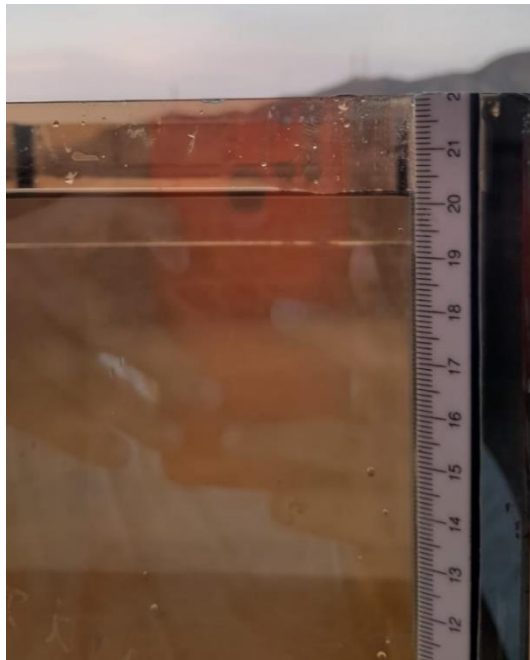
*Presión estática a un ángulo de apertura de 75°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

**Figura 42**

*Altura de nivel de agua en el contenedor graduado a un ángulo de 75°*



*Nota.* Fotografía tomada por el autor.

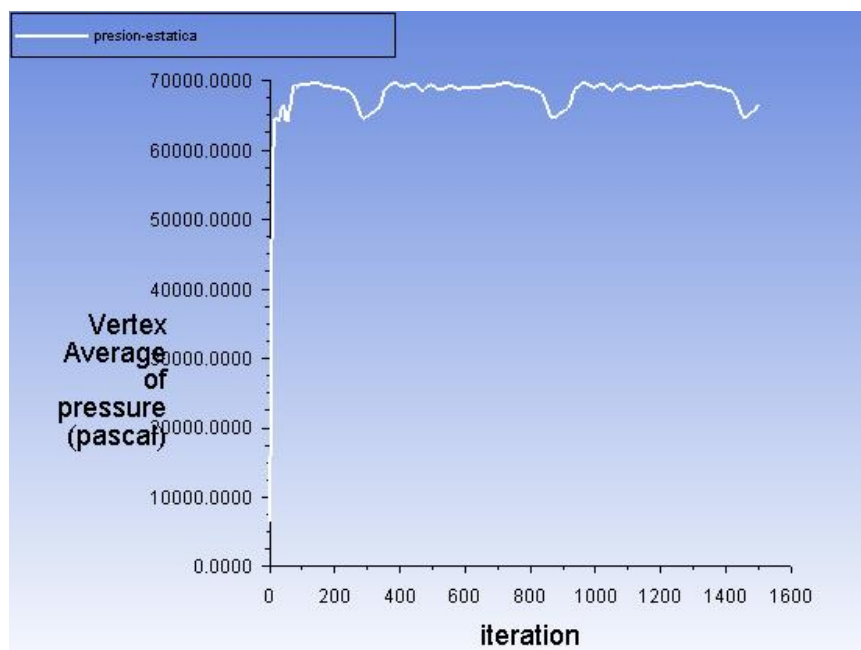


# ANEXO 2

CONVERGENCIA

**Figura 43**

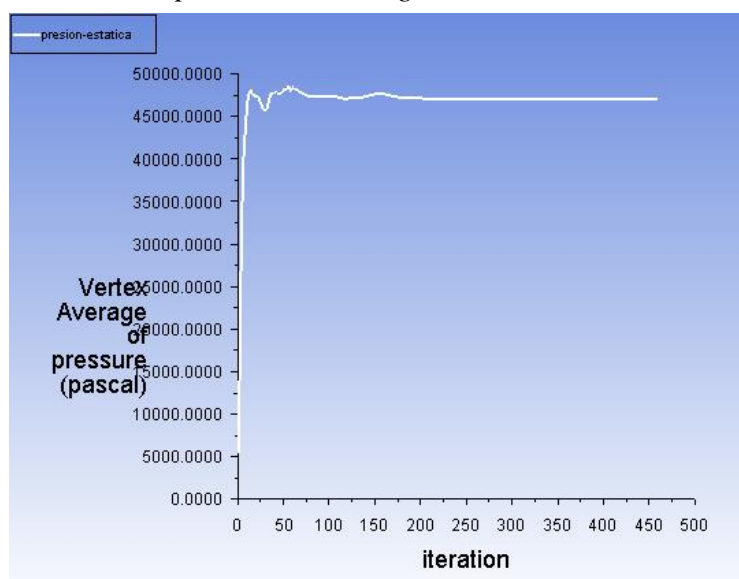
*Presión estática a una apertura de 55° según el modelo  $k - \epsilon$  estándar*



*Nota.* Se observa fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 44**

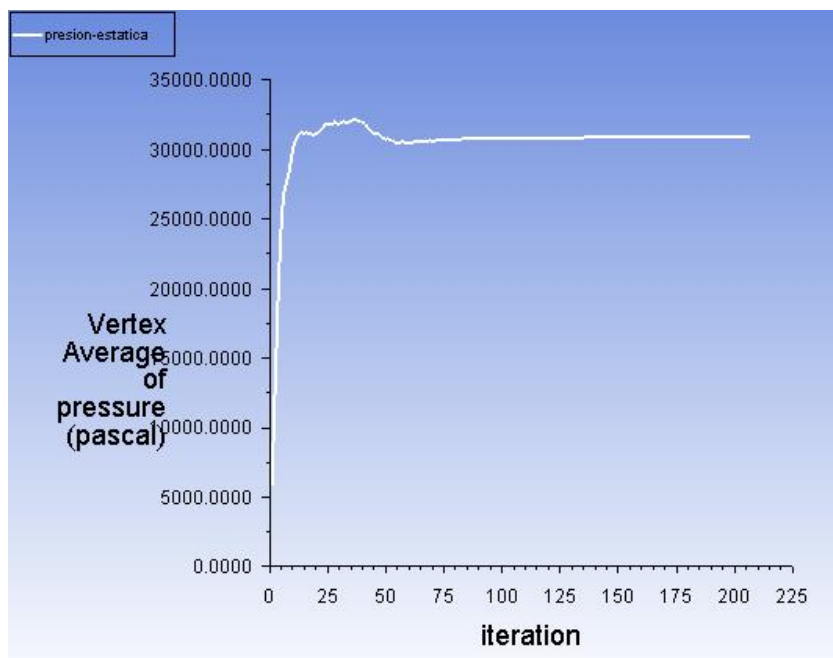
*Presión estática a una apertura de 60° según el modelo  $k - \epsilon$  estándar*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 45**

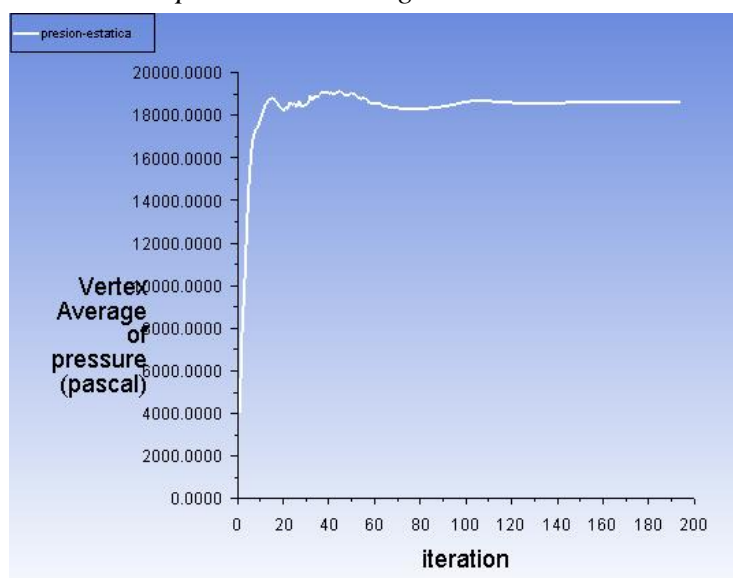
*Presión estática a una apertura de 65° según el modelo  $k - \epsilon$  estándar*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 46**

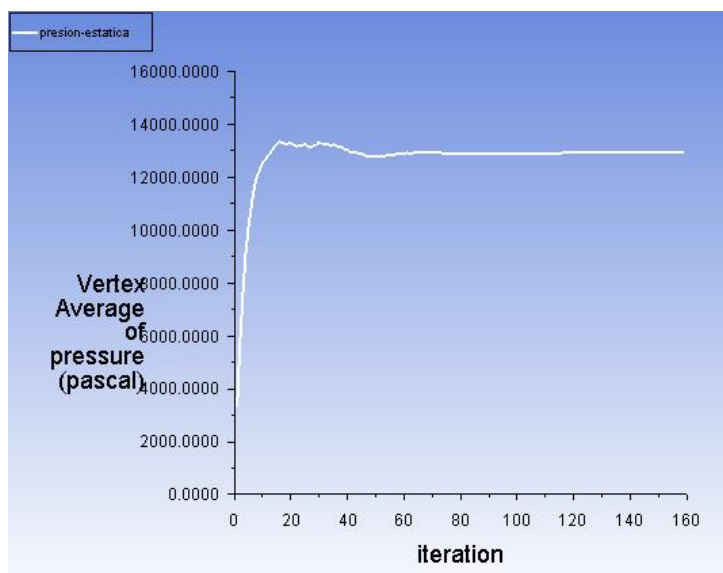
*Presión estática a una apertura de 70° según el modelo  $k - \epsilon$  estándar*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 47**

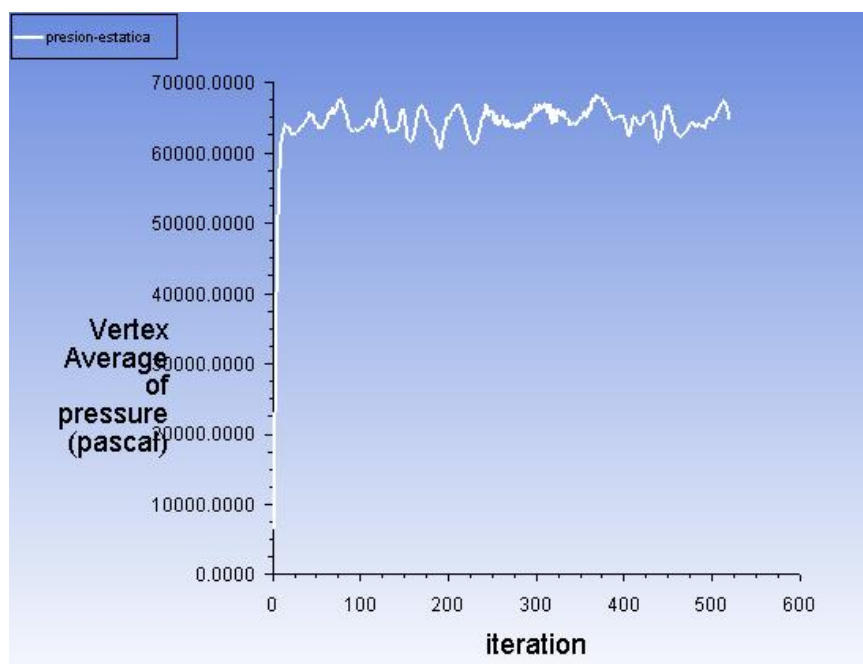
*Presión estática a una apertura de 75° según el modelo  $k - \epsilon$  estándar*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 48**

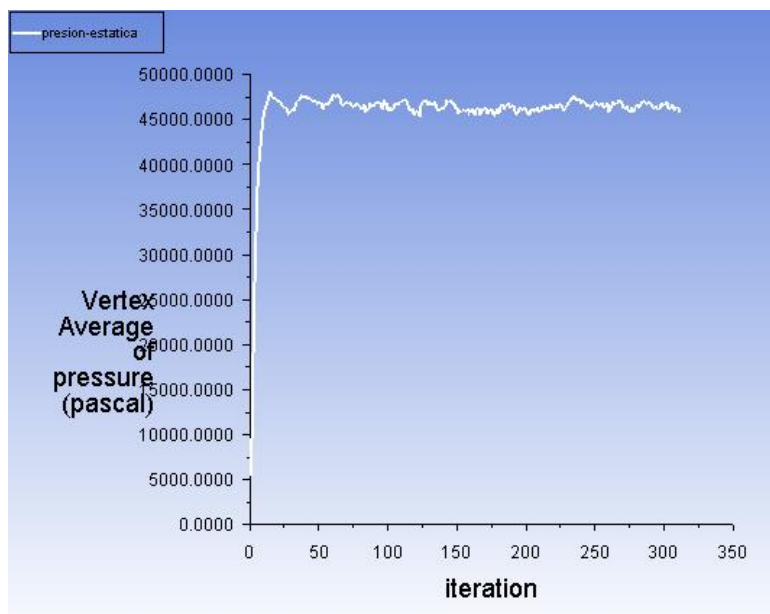
*Presión estática a una apertura de 55° según el modelo  $k - \epsilon$  RNG*



*Nota.* Se observa fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 49**

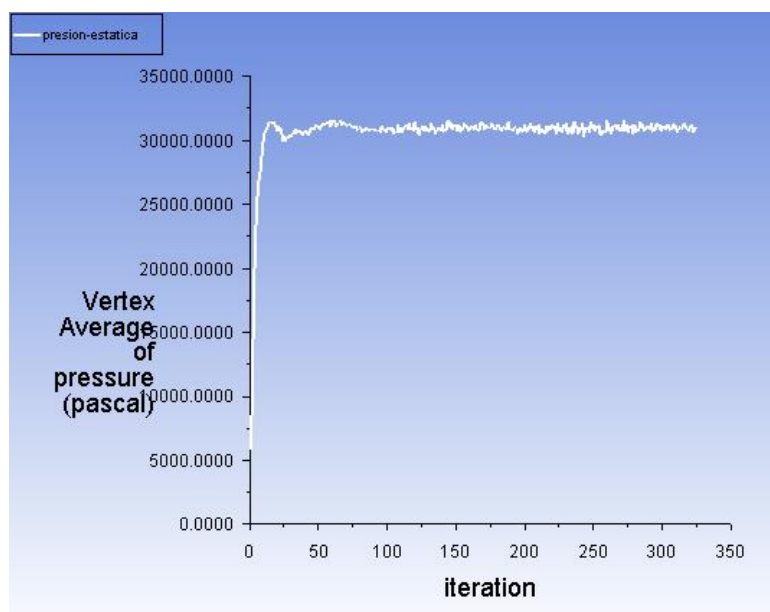
*Presión estática a una apertura de 60° según el modelo  $k - \epsilon$  RNG*



*Nota.* Se observa cierta fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 50**

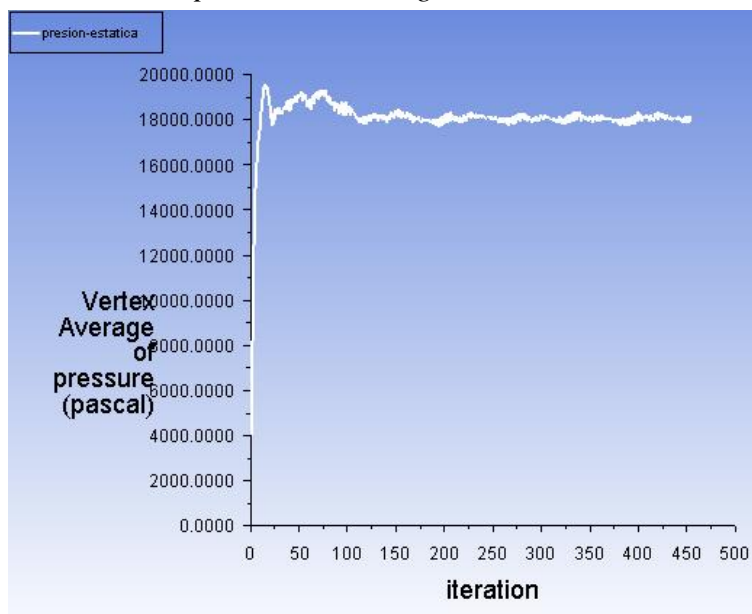
*Presión estática a una apertura de 65° según el modelo  $k - \epsilon$  RNG*



*Nota.* Se observa cierta fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 51**

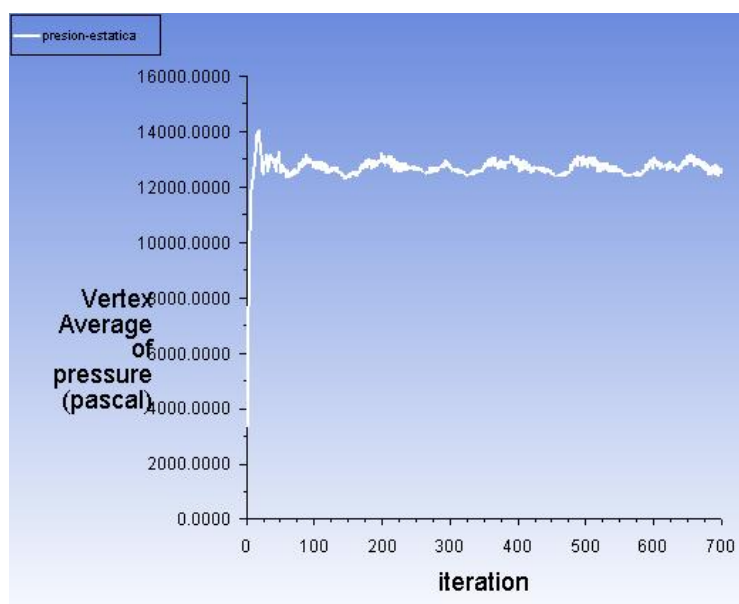
*Presión estática a una apertura de 70° según el modelo  $k - \epsilon$  RNG*



*Nota.* Se observa cierta fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 52**

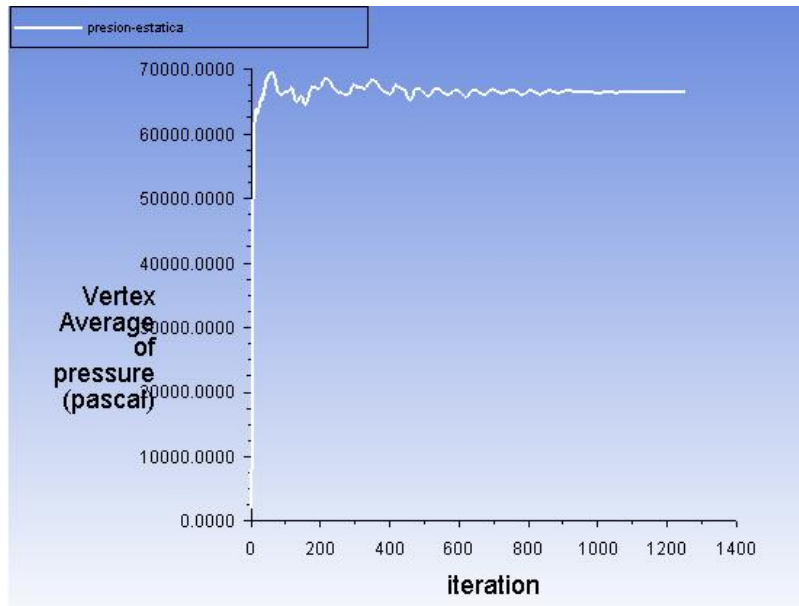
*Presión estática a una apertura de 75° según el modelo  $k - \epsilon$  RNG*



*Nota.* Se observa fluctuación en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 53**

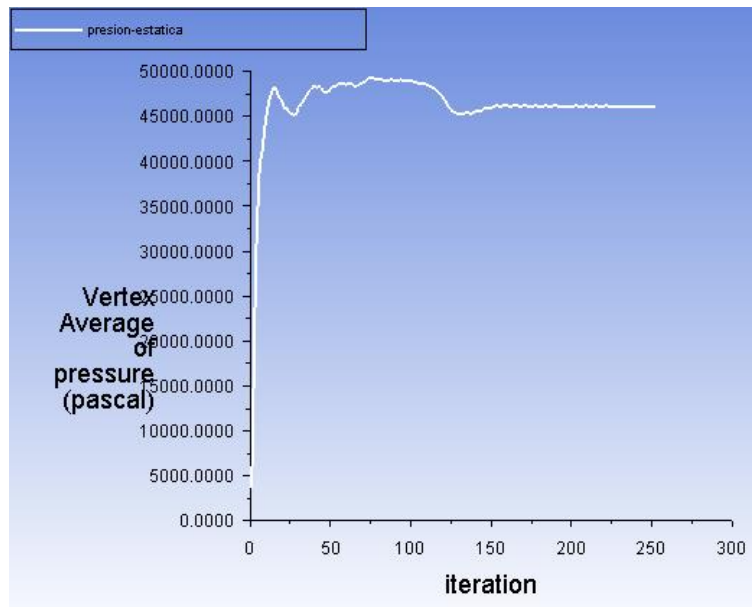
*Presión estática a una apertura de 55° según el modelo  $k - \epsilon$  realizable*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 54**

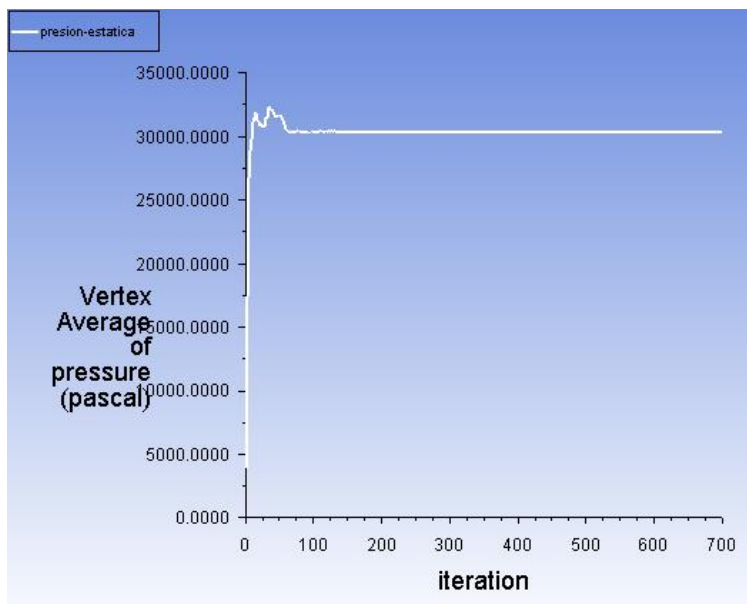
*Presión estática a una apertura de 60° según el modelo  $k - \epsilon$  realizable*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 55**

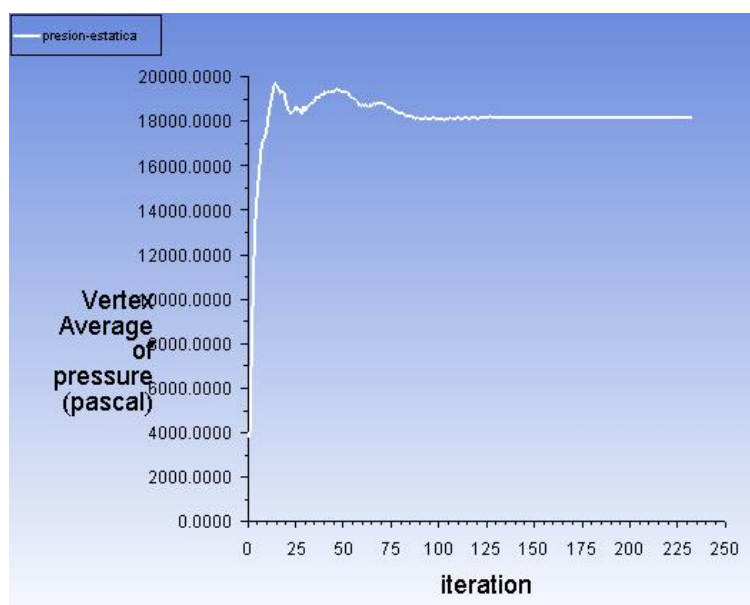
*Presión estática a una apertura de 65° según el modelo  $k - \epsilon$  realizable*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 56**

*Presión estática a una apertura de 70° según el modelo  $k - \epsilon$  realizable*

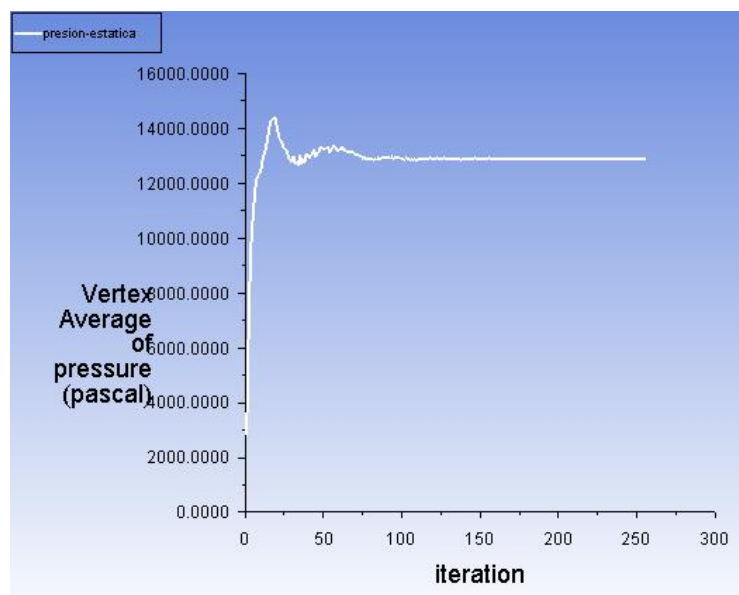


*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.



**Figura 57**

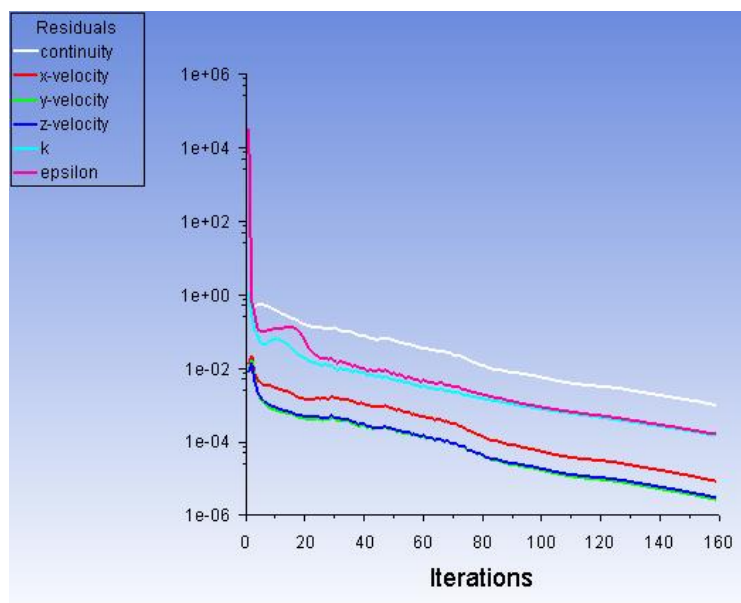
*Presión estática a una apertura de 75° según el modelo  $k - \epsilon$  realizable*



*Nota.* Se observa convergencia en el valor de la presión estática. Elaboración propia.

**Figura 58**

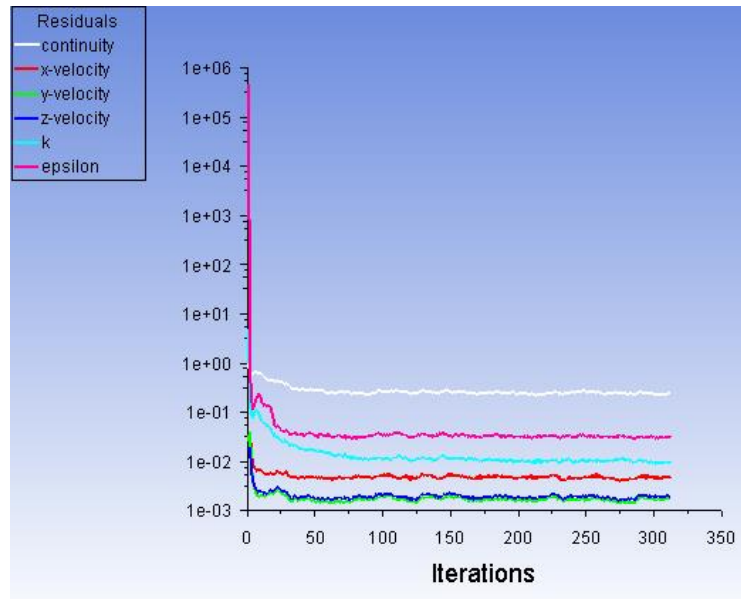
*Gráfica característica cuando los valores residuales son menores a 0.001*



*Nota.* Elaboración propia.

**Figura 59**

*Gráfica característica cuando los valores residuales son mayores a 0.001*

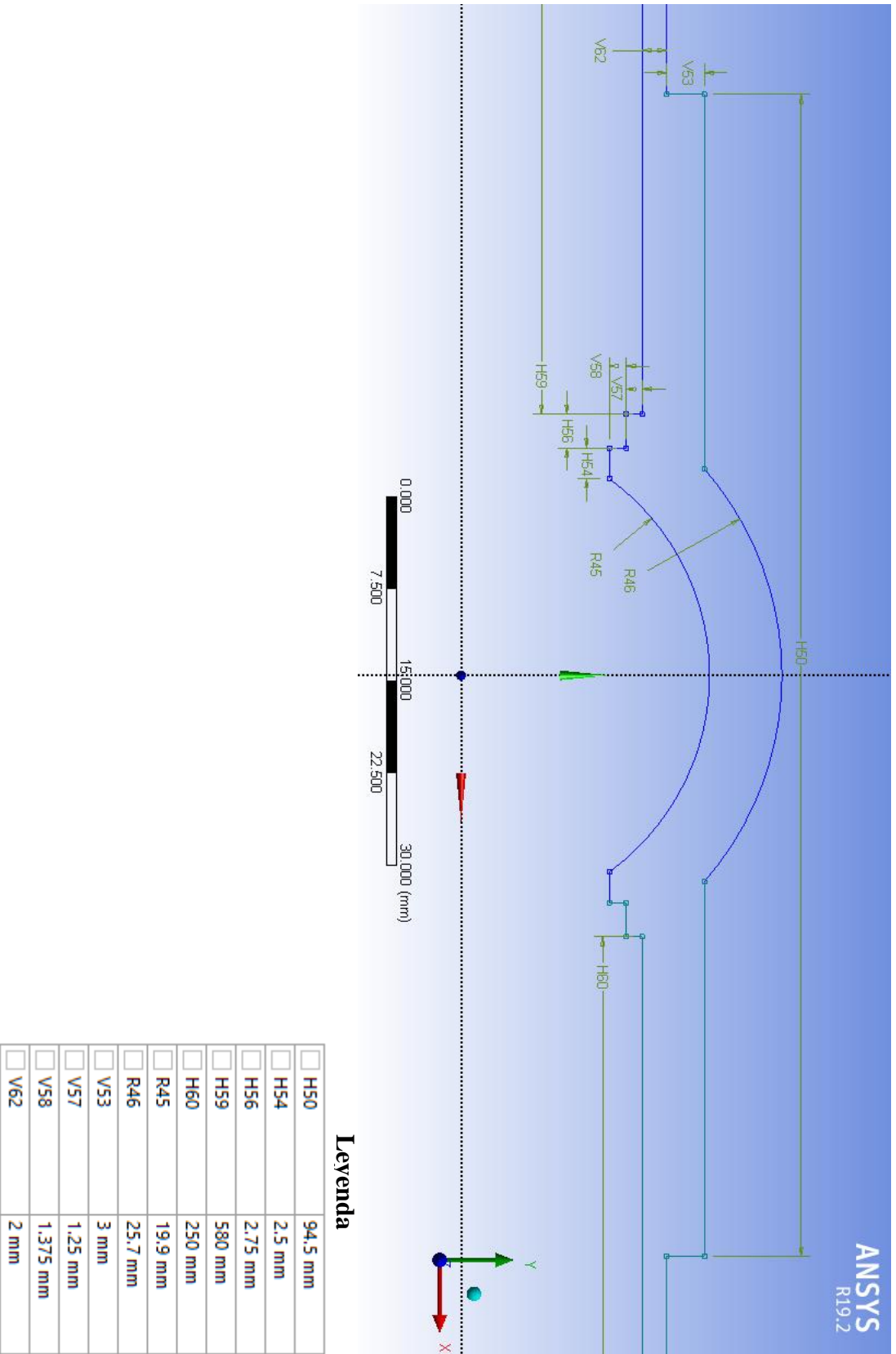


*Nota.* Este problema convergencia se relaciona con valores fluctuantes de la presión estática Elaboración propia.

# ANEXO 3

OTROS

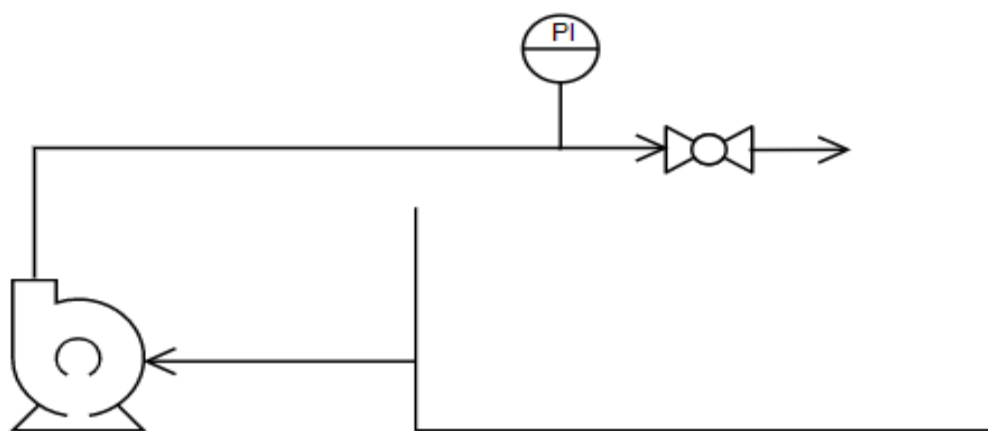
**Figura 60**  
Dimensiones internas de la válvula de bola



*Nota.* Elaboración propia

**Figura 61**

*Esquema de la configuración experimental*



*Nota.* El esquema realizado en el software Visual Paradigm muestra el tanque, bomba centrífuga, manómetro y válvula de bola. Elaboración Propia.