

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO EN UN
CAUDALÍMETRO TIPO TOBERA ANULAR PARA FLUJO
AGUA - AIRE**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el bachiller:
Botana G. Andrés E.
Para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, Noviembre de 2015

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO EN UN CAUDALÍMETRO TIPO TOBERA ANULAR PARA FLUJO AGUA – AIRE

Tutor Académico: Prof. Julio Segura

Asesor Industrial: Msc Luis Pérez

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por el bachiller:
Botana G. Andrés E.
Para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, Noviembre de 2015



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA

Caracas, 04 de Noviembre de 2015

ACTA

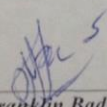
Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller:

Andrés Botana

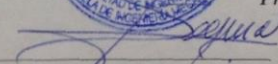
Titulado

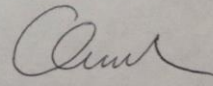
*"Simulación Numérica del Flujo en un Caudalímetro Tipo
Tobera Anular para Flujo Agua-Aire"*

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de: *Ingeniero Mecánico*


Prof. Franklin Baduy
Jurado




Prof. Julio Segura
Tutor


Prof. Cristóbal Quevedo
Jurado

DEDICATORIA

A mis padres Alessandra Galeazzi y Agustin Botana por enseñarme todo lo que se, por ser fuente de motivación y de ganas de seguir adelante y recordarme que con el esfuerzo es posible lograr cualquier meta que me proponga.

En especial a mi abuela Elda Martínez, que desde el cielo guió y acompañó todos mis pasos para la realización de este trabajo.

A mis familiares, en especial a mis hermanas Valentina Botana y Alejandra Botana y también a mi abuelo Aurelio Galeazzi y abuela Emilia Rodríguez por siempre formar parte de todos mis logros.

Finalmente, a todas las personas que formaron parte de este proyecto tan importante para mí.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar a Dios quien me acompañó durante toda mi carrera universitaria y me dio la fortaleza para superar las adversidades.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela que fue mi casa de estudio, me brindo las mejores experiencias tanto académicas como sociales y me formaron para ser quien soy hoy.

A la empresa PDVSA Intevep y todo su personal por darme la oportunidad de pertenecer a su grupo de trabajo durante estos 9 meses y brindarme las mejores herramientas para realizar este trabajo.

A mi tutor académico el Prof. Julio Segura, por brindarme la oportunidad y el honor de compartir con usted este logro, por abogar en los momentos necesarios y creer en mí y en mis capacidades como estudiante.

A mi tutor industrial el Ing. Luis Pérez quien me orientó durante este proceso y la paciencia entregada. Por todos los conocimientos que me aportó y su incondicionalidad en todo momento.

A mí jurado Franklin Baduy y Cristóbal Quevedo por ofrecerme las sugerencias que hicieron posible la realización de este Trabajo Especial de Grado.

A Edison Zapata técnico del taller mecánico en las instalaciones de Intevep, por su apoyo al momento de dimensionar el caudalímetro.

A mi novia Victoria Villegas por todo su apoyo entregado, sus consejos proporcionados y sobre todo la paciencia que tuvo conmigo durante la realización de este trabajo.

A mis compañeros Luis Hernández, Gerardo González, Juan Carlos González, Gustavo Bentivegna, Hebert Cote y María Yépez quienes me acompañaron y me brindaron su apoyo en esta etapa.

Para finalizar, agradezco a todos los que fueron mis compañeros de clases durante todos los niveles de la Universidad, ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo han aportado un alto porcentaje a mis ganas de seguir adelante, para cada día ser mejor profesional y mejor persona.

Botana Galeazzi, Andrés Eduardo.

SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FLUJO EN UN CAUDALÍMETRO TIPO TOBERA ANULAR PARA FLUJO AGUA - AIRE

Tutor Académico: Prof. Julio Segura. Tesis. Caracas, Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2015, 97p.

Palabras claves: Simulación, caudalímetro tipo cono, V-Cone, ANSYS, CFX

RESUMEN

En la actualidad, en el área de mecánica de fluidos, existe una técnica basada en el Método de los Volúmenes Finitos (MVF) el cual ha sido de gran preferencia por la mayoría de los programas dedicados a resolver problemas mediante la dinámica de fluidos computacional (DFC). El siguiente trabajo tiene por objetivo realizar una evaluación fluido dinámica a un medidor de flujo volumétrico tipo cono. Para ello, se hizo una investigación bibliográfica de los principios fundamentales de la empresa petrolera y de medición. Luego de esto realizar una ingeniería inversa con el equipo de medición que posee la empresa PDVSA Intevep para determinar las dimensiones de la geometría y así poder generar el dominio a evaluar en un programa CAD. Posteriormente, se procedió a realizar las diferentes evaluaciones numéricas mediante la herramienta comercial ANSYS CFX V-15 modelando el comportamiento del flujo tanto monofásico (agua y aire) como también multifásico (aire – agua) dentro del medidor de flujo volumétrico tipo cono. Siendo el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ con un error aproximado de 1% para las simulaciones con agua, seleccionado para el estudio por ser el que mejor se aproxima a la data suministrada por el fabricante del equipo. Por último, en el caso de la evaluación multifásica cuando en la mezcla hay 15% y 20% de aire, estos resultados se aproximan de mejor a la curva de líquido suministrada por el fabricante.

Botana Galeazzi, Andrés Eduardo.

**NUMERICAL SIMULATION OF FLOW IN A FLOWMETER
ANNULAR NOZZLE FOR FLOW WATER-AIR**

**Academic Tutor: Prof. Julio Segura. Thesis. Caracas, Central University of
Venezuela. Faculty of Engineering. School of Mechanical Engineering. 2015,
97p.**

Keywords: Simulation, cone type flow meter, V-Cone, ANSYS, CFX

ABSTRACT

Currently, in the area of fluid mechanics, there is a technique based on the finite volume method (FVM) which has been highly preferred by most programs devoted to solve problems by computational fluid dynamics (CFD). The following paper aims to make a dynamic fluid evaluation cone meter volumetric flow rate. For this, a literature search of the fundamentals of the oil company and measurement was made. After this reverse engineer with the measuring equipment owned by the company PDVSA Intevep to determine the dimensions and geometry and to generate the domain to assess a CAD program. Subsequently, we proceeded to perform the different numerical evaluations by ANSYS CFX V-15 commercial tool modeling the behavior of both single-phase flow (water and air) as well as multiphase (air - water) inside the cone meter volumetric flow rate. As the turbulence model $k-\epsilon$ with an error of about 1% for simulations with water, selected for the study because it is the one that best approximates the data supplied by the manufacturer. Finally, in the case of evaluation when the multiphase mixture are 15% and 20% air, these results approximate curve of better fluid supplied by the manufacturer.

TABLA DE CONTENIDO

ACTA.....	III
RESUMEN.....	VII
ABSTRACT.....	VIII
LISTA DE FIGURAS.....	XII
LISTA DE TABLAS.....	XV
ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS.....	XVI
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1 El problema.....	3
1.2 Objetivos.....	5
1.2.1 Objetivo general.....	5
1.2.2 Objetivos específicos.....	5
1.3 Justificación.....	6
1.4 Limitaciones.....	6
CAPITULO II.....	7
2. MARCO TEÓRICO.....	7
2.1 Flujo.....	7
2.1.1 Flujo multifásico.....	7
2.1.2 Variables de flujo multifásico.....	7
2.1.2.1 Relación Gas-Líquido.....	7
2.1.2.2 Caudal de la mezcla.....	8
2.2 Ecuaciones que gobiernan al flujo.....	8
2.2.1 Ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad.....	9
2.2.2 Ecuación de cantidad de movimiento.....	9
2.2.3 Ecuación de la energía.....	11
2.3 Caudalímetros.....	12
2.3.1 Caudalímetros de presión diferencial.....	12
2.3.1.1 Caudalímetro tipo cono.....	12
2.4 Dinámica de fluidos computacional.....	19
2.4.1 Creación de geometría.....	20
2.4.2 Generación de malla.....	21
2.4.2.1 Estructuradas.....	21
2.4.2.2 No estructuradas.....	22
2.4.3 Selección del modelo matemático y físico.....	22
2.4.4 Solución de ecuaciones.....	23

2.4.5	Análisis de resultados.....	23
2.5	Turbulencia	24
2.5.1	Métodos utilizados para modelar la turbulencia	25
2.5.1.1	Simulación numérica directa (DNS).....	26
2.5.1.2	Simulación de grandes vórtices (Large Eddy Simulation LES)..	26
2.5.1.3	Ecuaciones de Reynolds de Navier-Stokes promediadas (RANS)	26
2.5.2	Modelos de turbulencia RANS	27
2.5.2.1	Modelo k- ϵ	28
2.5.2.2	Modelo k- ω	31
2.5.2.3	Modelo SST	33
2.6	Flujo multifásico en DFC.....	33
2.6.1	Enfoque Euleriano - Euleriano.....	34
2.6.1.1	Modelo homogéneo.....	35
2.6.1.2	Modelo no homogéneo.....	35
2.6.1.2.1	Modelo de mezcla.....	36
2.6.1.2.2	Modelo de partículas.....	36
2.7	Modelado de turbulencia cercanos a la pared	36
2.8	Esquemas de advención	39
2.8.1	Corta corriente o primer orden.....	39
2.8.2	Alta Resolución.....	39
2.8.3	Factor Mezcla.....	40
2.9	ANSYS CFX.....	40
2.10	Índice de convergencia de malla	40
2.11	Antecedentes	43
CAPITULO III.....		45
3.	MARCO METODOLÓGICO	45
3.1	Revisión Bibliográfica	46
3.2	Levantamiento de la geometría	46
3.3	Simulación con el software ANSYS CFX V-15.....	48
3.3.1	Creación de la geometría.....	48
3.3.2	Generación de malla.....	50
3.3.3	Verificación de la malla	51
3.3.3.1	Verificación por método de independencia de malla.....	52
3.3.3.2	Verificación del Y +.....	52
3.3.3.3	Determinación del Índice de Convergencia de Malla (GCI, en inglés)	53
3.3.4	Definir condiciones de borde	53
3.3.4.1	Matriz de evaluación.....	53
3.3.5	Definición del modelo físico para estudio de CFD.....	58
3.3.5.1	Modelo de turbulencia.....	58

3.3.6	Procedimiento de solución	58
3.3.7	Determinar campo de presiones y velocidades	60
3.4	Validación de resultados	60
3.4.1	Comparación resultados numéricos con la data teórica	61
3.5	Elaboración de conclusiones y recomendaciones	61
CAPITULO IV	62
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	62
4.1	Resultados del procedimiento de verificación del mallado.....	62
4.1.1	Resultados de la verificación por el método de independencia de malla 62	
4.2	Validación de resultados	65
CAPITULO V	94
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	94
5.1	Conclusiones	94
5.2	Recomendaciones.....	96
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	98
[APÉNDICE A]	100
[APÉNDICE B]	111
[APÉNDICE C]	113
[APÉNDICE D]	116
[APÉNDICE E]	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de una estación de flujo.....	3
Figura 2. Parte interna de un medidor flujo volumétrico tipo cono.....	4
Figura 3. Parte interna de un medidor de flujo volumétrico tipo cono (Ref. McCrometer).....	4
Figura 4. Flujo multifásico a través de una tubería (Shoham, O., 2006).....	7
Figura 5. Perfil velocidad dentro de medidor de flujo volumétrico tipo cono.....	14
Figura 6. Perfil de velocidad modificado por el medidor de flujo volumétrico tipo cono.....	14
Figura 7. Vórtices en la parte interna del medidor de flujo volumétrico tipo cono. ...	15
Figura 8. Dinámica Fluidos Computacional (DFC).....	19
Figura 9. Enfoques básicos para resolver los problemas en dinámica de fluidos.....	20
Figura 10. Tipos de generación de malla.....	22
Figura 11. Fluctuación de la velocidad en el tiempo para un flujo turbulento.....	25
Figura 12. Métodos utilizados para modelar la turbulencia.....	25
Figura 13. Modelos multifásicos considerados en CFD.....	34
Figura 14. Tratamiento de la turbulencia en las zonas cercanas de la pared.....	37
Figura 15. Regiones de capa limite.....	38
Figura 16. Esquema de la metodología empleada.....	45
Figura 17. Medición ángulo del cono.....	46
Figura 18. Medición del ángulo con un proyecto de perfiles.....	47
Figura 19. Medición de las dimensiones internas del medidor de flujo.....	47
Figura 20. Flujo de trabajo en el CFD.....	48
Figura 21. Generación de la geometría del cuerpo del equipo en Solidworks.....	49
Figura 22. Parte interna de la geometría del equipo.....	49
Figura 23. Generación de la geometría del fluido (Dominio de estudio).....	49
Figura 24. Refinamiento de Malla 6, 7 y 8.....	51
Figura 25. Condiciones de borde empleadas para las simulación.....	54
Figura 26. Esquema de inicialización control y solución empleada en la simulación.....	60
Figura 27. Estudio de independencia de malla.....	62
Figura 28. Verificación del Y+.....	64
Figura 29. Resultados simulación flujo monofásico (agua).....	65
Figura 30. Comportamiento de la presión total para diferentes caudales (agua).....	66
Figura 31. Comportamiento de la velocidad para diferentes caudales (Agua).....	67
Figura 32. Energía Cinética Turbulenta (Agua).....	68
Figura 33. Perfiles de velocidad en el medidor de flujo volumétrico para los casos de 0,00018927 [m ³ /s], 0,00075708 [m ³ /s], 0,00132489 [m ³ /s] y 0,0018927 [m ³ /s] (Agua) (De izquierda a derecha).....	69
Figura 34. Perfil de presiones en el medidor de flujo volumétrico (Agua).....	70
Figura 35. Resultados evaluación monofásica (aire).....	71

Figura 36. Comportamiento de la presión total para diferentes caudales (aire).....	72
Figura 37. Comportamiento de la velocidad a diferentes caudales (Aire).....	73
Figura 38. Energía Cinética Turbulenta (Aire)	74
Figura 39. Perfiles de velocidad en el medidor de flujo volumétrico para los casos 0,00943895 [m ³ /s], 0,0377558 [m ³ /s], 0,06607264 [m ³ /s] y 0,09438949 [m ³ /s] (Aire) (De izquierda a derecha).....	75
Figura 40. Perfil de presiones en el medidor de flujo volumétrico (Aire)	76
Figura 41. Resultados de evaluación numérica para el flujo multifásico para el modelo homogéneo.	77
Figura 42. Resultados de evaluación numérica para el flujo multifásico para el modelo no homogéneo de partículas.....	78
Figura 43. Error de resultados de evolución de flujo multifásico para el modelo no homogéneo de partículas.....	79
Figura 44. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire.....	80
Figura 45. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de 0,00094635 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire.....	80
Figura 46. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire.....	81
Figura 47. Planos de contorno de presión total considerando un flujo volumétrico de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire	82
Figura 48. Planos de contorno de presión total considerando un flujo volumétrico de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	83
Figura 49. Plano de contorno de la Velocidad del agua considerando un flujo de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	84
Figura 50. Plano de contorno de la Velocidad del agua considerando un flujo de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	85
Figura 51. Plano de contorno de la Energía Cinética Turbulenta considerando un flujo volumétrico de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	86
Figura 52. Plano de contorno de la Energía Cinética Turbulenta considerando un flujo volumétrico de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	87
Figura 53. Perfiles de Velocidad del flujo dentro del medidor considerando un flujo de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	88
Figura 54. Perfiles de Velocidad del flujo dentro del medidor considerando un flujo de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido.....	89
Figura 55. Perfil de presiones considerando un flujo de 0,00037854 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido	90

Figura 56. Perfil de presiones considerando un flujo de 0,00132489 [m ³ /s] y variando la relación gas líquido	91
Figura 57. Comparación de perfil de presión para diferentes modelos considerando un flujo de 0,00132489 [m ³ /s] y una relación gas líquido de 30% aire.....	92
Figura 58. Comparación de la data numérica con la data experimental (González G., en curso) para el flujo multifásico.	93

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Rangos apropiados para el parámetro adimensional $y +$	39
Tabla 2. Matriz de evaluación.....	54
Tabla 3. Calculo del flujo másico (agua)	55
Tabla 4. Cálculo del flujo másico (aire).....	56
Tabla 5. Calculo de la fracción volumen-volumen de aire	56
Tabla 6. Calculo flujo másico del aire	57
Tabla 7. Cálculo del flujo másico de la mezcla	57
Tabla 8. Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo monofásico)	59
Tabla 9. Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo multifásico)	59
Tabla 10. Estudio de validación del mallado	63
Tabla 11. Índice de convergencia de malla.....	64

ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

ΔV_i : Volumen del elemento i

ΔA_i : Área del elemento i

x : Variable espacial

u : Velocidad

u : Velocidad

Z : Compresibilidad del gas

T : Temperatura de operación

$SCFS$: Pies cúbicos estándar por segundo

P : Presión de operación

N : Número total de elementos

GPM : Galones por minuto

$ACFS$: Pies cúbicos reales por segundo

ρ : densidad fluido

Δy : Distancia de la velocidad tangencial

α : expansión térmica del material

T : temperatura de operación [Rankine]

h : Entalpia

d : Diámetro interno del caudalímetro

D : Diámetro externo del caudalímetro

ΔP : Diferencia de presión [pulg H_2O]

τ_w : Esfuerzo cortante de la pared

u_τ : Velocidad de fricción

q_l : Flujo volumétrico del líquido

$q_{g(STD)}$: Flujo volumétrico del gas a condiciones estándar

$q_{g(PyT)}$: Flujo volumétrico del gas a condiciones de presión y temperatura

T_b : Temperatura base

P_{kb} y $P_{\epsilon b}$: influencia de la fuerza de flotación

P_k : Término de producción turbulenta debido a las fuerzas viscosas

P_b : Presión base

G_c : Constante de la gravedad (32,174)

$C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_k$ y σ_ϵ : constantes

C_D : Coeficiente de medición de flujo

Z_b : Compresibilidad del gas base

INTRODUCCIÓN

Para la industria de hidrocarburos, la medición de flujo es muy importante ya que nos puede suministrar la cantidad de petróleo que se está produciendo además de poder diagnosticar cualquier comportamiento no esperado en los pozos que se encuentran en el campo de explotación. En la actualidad, el método que existe para medir caudales de un flujo multifásico consiste en separar las diferentes fases de este flujo, para luego, con un caudalímetro monofásico convencional realizar la respectiva medición.

No obstante, este método posee ciertas desventajas claras como, tiempos prolongados de medición y el equipo que separa las diferentes fases del flujo multifásico ocupa un espacio considerable que en plataformas de producción costa afuera representa algo muy valioso.

Es importante mencionar que la medición multifásica en línea permite hacer la medición sin la necesidad de separar las fases que componen el flujo multifásico. Lo que significa una opción atractiva debido a que puede proporcionar un control continuo del desempeño del pozo.

Hoy en día, existe un caudalímetro tipo tobera anular que se encarga de medir diferencia de presión, que según el fabricante del equipo, funciona para una gran variedad de fluidos y que además posee una alta precisión y repetibilidad incluso en condiciones de flujo más complicadas. Gracias al cono que el caudalímetro posee en la parte interna el caudalímetro puede ofrecer un gran rendimiento permitiendo así que actúe como su propio acondicionador de flujo.

PDVSA Intevep junto con el apoyo de la Universidad Central de Venezuela se propuso el desarrollo de un equipo de medición de flujo multifásico. Por esta razón, el autor de este trabajo se planteó el estudio numérico de este caudalímetro, ya que se observa como una posible tecnología para la medición de flujo multifásico. Todo esto con el objetivo de realizar simulaciones numéricas para conocer el comportamiento del

fluido en la parte interna del equipo, además de determinar las variables del funcionamiento del mismo.

Para cumplir con este objetivo fue necesario realizar simulaciones numéricas para un flujo monofásico, posteriormente realizar una validación de los resultados obtenidos en dicha simulación. Consecutivamente, se realizó unas simulaciones numéricas para una mezcla agua – aire para conocer la desviación de la medición del líquido a medida que se agrega aire a la mezcla.

Un esquema general de la estructura de este trabajo especial de grado contiene lo siguiente: El primer capítulo consta de un análisis del problema estudiado, los objetivos de la investigación, la justificación de este trabajo y además de los alcances y limitaciones que posee dicho estudio. Un segundo capítulo que contiene una revisión de los trabajos previos o antecedentes de este trabajo, además de términos básicos necesarios para comprender la metodología. El capítulo siguiente, posee los pasos necesarios que se emplearon para la realización de esta investigación. El capítulo cuatro comprende un análisis de los resultados arrojados de las diferentes simulaciones numéricas realizadas. Y por último, el capítulo cinco donde se expresan las conclusiones y recomendaciones del trabajo de investigación realizado.

CAPÍTULO I

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 El problema

La medición de flujo es de suma importancia para la producción y transporte de hidrocarburos en la industria de petróleo y gas. El método tradicional para medir caudales en flujo multifásico, es derivar una línea hacia un separador de prueba para luego con un medidor monofásico convencional poder medir el flujo de cada una de las fases.

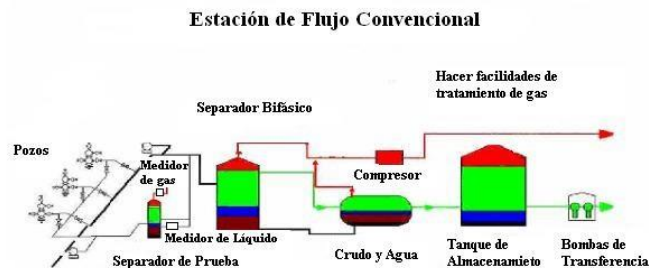


Figura 1. Esquema de una estación de flujo

Sin embargo, la medición multifásica en línea permite hacer la medición de la producción de cada una de las fases (petróleo, agua y gas) sin la necesidad de separarlas. Esta es una tecnología que puede ser una alternativa atractiva ya que según el handbook of multiphase flow metering (2005) puede proporcionar una monitoria continuo del desempeño del pozo y por lo tanto una mejor explotación del yacimiento.

Entre la variedad de tecnologías y dispositivos que hoy se encuentran como caudalímetros, tenemos el caudalímetro tipo cono, equipo innovador que mide presión diferencial, que según McCrometer, fabricante de este caudalímetro, funciona para una gran variedad de fluidos además que ofrece una mayor precisión y repetibilidad incluso en condiciones de flujo más difíciles. El caudalímetro posee en la parte interna un cono que debido a esto es la razón por la que el caudalímetro ofrece un gran rendimiento, esto se muestra en la siguiente Figura 2 y Figura 3. Esto permite que el caudalímetro

actuó como su propio acondicionador de flujo interrumpiendo todas las alteraciones dentro del flujo.

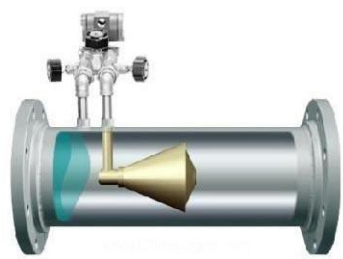


Figura 2. Parte interna de un medidor flujo volumétrico tipo cono

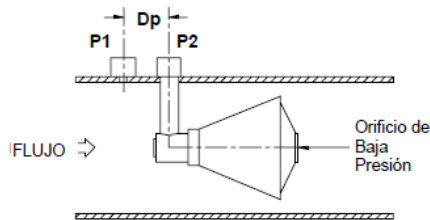


Figura 3. Parte interna de un medidor de flujo volumétrico tipo cono (Ref. McCrometer)

Con base en lo expuesto anteriormente, INTEVEP, filial de PDVSA encargada en generar soluciones tecnológicas en las actividades de hidrocarburos en el país, se ha fijado dentro del proyecto de investigación y desarrollo de instalaciones de superficie el desarrollo de caudalímetros de flujo multifásico. Por esta razón, la Gerencia de Producción Infraestructura y Mantenimiento y con el apoyo de la Universidad Central de Venezuela, se plantea el estudio numérico del caudalímetro. Ya que este caudalímetro se visualiza como una de las posibles tecnologías para la medición de caudales en flujo multifásico según trabajos anteriores. Para esto, es necesario realizar simulaciones numéricas de la dinámica de fluido dentro del caudalímetro, con el objetivo de estudiar detalladamente su comportamiento y determinar las variables que influyen en su funcionamiento la cual servirá como antecedentes de la línea de investigación que se ha tomado la gerencia de infraestructura para el desarrollo de un medidor de flujo multifásico.

Para esta evaluación, se utilizara la herramienta computacional ANSYS CFX v15 para simular numéricamente el flujo dentro del caudalímetro para un flujo monofásico y multifásico considerando un proceso isotérmico. La evaluación numérica para el flujo multifásico se realizará para conocer la alteración en la medición de flujo volumétrico para el líquido cuando se le agrega una fracción de aire en la mezcla.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Simular numéricamente el flujo en un caudalímetro tipo tobera anular para un flujo agua – aire.

1.2.2 Objetivos específicos

- Adquirir conocimientos y destrezas necesarias para realizar las simulaciones
- Desarrollar la geometría de análisis para el modelo existente del medidor de flujo volumétrico tipo cono.
- Simular el comportamiento fluido dinámico dentro del equipo para condiciones monofásicas agua como fluido de proceso.
- Simular el comportamiento fluido dinámico dentro del equipo para condiciones monofásicas aire como fluido de procesos.
- Validar resultados de la evaluación numérica con la data suministrada por el fabricante.
- Simular al menos un punto del comportamiento fluido dinámico dentro del equipo para condiciones multifásicas (mezcla agua y aire como fluido de proceso).
- Analizar resultados y emitir conclusiones y recomendaciones.

1.3 Justificación

El desarrollo de esta TEG permitirá mediante un estudio numérico, conocer el comportamiento de un flujo monofásico y de un flujo multifásico que pasa por la parte interna del caudalímetro tipo cono y determinar las variables que actúan en el funcionamiento del mismo. Esta información que se va a obtener de dicha simulación servirá como antecedente en la línea de investigación y desarrollo que se planteó PDVSA INTEVEP con el apoyo de la Universidad Central de Venezuela en el desarrollo de un medidor de flujo multifásico.

1.4 Limitaciones

En este trabajo se pretende realizar la simulación numérica con la herramienta computacional ANSYS CFX v15. Solo se considerará fluidos de procesos agua para representar la fase líquida y aire para representar la fase gaseosa, debido a que la información para la validación suministrada por el fabricante del equipo está realizada con estos fluidos como proceso.

Los valores de la matriz de simulación a realizar en la simulación serán considerados con base a la hoja de datos suministrada por el fabricante del equipo. No se consideraran valores fuera de esta matriz de prueba. Se supondrá un proceso isotérmico para eliminar la ecuación de la energía en el sistema de ecuaciones, con el fin de reducir los tiempos computacionales de cálculo ya que la realización de este trabajo de grado tiene un tiempo limitado por la empresa de 9 meses.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Flujo

Un flujo se puede definir como el movimiento de un fluido. El mismo puede ser monofásico o multifásico que se explicara a continuación.

2.1.1 Flujo multifásico

El flujo multifásico en tuberías es el movimiento concurrente de gases y líquidos dentro de las mismas. La mezcla puede existir en varias formas o configuraciones: como una mezcla homogénea, en baches de líquido con gas empujándolo o pueden ir viajando paralelamente uno con otro, entre otras combinaciones que se pueden presentar.

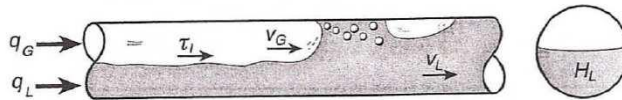


Figura 4. Flujo multifásico a través de una tubería (Shoham, O., 2006)

2.1.2 Variables de flujo multifásico

Para el estudio de problemas asociados al flujo multifásico es necesario conocer y entender el significado de algunos parámetros.

2.1.2.1 Relación Gas-Líquido

Se define como la relación que existe entre la cantidad de gas liberado y el volumen de líquido obtenido a nivel de tanque a condiciones atmosféricas.

$$RGL = \frac{q_{g(STD)}}{q_l} \quad (1)$$

$q_{g(STD)}$: Caudal del gas a condiciones estándar

q_l : Caudal del líquido

2.1.2.2 Caudal de la mezcla

Se define como caudal de una mezcla multifásica al total de la suma del caudal volumétrico de todas las fases que conforman dicha mezcla.

$$q_m = q_l + q_{g(PyT)} \quad (2)$$

$q_{g(PyT)}$: Caudal del gas a condiciones de presión y temperatura

2.2 Ecuaciones que gobiernan al flujo

Las ecuaciones de gobierno de flujo de fluidos representan enunciados matemáticos de las leyes de conservación de la física:

- La masa de un fluido se conserva
- La tasa de cambio de la cantidad de movimiento o (*momentum*) es igual a la suma de las fuerzas sobre una partícula de fluido (Segunda ley de Newton)
- La tasa de cambio de la energía es igual a la suma de la tasa de adición de calor y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula de fluido (primera ley de la termodinámica)

El fluido será considerado como un continuo. Para el análisis de los flujos de fluido a escalas de longitud macroscópicas (digamos 1 micras y más grandes) la estructura molecular de la materia y los movimientos moleculares puede ser ignorada. Se describe el comportamiento del fluido en términos de propiedades macroscópicas, tales como velocidad, presión, densidad y temperatura, y sus derivados de espacio y tiempo. Estos pueden ser considerados como un promedio de más adecuadamente un gran número de moléculas. Una partícula de fluido o punto en un fluido es entonces el

elemento más pequeño posible de líquido cuyas propiedades macroscópicas no están influidas por las moléculas individuales. (Malalasekera W., Versteeg. H. K., 2007)

2.2.1 Ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad.

Si se considera volumen elegido arbitrariamente, se observará que su tamaño y forma puede cambiar, pero su masa se mantendrá sin cambios. Este es el principio de conservación de la masa que se aplica a los fluidos. (Currie I. 2003)

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de la masa es la de escribir un balance de masas para el elemento de fluido, el cual describa que la tasa de incremento de la masa en el elemento de fluido es igual a la tasa neta de flujo de la masa de fluido en el elemento. Esto puede ser expresado matemáticamente de la siguiente forma: (Currie I. 2003) (Malalasekera, W. 2007)

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

u : Velocidad

ρ : densidad fluido

x : Variable espacial

2.2.2 Ecuación de cantidad de movimiento

La segunda ley de Newton establece que la tasa de cambio de la cantidad de movimiento de una partícula es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre la partícula, de forma tal que para un fluido newtoniano, compresible en tres dimensiones, esta expresión resulta que la tasa de incremento de la cantidad de movimiento de una partícula de fluido es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre la partícula de fluido, resultando la siguiente expresión matemática que describe este fenómeno físico:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \quad (4)$$

Donde τ_{ij} corresponde al tensor de esfuerzo y viene representado por:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

Estas ecuaciones, también llamadas ecuaciones de Navier-Stokes, reciben su nombre gracias a la formulación diferencial de Claude-Louis Navier (1785–1836) y George Gabriel Stokes (1819–1903), los cuales para poder llegar a su formulación diferencial manipularon aplicando ciertas consideraciones, principalmente aquella en la que los esfuerzos tangenciales guardan una relación lineal con el gradiente de velocidad (ley de viscosidad de Newton), obteniendo de esta manera la formulación diferencial que generalmente es más útil para la resolución de los problemas que se plantean en la mecánica de fluidos, No se dispone de una solución general para este conjunto de ecuaciones, y salvo ciertos tipos de flujo y situaciones muy concretas no es posible hallar una solución analítica; por lo que en muchas ocasiones es preciso recurrir al análisis numérico para determinar una solución aproximada. (Currie I. 2003) (Malalasekera, W. 2007).

Se distinguen dos tipos de fuerzas sobre las partículas del fluido:

Fuerzas de superficie

- Las fuerzas de presión
- Las fuerzas viscosas
- Fuerza de la gravedad

Fuerzas de cuerpo

- La fuerza centrífuga
- Fuerza de Coriolis
- Fuerza electromagnética

Es una práctica común para poner de relieve las contribuciones debidas a las fuerzas de superficie como términos independientes en la ecuación de momento y para incluir los efectos de las fuerzas de cuerpo como términos fuente.

2.2.3 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica, que establece que la tasa de cambio de la energía de una partícula de fluido es igual a la tasa de adición de calor a la partícula de fluido más la tasa de trabajo realizado sobre la partícula. De esta forma, si se consideran para los esfuerzos viscosos en la ecuación de la energía interna un modelo de fluido newtoniano la siguiente expresión matemática que describe la ecuación de la energía es la siguiente: (Currie I. 2003) (Malalasekera, W. 2007).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (6)$$

Donde el valor de h_{tot} corresponde a la entalpia total, referida la entalpia estática $h(T, p)$ dada por:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} u^2 \quad (7)$$

h : Entalpia

u : Velocidad

Además, de estas ecuaciones, se necesitan dos relaciones adicionales para completar el sistema de ecuaciones algebraicas y así poderse resolver, estas ecuaciones son proporcionada por expresiones que relacionan el estado termodinámico de las propiedades, como por ejemplo las ecuaciones de estado. Debido a las simplificaciones realizadas en este estudio, estas ecuaciones se encuentran fuera del alcance de la investigación. Con un número igual de ecuaciones y funciones desconocidas problemas de flujo de fluidos en geometrías complejas pueden resolverse mediante análisis numéricos, siempre y cuando se impongan condiciones auxiliares adecuadas, por ejemplo condiciones iniciales o de contorno.

2.3 Caudalímetros

Los caudalímetros determinan el caudal del flujo, bien sea directamente (desplazamiento), bien sea por deducción o inferencia (presión diferencial, área variable, velocidad, etc.) (Creus A. 2008)

2.3.1 Caudalímetros de presión diferencial

Estos instrumentos se basan en la diferencia de presión que es provocada por un cambio de sección en la tubería por donde circula el fluido (líquido, gas o vapor). Dicha presión diferencial provocada por el estrechamiento es captada por dos tomas de presión situadas inmediatamente aguas arriba y aguas abajo del mismo. La fórmula de caudal obtenida con los instrumentos de presión diferencial se basa en la aplicación de Bernoulli. (Creus A. 2008)

2.3.1.1 Caudalímetro tipo cono

El caudalímetro tipo cono de presión diferencial o caudalímetro tipo tobera anular de McCrometer es una tecnología patentada de medición de flujos con alta precisión, aplicable a gran variedad de fluidos, todo tipo de condiciones y un amplio intervalo de número de Reynolds. Utiliza el mismo principio físico que otros caudalímetros de presión diferencial: el teorema de conservación de la energía de flujo

de fluidos a través de una tubería. No obstante, las características de desempeño del caudalímetro, son el resultado de su exclusivo diseño, que incluye un cono central en el interior de tubo. El cono interactúa con el flujo del fluido, modificando su perfil de velocidad para crear una región de presión más baja inmediatamente aguas abajo del cono. La diferencia entre la presión estática de la línea y la presión más baja creada aguas abajo del cono se mide a través de dos tomas piezosensibles. Una de las tomas se coloca aguas arriba del cono y la otra se coloca en la cara orientada aguas abajo. Después, la diferencia de presión se puede incluir en una derivada de la ecuación de Bernoulli para determinar el régimen de flujo. La posición central del cono en la línea optimiza el perfil de velocidad del flujo en el punto donde se hace la medición, asegurando mediciones de flujo altamente precisas y confiables, sin importar la condición del flujo aguas arriba del caudalímetro. (McCrometer, 2008).

El caudalímetro tipo cono es similar a otros medidores de presión diferencial (DP) en cuanto a las ecuaciones de flujo que utiliza. Sin embargo, su geometría es muy diferente a los medidores de DP tradicionales. El caudalímetro tipo cono obtura el flujo mediante la colocación de un cono en el centro de la tubería.

Esto obliga a que el caudal que fluye dentro de la tubería se desplace alrededor del cono. Esta geometría presenta ventajas con respecto a los caudalímetros concéntricos tradicionales de DP. El cono posee una forma que ha sido evaluada y analizada durante diez años para obtener el mejor rendimiento en condiciones diferentes. Como el cono está suspendido en el centro de la tubería, interactúa directamente con el núcleo de alta velocidad del flujo. El cono obliga al núcleo de alta velocidad a mezclarse con los flujos de menor velocidad que pasan cerca de las paredes de la tubería. Aunque el caudal sea bajo, el caudalímetro tipo cono sigue interactuando con el flujo de mayor velocidad. Este caudalímetro conserva su señal útil de presión diferencial a niveles de flujo en los cuales otros medidores de DP la pierden. Este caudalímetro posee una alta precisión en la lecturas que puede ser de hasta $\pm 0.5\%$, además tiene una gran repetibilidad de $\pm 0.1\%$ o mejor. (McCrometer, 2008).

Hay muchas instalaciones en las que se instalan caudalímetros en flujos que no están bien desarrollados. Prácticamente cualquier cambio que posea la tubería, ya sean codos, válvulas, reductores, entre otros, puede causar errores al momento de la medición de flujo. Para resolver este problema, el caudalímetro tipo cono modifica el perfil de velocidad aguas arriba del cono, gracias al contorno del cono y a su posición en la línea. Tal como se muestra en la Figura 5, a medida que el flujo se aproxima al cono, el perfil de flujo se “aplana”, formando un perfil bien desarrollado, como se muestra en la figura (McCrometer, 2008).

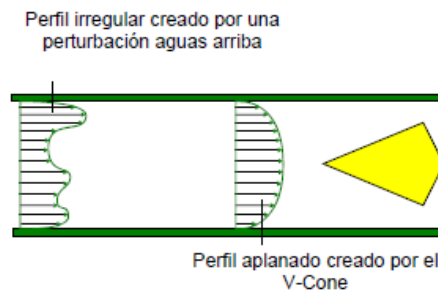


Figura 5. Perfil velocidad dentro de medidor de flujo volumétrico tipo cono



Figura 6. Perfil de velocidad modificado por el medidor de flujo volumétrico tipo cono

El caudalímetro tipo cono puede aplanar el perfil del flujo incluso condiciones extremas, tal como se muestra en la Figura 6, por ejemplo, si se usan codos sencillos o dos codos en diferentes planos colocados inmediatamente aguas arriba del medidor. Esto implica que, aunque los perfiles que se aproximen al cono sean muy variables, en el cono siempre se produce un perfil de flujo predecible, asegurando mediciones precisas incluso en condiciones no ideales.

Debido a que el caudalímetro tipo cono posee la capacidad de aplanar el perfil de velocidad, se puede colocar el mismo cerca de las perturbaciones situadas aguas arriba que otros medidores de DP. Esto puede ser beneficioso para los usuarios que utilizan líneas grandes y costosas, y también para aquellos que sólo disponen de tramos cortos. McCrometer ha realizado pruebas de rendimiento del medidor de flujo aguas debajo de un codo de 90° y de dos codos de 90° acoplados en diferentes planos. Las pruebas demostraron que el caudalímetro se puede instalar junto a codos sencillos o junto a dos codos colocados en planos diferentes sin sacrificar su precisión. Tal como se muestra en la

Figura 7, el caudalímetro tipo cono crea vórtices muy cortos a medida que el flujo rebasa el cono. Estos vórtices cortos crean una señal de baja amplitud y alta frecuencia para una excelente estabilidad de la señal.

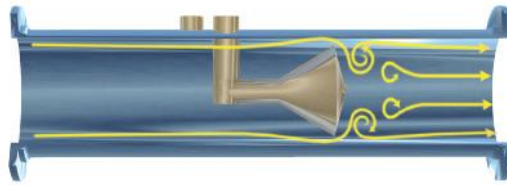


Figura 7. Vórtices en la parte interna del medidor de flujo volumétrico tipo cono.

Ecuaciones necesarias para el cálculo del caudal

Cálculos generales.

Relación beta del caudalímetro.

$$\beta = \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{D} \quad (8)$$

D: Diámetro externo del caudalímetro

d: Diámetro interno del caudalímetro

Constante de flujo.

$$k_1 = \frac{\pi}{576} \sqrt{2G_c} \frac{D^2 \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} C_D \quad (9)$$

G_c : Constante de la gravedad (32,174)

C_D : Coeficiente de medición de flujo

Factor de expansión térmica del material.

$$F_a = 1 + 2\alpha(T - 528) \quad (10)$$

Pero el si el cono y la tubería de la línea principal son de materiales diferentes el factor de expansión termina se calcula con la siguiente expresión:

$$F_a = \frac{D^2 - d^2}{\left((1 - \alpha_{tuberia} \cdot (T - 528)) \cdot D \right)^2 - \left((1 - \alpha_{cono} \cdot (T - 528)) \cdot d \right)^2} \quad (11)$$

α : expansión térmica del material

T: temperatura de operación [Rankine]

Es necesario conocer, que el factor de expansión térmica puede excluirse de la ecuación de flujo si la temperatura de trabajo es:

$$< 100^\circ \text{Fahrenheit}, \quad < 560^\circ \text{Rankine}, \quad < 38^\circ \text{Celsius} \quad (12)$$

Además, si el factor F_a es significativo y la temperatura de trabajo es estable, puede emplearse un valor F_a constante. Si el factor F_a es significativo pero la temperatura es variable, debe calcularse un valor F_a antes de cada cálculo de flujo.

Constante de flujo, cuando el coeficiente de descarga no es constante.

$$k_4 = \frac{\pi}{576} \sqrt{2G_c} \frac{D^2 \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (13)$$

Cálculos para líquidos.

Para el cálculo del caudal se emplea la siguiente expresión.

$$ACFS = F_a k_1 \sqrt{\frac{5,197 \Delta P}{\rho}} \quad (14)$$

ΔP : Diferencia de presión [pulgH₂O]

$ACFS$: Pies cúbicos reales por segundo

Cuando el coeficiente de descarga no es constante el caudal se calcula de la siguiente manera.

$$ACFS = F_a k_4 \sqrt{\frac{5,197 \Delta P}{\rho}} C_D \quad (15)$$

Luego para transformar las unidades del caudal a galones por minuto (GPM), se emplea la siguiente conversión.

$$GPM = 448,83 ACFS \quad (16)$$

GPM : Galones por minuto

Cálculos para fluidos compresibles (gases y vapores).

Factor de expansión de gases en el caudalímetro tipo cono.

$$Y = 1 - (0,649 + 0,696\beta^4) \frac{0,03613\Delta P}{k \cdot P} \quad (17)$$

k: exponente isentrópico

Para el cálculo de la densidad, se emplea la siguiente expresión extraída del libro de Frank White.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (18)$$

$$R_{aire} \approx 287 J/(kg \cdot K)$$

La siguiente expresión se utiliza para el cálculo del caudal.

$$ACFS = F_a k_1 Y \sqrt{\frac{5,197 \Delta P}{\rho}} \quad (19)$$

Pero cuando el coeficiente de descarga no es constante el caudal se determina de la siguiente manera.

$$ACFS = F_a k_4 Y \sqrt{\frac{5,197 \Delta P}{\rho}} C_D \quad (20)$$

Y por último, para transformar las unidades de caudal a unidades estándar se emplea la siguiente expresión.

$$SCFS = ACFS \left(\frac{P T_b Z_b}{P_b T Z} \right) \quad (21)$$

P : Presión de operación

T_b : Temperatura base

Z_b : Compresibilidad del gas base

P_b : Presión base

T : Temperatura de operación

Z: Compresibilidad del gas

SCFS: Pies cúbicos estándar por segundo

2.4 Dinámica de fluidos computacional

Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) es una herramienta informática para simular el comportamiento de sistemas que implican flujo de fluidos, transferencia de calor, y otros procesos físicos relacionados. Esta herramienta se ha convertido en una nueva rama para integrar no sólo las disciplinas de mecánica de fluidos con las matemáticas, sino también con la informática. Funciona mediante la resolución numérica de ecuaciones diferenciales parciales de flujo de fluido, no lineales de continuidad, momento (Navier-Stokes) y de energía (Tu, J., Yeoh, G., Liu, C., 2008)



Figura 8. Dinámica Fluidos Computacional (DFC)

La Dinámica de Fluidos Computacional también se ha convertido en uno de los tres métodos básicos o enfoques que se pueden emplear para resolver problemas en la dinámica de fluidos y transferencia de calor. Como se demuestra en la Figura 9, cada enfoque está fuertemente interrelacionados. Tradicionalmente, ambos métodos experimentales y analíticos se han utilizado para estudiar los diversos aspectos de la dinámica de fluidos y para ayudar a los ingenieros en el diseño de equipos industriales y procesos que implican el flujo de fluido y transferencia de calor. Con la aparición de los computadores digitales, el aspecto computacional ha surgido como otro enfoque viable. Aunque el método de análisis se sigue practicando por muchos, la tendencia es

claramente hacia una mayor dependencia en el enfoque computacional para los diseños industriales, en particular cuando los flujos de fluidos son muy complejos.

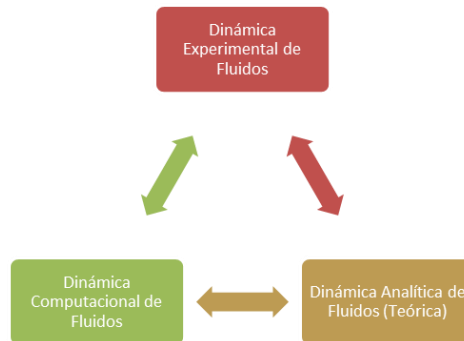


Figura 9. Enfoques básicos para resolver los problemas en dinámica de fluidos

La resolución de las ecuaciones diferenciales se realiza teniendo en cuenta las propiedades físicas de los materiales o fluidos empleados, los elementos del entorno, las condiciones de contorno y las fuentes generadoras de campo. Así mismo, estas ecuaciones, de forma discreta, son resueltas de forma iterativa hasta alcanzar convergencia en la solución. El más popular entre algoritmos computacionales de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), es el método de los volúmenes finitos. En esta investigación se emplea el método de volúmenes finitos para estudiar el comportamiento del medidor de flujo volumétrico tipo cono bajo ciertas condiciones, empleando el software ANSYS CFX-15. Este software, es una herramienta versátil de análisis que presenta una buena relación entre calidad y costo.

2.4.1 Creación de geometría

El primer paso en cualquier análisis CFD es la definición y creación de geometría de la región caudal (es decir, el dominio computacional) para los cálculos CFD. Para la generación de dicha geometría, se emplea cualquier software especializado en dibujo asistido por computadora, mejor conocido como software “Computational Assisted Drawing” (CAD). El dominio computacional debe presentar las características más relevantes y que sean de interés para el estudio, pudiéndose simplificar algunos detalles geométricos iniciales, ya que no aportan datos importantes para el investigador y así lograr la disminución en el esfuerzo requerido para analizar

el fenómeno, a su vez permite administrar con eficiencia la memoria y capacidad de procesador disponible. (Tu, J. *et al*, 2008)

2.4.2 Generación de malla

El segundo paso, generación de mallas, constituye uno de los pasos más importantes durante la etapa previa al proceso después de la definición de la geometría de dominio. CFD requiere la subdivisión del dominio en un número de subdominios más pequeños, que no se superponen con el fin de resolver la física de flujo dentro de la geometría de dominio que ha sido creado; esto resulta en la generación de una malla (o rejilla) de las células (elementos o volúmenes de control) la superposición de toda la geometría de dominio. Los flujos de fluidos esenciales que se describen en cada una de estas células se resuelven numéricamente por lo general de manera que se determinan los valores discretos de las propiedades de flujo, tales como la velocidad, la presión, la temperatura y otros parámetros de transporte de interés. Esto produce la solución CFD para el problema de flujo que se está resuelto. La precisión de una solución CFD se rige por el número de células en la malla dentro del dominio computacional. En general, la provisión de un gran número de células conduce a la consecución de una solución precisa. Sin embargo, la exactitud de una solución es fuertemente dependiente de las limitaciones impuestas dominadas por los costes computacionales y tiempos de rotación de cálculo.

2.4.2.1 Estructuradas

Mallas regulares o estructuradas: las mallas estructuradas tienen forma rectangular, cada punto nodal interior está rodeado por exactamente el mismo número de elementos adyacentes. En las mallas estructuradas. Las líneas no se cruzan entre sí, resulta ser la malla más simple, ya que es lógicamente equivalente a los ejes del plano cartesiano, cada centro tiene cuatro vecinos más cercanos en dos dimensiones, resultando elementos cuadrados y en seis en tres dimensiones (hexaedros). Una ventaja de las mallas estructuradas es su precisión en la solución de un elemento a otro. La desventaja de las mallas estructuradas es que pueden ser utilizados solo para geometrías

de dominios simples. Otra desventaja es que puede ser difícil controlar la correcta distribución de los puntos de la malla. (Malalasekera, W. 2007) (Peric M., Fergizer J., 2002)

2.4.2.2 No estructuradas

Mallas no estructuradas: para geometrías complejas, es el tipo de malla más flexible debido a su versatilidad para adecuarse al dominio. En principio, las mallas pueden ser utilizadas con cualquier esquema de discretización, pero son especialmente adaptados a esquemas de volúmenes y elementos finitos. En particular las mallas no estructuradas están conformadas por elementos de triángulos y cuadriláteros para 2D y tetraedro y hexaedro para 3D. Por lo general las malla no estructuradas tienen la ventaja que pueden ser generadas de forma automáticas y adaptadas a cualquier tipo de dominio, sin embargo una de su mayor desventaja es en la capacidad de desarrollar la hidrodinámica del fluido en las regiones cercanas a la pared la cual está influenciada por los efectos de capa límite. (Malalasekera, W. 2007). En la Figura 10 se muestran los tipos de generación de mallas.

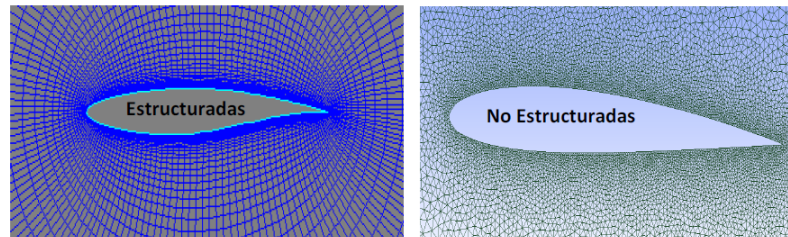


Figura 10. Tipos de generación de malla

2.4.3 Selección del modelo matemático y físico

El punto de comienzo en cualquier método numérico es el modelo matemático, ejemplo el conjunto de ecuaciones diferenciales parciales y condiciones de borde. Algunos conjunto de ecuaciones son usadas para predecir el flujo de fluidos y su apropiada selección del modelos ayuda a obtener resultados precisos. En algunos casos si se tienen suficiente información de la física del problema, se pueden asumir modelos

más simplificados que permitan reducir el número del conjunto de ecuaciones empleadas para resolver el sistema, de manera tal que esto ayuda a reducir en gran medida los tiempos de cómputo para así, tener resultados en más rápidos.

2.4.4 Solución de ecuaciones

La resolución de las ecuaciones de gobierno del sistema, es llevada a cabo mediante la conversión de las ecuaciones en derivadas parciales a ecuaciones algebraicas, que son resueltas sobre cada uno de los elementos de la malla generada. Se debe seleccionar un conjunto de modelos matemáticos que permita resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y modelar correctamente la naturaleza turbulenta o laminar del fluido. También debe especificarse fuentes, sumideros de masa, momento o energía adicionales y ecuaciones de estado para modelar la transferencia de calor si así se requiere.

Cada superficie de la frontera del dominio debe estar clasificada como una pared lisa o rugosa, una entrada o salida de fluido, una superficie libre o una interfase entre regiones líquido-líquido, líquido-sólido o líquido gas (condición de borde). Por último, se debe definir el valor de todas las variables, tales como: velocidad, presión, temperatura, etc., en un tiempo inicial, es decir, las condiciones iniciales.

2.4.5 Análisis de resultados

La malla, los modelos matemáticos, las condiciones iniciales y las condiciones de borde, determinan la simulación. Su solución numérica requiere millones de operaciones aritméticas que únicamente pueden ser calculadas con computadores. Una vez resueltas las ecuaciones que gobiernan el sistema, se procede a extraer los datos útiles, ya que se dispone de los valores de las variables que definen el problema en cada uno de los elementos de la malla. La desviación de esta solución con la realidad depende de muchos factores, entre los cuales está el tamaño y número de elementos de la malla, los modelos matemáticos incluidos en la simulación y la capacidad de procesamiento disponible.

Todos estos puntos o etapas mencionadas anteriormente, pueden introducir en su manejo cierto margen de error o incertidumbre, incrementando el margen de dudas en torno a un resultado por técnicas de CFD, las cuales podemos dividir de la siguiente manera:

- Incertidumbres debidas a los métodos de solución de las ecuaciones diferenciales.
- Incertidumbres debidas a los métodos de solución del campo de flujo.
- Incertidumbres debidas a los modelos de simulación de la turbulencia.
- Incertidumbres debidas a los modelos de simulación del flujo multifásico.

Para que la solución obtenida, a través de las simulaciones, reflejen correctamente la solución del problema real, estos errores deben tender a cero.

2.5 Turbulencia

En experimentos en los sistemas de fluidos se observa que a valores por debajo del denominado número de Reynolds crítico Re_{crit} el flujo es suave y capas adyacentes de fluido más allá de deslizamiento entre si de una manera ordenada. Si las condiciones de contorno aplicadas no cambian con el tiempo el flujo es constante. Este régimen se llama flujo laminar. (Malalasekera, W. 2007)

A valores del número de Reynolds por encima de Re_{crit} una complicada serie de eventos se lleva a cabo lo que finalmente conduce a un cambio radical del carácter de flujo. En el estado final, el comportamiento de flujo es aleatorio y caótico. El movimiento se convierte en intrínsecamente inestable, incluso con condiciones de contorno impuestas constantes. La velocidad y todas las demás propiedades de flujo varían de manera aleatoria y caótica. Este régimen se llama flujo turbulento. La Figura 11 muestra un ejemplo de cómo fluctúa la velocidad en el tiempo en un flujo turbulento. (Malalasekera, W. 2007)

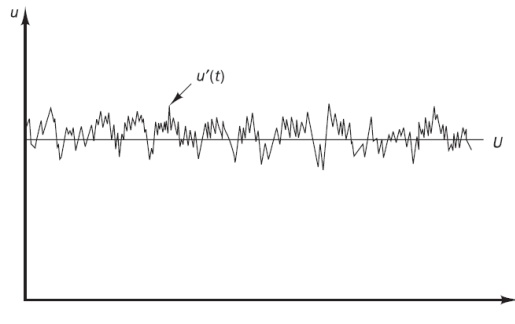


Figura 11. Fluctuación de la velocidad en el tiempo para un flujo turbulento

La resolución analítica de este fenómeno es sumamente compleja. Por esta razón, existen numerosos modelos para describirlo, muchos de los cuales se basan en diferentes fundamentos teóricos, resultados experimentales, análisis estadísticos y/o estudios probabilístico.

2.5.1 Métodos utilizados para modelar la turbulencia

Los métodos utilizados para modelar la turbulencia pueden ser agrupados en estas tres categorías: DNS, LES y RANS. En la Figura 12 se muestra el campo de aplicación.

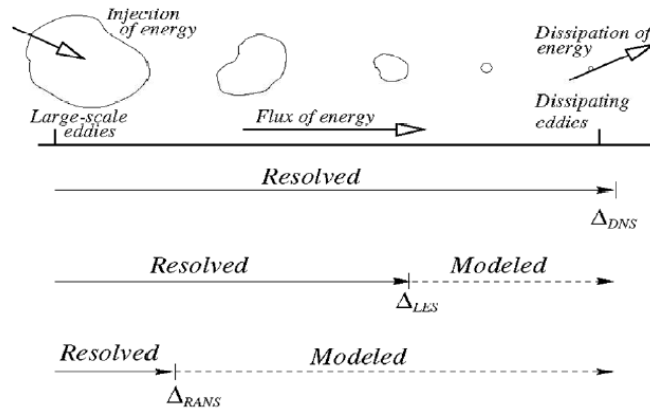


Figura 12. Métodos utilizados para modelar la turbulencia

2.5.1.1 Simulación numérica directa (DNS)

Estas simulaciones calculan el flujo medio y todas las fluctuaciones de velocidad turbulenta. Las inestables ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven en las redes espaciales que son suficientemente finos que puedan resolver las escalas de longitud Kolmogorov en el que tiene lugar la disipación de energía y con pasos de tiempo suficientemente pequeños para resolver el período de las fluctuaciones rápidas. Estos cálculos son altamente costosos en términos de recursos informáticos, por lo que el método no se utiliza para los cálculos de flujos industriales. (Malalasekera, W. 2007)

2.5.1.2 Simulación de grandes vórtices (Large Eddy Simulation LES)

Esta es una forma intermedia de cálculos de turbulencia que resuelve numéricamente el comportamiento de los remolinos más grandes. El método implica el filtrado espacial de las inestables ecuaciones de Navier-Stokes antes de los cálculos, que pasa los remolinos más grandes y rechaza los remolinos más pequeños. Los efectos sobre los remolinos más pequeños, son resueltos por medio de modelos. Las demandas sobre los recursos informáticos en términos de almacenamiento y el volumen de los cálculos son grandes, y actualmente esta técnica está comenzando a abordar los problemas de CFD con geometría compleja. (Malalasekera, W. 2007)

2.5.1.3 Ecuaciones de Reynolds de Navier-Stokes promediadas (RANS)

Es la forma más común de tratar la turbulencia, mediante el modelaje del fenómeno. La atención se centra en el flujo medio y los efectos de la turbulencia en las propiedades medias de flujo. Las ecuaciones de Navier-Stokes son promediadas en el tiempo donde aparecen términos adicionales en las ecuaciones de flujo debido a las interacciones entre diversas fluctuaciones turbulentas. Estos términos adicionales se modelan con modelos de turbulencia clásicas: entre los más conocidos son el modelo k-ε y el modelo de estrés Reynolds. Los recursos informáticos necesarios para los cálculos de flujo son razonablemente modestos en comparación con los métodos DNS

y LES, por lo que este enfoque ha sido el pilar de los cálculos de flujo de ingeniería en las últimas tres décadas. (Malalasekera, W. 2007)

2.5.2 Modelos de turbulencia RANS

Los modelos de turbulencia son relaciones desarrolladas para recuperar parte de la información de las inestabilidades. Debido a la complejidad del fenómeno de turbulencia, es improbable que un modelo pueda describir todos los flujos turbulentos, así que los modelos de turbulencia deben ser considerados como aproximaciones ingenieriles, y no como leyes científicas. (Peric M., Fergizer J., 2002)

Los modelos más comunes de turbulencia RANS para poder cerrar el sistemas de ecuaciones se identifican sobre la base del número de ecuaciones de transporte adicionales que necesitan ser resueltas junto con las ecuaciones de flujo RANS, por lo general son clasificados en: **Eddy Viscosity Model** (EVM) cuya clave es modelar la turbulencia mediante la hipótesis de Boussinesq la cual fue propuesta en el año 1887, donde indico que el tensor de esfuerzo podría ser relacionado a los gradientes de velocidad media por la viscosidad turbulenta de las estructuras de remolinos μ_t (*Turbulent Eddy Viscosity*). (Peric M., Fergizer J., 2002) (Malalasekera, W. 2007)

$$R_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (22)$$

Siendo μ_t un escalar de naturaleza isotrópica, k la energía turbulenta cinética. Adicionalmente μ_t es modelada por el producto de las escalas de velocidad turbulenta (V_t) y las escalas de longitud turbulenta (L_t). (Prandtl and Komogorov)

$$\mu_t = \rho c_\mu V_t L_t \quad (23)$$

Siendo c_μ una constante de proporcionalidad.

Y por otro lado el modelo de turbulencia *Reynolds Stress Model (RSM)*, también llamado modelo de segundo *momentum* de clausura, es un modelo numéricamente más complejo en resolver debido a que su solución es basada en la resolución de las ecuaciones de transporte para cada esfuerzo de Reynolds independiente en combinación con las ecuaciones de tasa de disipación.

Estos modelos para que sean útiles en un código de CFD, deben tener una amplia aplicación, contar con precisión y de bajo costo computacional para su resolución.

2.5.2.1 Modelo k- ϵ

Uno de los modelos más destacados de turbulencia, el modelo k- ϵ (k-épsilon), se ha implementado en la mayoría de los códigos de CFD y es considerado el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable y robusto numéricamente y tiene un régimen bien establecido de capacidad de predicción. Para simulaciones de propósito general, el modelo k- ϵ ofrece un buen compromiso en términos de precisión y robustez. El término k representa la energía cinética turbulenta, mientras que ϵ es la disipación turbulenta. (ANSYS Inc, 2013).

Dentro CFX, el modelo k- ϵ de turbulencia utiliza el enfoque de pared escalable función para mejorar la robustez y precisión cuando la malla cerca de la pared es muy fina. Las funciones de pared escalables permiten soluciones en redes de próxima a la pared arbitrariamente finas, lo cual es una mejora significativa sobre las funciones de pared estándar. (ANSYS Inc., 2013).

Se han realizado algunas modificaciones al modelo k- ϵ estándar, una de estas es el modelo RNG (del inglés, Grupos Renormalizados) k- ϵ donde se aplica una técnica estadística llamada teoría de grupos de renormalización. El modelo modificado mejora la exactitud en flujos con remolinos y considera los efectos del flujo a de bajos números de Reynolds. Estas características hacen del modelo RNG k- ϵ sea más confiable y

aplicable a un rango más amplio de flujos que el modelo k-ε estándar. (ANSYS Inc., 2013).

La energía cinética turbulenta es promedio de la energía cinética por unidad de masa asociada con las estructuras de remolinos en el flujo turbulento. Físicamente, la energía cinética turbulenta está caracterizada por la raíz cuadrada media de las fluctuaciones de la velocidad y la disipación de las estructuras de remolinos turbulentos es la tasa en la cual la energía cinética turbulenta es convertida en energía térmica interna.

$$V_t = \sqrt{k} \quad (24)$$

$$L_t = \frac{k^{\frac{2}{3}}}{\varepsilon} \quad (25)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (26)$$

Siendo las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (27)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (28)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k$ y σ_ε son constantes y P_{kb} y $P_{\varepsilon b}$ representan la influencia de la fuerza de flotación y P_k es el término de producción turbulenta debido a las fuerzas viscosas, el cual es modelado usando la siguiente expresión:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (29)$$

Ventajas:

- Buenos resultados para muchas aplicaciones industriales.
- Cálculos de referencia, bien establecidos.
- Estable y robusto numéricamente.
- Ideal para fluidos en superficie libre.

Desventajas:

- Capacidad limitada para predecir las características de flujo secundario, de reinsertión
- Bajo rendimiento en geometrías con alta curvatura, flujos con cambios repentinos en la tasa de deformación media, flujo de turbulencia fuerte (ciclones, remolinos)
- No modela bien los efectos de la capa límite y fluidos sometidos a separación de la capa límite

2.5.2.2 Modelo k- ω

Uno de los principales problemas en la modelización de la turbulencia es la predicción exacta de la separación del flujo de una superficie lisa. Modelos de turbulencia de dos ecuaciones estándar a menudo no logran predecir el inicio y la cantidad de separación de flujo en condiciones adversas gradiente de presión. Este es un fenómeno importante en muchas aplicaciones técnicas, en particular para la aerodinámica. Por esta razón, la comunidad aerodinámica ha desarrollado una serie de modelos de turbulencia avanzadas para esta aplicación. En general, modelos de turbulencia basados en *k-e* predicen el inicio de la separación demasiado tarde. Este resultado es problemático, ya que este comportamiento da una característica de rendimiento demasiado optimista para un perfil aerodinámico. La predicción por lo tanto, no es en el lado conservador de un soporte de punto de ingeniería. Los modelos desarrollados para resolver este problema han mostrado una predicción significativamente más precisa de la separación en un número de casos de prueba y en aplicaciones industriales. Predicción de separación es importante en muchas aplicaciones técnicas tanto para los flujos internos y externos. (ANSYS Inc., 2013).

La primera variable representa la energía cinética turbulenta, k . La segunda variable representa la disipación específica ω . Es la variable que determina la escala de la turbulencia, mientras que la primera variable, k , determina la energía en la turbulencia.

$$V_t = \sqrt{k} \quad (30)$$

$$L_t = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{C_\mu \omega} \quad (31)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (32)$$

$$\omega = \frac{k}{C_\mu \varepsilon} \quad (33)$$

Siendo las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación específica las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (34)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (35)$$

Ventajas:

- Tratamiento automático en regiones cercanas a la pared
- No involucra funciones complejas no lineales de amortiguación requeridas en el modelo $k-\varepsilon$, por lo tanto resulta más preciso y robusto
- Ideal para fluidos donde presente separación de la capa límite del fluido

Desventajas:

- Fuerte sensibilidad a las condiciones de corrientes libres (zonas alejada de la pared)

2.5.2.3 Modelo SST

El modelo SST fue desarrollado para superar las deficiencias de los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$. Por lo tanto, obtiene predicciones altamente precisas de la aparición y la cantidad de flujo de separación. El rendimiento superior de este modelo se ha demostrado en un gran número de estudios de validación. El modelo de SST es recomendado para alta precisión en simulaciones de la capa límite. Sin embargo para poder beneficiarse de este modelo, es necesario tener una resolución de la malla en la zona cercada a la pared donde se desarrolla la capa límite de más de 10 elementos. Este modelo brinda resultados precisos para flujos sometidos a elevados gradientes de presión adversos o grandes curvaturas. Combina las ventajas del modelo $k-\omega$ en las cercanías de las paredes con las ventajas del modelo $k-\epsilon$ en el seno del fluido. Sin embargo, en las geometrías con curvaturas suaves su desempeño puede verse reducido debido a que sobrestima los efectos viscosos. (ANSYS Inc., 2013).

Ventajas

- Mejor tratamiento automático de la turbulencia en regiones cerca de la pared
- Alta precisión en modelado de capa límite
- No sensible a las condiciones de corrientes libres (zonas alejadas de la pared)
- Ideal para fluidos donde exista separación de la capa límite

Desventajas

- Requerimiento de refinamiento de malla en zonas cercanas a la pared ($Y^+ < 1$)

2.6 Flujo multifásico en DFC

El software ANSYS CFX tiene la capacidad de estudiar el flujo de una mezcla bifásica desde dos enfoques diferentes: euleriano - euleriano o lagrangiano. Desde el enfoque euleriano se emplea el concepto de volumen de control, sobre el que se deben

satisfacer las ecuaciones de conservación. La herramienta comercial empleada cuenta con cinco modelos dentro de estos enfoques agrupados como homogéneos y no homogéneos. Para todos ellos se considera que el campo de presiones es el mismo para ambos fluidos. La clasificación completa de los modelos de flujo bifásico disponibles en el software ANSYS CFX se muestra en la, seguido de una explicación breve de los modelos que integran el enfoque euleriano - euleriano.

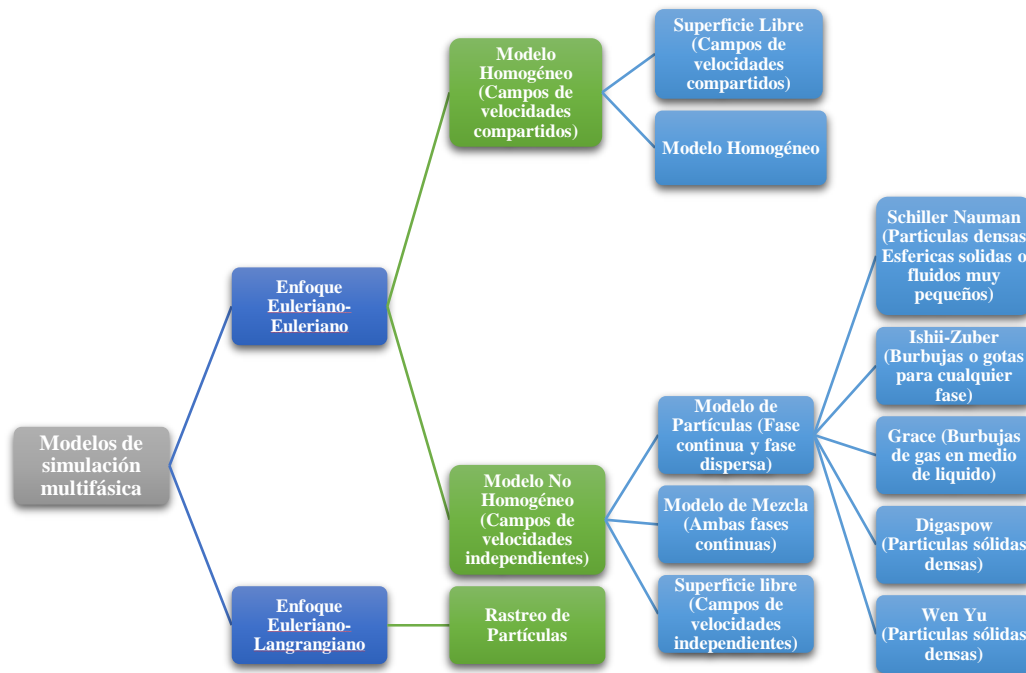


Figura 13. Modelos multifásicos considerados en CFD

2.6.1 Enfoque Euleriano - Euleriano

Este modelo, euleriano-euleriano, es uno de los principales modelos para simular flujos multifásicos en ANSYS CFX. El otro es el modelo Lagrangiano o como es conocido, seguimiento de partículas. (Manual ANSYS, 2013)

Dentro de este modelo (euleriano-euleriano), algunos términos de interfase de transferencia de masa, cantidad de movimiento y calor pueden ser modelados

utilizando el modelo de partículas, el modelo de mezcla o el modelo de superficie libre. (Manual ANSYS, 2013)

Dos modelos existen para el enfoque euleriano-euleriano: el modelo homogéneo y el modelo no homogéneo o de transferencia inter-fluido.

2.6.1.1 Modelo homogéneo

Flujo multifásico homogéneo es un caso limitado del modelo de flujo multifásico euleriano-euleriano donde asume que todas las fases presentes comparten los mismos campos de velocidad, así como otros campos importantes como la temperatura, turbulencia, etc. el campo de presión también es compartida por todos los fluidos. (Manual ANSYS, 2013)

El modelo homogéneo asume que la tasa de transferencia de cantidad de movimiento en la interfase es muy grande, dando como resultado que los fluidos presentes compartan un campo de flujo común, así como otros campos pertinentes, tales como la turbulencia.

Cuando se selecciona el modelo homogéneo la ecuación de cantidad de movimiento se resuelve para obtener el campo de velocidad compartido. Al igual que el modelo de turbulencia se comparte en las fases presente.

2.6.1.2 Modelo no homogéneo

Este modelo se refiere al caso cuando existen campos de velocidad independientes y otros campos relevantes para cada fluido. El campo de presión es compartida por todos los fluidos.

Los modelos existentes, de partículas y de mezcla poseen su propio campo de flujo y los líquidos que interactúan a través de transferencia de cada fase. En el modelo multifásico no homogéneo, hay un campo de solución para cada fase separada. Por ejemplo, dos fases pueden tener su propio campo de velocidad independiente y

temperatura, pero habrá una tendencia a que estos alcancen el equilibrio a través de la interfase. (Manual ANSYS, 2013).

2.6.1.2.1 Modelo de mezcla

Este es un modelo muy simple que trata a ambas fases simétricamente. Puede ser apropiado como una primera aproximación o como la base de modelos de transferencia en la interfase suministrados por el usuario para un cálculo del flujo de dos fases líquido-líquido o flujo de dos fases gas-líquido no dispersa. Se requiere que las morfologías de ambas fases sean continuas. Se puede utilizar para modelar problemas de flujo multifásico más complejos, por ejemplo, el flujo de Churn.

2.6.1.2.2 Modelo de partículas

Este modelo se emplea cuando una de las fases forma un medio continuo, mientras que la segunda se encuentra dispersa en la primera. Este modelo es empleado comúnmente para simular burbujas de gas en líquidos, gotas de líquido en flujo de gases o partículas sólidas en flujo de gases o líquidos. Las partículas sólidas, burbujas o gotas de la fase dispersa se suponen que son esféricas. Es adecuado para el modelado de problemas de flujo de múltiples de fases dispersas simples, por ejemplo, la dispersión de:

- Gas de burbujas en un líquido.
- Gotas líquidas en un gas, o bien líquidas inmiscibles.
- Partículas sólidas en un gas o en un líquido.

2.7 Modelado de turbulencia cercanos a la pared

Las paredes son la principal fuente de vorticidad y turbulencia. Por lo general existen dos formas de abordar el modelado del flujo en la región cercana a la pared. Estas son mediante funciones de pared la cual consiste en el uso de fórmulas empíricas que imponen una condición adecuada cerca de la pared sin resolver la capa límite y la otra forma es usando el método de números de bajo Reynolds o como es conocido en

inglés (*Low-Reynolds-Number*). Este método integra sobre la sub-capa viscosa los modelos de las ecuaciones de transporte resolviendo la capa límite, sin embargo se requiere una resolución de la malla muy fina en la zona cercana a la pared.

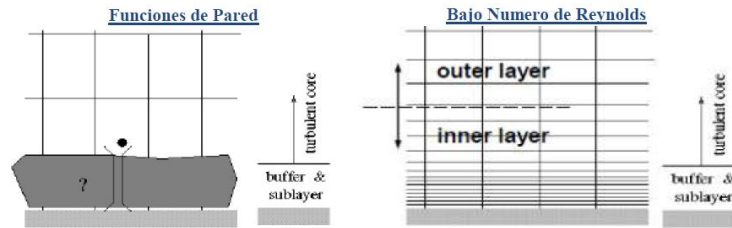


Figura 14. Tratamiento de la turbulencia en las zonas cercanas de la pared

En las zonas cercanas a las paredes sin deslizamiento existen importantes gradientes de velocidades, por lo que requieren de mayor refinamiento de la malla en dichas zonas para describir acertadamente la capa límite del flujo. Debido a que el refinamiento requerido es a veces excesivo, fueron desarrolladas distintas opciones de tratamiento de pared que reducen considerablemente la cantidad de elementos en la dirección normal a las paredes dentro de la capa límite. Es recomendable asegurar al menos 10 elementos estructurados en la dirección normal a la pared dentro de la capa límite (ANSYS Inc., 2013). Otra variable importante asociada a la calidad de la reproducción de la capa límite es la distancia adimensional a la pared (y^+), definida como una relación entre el esfuerzo cortante en la pared y la distancia de la pared al primer nodo.

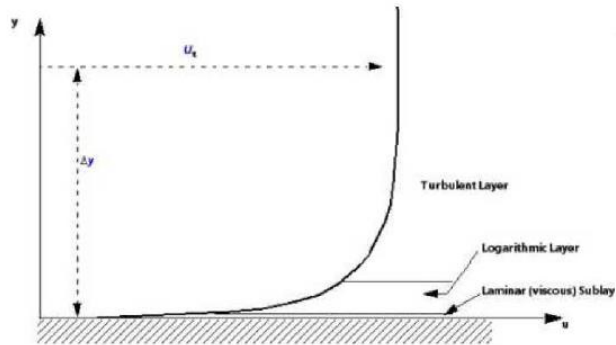


Figura 15. Regiones de capa limite

Con el propósito de cuantificar correctamente el fenómeno de la capa límite, es necesario que la malla que se emplee sea más refinada en las zonas cercanas a la pared. Para verificar si el refinamiento es el adecuado, es común emplear el factor adimensional conocido como: y^+ . Este factor se presenta a continuación:

$$y^+ = \frac{\Delta y u_\tau}{\nu} \quad (36)$$

$$U^+ = \frac{u_t}{u_\tau} \quad (37)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (38)$$

Siendo u_τ la velocidad de fricción y Δy la distancia de la velocidad tangencial u_t a la pared, U^+ es la velocidad cercana a la pared y τ_w es el esfuerzo cortante de la pared. Los rangos aceptables para este parámetro se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Rangos apropiados para el parámetro adimensional y^+

Rango	Condiciones de Tratamiento de pared
$y^+ < 200$	Tratamiento automático de paredes
$y^+ < 100$	Cuando se emplea funciones de pared
$y^+ < 2$	Cuando se emplean modelos de Bajos Reynolds

2.8 Esquemas de advención

Existen tres esquemas para tratar los términos advectivos en la resolución de las ecuaciones, estos son: *Corta Corriente o primer orden*, *Alta Resolución* o *Factor de mezcla*, este último especifica un factor de mezcla para mezclar entre los regímenes de primer y segundo orden de advección con el objetivo de calcular los términos de advección en las ecuaciones diferenciales parciales discretas de volúmenes finitos.

2.8.1 Corta corriente o primer orden

El esquema trata los términos de advección de primer orden, esto es equivalente a especificar un *Factor de mezcla* de 0. El esquema *Primer Orden* ofrece el rendimiento más robusto para solucionar los términos de advección en las ecuaciones discretas de volúmenes finitos, sin embargo su robustez implica en algunos casos problemas de difusión numérica, por lo que el uso de este esquema de advección no se recomienda para obtener los resultados finales.

2.8.2 Alta Resolución

Con el esquema *Alta Resolución*, los valores del factor de mezcla varían automáticamente a lo largo del dominio basado en el campo solución local para hacer cumplir un criterio de acotación, en regiones de flujo con bajos gradientes de variables, el factor de mezcla estará cercano a 1 (régimen de segundo orden) para poder obtener la exactitud. Por otro lado, en las zonas donde los gradientes cambian drásticamente, el factor de mezcla estará más cerca de 0 (régimen de primer orden) para evitar fluctuaciones y mantener la robustez.

2.8.3 Factor Mezcla

Este esquema permite definir un factor de mezcla entre 0 y 1 para el esquema de advección, donde un valor de 0 es equivalente a utilizar el esquema de advección primer orden *Primer Orden* siendo esta la opción más robusta pero de menor precisión. Por otro lado, un valor de 1 asume la diferenciación de segundo orden para los términos de advección permitiendo obtener resultados más precisos, sin embargo es menos robusto por lo que pudiera originar ciertas fluctuaciones durante la convergencia de los resultados.

2.9 ANSYS CFX

ANSYS CFX es un software de Dinámica de Fluidos Computacional que combina un solucionador avanzado con capacidades de gran alcance de pre y post-procesamiento (ANSYS Inc., 2013). Este software discretiza el modelo matemático empleando el método de los volúmenes finitos. Cuenta con una amplia gama de modelos físicos que le permiten ajustarse a diferentes situaciones y problemas.

2.10 Índice de convergencia de malla

El índice de convergencia de malla es una metodología para estimar la incertidumbre numérica debida a la discretización. Este método ha sido evaluado en varios cientos de casos de dinámica de fluidos computacional. A continuación se presenta el procedimiento de aplicación extraído de Celik, Ghia, Roache y Freitas (2008).

Paso 1. Definir un tamaño representativo de elemento, h . Por ejemplo, para una malla de tres dimensiones:

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (39)$$

Para el caso de dos dimensiones:

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta A_i) \right]^{1/2} \quad (40)$$

Donde ΔV_i es el volumen del elemento i , ΔA_i es el área del elemento i , N es el número total de elementos y h es el tamaño representativo de elemento.

Paso 2. Seleccionar tres mallas significativas y realizar las simulaciones correspondientes. El factor de refinamiento, r , entre una malla y otra más refinada se determina por la ecuación:

$$r = \frac{h_{grueso}}{h_{refinado}} \quad (41)$$

Numerando las mallas de más fina a más gruesa, de manera que $h_1 < h_2 < h_3$, los factores de refinamiento se puede escribir como:

$$r_{21} = \frac{h_2}{h_1} \quad (42)$$

$$r_{32} = \frac{h_3}{h_2} \quad (43)$$

Paso 3. Calcular el valor del orden aparente, p , para una variable de interés ϕ :

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + \ln\left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s}\right) \right| \quad (44)$$

$$s = 1 * \text{signo}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (45)$$

$$\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1 \quad (46)$$

$$\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2 \quad (47)$$

Paso 4. Calcular los valores extrapolados, ϕ_{ext} , con las ecuaciones:

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{(r_{21}^p \cdot \phi_1 - \phi_2)}{r_{21}^p - 1} \quad (48)$$

$$\phi_{ext}^{32} = \frac{(r_{32}^p \cdot \phi_2 - \phi_3)}{r_{32}^p - 1} \quad (49)$$

Paso 5. Calcule y reporte los siguientes valores junto con el orden aparente:

- Error relativo aparente.

$$e_a^{21} = \frac{(\phi_1 - \phi_2)}{\phi_1} \quad (50)$$

- Error relativo extrapolado.

$$e_{ext}^{21} = \frac{(\phi_{ext}^{12} - \phi_1)}{\phi_{ext}^{12}} \quad (51)$$

- Índice de convergencia de la malla más fina.

$$GCI^{21} = \frac{1.25 \cdot e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (52)$$

2.11 Antecedentes

Dulhoste, Santos y otros (s.f), realizaron un trabajo de investigación llamado “Estudio de los parámetros de funcionamiento de un medidor de flujo tipo cono” cuya finalidad fue comparar el funcionamiento de un caudalímetro tipo tobera anular con un Tubo Venturi haciendo la evaluación tanto del punto de vista numérico como experimental y presentaron algunas ventajas y desventajas del medidor de flujo volumétrico tipo cono en comparación al tubo Venturi. Para este estudio realizaron la simulación con volúmenes finitos en dos dimensiones. Para la simulación numérica utilizaron el software CFD de manera bidimensional. Para ambos dispositivos se consideró una longitud adicional aguas arriba y aguas debajo de los instrumentos, para observar en la simulación la formación de un perfil de velocidad desarrollado y analizar la recuperación de presión del flujo una vez que ha atravesado el instrumento.

Con la simulación realizada para ambos caudalímetro concluyeron que el caudalímetro tipo tobera anular tiene mayor caída de presión que es una ventaja principal frente a otros dispositivos análogos de medición de flujo y presenta una desventaja frente al Tubo Venturi ya que este último presenta una recuperación de presión más eficaz una vez que el flujo ha atravesado la reducción de área.

Dulhoste, Guillén y otro (s.f), realizaron un proyecto de investigación titulado “Estudio introductorio del funcionamiento de un medidor de flujo tipo cono”. Se plantearon como objetivo un estudio experimental preliminar comparando con un tubo Venturi. En este trabajo llegan a la conclusión que el medidor de cono presenta mejoras en las lecturas de presión en comparación con el tubo Venturi y con esto confirmaron lo que se expresa en la bibliografía sobre las ventaja del medidor de cono sobre otros medidores de flujo. Observaron que las mediciones con el caudalímetro tipo tobera anular tienen mayor estabilidad en la señal de lecturas, buena repetitividad.

Dulhoste, Montenegro y otros (s.f.), con su proyecto de investigación titulado “Estudio del diseño de un medidor de flujo tipo cono”. Se plantearon como objetivo el estudio de la geometría de un caudalímetro tipo tobera anular (Conemeter). Para esto,

se plantearon cuatro geometrías de cono diferentes para hacerle una simulación numérica para evaluar algunas propiedades y variables para entender que ocurre en el instrumento. Además, construyeron una de estas geometrías para evaluarlo experimentalmente y comparar estos resultados con la simulación numérica. En este trabajo concluyeron, que algunas geometrías presentan algún tipo de ventajas sobre otras y viceversa. Explican que es necesario realizar más pruebas de simulaciones numéricas para identificar totalmente cual es la mejor geometría de las cuatro que se plantearon.

Núñez (2010), realizó en su trabajo, un estudio numérico y experimental de la fluido dinámica de una mezcla bifásica a través de un medidor tipo Venturi. Consideró una mezcla agua-aire empleando un medidor tipo Venturi de 1 pulgada empleando fracciones volumétricas de no deslizamiento entre 0% y 20%. Para el estudio numérico utilizó la herramienta computacional ANSYS CFX empleando modelos de flujo homogéneo y no homogéneo (de partículas).

Con este trabajo logro concluir que con el estudio numérico con CFX permitió reproducir los resultados experimentales con un flujo monofásico. Explico que la combinación de los diferentes modelos de turbulencia, el mejor resultado que se obtuvo fue el de turbulencia k-Épsilon. Con este método logro conseguir un error absoluto máximo de 3,41%.

CAPITULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

En esta sección se presenta la descripción de las actividades realizadas en las diferentes fases de la investigación. El diseño metodológico de este trabajo estuvo orientado a evaluar mediante CFD el comportamiento en la parte interna de un medidor de flujo volumétrico tipo cono con varios flujos. En primer lugar flujo monofásico (agua o aire) y luego mezcla bifásica (agua + aire) a diferentes relaciones Gas/Líquido, para luego validar los resultados obtenidos con la data que suministró el fabricante del equipo para el caso monofásico. En la Figura 16 se muestra un esquema de la metodología empleada.

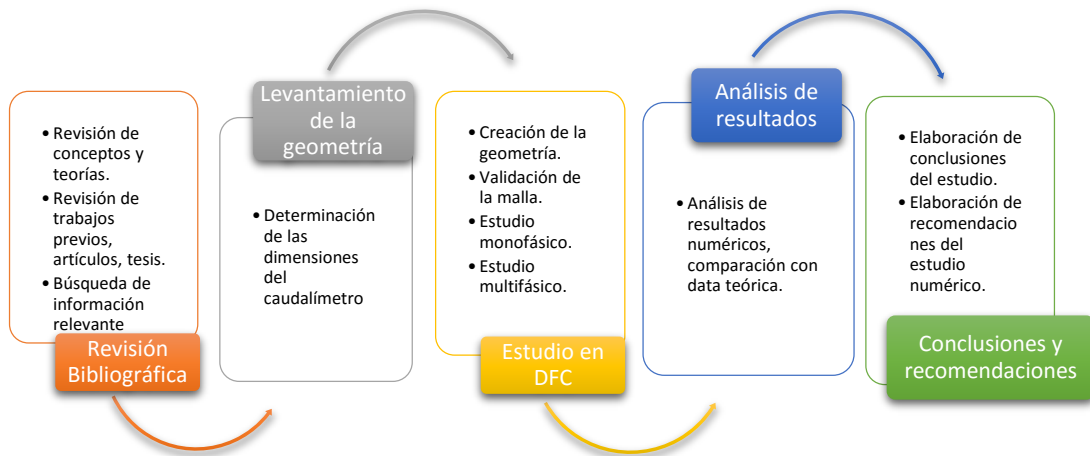


Figura 16. Esquema de la metodología empleada

3.1 Revisión Bibliográfica

Para iniciar este trabajo, se realizó una búsqueda exhaustiva, para obtener conocimientos generales de flujo monofásico y multifásico. Posteriormente, se realizó la búsqueda de información sobre la medición de flujo, se examinó la información suministrada por el fabricante (hoja de datos, manual y especificaciones), para luego consultar diferentes libros sobre dinámica computacional de fluidos, manuales de ANSYS CFD, simulación numérica, y por último se procedió a una búsqueda y revisión de artículos y trabajos sobre el tema para conocer las lecciones aprendidas y recomendaciones de los autores de los mismos.

3.2 Levantamiento de la geometría

Luego de la revisión bibliográfica se procedió a realizar el levantamiento de la geometría, para esto, fue necesario dirigirse al taller mecánico de la compañía para determinar las diferentes dimensiones que posee el caudalímetro.

Un dato importante y complejo de determinar de las dimensiones del caudalímetro, son los ángulos que tiene el cono, debido a su ubicación en la parte interna del equipo. En la Figura 17 se representa la manera utilizada para conocer dicho valor, empleando un material maleable (plastilina) para determinar la forma del cono y poder medir el valor del ángulo.



Figura 17. Medición ángulo del cono

Luego de realizar lo explicado anteriormente, se procedió a determinar el valor del ángulo del cono empleando un proyector de perfiles. En la Figura 18 se representa el procedimiento empleado



Figura 18. Medición del ángulo con un proyector de perfiles

Posteriormente, se procedió a determinar las dimensiones internas del caudalímetro, tal como se muestra en la Figura 19. Para esto se empleó una galga de medición para poder determinar dichas dimensiones.

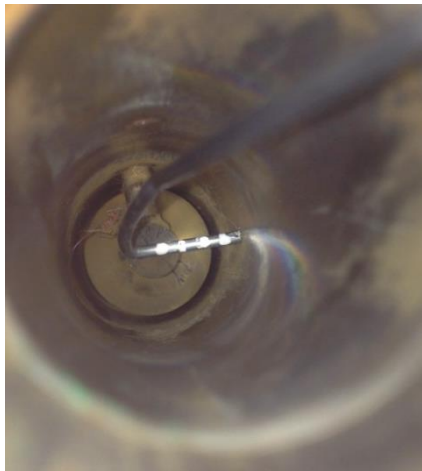


Figura 19. Medición de las dimensiones internas del medidor de flujo

3.3 Simulación con el software ANSYS CFX V-15

Se ejecutaron diversas simulaciones computacionales para representar la manera en que se comporta el fluido tanto monofásico, refiriéndose a agua y aire, como multifásico, agua-aire dentro del medidor de flujo volumétrico tipo cono, mediante la herramienta CFX del programa ANSYS.



Figura 20. Flujo de trabajo en el CFD

3.3.1 Creación de la geometría

El dominio a modelar es la parte interna de un caudalímetro tipo cono de 1 pulgada de diámetro. Para generar este dominio se procedió a realizar lo siguiente.

Las dimensiones adquiridas en la sección 3.2. del caudalímetro tipo cono, se emplearon para generar la geometría de estudio en el análisis de dinámica de fluidos computacional en el programa de diseño Solidworks. Aguas arriba y abajo del instrumento, el dominio se extendió una longitud equivalente a 10 diámetros internos siguiendo la recomendación del manual de ANSYS V15, con el objetivo de garantizar el desarrollo del perfil de velocidad, evitando la ocurrencia de problemas durante la

solución numérica por recirculación de los campos vectoriales de velocidad en las fronteras de estudio (overflow). Esta configuración utilizada para el estudio es la misma que se encuentra en el circuito experimental ubicado en Noroeste 4 en Intevep, PDVSA. Como se contaba con un buen recurso computacional, se procedió a generar todo el dominio de estudio.

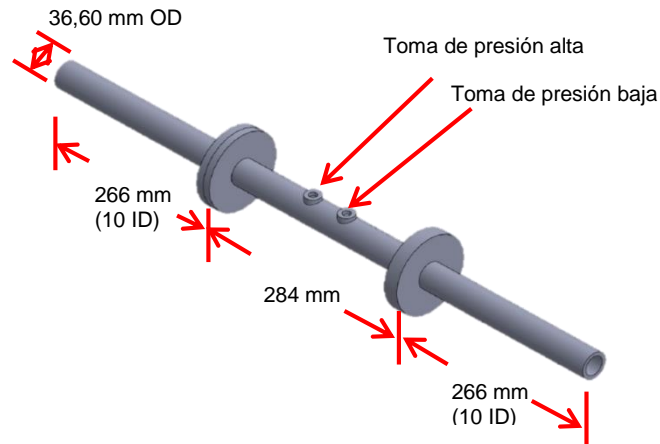


Figura 21. Generación de la geometría del cuerpo del equipo en Solidworks

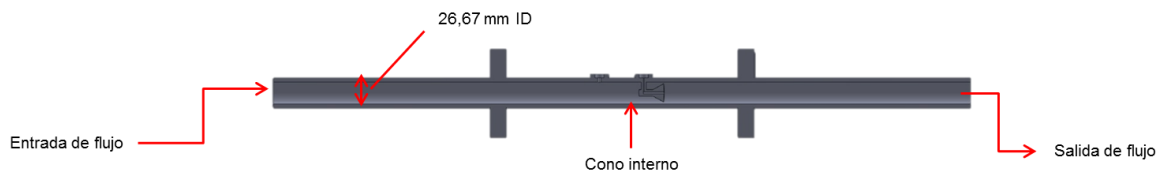


Figura 22. Parte interna de la geometría del equipo

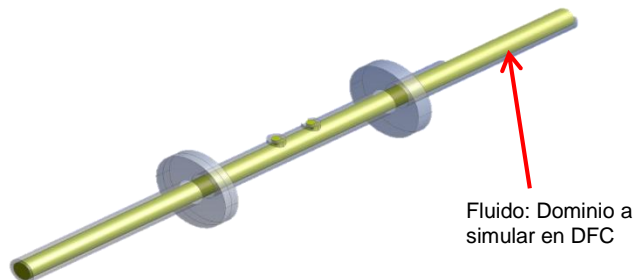


Figura 23. Generación de la geometría del fluido (Dominio de estudio)

3.3.2 Generación de malla

Luego de realizar los pasos necesarios para obtener la geometría ocupada por el fluido dentro del caudalímetro tipo cono, se procedió a generar el mallado o discretización del dominio, el cual consta en formar pequeños elementos de volumen finitos que ocupen todo el dominio de la geometría de interés. Para esto se utilizó el módulo de ANSYS Meshing. Dentro de estos volúmenes finitos, se construirán automáticamente los volúmenes de control, con vértices en los centroides de las caras. Las ecuaciones de transporte se calcularán sobre los volúmenes de control y los resultados se almacenaran en los vértices de los elementos finitos.

El tipo de malla utilizado fue una malla combinada, colocando regiones no estructurada, con elementos de forma tetraédricos en las zonas alejadas de la pared y regiones de geometría compleja. En la cercanía a la pared se colocaron capas de elementos estructurados hexaédricos para formar una malla estructuradas de mayor densidad de elementos y así tener un mejor modelado de la capa límite. Por último se utilizó el criterio de ubicar un mayor número de elementos en las áreas donde se esperaban altos gradientes de velocidad como alrededor y en la parte interna del cono. Lo mencionado anteriormente es de importancia para obtener una buena aproximación de los resultados durante la resolución de las ecuaciones.

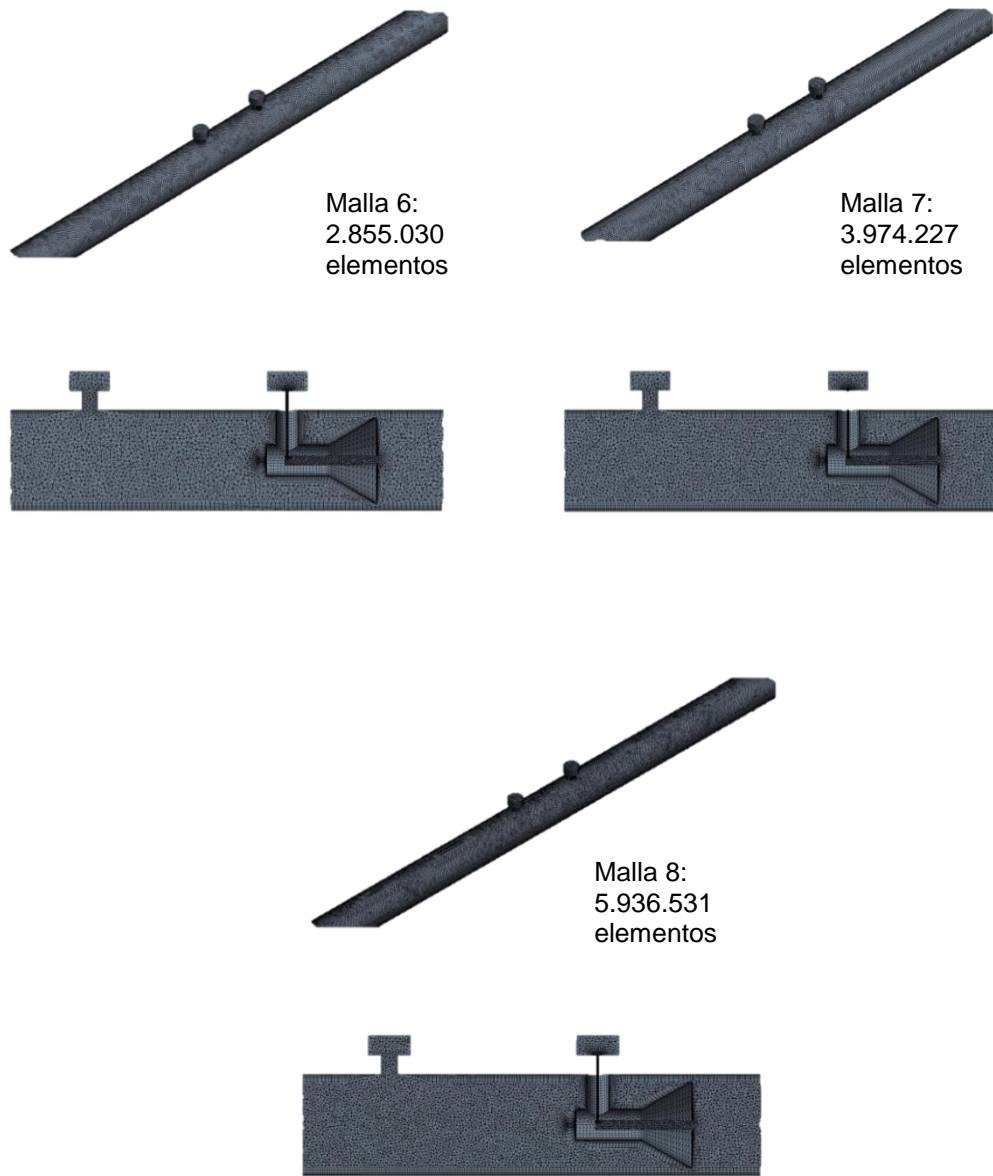


Figura 24. Refinamiento de Malla 6, 7 y 8

3.3.3 Verificación de la malla

En todo estudio de dinámicas de fluidos computacional, la calidad de los resultados puede estar afectada por discretización del dominio. Con el objeto de

minimizar esta fuente de error es común llevar a cabo un proceso de validación de mallas.

3.3.3.1 Verificación por método de independencia de malla

Debido a que el criterio de verificación y validación del mallado es muy diverso depende en gran parte del estudio y pautas que dicte el investigador. Para reducir el tiempo de investigación de este estudio, se simularon en condiciones monofásicas el procedimiento de verificación del mallado, siendo el agua el fluido seleccionado para este criterio. Se consideró el mayor caudal de la fase líquida (agua) a ser estudiado en la simulación (30GPM o $0,0018927[m^3/s]$).

Se procede a resolver el problema, una vez realizada la discretización y se determina numéricamente el valor de la variable de control seleccionada (caída de presión), esto es repetido sucesivamente, utilizando las mismas condiciones de bordes pero aumentando porcentualmente el número de elementos del dominio. Este valor que fue calculado con las distintas mallas cada vez más refinadas se compara hasta observar que la malla no influye en el valor calculado a medida que se refina, escogiendo como malla definitiva, aquella que presente el número menor de elementos.

Para esto, se tomaron condición de borde de presión en la salida, condición de pared en el cono, tomas de presión (alta y baja) y pared del tubo y condición de flujo másico en la entrada del dominio. Además, se empleó el modelo de turbulencia $k - \epsilon$.

La malla obtenida luego del proceso de validación fue empleada tanto para el estudio monofásico (agua, aire) como para el estudio multifásico (aire-agua).

3.3.3.2 Verificación del Y^+

La distancia del primer nodo a la pared se conoce con el término Y^+ , siguiendo las recomendaciones del manual de usuario de ANSYS, se seleccionó la malla número 7 para cada uno de los estudios realizados en este trabajo. Este valor fue calculado para cada una de las mallas obtenidas desde la malla más gruesa (M1) hasta la malla más

fina (M8). Este valor es de suma importancia para un mejor cálculo de los parámetros que se encuentran dentro de la capa límite, ya que su adecuada magnitud permite representar de manera razonable el comportamiento hidrodinámico del flujo en las cercanías de la pared.

3.3.3.3 Determinación del Índice de Convergencia de Malla (GCI, en inglés)

Para estimar el índice de convergencia de malla, se utilizó el procedimiento extraído de Celik, Ghia, Roache y Freitas (2008). Este valor calculado con dicho procedimiento, permite determinar la incertidumbre numérica debida a la discretización. Este método ha sido evaluado en varios cientos de casos de dinámica de fluidos computacional. Dicho procedimiento se encuentra de manera detallada en la sección del marco teórico.

3.3.4 Definir condiciones de borde

Debido a que este estudio se realizó tanto en condiciones monofásicas (agua y aire) como multifásica (agua-aire) las condiciones de borde se presentaron de forma diferente para cada caso.

3.3.4.1 Matriz de evaluación

En la Tabla 2 se presenta la matriz experimental de evaluación empleada para el estudio de la simulación monofásica (aire y agua). Esta data de la matriz experimental de evaluación, fue suministrada por el fabricante del equipo.

Tabla 2. Matriz de evaluación

Agua					Aire				
Prueba	ΔP		Caudal		Prueba	ΔP		Caudal	
	psi	kilo Pascal	[GPM]	[m ³ /s]		psi	kilo Pascal	[SCFH]	[m ³ /s]
1	11,28	77,7729	30	0,0018927	1	19,34	133,3446	12000	0,09438949
2	9,133	62,9698	27	0,00170343	2	13,19	90,9418	10800	0,08495054
3	7,216	49,7526	24	0,00151416	3	9,451	65,1624	9600	0,07551159
4	5,525	38,0935	21	0,00132489	4	6,764	46,6361	8400	0,06607264
5	4,059	27,9858	18	0,00113562	5	4,729	32,6053	7200	0,05663369
6	2,819	19,4363	15	0,00094635	6	3,164	21,8150	6000	0,04719474
7	1,804	12,4381	12	0,00075708	7	1,969	13,5758	4800	0,0377558
8	1,015	6,9982	9	0,00056781	8	1,085	7,4808	3600	0,02831685
9	0,451	3,1095	6	0,00037854	9	0,4755	3,2785	2400	0,0188779
10	0,1128	0,7777	3	0,00018927	10	0,1179	0,8129	1200	0,00943895

Para el caso del estudio de flujo monofásico con el fluido agua, se tiene lo siguiente.

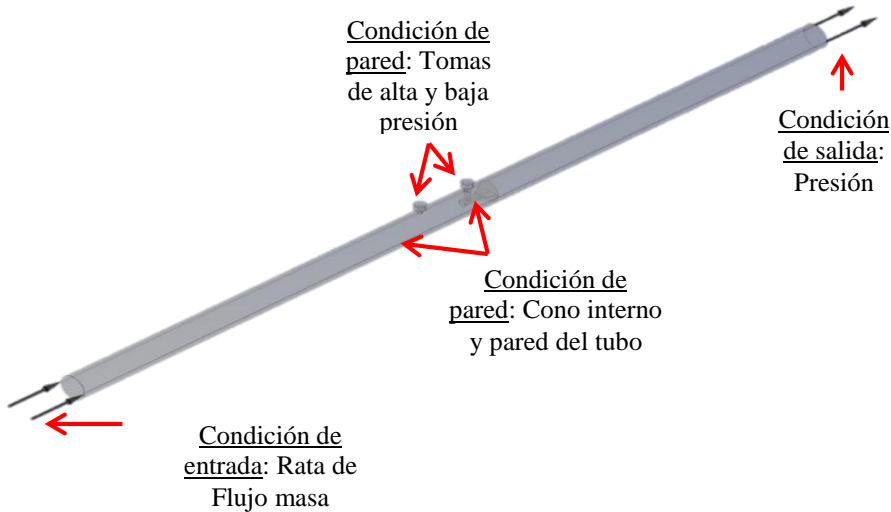


Figura 25. Condiciones de borde empleadas para las simulación

En la Figura 25 se detalla las condiciones de borde empleadas para el estudio de flujo monofásico con el fluido agua. Con la información suministrada por el fabricante del equipo se procedió a realizar los cálculos necesarios para obtener las el flujo másico considerado la condición de entrada al equipo para los diferentes caudales. Para dicho calculo, se utilizó una densidad de agua a temperatura ambiente (25 °C). Estos cálculos se presentan en la Tabla 3. Para la condición de salida se consideró una presión de 30 psi o 206,84 kPa extraída de la información suministrada por el fabricante. Además, la pared de la tubería y el cono interno se consideró como condición de borde de pared.

Tabla 3. Calculo del flujo másico (agua)

Prueba	Caudal	Densidad	Rata de Flujo de Masa	Prueba	Caudal	Densidad	Rata de Flujo de Masa
	[m ³ /s]	[kg/m ³]	[kg/s]		[m ³ /s]	[kg/m ³]	[kg/s]
1	0,0018927	999,97	1,8926	6	0,0009464	999,97	0,9463
2	0,0017034	999,97	1,7033	7	0,0007571	999,97	0,7570
3	0,0015142	999,97	1,5141	8	0,0005678	999,97	0,5677
4	0,0013249	999,97	1,3248	9	0,0003785	999,97	0,3785
5	0,0011356	999,97	1,1355	10	0,0001893	999,97	0,1892

Para el caso del estudio de flujo monofásico con el fluido aire, el procedimiento de cálculo es el mismo del caso con el fluido agua. Para el cálculo del flujo másico se utilizó una densidad a condiciones estándar (15°C) y se realizó el cálculo para cada punto de caudal suministrado en la hoja de datos del fabricante. Estos cálculos se presentan en la Tabla 4. Para la condición de salida se consideró de igual manera 30 psi o 206,84 kPa.

Tabla 4. Cálculo del flujo másico (aire)

Prueba	Caudal	Densidad	Rata de Flujo de Masa	Prueba	Caudal	Densidad	Rata de Flujo de Masa
	[m ³ /s]	[kg/m ³]	[kg/s]		[m ³ /s]	[kg/m ³]	[kg/s]
1	0,0943895	1,222868	0,1154	6	0,0471947	1,222868	0,0577
2	0,0849505	1,222868	0,1038	7	0,0377558	1,222868	0,0461
3	0,0755116	1,222868	0,0923	8	0,0283169	1,222868	0,0346
4	0,0660726	1,222868	0,0807	9	0,0188779	1,222868	0,0230
5	0,0566337	1,222868	0,0692	10	0,009439	1,222868	0,01154

Con respecto a la simulación multifásica, la condición de entrada varía ya que ahora tenemos cierta cantidad de aire y de agua en una mezcla. Para calcular este valor del flujo másico primero se calcula la fracción volumen- volumen de aire para cada punto de caudal de agua, tal como se muestra Tabla 5

Tabla 5. Calculo de la fracción volumen-volumen de aire

		Caudal del gas ([m ³ /s])					
		5	10	15	20	25	30
caudal de líquido ([m ³ /s])	3,785E-04	1,892E-05	3,785E-05	5,678E-05	7,570E-05	9,463E-05	1,135E-04
	5,678E-04	2,839E-05	5,678E-05	8,517E-05	1,135E-04	1,419E-04	1,703E-04
	7,570E-04	3,785E-05	7,570E-05	1,135E-04	1,514E-04	1,892E-04	2,271E-04
	9,4635E-04	4,731E-05	9,463E-05	1,419E-04	1,892E-04	2,365E-04	2,839E-04
	1,1356E-03	5,678E-05	1,135E-04	1,703E-04	2,271E-04	2,839E-04	3,406E-04
	1,3249E-03	6,624E-05	1,324E-04	1,987E-04	2,649E-04	3,312E-04	3,974E-04

Luego de determinar el valor de fracción volumétrica volumen- volumen de aire, se calculó el valor del flujo másico de aire para dicha fracción volumétrica. En la Tabla 6 se muestra el valor del flujo másico de aire para cada fracción volumétrica de aire y variando el caudal de líquido.

Tabla 6. Calculo flujo másico del aire

		Rata de Flujo de Masa					
		5	10	15	20	25	30
caudal de líquido ([m ³ /s])	3,7854E-04	2,32E-05	4,63E-05	6,94E-05	9,26E-05	1,16E-04	1,39E-04
	5,6781E-04	3,47E-05	6,94E-05	1,04E-04	1,39E-04	1,74E-04	2,08E-04
	7,5708E-04	4,63E-05	9,26E-05	1,39E-04	1,85E-04	2,32E-04	2,78E-04
	9,4635E-04	5,79E-05	1,16E-04	1,74E-04	2,32E-04	2,89E-04	3,47E-04
	1,1356E-03	6,94E-05	1,39E-04	2,08E-04	2,78E-04	3,47E-04	4,17E-04
	1,3249E-03	8,10E-05	1,62E-04	2,43E-04	3,24E-04	4,05E-04	4,86E-04

Posteriormente, se determinó el valor del flujo másico de la mezcla, que sería la suma del flujo másico del líquido (agua) mencionado en la Tabla 3 y el flujo másico del aire que se determinó en la Tabla 6. Con dichos cálculos se obtuvo la Tabla 7.

Tabla 7. Cálculo del flujo másico de la mezcla

		Caudal Líquido ([m ³ /s])	5	10	15	20	25	30
Rata de flujo de masa mezcla [kg/s]	3,7854E-04	0,3786	0,3786	0,3786	0,3786	0,3786	0,3786	0,3787
	5,6781E-04	0,5678	0,5679	0,5679	0,5679	0,5680	0,5680	0,5680
	7,5708E-04	0,7571	0,7571	0,7572	0,7572	0,7573	0,7573	0,7573
	9,4635E-04	0,9464	0,9464	0,9465	0,9466	0,9466	0,9467	0,9467
	1,1356E-03	1,1357	1,1357	1,1358	1,1359	1,1359	1,1360	1,1360
	1,3249E-03	1,3249	1,3250	1,3251	1,3252	1,3253	1,3253	1,3253

Para las demás condiciones de borde se consideraron las mencionadas anteriormente para los casos de la simulación de flujo monofásico.

3.3.5 Definición del modelo físico para estudio de CFD

Se deberá seleccionar el modelo físico que se requiere modelar, las propiedades del fluido y el conjunto de modelos matemáticos que permitan resolver las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos modelando así correctamente la naturaleza turbulenta o laminar del mismo.

Para el caso de la evaluación multifásica se aplicó el modelo homogéneo y el modelo no homogéneo de partículas. Para este último es necesario indicar un tamaño de burbuja que fue tomado del trabajo de Núñez, G. (2010) que equivale a 500 μm .

3.3.5.1 Modelo de turbulencia

El modelo de turbulencia seleccionado fue el modelo RANS, considerando tres modelos explicados en la sección del marco teórico, el $k - \varepsilon$, $k - \omega$ y SST . Luego se realizó una comparación entre estos modelos de turbulencia para poder seleccionar cuál de estos se acerca más a la data suministrada por el fabricante del medidor de flujo volumétrico.

3.3.6 Procedimiento de solución

Una vez finalizado el mallado e impuesto las condiciones de borde que intervienen en el estudio, es necesario introducir parámetros para su correcta solución de las ecuaciones que gobiernan la física del problema. Para el caso en estudio se consideraron los siguientes parámetros de control.

Tabla 8. Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo monofásico)

Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo monofásico)
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Simulación en estado estacionario ✓ Temperatura constante 80 °F ✓ Modelo de turbulencia empleados para conseguir resultados definitivos: $k - \varepsilon$, $k - \omega$ y SST. ✓ Esquema de advección de Alta Resolución y Turbulencia numérica de alta resolución ✓ Alta precisión ✓ Número máximo de iteraciones: 150 ✓ Número mínimo de iteraciones 50 ✓ Criterios de para por residuales $RSM \leq 10^{-4}$ y desbalance de masa $\leq 1\%$

Tabla 9. Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo multifásico)

Parámetros de control para alcanzar la solución (simulación flujo multifásico)
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Simulación en estado estacionario ✓ Temperatura constante 80 °F ✓ Modelo de turbulencia empleados para conseguir resultados definitivos $k-\varepsilon$. ✓ Esquema de advección de Factor de mezcla: 0,75 y Turbulencia numérica de alta resolución ✓ Alta precisión ✓ Número máximo de iteraciones: 500 ✓ Número mínimo de iteraciones 300 ✓ Criterios de para por residuales $RSM \leq 10^{-4}$ y desbalance de masa $\leq 1\%$

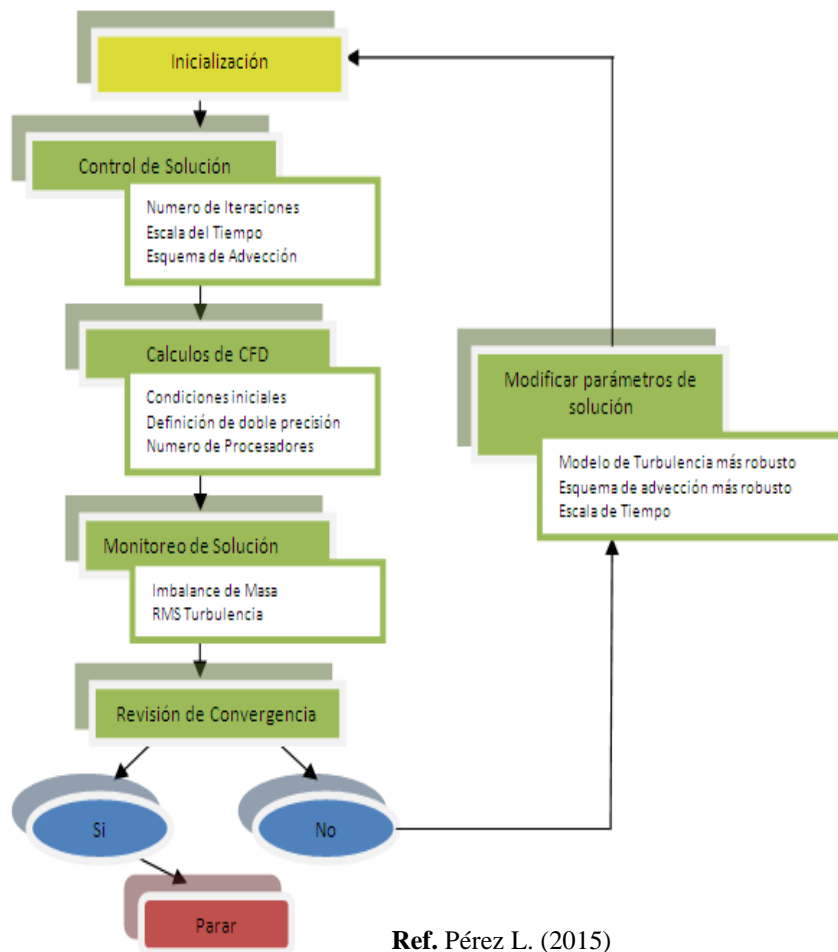


Figura 26. Esquema de inicialización control y solución empleada en la simulación

3.3.7 Determinar campo de presiones y velocidades

Posteriormente de haber realizado las diferentes simulaciones para los casos de flujo monofásico y flujo multifásico, se procedió a determinar los campos de presiones y velocidades que se obtienen del módulo post de CFX.

3.4 Validación de resultados

Luego de haber realizado las simulaciones necesarias para este trabajo y obtener los resultados, en esta sección de la investigación se procedió a validar estos resultados

obtenidos con el fin de verificar y ajustar los parámetros utilizados para las diferentes simulaciones. En el siguiente punto se explica más de manera más detallada.

3.4.1 Comparación resultados numéricos con la data teórica

Esta sección fue realizada con los datos teóricos proporcionados por el fabricante (McCrometer), con el fin de validar los resultados obtenidos del modelo computacional.

3.5 Elaboración de conclusiones y recomendaciones

Luego de haber realizado las diferentes simulaciones necesarias para este trabajo y posteriormente del análisis de resultados, se procedió a realizar las conclusiones y recomendaciones respectivas, con la finalidad de contribuir con futuras investigaciones dentro de la línea de investigación en el área.

CAPITULO IV

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se especifican los resultados obtenidos durante este Trabajo Especial de Grado. En primer lugar, se presentan los resultados del proceso de verificación del mallado, luego la comparación de los resultados numéricos tanto para agua y aire con la data experimental y posteriormente se muestra los resultados numéricos del caso de flujo multifásico.

4.1 Resultados del procedimiento de verificación del mallado

A continuación se presentarán los resultados obtenidos con la verificación y validación del mallado por el método de independencia de malla.

4.1.1 Resultados de la verificación por el método de independencia de malla

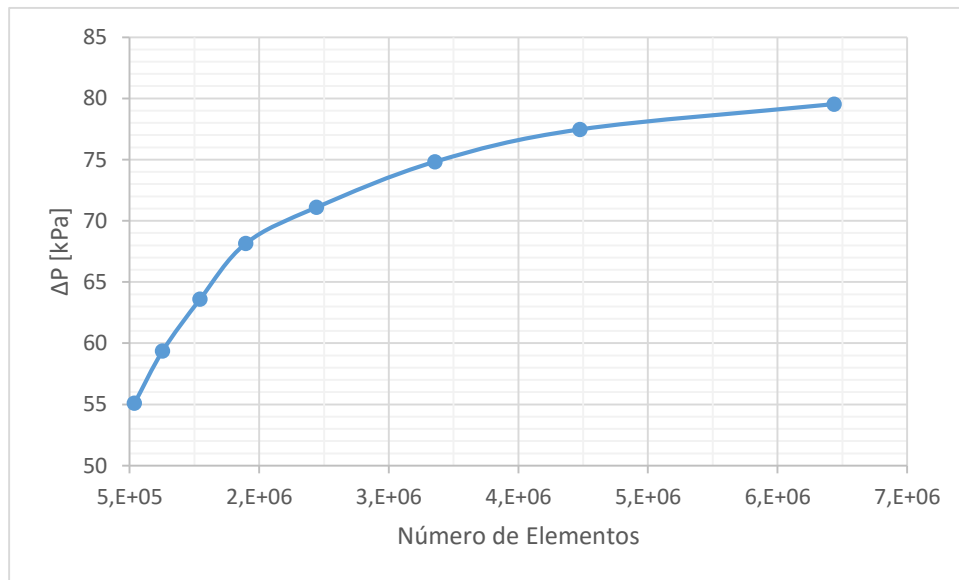


Figura 27. Estudio de independencia de malla

Tabla 10. Estudio de validación del mallado

Nombre Malla	Número Elementos malla	ΔP Fabricante [kPa]	ΔP Numérico [kPa]	Error con valor del fabricante
M1	536.358	77,7729	55,0891	-29,17%
M2	753.417	77,7729	59,3639	-23,67%
M3	1.043.129	77,7729	63,6041	-18,22%
M4	1.395.806	77,7729	68,1478	-12,38%
M5	1.942.322	77,7729	71,0987	-8,58%
M6	2.855.030	77,7729	74,8219	-3,79%
M7	3.974.227	77,7729	77,4626	-0,40%
M8	5.936.531	77,7729	79,5310	2,26%

Como se observa en la Figura 27 y Tabla 10 a partir de los 2.000.000 elementos, el error se comienza a estabilizar con respecto al valor experimental que fue suministrado por el fabricante como se indicó anteriormente. Siendo la malla número 7 la escogida, para una cantidad de 3.974.227 elementos que se obtiene un error del 0,40%.

4.1.2 Resultados de Y+

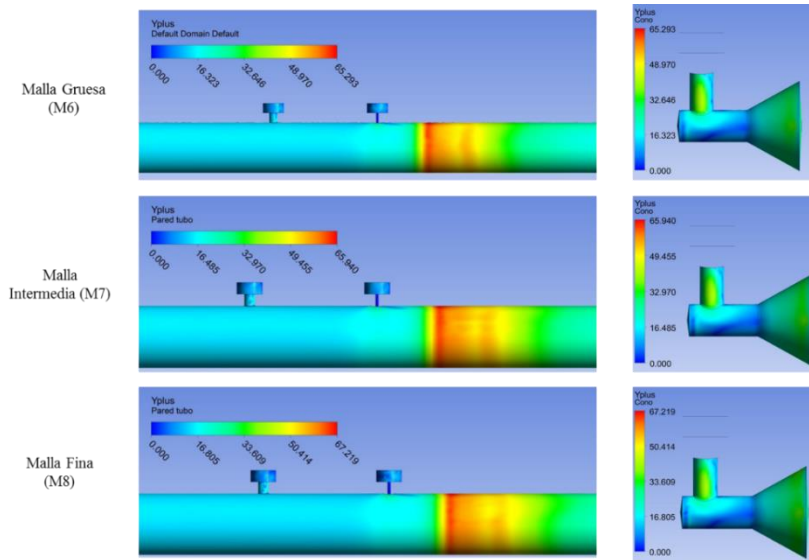


Figura 28. Verificación del Y+

En la Figura 28 se puede apreciar el valor se encuentra por debajo del máximo recomendado para el modelo de tratamiento de pared utilizado (Funciones de pared $y^+ < 200$).

4.1.3 Resultados del índice de convergencia de malla

A continuación en la tabla siguiente se muestra los resultados de los valores correspondientes al índice de convergencia de malla para 3 de las mejores mallas descritas en la sección 3.3.2

Tabla 11. Índice de convergencia de malla

Malla	Número de elementos	GCI
M6	2.855.030	0,092
M7	3.974.227	0,056
M8	5.936.531	

Como se puede observar en la Tabla 11, mediante el procedimiento del método GCI, se determinó el error que está asociado con la discretización del dominio, eliminando el grado de incertidumbre que pueda estar relacionada al seleccionar la malla más gruesa luego de ser seleccionada por el método de independencia de malla, donde se muestra que por haber seleccionado una malla más gruesa llamada M7 con respecto a la más refinada M8 se obtiene un error asociado de 0.056%.

4.2 Validación de resultados

A continuación se va a presentar los resultados numéricos obtenidos para las diferentes simulaciones y diferentes comparaciones con la data suministrada por el fabricante del equipo para los casos de flujo monofásico, agua y aire.

4.2.1 Validación de los resultados numéricos con la data teórica

Para el caso de flujo monofásico fluido agua, se presentan los siguientes resultados

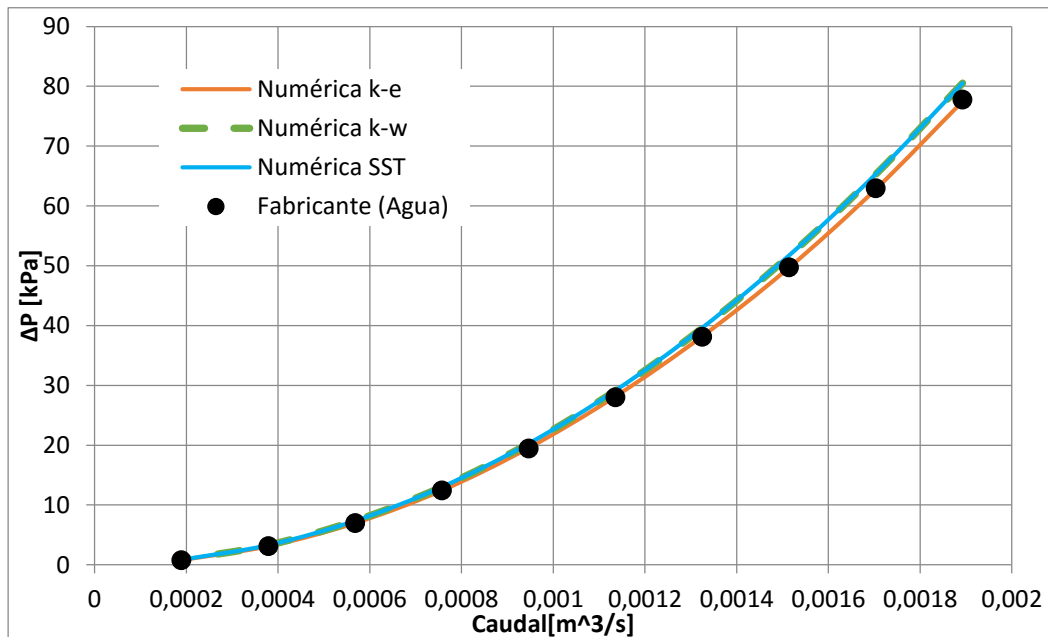


Figura 29. Resultados simulación flujo monofásico (agua)

En la Figura 29 se reflejan los valores obtenidos de diferencia de presión para cada valor de caudal inyectado en la entrada del equipo, con la evaluación numérica de flujo monofásico para el caso con fluido agua. En esta gráfica, se presentan los resultados de estos valores de caída de presión para diferentes modelos de turbulencia aplicados. Con esto, se puede observar que el modelo de turbulencia en el que los resultados dieron más cercanos a esta data experimental, fue el modelo $k - \varepsilon$ con un error promedio por debajo de 1%.

A continuación se presentarán una serie de gráficas extraídas del módulo *post* de software CFX de ANSYS.

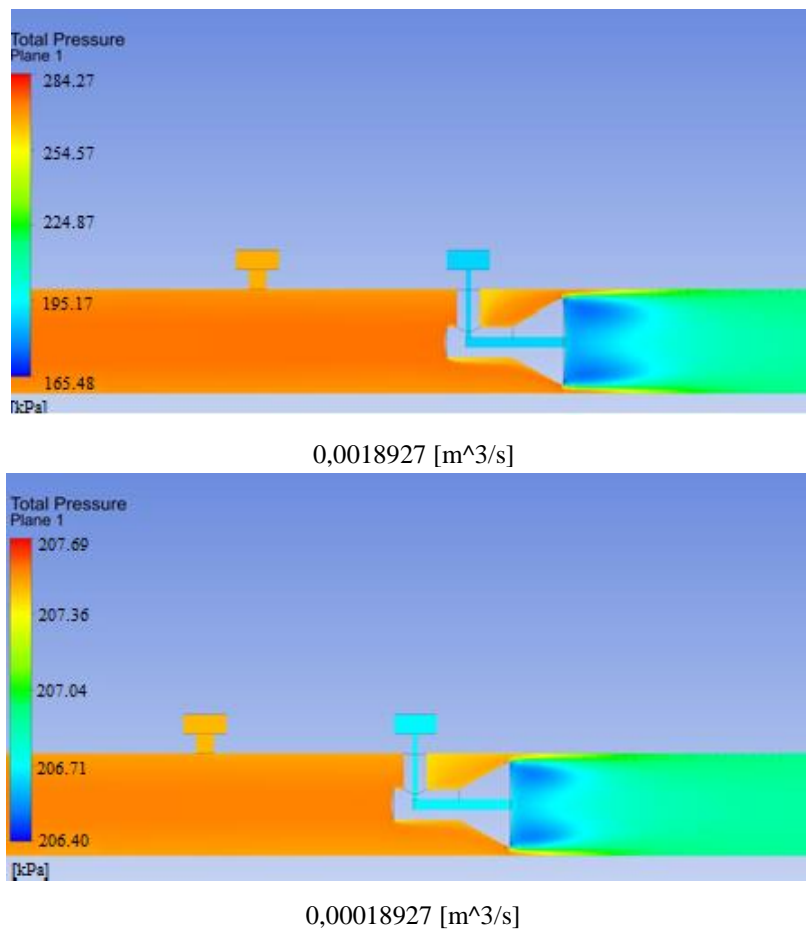


Figura 30. Comportamiento de la presión total para diferentes caudales (agua)

En la Figura 30 se muestra el plano de contorno longitudinal de la presión total dentro del equipo para 2 puntos de ejemplo de caudal, que van de 0,00018927 [m³/s] a 0,0018927 [m³/s]. Se puede observar que cuando el caudal que se inyecta en la entrada del dominio es mayor, la presión interna también es mayor en un 37% aproximadamente. Luego, al pasar el cono interno, dicha presión disminuye de manera repentina, zona en donde el valor de la presión es menor en todo el dominio, posteriormente se estabiliza hasta permanecer constante hasta el final del dominio. Se observa que para el caso de 0,0018927 [m³/s] la presión mayor es de aproximadamente 284,27 kPa.

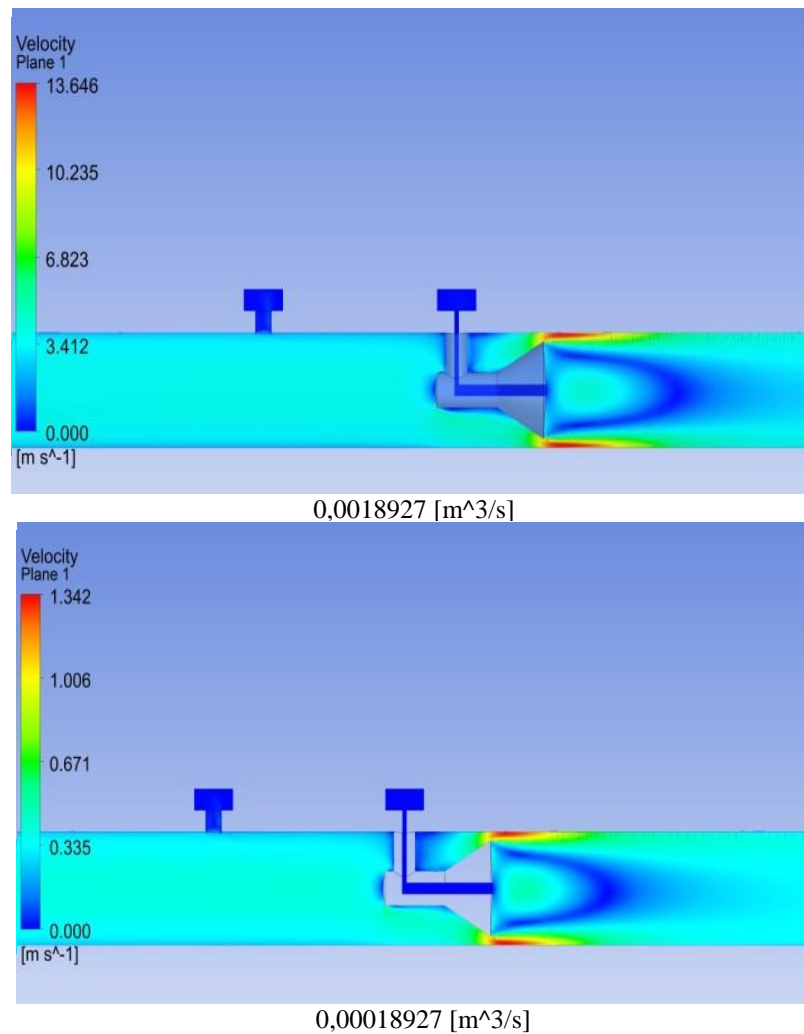


Figura 31. Comportamiento de la velocidad para diferentes caudales (Agua)

Ahora en la Figura 31 se presenta como se comporta la magnitud de la velocidad dentro del equipo en un plano de contorno longitudinal. Esta magnitud de velocidad, incrementa a medida que aumenta el caudal que se inyecta en la entrada del mismo, justo después del cono en la sección de la capa límite, zona cercana a la pared, es donde el flujo alcanza la mayor velocidad dentro del medidor de flujo volumétrico, alcanzando valores de 13 m/s para un caudal de líquido de 0,0018927 [m³/s]. Luego de pasar dicha sección, la velocidad disminuye y permanece constante hasta el final del dominio.

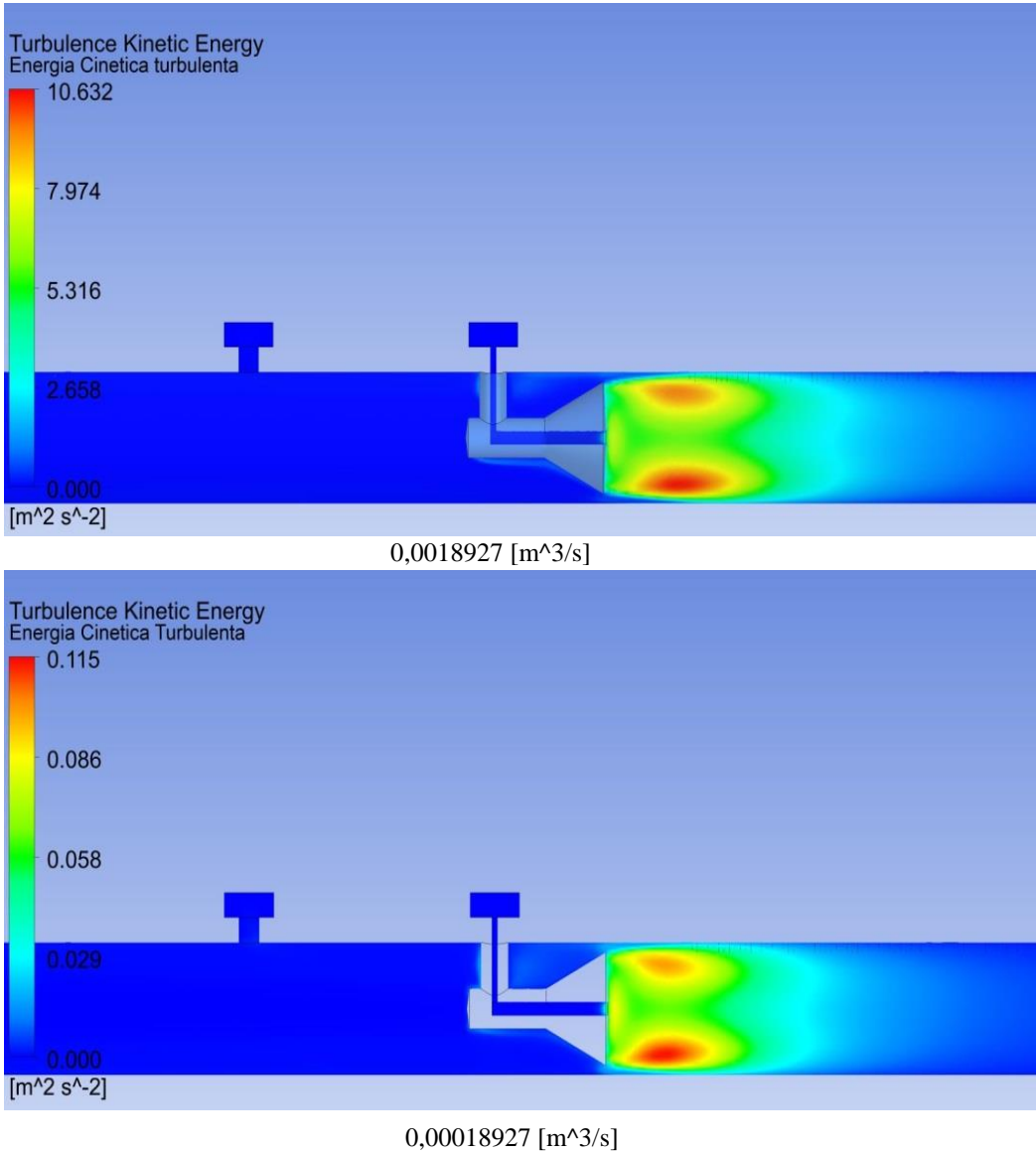


Figura 32. Energía Cinética Turbulenta (Agua)

En la Figura 32 se muestra la presencia de la turbulencia generada a consecuencia al cono que se encuentra en el equipo (zonas de color rojo). Esta energía cinética turbulenta aumenta a medida que incrementa el caudal que entra al equipo. Estas zonas de alta turbulencia, se encuentran después del cono con un valor máximo de $10 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para un flujo volumétrico de $0,0018927 \text{ [m}^3/\text{s]}$.

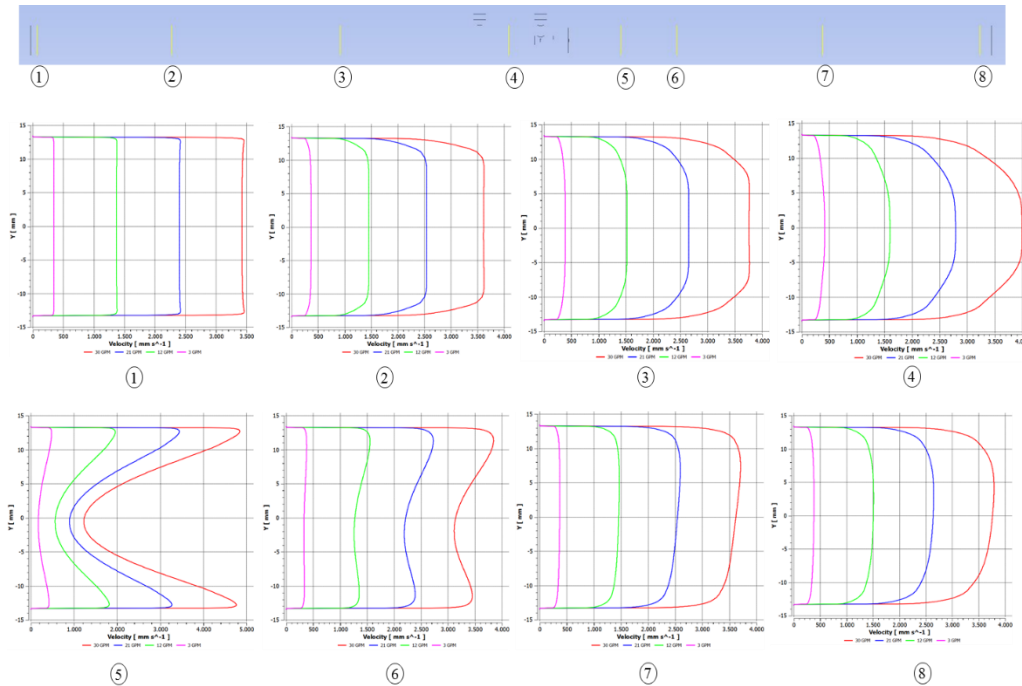


Figura 33. Perfiles de velocidad en el medidor de flujo volumétrico para los casos de $0,00018927 \text{ [m}^3/\text{s]}$, $0,00075708 \text{ [m}^3/\text{s]}$, $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y $0,0018927 \text{ [m}^3/\text{s]}$ (Agua) (De izquierda a derecha)

En la Figura 33 se representa una serie de graficas del comportamiento del perfil de velocidad en diferentes puntos a lo largo del dominio. Se puede observar, que desde la gráfica 1 hasta la gráfica 4, como el perfil de velocidad del flujo se va desarrollando a medida que va recorriendo el dominio y se puede apreciar entre el punto 3 y punto 4 como el flujo se encuentra totalmente desarrollado. Luego de pasar el cono, específicamente en la gráfica 5 dicho perfil de velocidad se altera completamente y la velocidad en el centro del dominio en este punto es mucho menor que en las zonas cercanas a la pared del tubo, esto se debe a la recirculación que ocurre después del cono

y se genera turbulencia. Luego de pasar el cono a partir de la curva 6 hasta la curva 8 se va detallando como el flujo poco a poco se va desarrollando nuevamente.

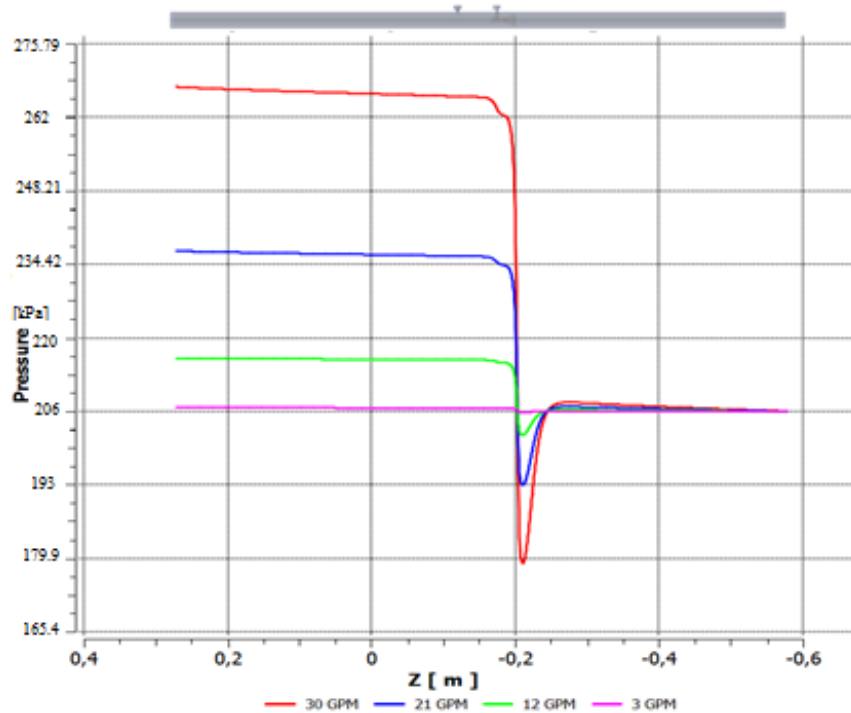


Figura 34. Perfil de presiones en el medidor de flujo volumétrico (Agua)

En la Figura 34 se muestra el comportamiento de la presión relativa a lo largo de todo el dominio. Se puede observar como la presión permanece aproximadamente constante desde el inicio del dominio hasta llegar antes del cono. Más adelante, al pasar el cono interno que se encuentra en el caudalímetro, esta presión decae de una manera repentina y luego de pasar esta zona, la presión aumenta hasta que esta se estabiliza y permanece casi constante, con un valor de 206 kPa aproximadamente hasta el final del dominio. Se puede apreciar, como se comentó anteriormente, que la caída de presión aumenta a medida que incrementa el flujo volumétrico que entra en el medidor, como se observa en la curva de 0,0018927 [m³/s] (curva de color rojo), en donde la caída de presión es mucho mayor a las demás curvas que se representan en esta gráfica.

Para el caso de flujo monofásico fluido aire, se presentan los siguientes resultados.

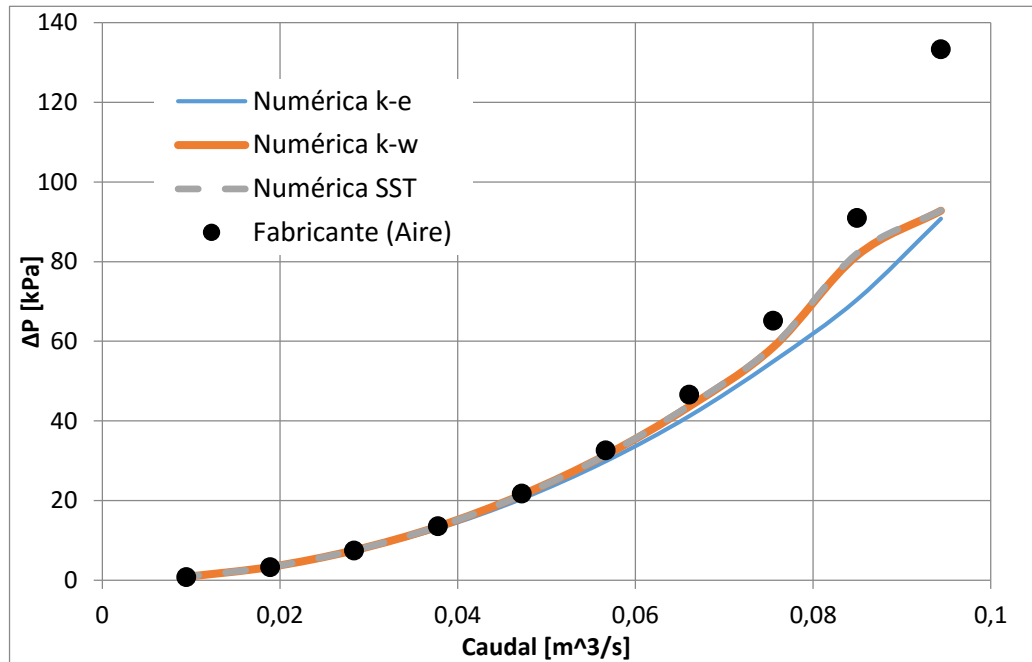


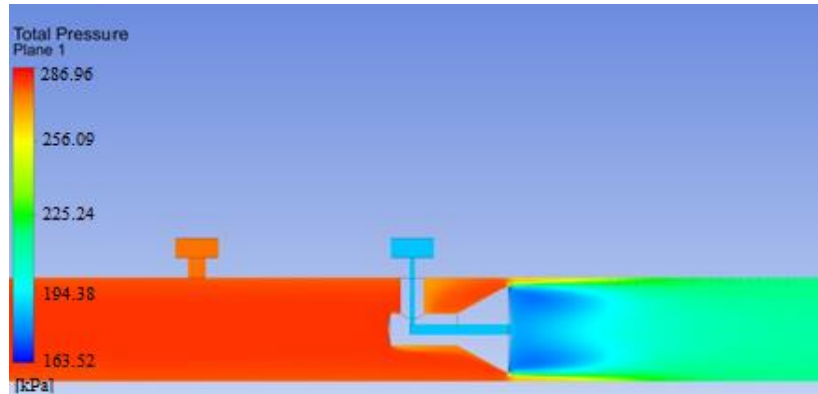
Figura 35. Resultados evaluación monofásica (aire)

En la Figura 35 se muestran los resultados obtenidos de la diferencia de presión para el caso con fluido aire. En esta gráfica se observa la comparación de resultados para diferentes modelos de turbulencia aplicados para la resolución de la evaluación numérica. Además, se puede detallar que a medida que el caudal aumenta, el error del valor numérico con el valor experimental va incrementando tanto que para los valores altos de flujo volumétrico se tiene un error aproximadamente de un 30%.

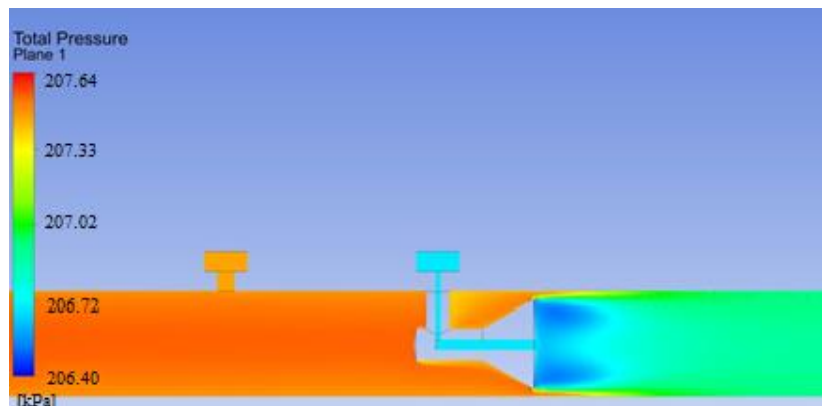
Para estos valores de alto caudal se calculó el valor del número de mach y se obtuvo un valor de 0,8; por contrario para bajo caudal se obtuvo un valor de 0,2. Para este valor menor de número de mach se permite asegurar que la suposición de flujo incompresible es válida pero para el valor mayor esto no es posible y hay que considerar la compresibilidad del gas.

El modelo de turbulencia que representa mejor el comportamiento de la curva de la data suministrada por el fabricante es el modelo $k - \varepsilon$ a diferencia de los otros

dos modelos que en la zona de alto flujo volumétrico la curva empieza a divergir. Se puede señalar que el caudalímetro a un caudal alto no tiene un buen funcionamiento y por eso se explica el alto error obtenido con la medición en estos puntos.



0,09438949 [m³/s]



0,00943895 [m³/s]

Figura 36. Comportamiento de la presión total para diferentes caudales (aire)

En la Figura 36 se muestra un comportamiento similar con el caso del agua como fluido de estudio, donde a medida que se aumenta el flujo volumétrico de aire en la alimentación del equipo, la presión total aumenta alcanzando una presión alta aproximadamente a 286,96 kPa para la condición de 0,09438949 [m³/s]. Además, se observa que la presión disminuye justo después del cono, luego se estabiliza y permanece constante hasta el final del dominio. Por ende, podemos observar que a mayor flujo volumétrico la caída de presión es mayor.

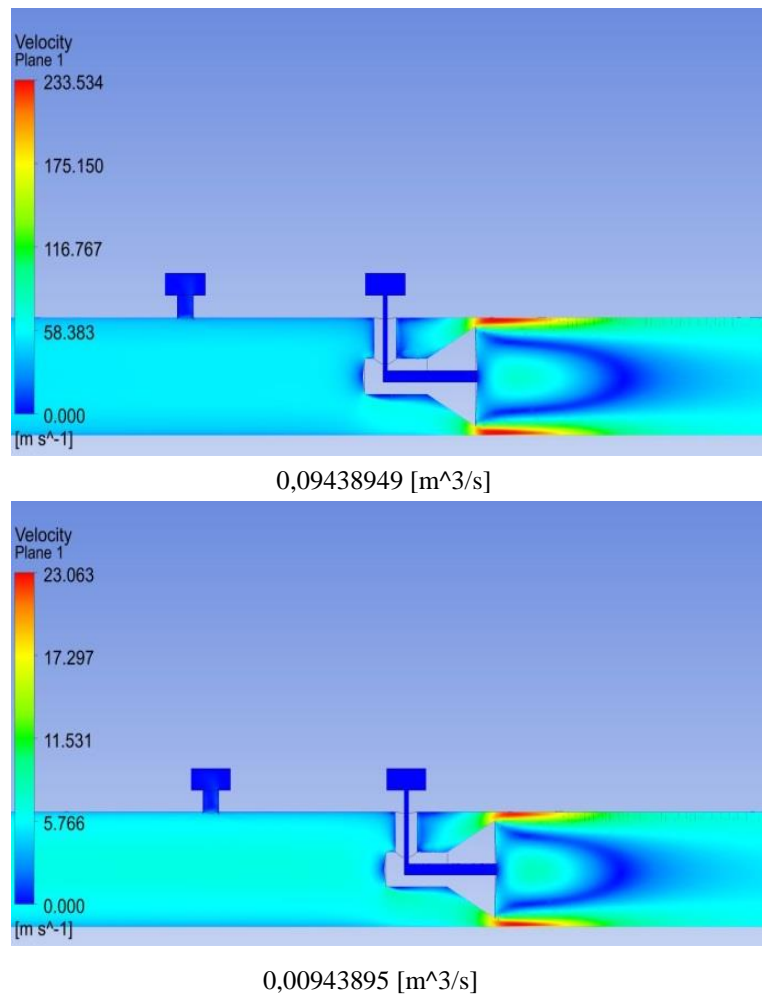
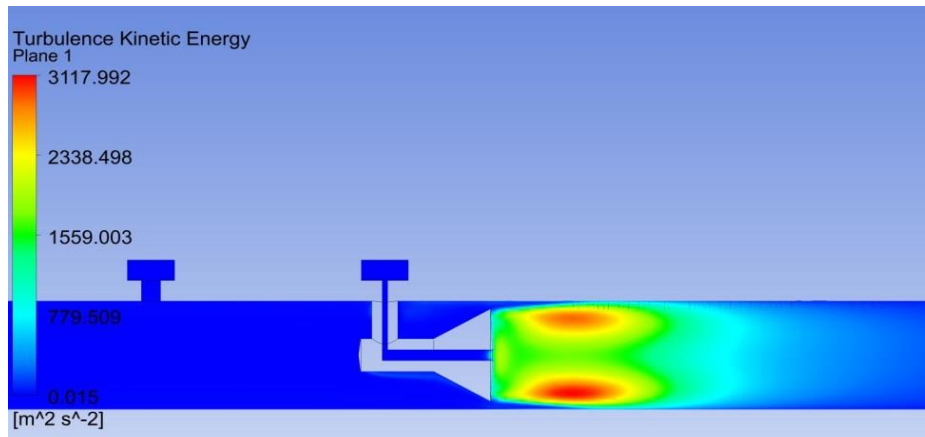
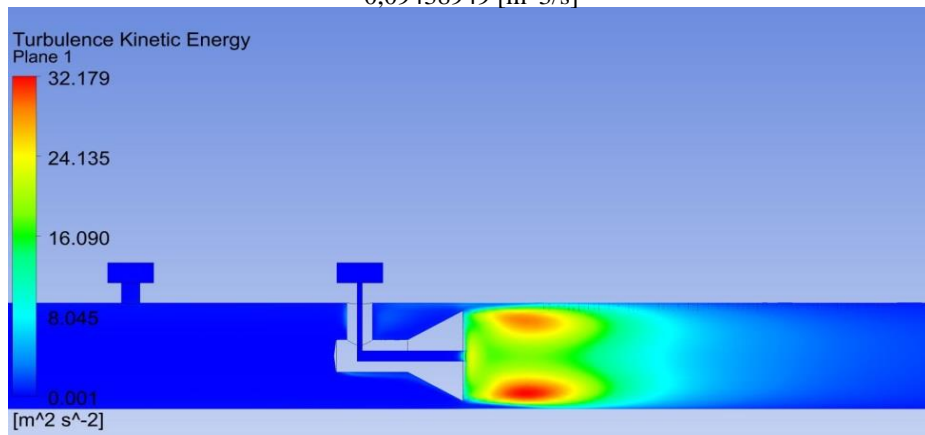


Figura 37. Comportamiento de la velocidad a diferentes caudales (Aire)

En la Figura 37 se muestra el comportamiento de la velocidad para el fluido aire, se puede detallar, que el comportamiento de dicha velocidad, es similar con el resultado obtenido con el fluido agua, donde se muestra que a mayor flujo volumétrico inyectado en la entrada del dominio, la velocidad del fluido dentro del equipo es mucho mayor. Se observa altas velocidades para la condición más extrema de flujo volumétrico de 0,09438949 [m³/s] con un valor por encima de los 233 **m/s**. Por otro lado, se observa cómo la velocidad disminuye hasta un valor de 23 **m/s** para la condición menos extrema de 0,00943895 [m³/s]



0,09438949 [m³/s]



0,00943895 [m³/s]

Figura 38. Energía Cinética Turbulenta (Aire)

Debido a estas zonas de recirculación mencionadas anteriormente, se generan unas zonas de turbulencia que se observan de manera detallada en la Figura 38, en donde se muestra que a mayor caudal se posee valores de turbulencia extremadamente altos de $3117 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para un flujo volumétrico de $0,09438949 \text{ [m}^3/\text{s]}$

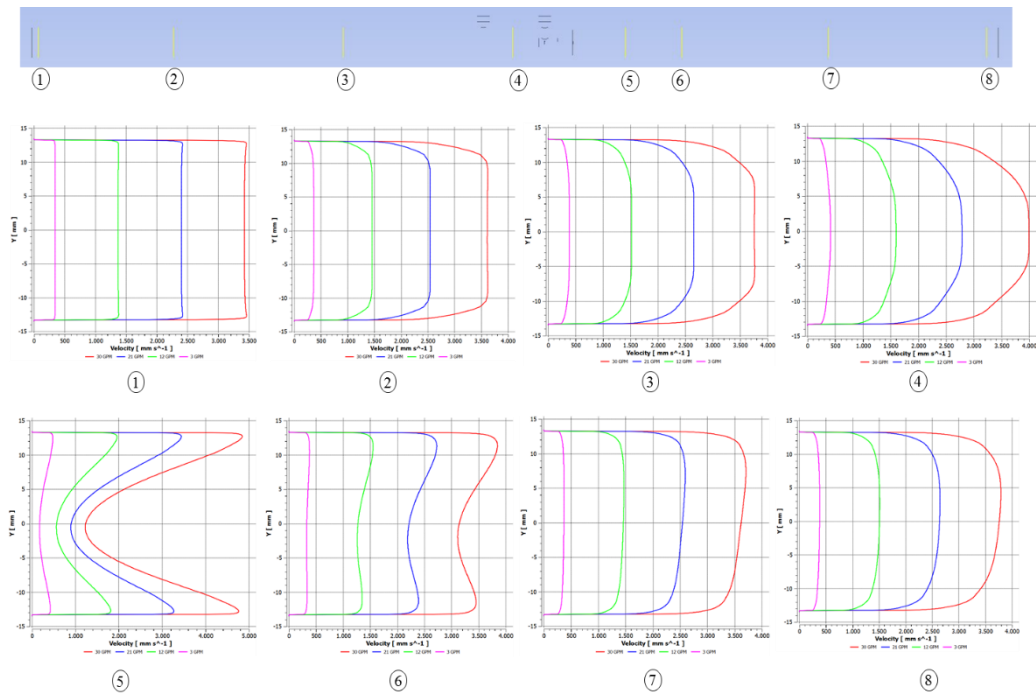


Figura 39. Perfiles de velocidad en el medidor de flujo volumétrico para los casos 0,00943895 [m³/s], 0,0377558 [m³/s], 0,06607264 [m³/s] y 0,09438949 [m³/s] (Aire) (De izquierda a derecha)

De la misma manera con el caso del fluido agua, en la Figura 39 se presenta el comportamiento del perfil de velocidad para diferentes puntos a lo largo del dominio. Al inicio del dominio, con la gráfica 1 hasta la gráfica 4 que se ubica justo antes del cono entre las tomas de presión, se puede observar cómo el perfil de velocidad se va desarrollando a medida que recorre todos estos puntos. Luego, al pasar el cono, se aprecia cómo este perfil de velocidad es alterado por dicho cono y se muestra que en el centro del dominio o del fluido hay presencia de valores de velocidad menores que a los extremos o zonas cercanas a la pared del tubo por la turbulencia generada. Posteriormente, se representa como el perfil de velocidad se va desarrollando poco a poco a medida que recorre el tramo después del cono desde la gráfica 6 hasta la gráfica 8.

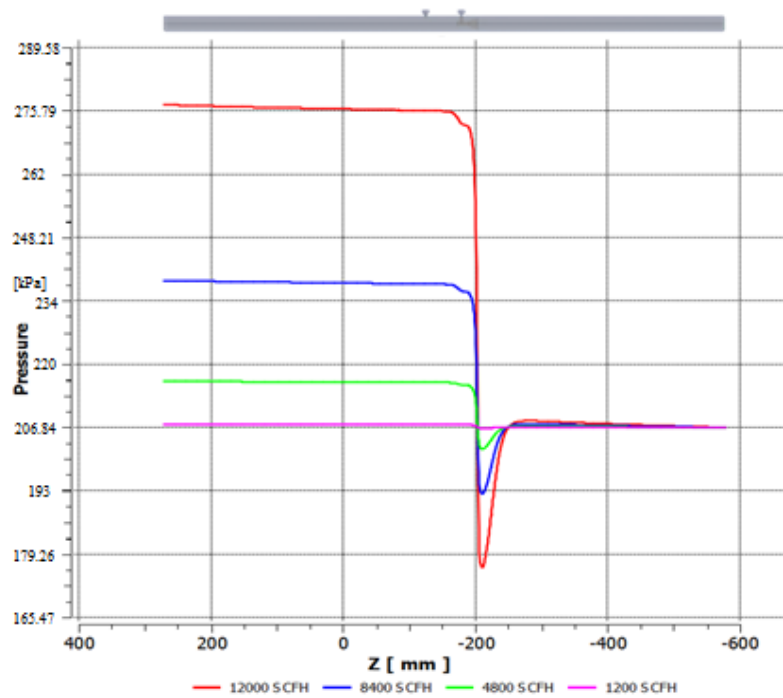


Figura 40. Perfil de presiones en el medidor de flujo volumétrico (Aire)

En la Figura 40 se muestra de manera detallada lo que se explicaba en la Figura 36, el comportamiento de la presión a lo largo de todo el dominio. Se puede observar que al pasar el cono del caudalímetro como la presión decae y luego se estabiliza y además se muestra de mejor manera como a medida que el flujo volumétrico aumenta la caída de presión también aumenta, por ejemplo para un flujo volumétrico de $0,09438949 \text{ [m}^3/\text{s]}$ (curva de color rojo) tiene una caída de presión mayor a las demás curvas que representan otros caudales y además se detalla que a un flujo volumétrico mucho menor la caída de presión es mínima como es el caso del flujo volumétrico de $0,00943895 \text{ [m}^3/\text{s]}$ (curva de color rosado).

Para el caso de flujo multifásico fluido aire-agua, se presentan los siguientes resultados

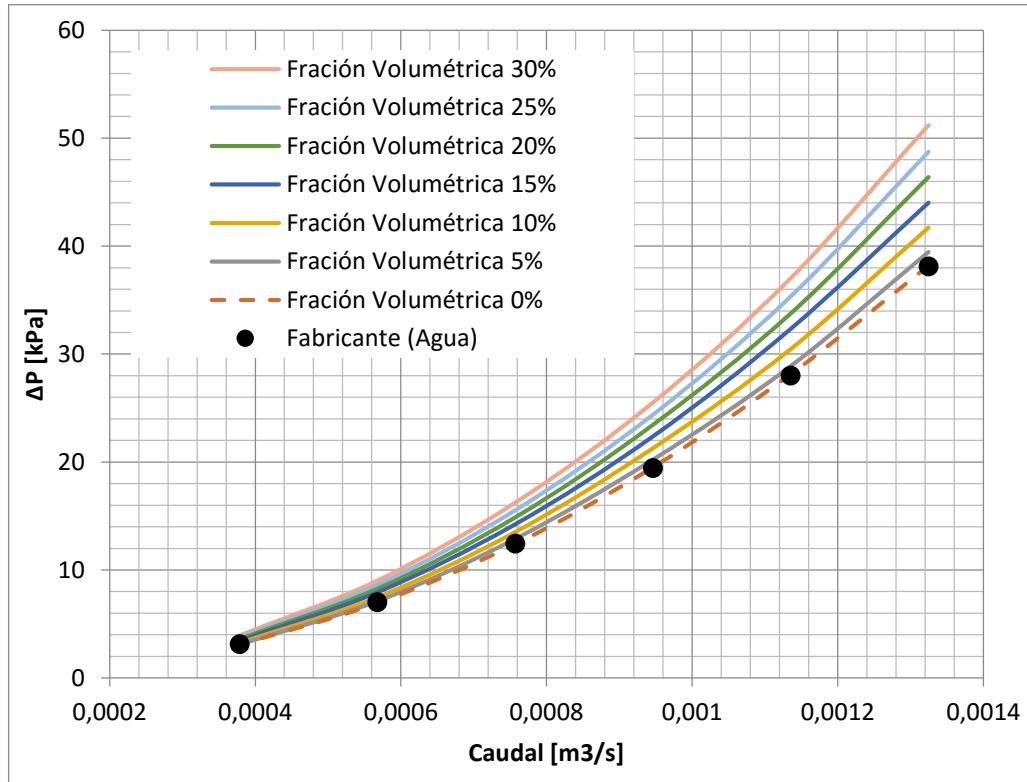


Figura 41. Resultados de evaluación numérica para el flujo multifásico para el modelo homogéneo.

En la Figura 41 y Figura 42 se representa de manera gráfica los resultados obtenidos para el evaluación del flujo multifásico (aire y agua). En la Figura 41 son los resultados para el modelo multifásico homogéneo y en la Figura 42 se tiene los resultados para el modelo no homogéneo de partículas. Se puede observar que para el modelo de partículas los errores son menores en comparación con el modelo homogéneo porque el modelo de partículas representa mejor la física del problema en estudio y es un caso más real que el modelo homogéneo que considera ambas fases como continuas y que se trasladan a la misma velocidad.

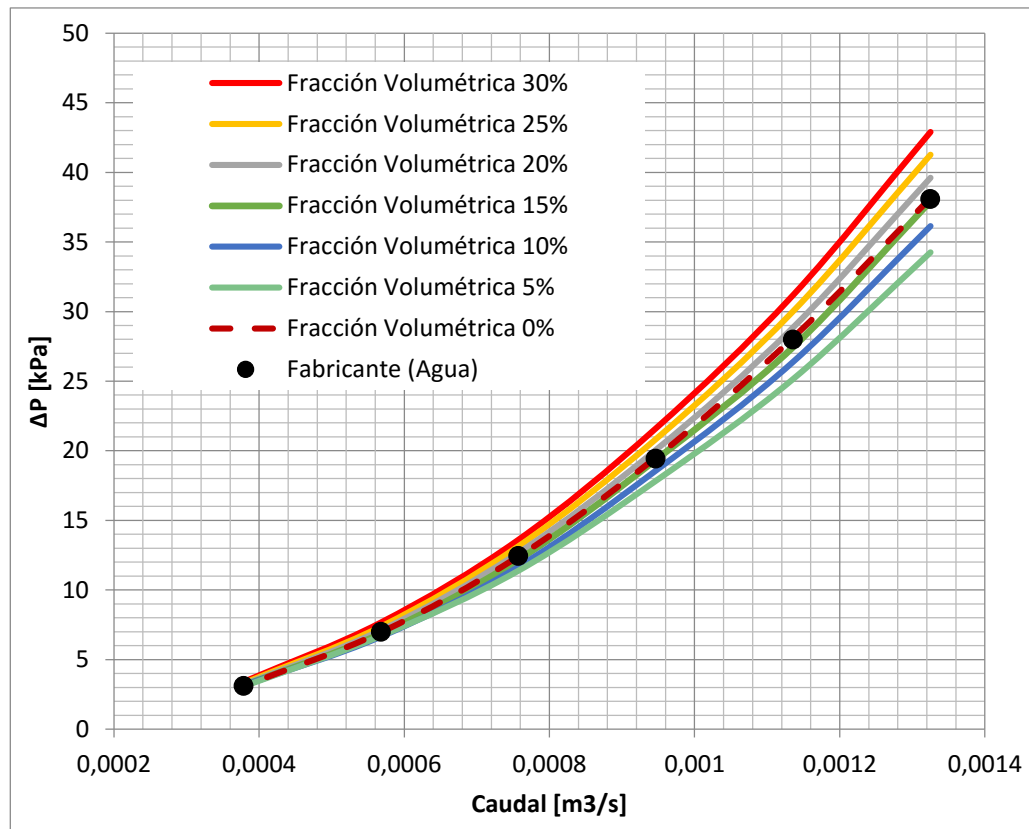


Figura 42. Resultados de evaluación numérica para el flujo multifásico para el modelo no homogéneo de partículas.

Además, en la Figura 42 se observa una curva por cada fracción de aire en la mezcla estudiada, en esta evaluación de flujo multifásico y comparando estos resultados con los resultados obtenidos para 100% líquido (agua) y además con el experimental suministrado por el fabricante del equipo. Se observa, que para fracciones volumétricas de 5%, 10% y 15% las curvas de los resultados obtenidos están por debajo tanto del resultado obtenido para 100% líquido como para la data del fabricante. Por otro lado, cuando la fracción volumétrica de aire es de 20%, 25% y 30% las curvas de los resultados están por encima de la curva de 100% líquido y la curva del fabricante. Esto se debe a que el simulador considera las burbujas de aire como esferas no deformables y no considera la coalescencia, por esto puede que la viscosidad aumenta y la caída de presión por ser proporcional a la viscosidad también aumenta.

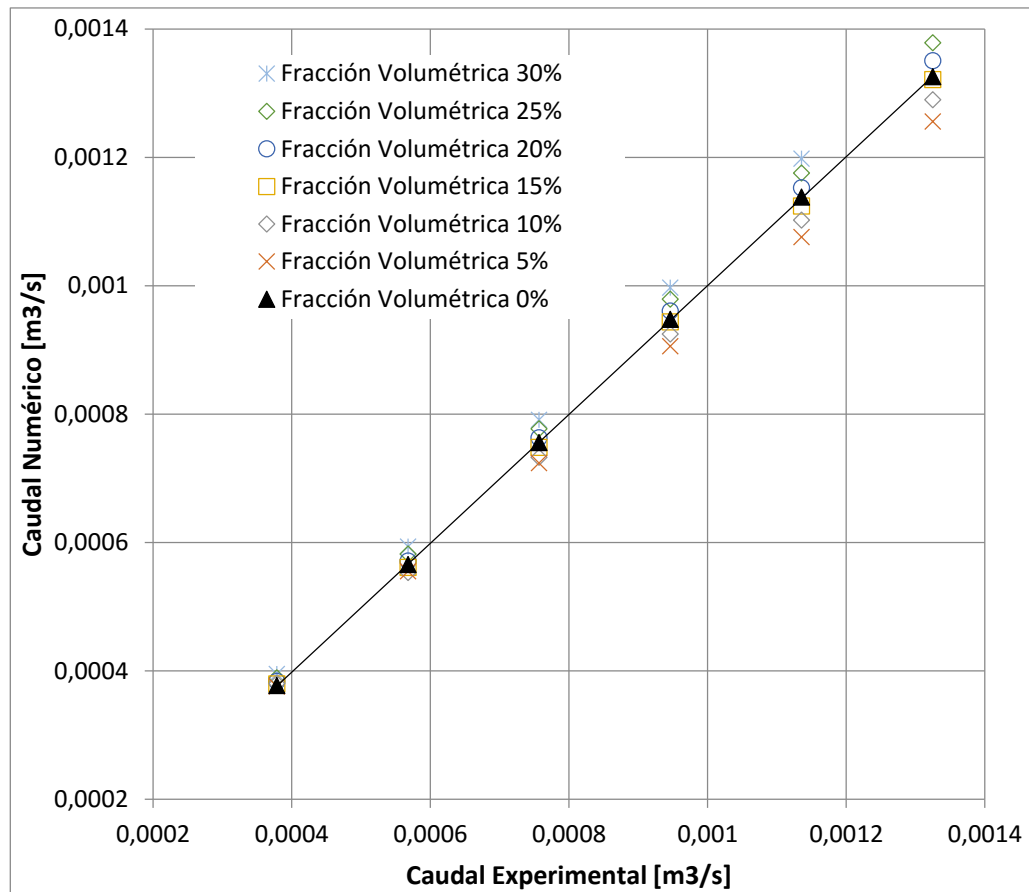


Figura 43. Error de resultados de evolución de flujo multifásico para el modelo no homogéneo de partículas.

En la Figura 43 se representa el error de los valores de caudal obtenido de la simulación numérica con los valores de caudal del fabricante del equipo. Se puede observar como a poco caudal el error es menor, pero a los caudales más altos el error aumenta, la dispersión de los caudales numéricos obtenidos es mayor con respecto a los valores experimentales. En estos valores de caudal alto, se puede detallar que para una fracción volumétrica de 15% y 20% los valores obtenidos de caudal de manera numérica son los que más se aproximan a la línea de tendencia graficada que representa el caso de 100% líquido.

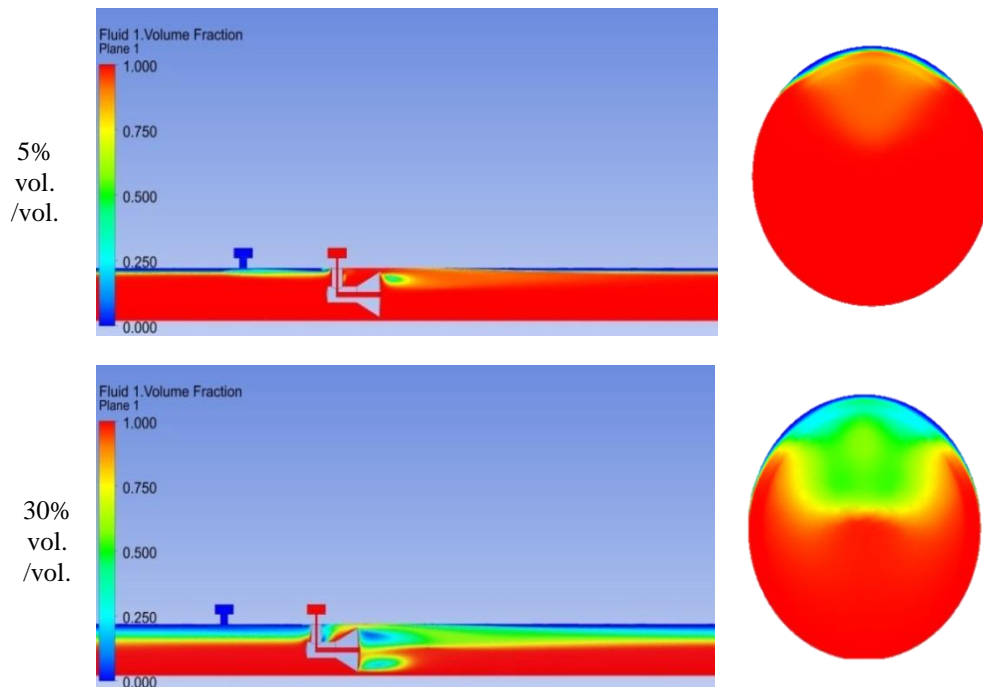


Figura 44. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de $0,00037854 \text{ [m}^3\text{/s]}$ y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire

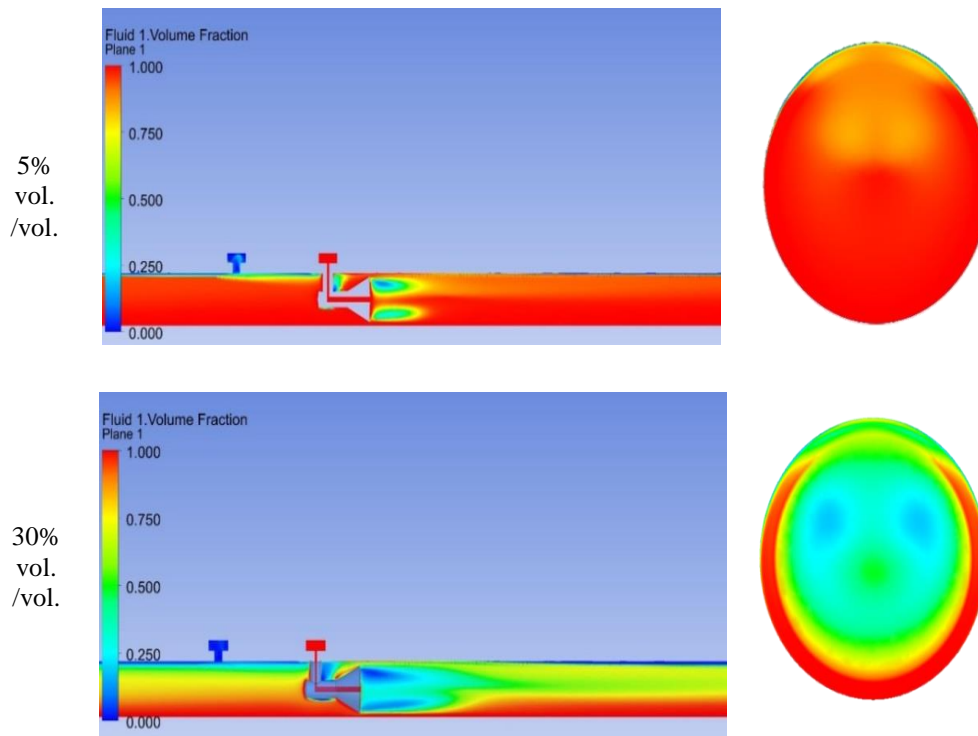


Figura 45. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de $0,00094635 \text{ [m}^3\text{/s]}$ y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire

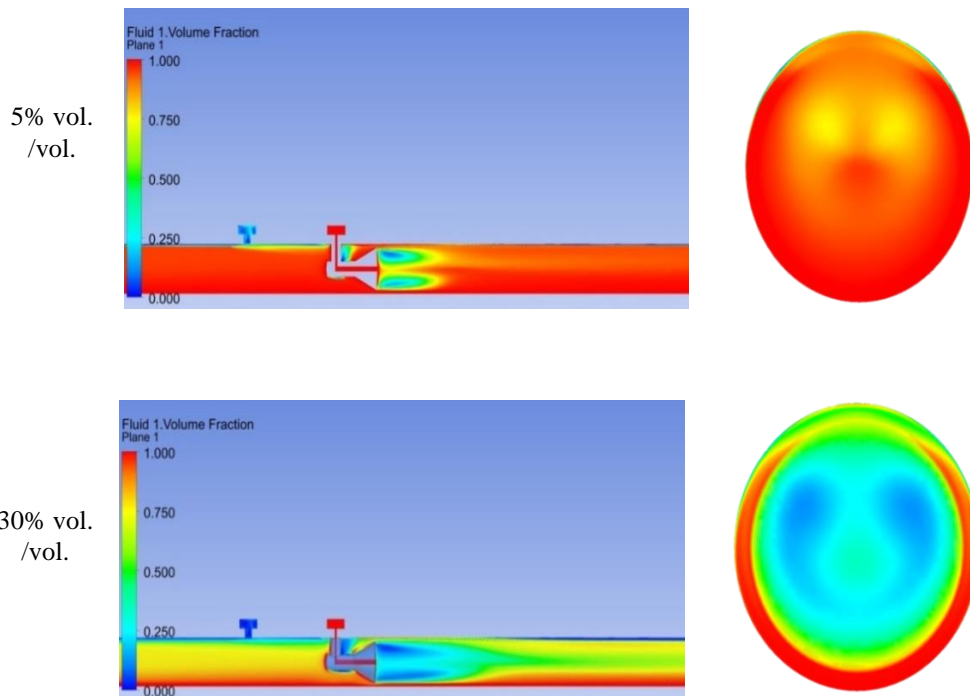


Figura 46. Plano de contornos de fracción volumétrica de agua considerando un flujo volumétrico de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire

En la Figura 44, la Figura 45 y Figura 46 se representa la fracción volumétrica del flujo multifásico para un plano longitudinal (izquierda) y un plano transversal (derecha) en estudio para 3 caudales. Se puede apreciar que, cuando la fracción volumétrica equivale a 1 (zonas de color rojo) hay 100% líquido dentro del equipo, y cuando la fracción volumétrica equivale a 0 (zonas de color azul) significa que hay 0% líquido, es decir, 100% aire. Para valores entre 0 y 1 de fracción volumétrica, representa que es una mezcla.

Además, se puede observar que el área correspondiente que representa la mezcla de aire y agua, se incrementa a medida que aumenta la relación gas-líquido en la alimentación del equipo. Adicionalmente, dicha zona que representa la mezcla, incrementa cuando el flujo volumétrico aumenta, por ejemplo, para el caso de 30% aire para un flujo volumétrico de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ se observa una mayor presencia de mezcla que para el caso de $0,00037854 \text{ [m}^3/\text{s]}$.

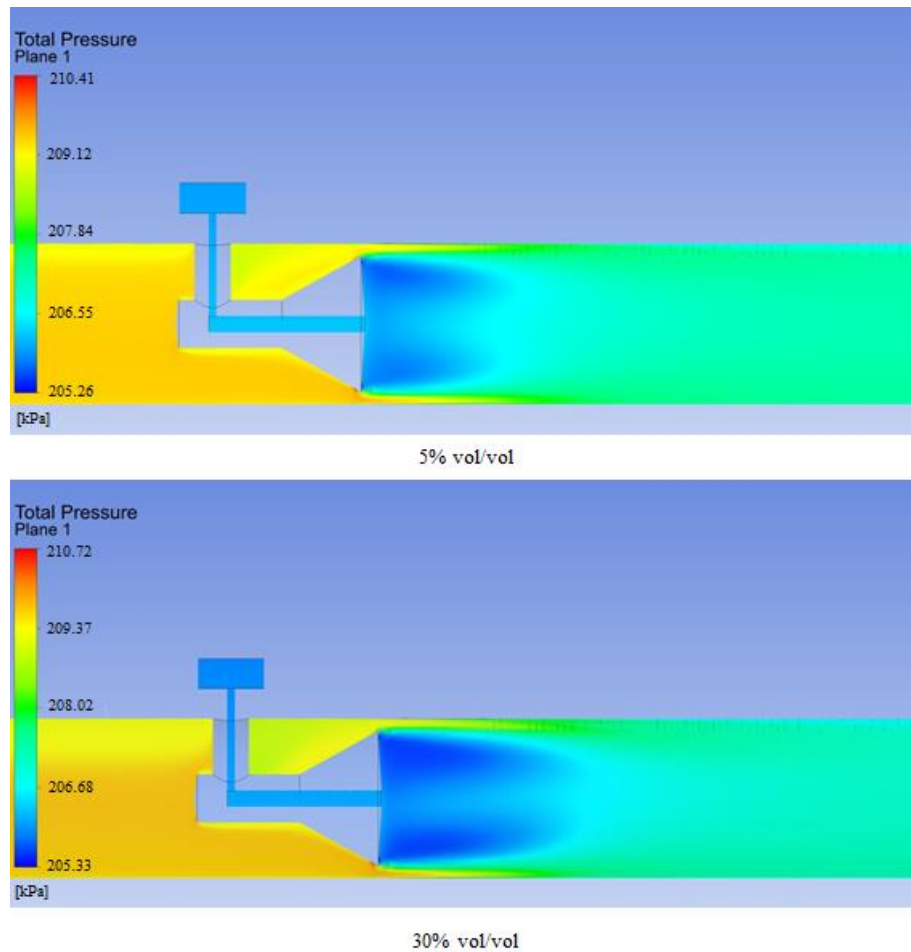
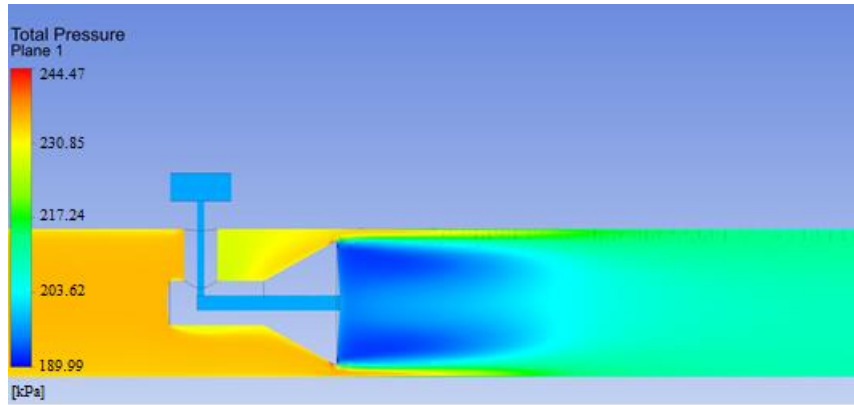


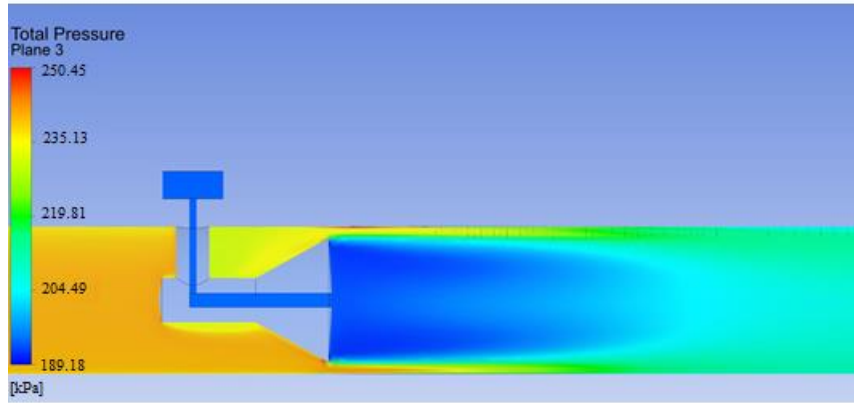
Figura 47. Planos de contorno de presión total considerando un flujo volumétrico de $0,00037854 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y variando la relación gas líquido de 5% a 30% de aire

En la Figura 47 y la Figura 48 se puede observar el comportamiento de la presión interna en un plano de contorno. Se aprecia, que a medida que la cantidad de aire que se inyecta en la entrada del dominio aumenta, la caída de presión se incrementa. Además, esta presión aumenta cuando el flujo de líquido que entra al equipo es mayor.

Asimismo, se detalla que en el cono hay una pequeña zona donde la presión es la más alta dentro del dominio, con un valor de aproximadamente 210 kPa considerando un flujo de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y 30% de aire.

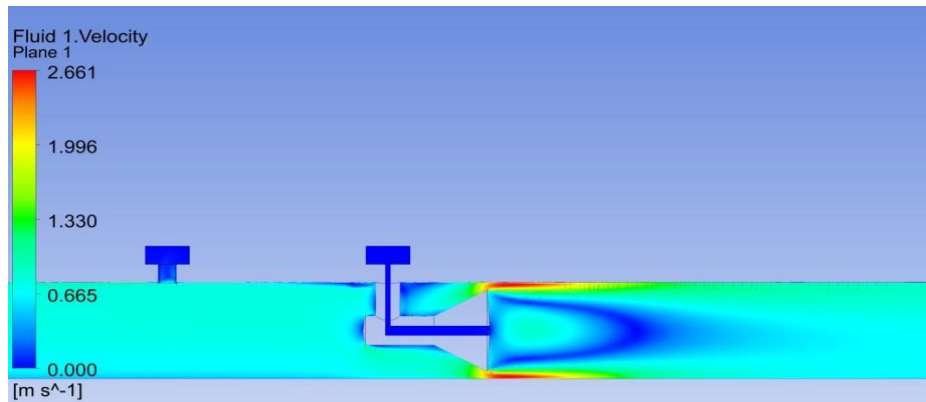


5% vol/vol

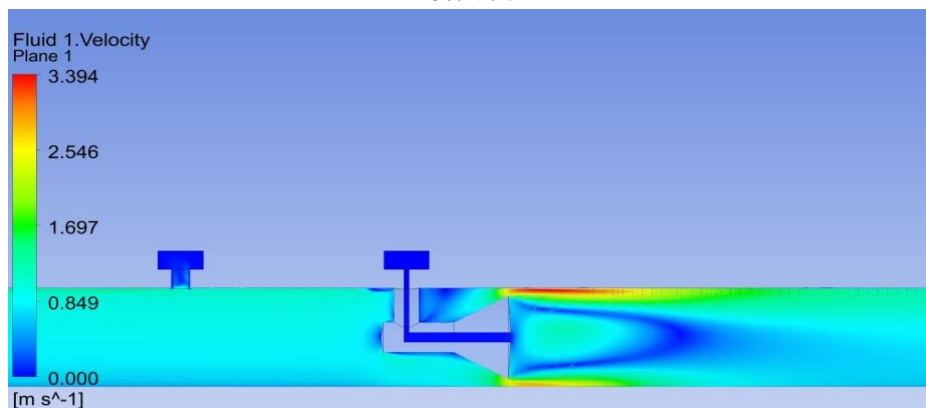


30% vol/vol

Figura 48. Planos de contorno de presión total considerando un flujo volumétrico de $0,00132489 \text{ m}^3/\text{s}$ y variando la relación gas líquido



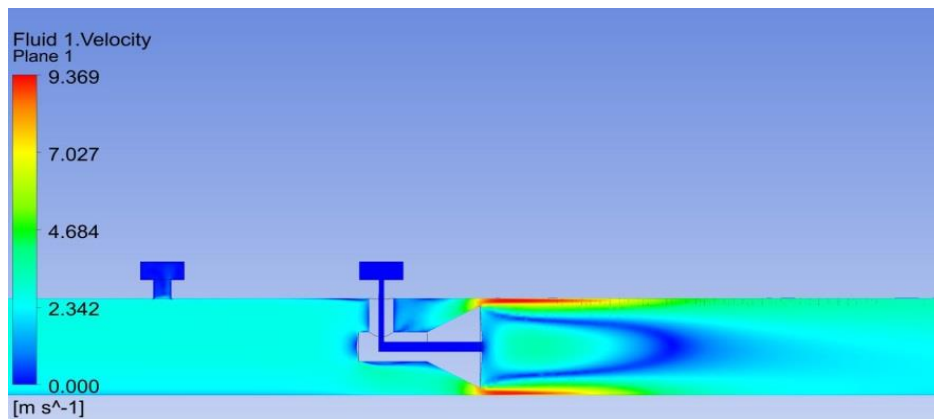
5% vol.



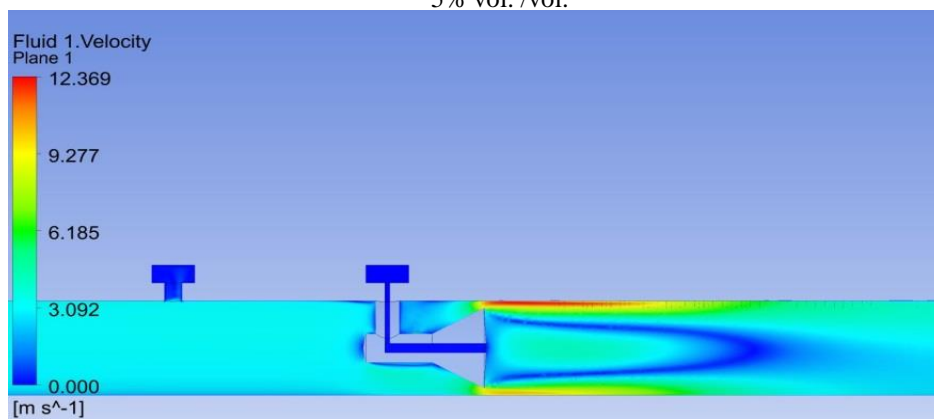
30% vol.

Figura 49. Plano de contorno de la Velocidad del agua considerando un flujo de 0,00037854 [m³/s] y variando la relación gas líquido

En la Figura 49 y la Figura 50 se expone el plano de contorno del comportamiento de la magnitud de la velocidad del líquido (agua) en la parte interna del medidor. Se aprecia el efecto que proporciona el gas (aire) sobre la velocidad del líquido. Debido a la presencia del gas, este le proporciona una mayor velocidad al líquido y por esto, se observa que para el caso de 30% relación gas líquido la velocidad es mayor que para el caso de 5% gas líquido, considerando un flujo tanto de 0,00037854 [m³/s] como de 0,00132489 [m³/s].



5% vol. /vol.

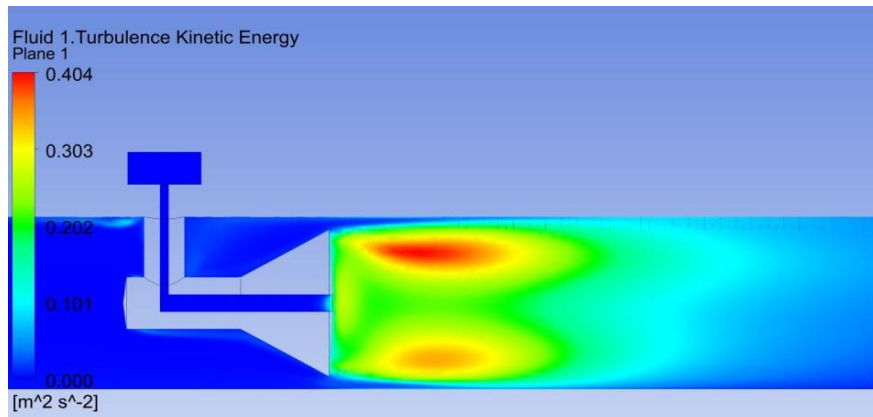


30% vol. /vol.

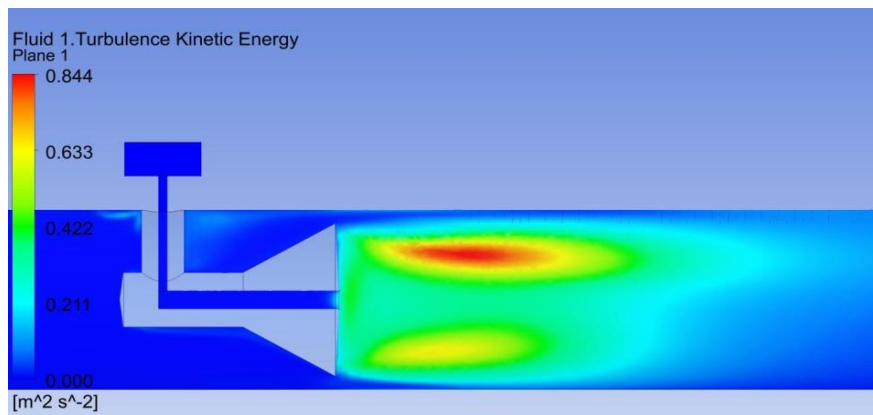
Figura 50. Plano de contorno de la Velocidad del agua considerando un flujo de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y variando la relación gas líquido

Además, se puede observar como para el caso de 30% relación gas líquido, tanto para el flujo de 6GPM como de 21 GPM, la velocidad es mayor solo en la parte superior del equipo, esto se debe que el gas (aire), que es el fluido que hace aumentar la velocidad del líquido, está trasladándose por esta zona.

Debido a estas zonas de recirculación se generan en este lugar una turbulencia, esto se puede apreciar en la Figura 51, la Figura 52. En dichas imágenes se observa la comparación cuando la presencia de aire es mínima y cuando la presencia del aire equivale a un 30% de relación gas líquido. Se observa que la máxima turbulencia para el caso de 30% de aire, se encuentra en la parte superior del equipo, ya que en dicha zona se traslada el aire que se encuentra en la mezcla por diferencia de densidades.



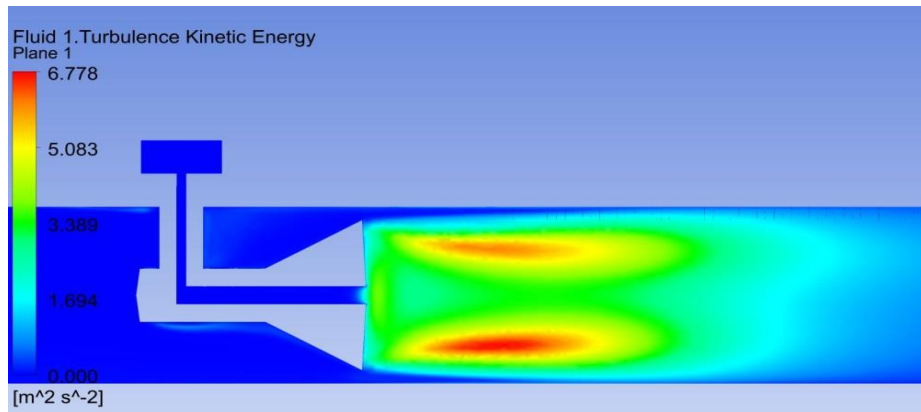
5% vol. /vol.



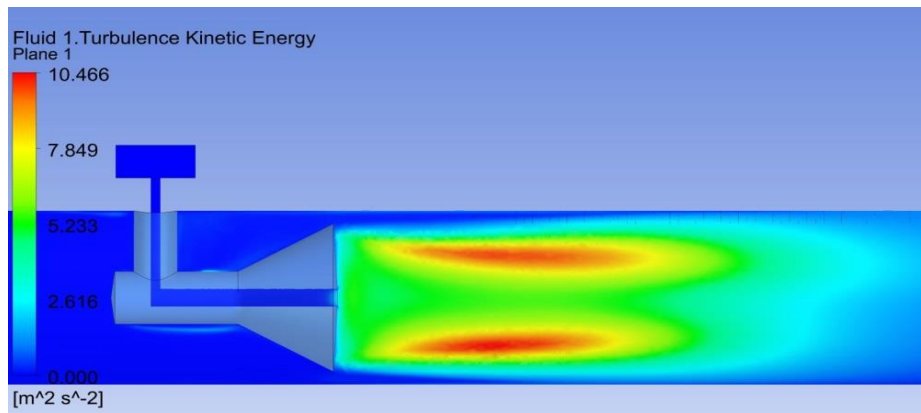
30% vol. /vol.

Figura 51. Plano de contorno de la Energía Cinética Turbulenta considerando un flujo volumétrico de 0,00037854 [m³/s] y variando la relación gas líquido

Además, se puede apreciar que al momento de aumentar la relación gas líquido, además de aumentar el flujo que se inyecta en la entrada del dominio, la energía cinética turbulencia se incrementa.



5% vol. /vol.



30% vol. /vol.

Figura 52. Plano de contorno de la Energía Cinética Turbulenta considerando un flujo volumétrico de 0,00132489 [m³/s] y variando la relación gas líquido

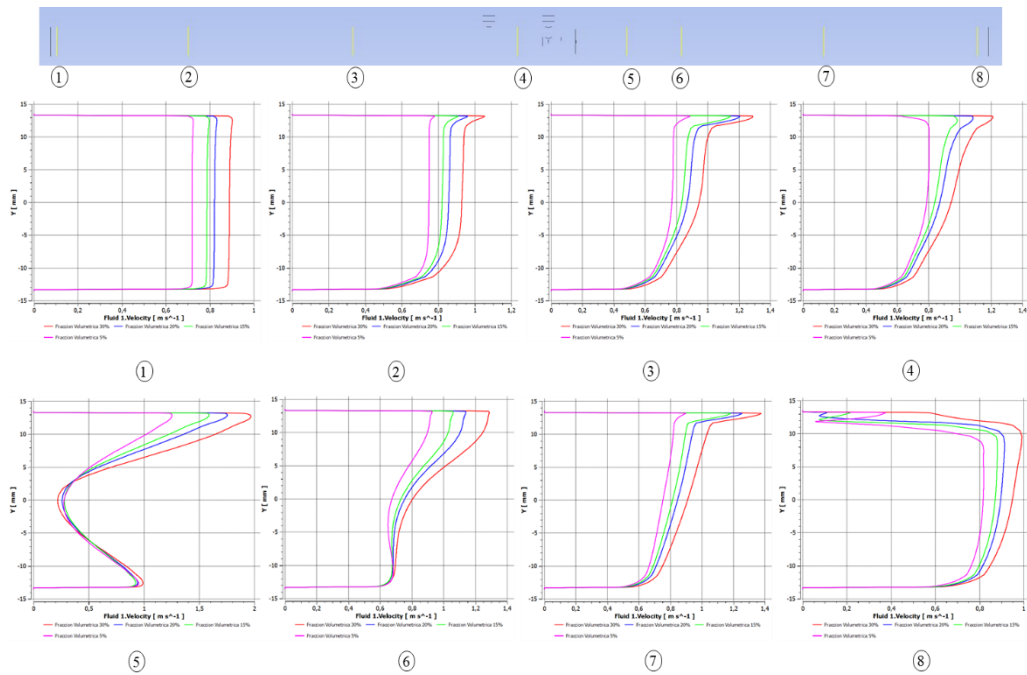


Figura 53. Perfiles de Velocidad del flujo dentro del medidor considerando un flujo de 0,00037854 [m³/s] y variando la relación gas líquido

En la Figura 53 se observa una serie de graficas que representa como es el comportamiento del perfil de velocidad en diferentes puntos del dominio considerando un flujo de 6GPM y variando la relación gas líquido. Se puede apreciar como la velocidad va aumentando a medida que va recorriendo el dominio desde el inicio en la gráfica 1 hasta la gráfica 4 ubicada entre las tomas de presión. Entre estos puntos vemos como la zona superior de la curva la velocidad es mayor y es menor en la zona inferior de la misma curva. Este comportamiento se debe a lo explicado anteriormente, en donde el aire viaja en la zona superior del dominio y el mismo aumenta la velocidad de todo el flujo. A diferencia que en la zona inferior del dominio en el que viaja solo líquido y este se traslada a una velocidad menor que el aire.

Después de recorrer todos estos puntos, en la gráfica 5 se representa la alteración de este perfil de velocidad debido al cono, donde la velocidad en el centro del dominio es menor que a las zonas cercanas a la pared, pero el comportamiento explicado anteriormente persiste hasta el final del dominio.

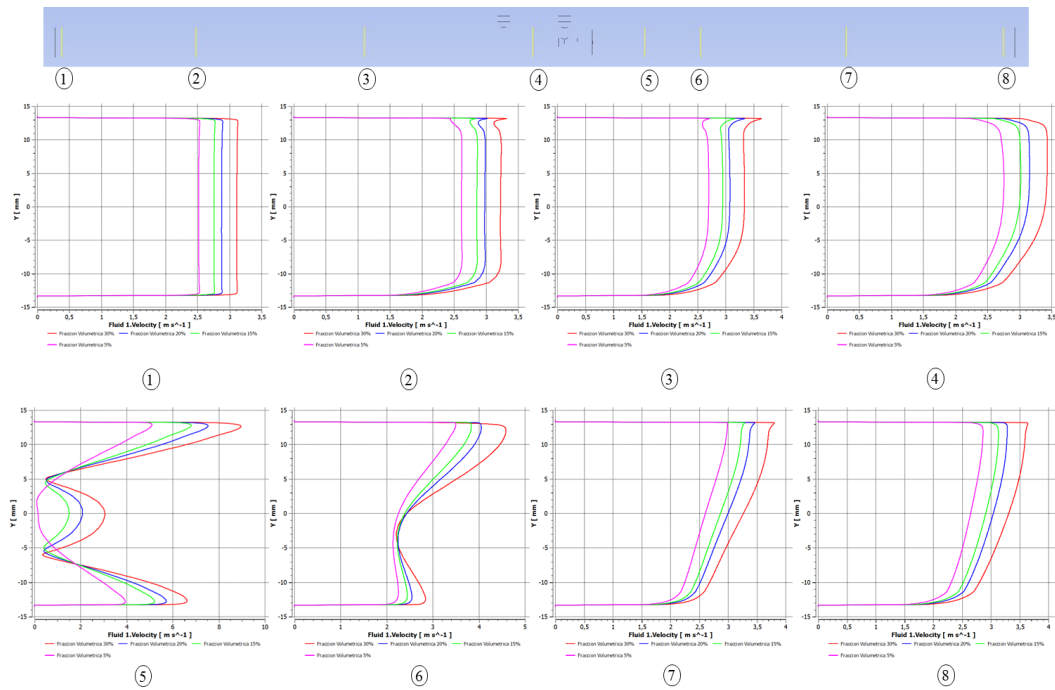


Figura 54. Perfiles de Velocidad del flujo dentro del medidor considerando un flujo de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y variando la relación gas líquido

En la Figura 54 se observa de la misma manera que en la Figura 53, el comportamiento del perfil de velocidad del flujo en la parte interna del equipo, considerando un flujo de 21GPM y variando la relación gas líquido. De igual manera, se detalla que en la zona superior de la curva la velocidad es mayor que en el resto del dominio, debido al aire que viaja en dicha zona. Después del cono, este perfil de velocidad es alterado y se observan velocidades menores en el centro del dominio. Luego de esto, se aprecia como el perfil de velocidad se va estabilizando nuevamente, pero con el mismo comportamiento en que la zona superior tiene una velocidad mayor que en el resto del dominio.

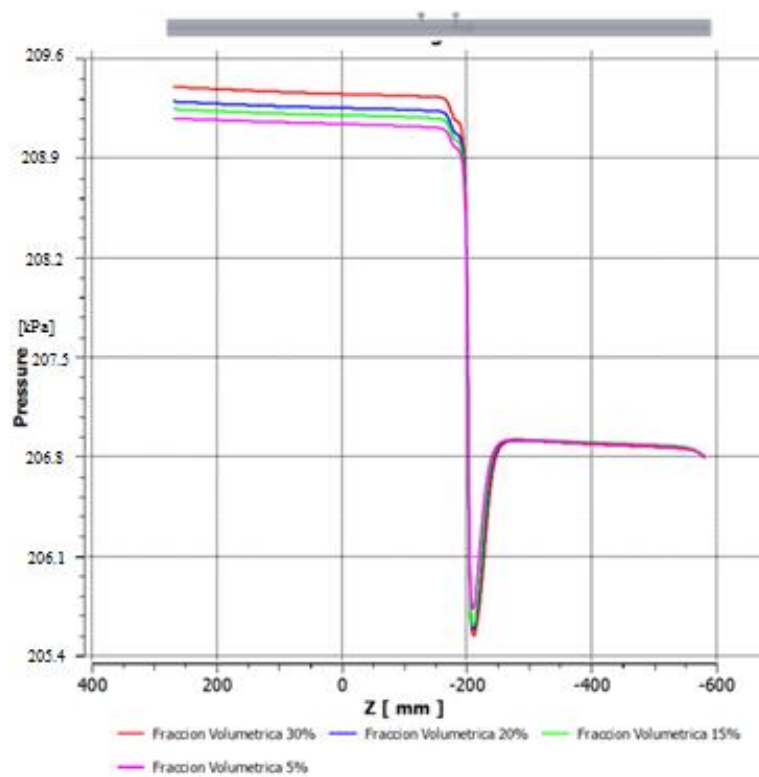


Figura 55. Perfil de presiones considerando un flujo de $0,00037854 \text{ [m}^3/\text{s}]$ y variando la relación gas líquido

En la Figura 55 se puede apreciar como la presión depende de la relación gas líquido considerando un flujo de 6GPM. Se observa como la presión decae de manera repentina al pasar el cono y luego se estabiliza y permanece casi constante hasta el final del dominio. Además, se aprecia como la presión a medida que aumenta la cantidad de aire que se inyecta en el dominio también incrementa, y se puede observar que la presión es mayor para el caso de 30% aire. Asimismo, después de pasar el cono para los 4 casos la presión tienen aproximadamente el mismo valor.

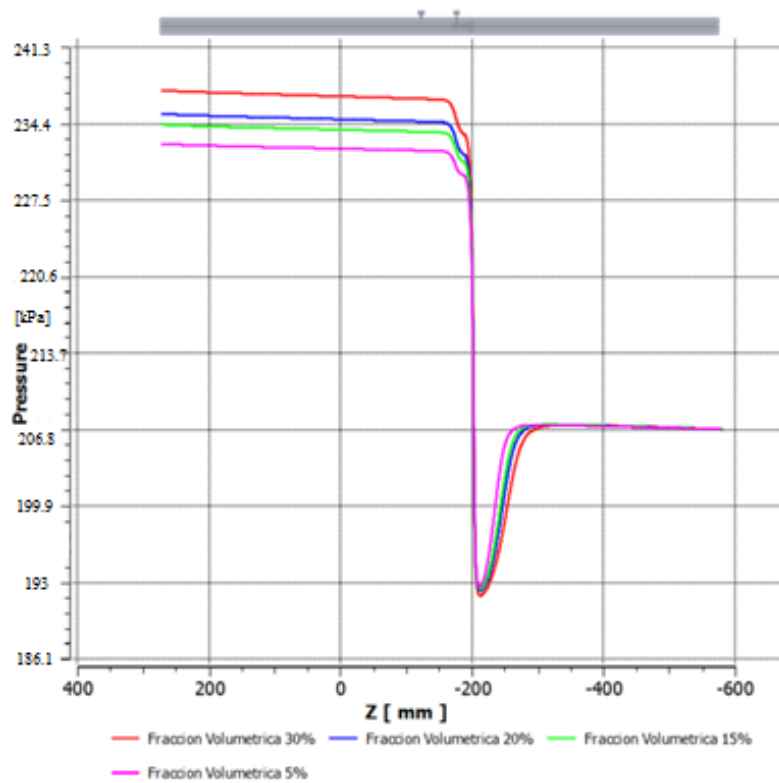


Figura 56. Perfil de presiones considerando un flujo de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y variando la relación gas líquido

De la misma manera que en la Figura 55 se observa en la Figura 56 el comportamiento de la presión considerando un flujo de 21GPM y variando la relación gas líquida. En esta figura el comportamiento de la presión es similar a la Figura 55, en el que la presión es mayor para una relación gas líquido mayor, y además la caída de presión también es mayor. Además, que se aprecia que la presión después de un cono para las 4 curvas tiene aproximadamente el mismo valor.

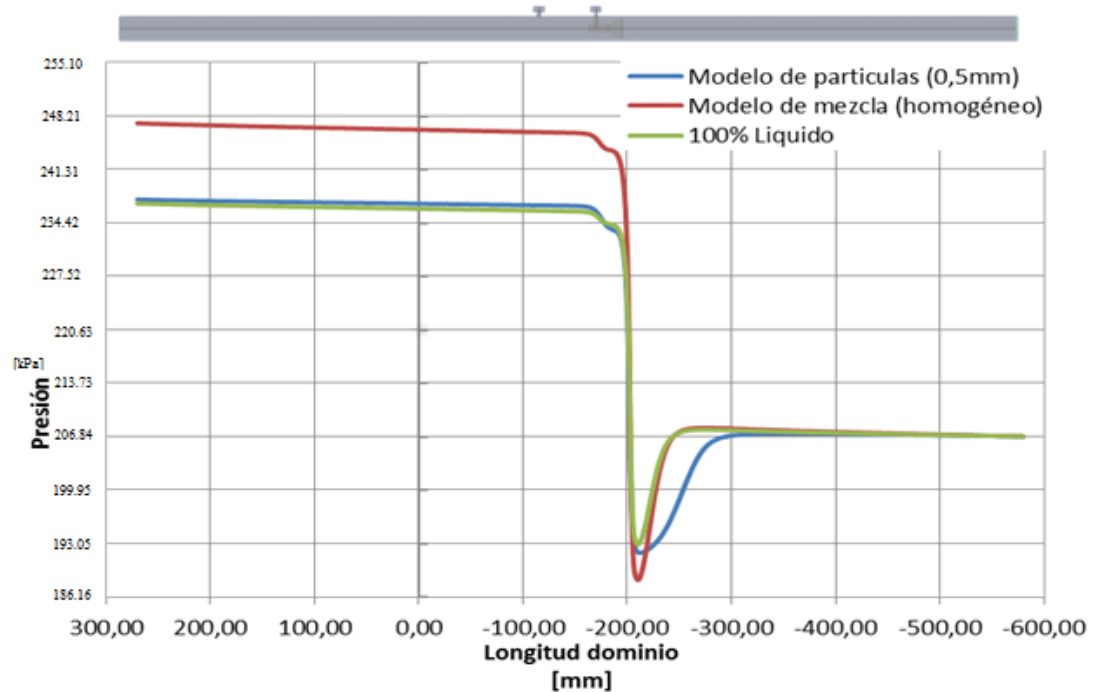


Figura 57. Comparación de perfil de presión para diferentes modelos considerando un flujo de $0,00132489 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y una relación gas líquido de 30% aire

En la Figura 57 se observa la comparación de la presión interna en el medidor de flujo volumétrico de los dos modelos multifásicos empleados para la resolución de la evaluación numérica. Como se aprecia, antes del cono el modelo de partículas es el que más se aproxima a los resultados de 100% líquido realizado en este trabajo. Pero por otro lado, cuando pasa el cono, se observa que el modelo de mezcla homogéneo es el que se aproxima más dichos resultados de 100% líquido.

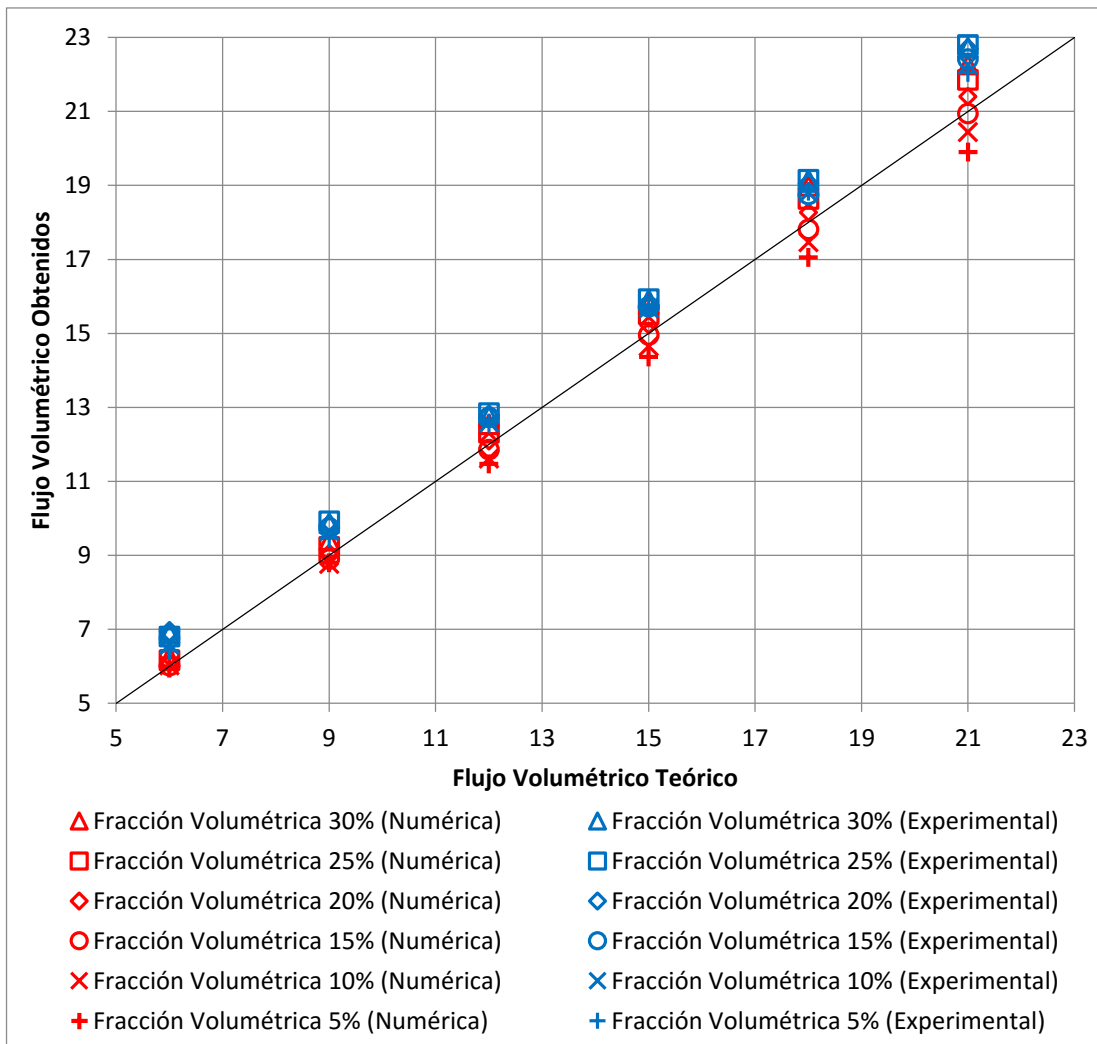


Figura 58. Comparación de la data numérica con la data experimental (González G., en curso) para el flujo multifásico.

En la Figura 58 se observa la comparación de los resultados numéricos obtenidos en este trabajo y los resultados que obtuvo González G. (En curso). Se aprecia que los puntos de color azul es la data experimental extraída del trabajo de González G. (En curso) y los puntos de color rojo corresponden a la data numérica obtenida en este trabajo. Se puede apreciar que todos los puntos experimentales dieron por encima de la data numérica pero además se observa una desviación mayor con estos puntos en comparación con la data suministrada por el fabricante del equipo.

CAPITULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Se realizó la evaluación fluido dinámica de un caudalímetro tipo cono.
- Se ha propuesto una metodología para modelar un caudalímetro tipo cono aplicando el programa ANSYS CFX V-15.
- Se verificaron diferentes tamaños de malla para el dominio en estudio, seleccionando una malla adecuada para realizar las simulaciones numéricas mediante el método de independencia de malla y se determinó el error correspondiente a la discretización por el método de GCI.

Flujo monofásico.

- Se simuló el comportamiento fluido dinámico dentro del equipo para condiciones monofásicas con agua y aire como fluido de proceso que permitió reproducir la data suministrada por el fabricante.
- El modelo de turbulencia que menor error presento en comparación con la data suministrada por el fabricante fue el $k - \epsilon$, siendo este el definitivo para obtener los resultados de las simulaciones.
- Para la interpolación de los términos convectivos se empleó el esquema de alta resolución.
- Se validaron los resultados numéricos con la data suministrada por el fabricante, para el fluido agua obteniendo desviaciones de aproximadamente de 1% y para el aire se obtuvo desviaciones para bajos valores de caudales de alrededor de 4%. Pero para altos valores de caudal estas desviaciones aumentaron hasta un 30%. Se calculó el número de Mach, dando valores cercanos a 0,2 para bajos caudales y de 0,8 para alto caudales, lo que permite asegurar que la suposición de flujo incompresible es válida para el primer valor y no lo es para el segundo de los valores.

- Se determinaron campos de presión y velocidad en la parte interna del caudalímetro tipo cono. Se pudo observar que a mayor caudal la caída de presión dentro del equipo es mayor y además de mayor velocidad en las zonas de capa límite.
- Se observó presencia de zonas de recirculación generadas por el cono interno que posee el medidor de flujo volumétrico.
- Se apreció como el perfil de velocidad se desarrolló debido a la longitud de desarrollo generada en el dominio de estudio.

Multifásico

- Se simuló el comportamiento fluido dinámico dentro del equipo para condiciones multifásica con agua - aire como fluido de proceso. Variando la relación gas líquido desde 5% a 30%.
- Con este estudio para flujo multifásico, indicó que la caída de presión local en el instrumento puede ser determinada empleando el modelo de flujo homogéneo. Pero este modelo enfoca el estudio multifásico, como un caso monofásico con propiedades de fluido ponderadas y estos resultados no permitieron predecir bien la física dentro del equipo.
- El modelo de partículas, fue capaz de reproducir de mejor manera la física dentro del equipo, observando la fracción volumétrica con más detalle.
- Se obtuvo una convergencia aceptable empleando para la interpolación de los términos convectivos se empleó el esquema de factor de mezcla de 0,75.
- Se utilizó el modelo Schiller Naumann debido a que este modelo de transferencia de cantidad de movimiento es recomendado para una simulación con fase dispersa (burbujas).
- Con la fracción de aire de 15% y 20% se obtuvo desviaciones menores a las demás fracciones de aire, con un error alrededor de 1%.
- Se determinó campo de presiones y velocidades en la parte interna del caudalímetro tipo cono. Se pudo observar que a mayor caudal y mayor relación líquido - gas, la caída de presión dentro del equipo es mayor.

- Se apreció que en la zona alta del caudalímetro el área de magnitud de la velocidad y la turbulencia es mayor que en la parte baja del equipo, esto debido a que en la parte alta se traslada el aire por diferencia de densidades.
- Se observó presencia de zonas de recirculación generadas por el cono interno que posee el medidor de flujo volumétrico.
- Se apreció como el perfil de velocidad se desarrolló debido a la longitud de desarrollo generada en el dominio de estudio.

5.2 Recomendaciones

- Evaluar el modelo utilizando mallas estructuradas y realizar comparaciones con mallas no estructuradas.
- Modelar el equipo bajo diferentes patrones de flujo a la entrada (codos, flujo vertical).
- Se recomienda incluir la ecuación de la energía en el modelo para evaluar la influencia de la temperatura en el rendimiento del equipo.
- Realizar simulaciones en estado transitorio a fin de evaluar las condiciones durante el arranque o parada del equipo.
- Determinar de manera experimental un diámetro de burbuja más cercano al empleado en este trabajo.
- Evaluar el equipo experimentalmente con aire como fluido de proceso y comparar con los resultados numéricos obtenidos en este trabajo.
- En el caso de flujo agua – aire, se recomienda ubicar el caudalímetro en un tramo vertical de la tubería para evitar la asimetría que origina sobre el flujo la diferencia de densidad de ambos fluidos bajo la acción del campo gravitacional.
- Evaluar el equipo experimentalmente con aire como fluido de proceso y comparar con los resultados numéricos obtenidos en este trabajo.
- Modelar la fase dispersa con un modelo que considere varios tamaños de gotas.
- Considerar un estudio fluido estructura para determinar el esfuerzo que el fluido pueda generar sobre la estructura

- Evaluar la erosión que pueda generar un fluido con partículas sólidas sobre la estructura del cono

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ANSYS Inc. (2013). ANSYS CFX 15.0 Manual del Usuario. Canonsburg: ANSYS Inc.
- Arias F. (2006) El proyecto de investigación. (5ª edición). Caracas 143 p.
- Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J. (2008) Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. ASME Journal of Fluids Engineering. Editorial.
- Creus, A. (2010) Instrumentación Industrial. (Octava edición). México 792p
- Currie, I. (2003) Fundamental Mechanics of Fluids. Third Edition Marcel Dekker Inc. New York. 525p
- Dulhoste J., Guillén M., Espinoza C., Duarte R. (s.f.) Estudio introductorio del funcionamiento de un medidor de flujo tipo cono. Universidad de Los Andes, Mérida.
- Dulhoste J., Montenegro J., Guillén M., Santos R., (s.f.) Estudio de los parámetros de funcionamiento de un medidor de flujo tipo cono. Universidad de Los Andes, Mérida.
- Dulhoste J., Montenegro J., Guillén M., Santos R., (s.f.) Estudio del diseño de un medidor de flujo tipo cono. Universidad de Los Andes, Mérida.
- Endress+Hauser (2011). Medición de Caudal (2da edición). España. 464p.
- Hari Vijay P., Subrahmanyam V., (2014) CFD simulation on different geometries of venturimeter. Institute of Technology and Science, Divili, Andhra Pradesh, India
- He D., Bai B. (2014) Two-phase mass flow coefficient of V-Cone throttle device. Xi'an Jiaotong University, China
- Kusta F. Antuanet L. (2010) Evaluación experimental y numérica del fenómeno "liquid carry over" en un separador GLCCTM. Trabajo especial de grado. Universidad Simón Bolívar.
- Malalasekera W., Versteeg. H. K. (2007) An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method. Pearson Prentice Hall England.
- McCrometer (2008). Aspectos Técnicos del V-Cone (24508-94). California, U.S.A
- Miller, R. W. (1996). Flow measurement engineering handbook (3ra ed.). New York: McGraw-Hill.
- Mott R. (2006) Mecánica de Fluidos (6ta edición) México. 644p

Núñez G. (2010) Estudio numérico y experimental de la fluido dinámica de una mezcla bifásica a través de un medidor tipo Venturi. Trabajo especial de grado. Universidad Simón Bolívar.

PDVSA (2013) Informe de Gestión Anual 2013. Ministerio del Poder Popular para la

Pérez G. Luis D. (2015) Análisis fluido dinámico mediante herramienta de DFC de un depurador axial ciclónico (DAC). Trabajo especial de grado. Universidad Simón Bolívar.

Peric M., Fergizer J. (2002) Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Alemania.

Shoham, O. (2006) Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes. Society of Petroleum Engineers. Society of petroleum Engineers. Estados Unidos de America

Singh S., Seshadri V., Singh R., Gawhade R. (2005) Effect of upstream flow disturbances on the performance characteristics of a V-cone flowmeter. IIT Delhi, Hauz Khas, New Delhi 110016, India

Tamhankar N., Pandhare A., Joglekar A., Bansode V., Experimental and CFD analysis of flow through venturimeter to determine the coefficient of discharge. (2014) Smt. Kashibai Navale College of Engineering, Pune, Maharashtra, India.

Thorn, Johansen y Hammer (1999) Three-Phase flow measurement in the offshore oil industry is there a place for process tomography?, 1st World Congress on Industrial Process Tomography, Buxton, Greater Manchester

Tu, J., Yeoh, G., Liu, C. (2008) Computational Fluid Dynamics A practical approach. Butterworth-Heinem. 459p

Upp E.L. y LaNasa P. (2002) Fluid flow measurement, A practical guide to accurate flow measurement.

White F. (2001) Fluid Mechanics (4ta edition) University of Rhode Island. 1023p.

[APÉNDICE A]

MEMORIA DE CÁLCULO

Cálculo flujo volumétrico para el fluido agua

Datos

$$\begin{pmatrix} D \\ d \\ Cd \\ Gc \\ \rho \\ Fa \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.049 \\ 0.875 \\ 0.85 \\ 32.174 \\ 62.09 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Diametro interno	D
Diametro del cono	d
relacion beta del vcone	β
coeficiente de descarga	Cd
constante de gravedad	Gc
densidad del fluido	ρ
factor de expansion termica	Fa
constante de flujo	k1
presion diferencial	ΔP
actual cubic feet second	ACFS
galones por minuto	GPM

$$\beta = \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{D} = 0.551571$$

$$k_1 = \frac{\pi}{576} \cdot \sqrt{2 \cdot Gc} \cdot \frac{D^2 \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot Cd = 0.01306948$$

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 11.235 \\ 9.106 \\ 7.203 \\ 5.537 \\ 4.081 \\ 2.831 \\ 1.799 \\ 1.009 \\ 0.448 \\ 0.112 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{table border="1">
	1
1	310.996035
2	252.063186
3	199.386243
4	153.269697
5	112.966161
6	78.364911
7	49.798119
8	27.930129
9	12.401088
10	3.100272

$$ACFS = Fa \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} =$$

	1
1	0.06668088
2	0.06003142
3	0.05339142
4	0.04681144
5	0.04018815
6	0.03347223
7	0.02668274
8	0.01998298
9	0.01331539
10	$6.65769316 \cdot 10^{-3}$

$$GPM = ACFS \cdot 448.83 =$$

	1
1	29.92838
2	26.9439
3	23.96367
4	21.01038
5	18.03765
6	15.02334
7	11.97601
8	8.96896
9	5.97634
10	2.98817

Cálculo flujo volumétrico para el fluido aire

Diametro interno	D
Diametro del cono	d
relacion beta del vcone	β
coeficiente de descarga	Cd
constante de gravedad	Gc
Temperatura Base	Tb
Presión Base	Pb
Factor compresibilidad base	Zb
Coeficiente Isentropico	k
Gravedad especifica Aire	Sstp
densidad del gas	ρ
Compresibilidad del gas	Z
Temperatura del sistema	T
Temperatura del sistema	T
Presion del sistema	P
Presion del sistema	P
factor de expansion termica	Fa
constante de flujo	k1
presion diferencial	ΔP
factor de expansion de gases del vcone	Y
actual cubic feet second	ACFS
standard cubic feet second	SCFS
standard cubic feet hour	SCFH

Datos

$$\beta = \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{D} = 0.551571$$

$$\begin{pmatrix} D \\ d \\ Cd \\ Gc \\ Tb \\ Pb \\ Zb \\ K \\ \rho \\ Z \\ T \\ P \\ Fa \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.049 \\ 0.875 \\ 0.85 \\ 32.174 \\ 60 + 460.67 \\ 14.696 \\ 0.9994 \\ 1.402 \\ 0.2237 \\ 0.9986 \\ 80 + 460.67 \\ 30 + 14.696 \\ 1 \end{pmatrix} = \mathbf{\cdot}$$

$$\frac{\pi}{576} \cdot \sqrt{2 \cdot Gc} \cdot \frac{D^2 \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot Cd = 0.01306948$$

$\Delta P =$	$\cdot 27.681 =$	13.167		1
		10.22	1	364.476
		7.968	2	282.9
		5.981	3	220.562
		4.331	4	165.56
		2.966	5	119.886
		1.877	6	82.102
		1.059	7	51.957
		0.461	8	29.314
		0.1141	9	12.761
	10	3.158		

i = 1.. 10

$Y = 1 - (0.649 + 0.696\beta^4) \cdot \frac{0.03613 \cdot \Delta P}{K \cdot P} =$		1
	1	0.8500782
	2	0.8836333
	3	0.9092749
	4	0.9318993
	5	0.9506865
	6	0.9662286
	7	0.9786281
	8	0.987942
	9	0.994751
10	0.9987008	

$$ACFS_i = Fa \cdot k_1 \cdot Y_i \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P_i}{\rho}}$$

	1
1	1.022
2	0.936
3	0.851
4	0.755
ACFS = 5	0.656
6	0.552
7	0.444
8	0.337
9	0.224
10	0.112

	1
1	2.997
2	2.744
3	2.494
4	2.214
SCFS = ACFS · $\left(\frac{P \cdot T_b \cdot Z_b}{P_b \cdot T \cdot Z}\right) =$ 5	1.922
6	1.617
7	1.303
8	0.988
9	0.656
10	0.328

	1
1	10788.1006
2	9879.61894
3	8976.61442
4	7970.73848
SCFH = SCFS 3600 = 5	6919.49004
6	5819.80115
7	4689.13269
8	3555.67559
9	2362.15025
10	1179.83403

Cálculos para el flujo multifásico

Datos

$$\begin{pmatrix} D \\ d \\ Cd \\ Gc \\ \rho \\ Fa \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.049 \\ 0.875 \\ 0.85 \\ 32.174 \\ 62.09 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Diametro interno	D
Diametro del cono	d
relacion beta del vcone	β
coeficiente de descarga	Cd
constante de gravedad	Gc
densidad del fluido	ρ
factor de expansion termica	Fa
constante de flujo	k1
presion diferencial	ΔP
actual cubic feet second	ACFS
galones por minuto	GPM

$$\beta = \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{D} = 0.551571$$

$$k_1 = \frac{\pi}{576} \cdot \sqrt{2 \cdot Gc} \cdot \frac{D^2 \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot Cd = 0.01306948$$

Con 5% vol. /vol.

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 4.968 \\ 3.648 \\ 2.586 \\ 1.65 \\ 0.972 \\ 0.445 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 137.519208 \\ 100.980288 \\ 71.583066 \\ 45.67365 \\ 26.905932 \\ 12.318045 \end{pmatrix}$$

$$ACFS = Fa \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04434101 \\ 0.03799638 \\ 0.03199109 \\ 0.02555387 \\ 0.01961317 \\ 0.01327073 \end{pmatrix}$$

Con 10% vol. /vol.

$$\text{GPM} = \text{ACFS} \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 19.90157 \\ 17.05391 \\ 14.35856 \\ 11.46934 \\ 8.80298 \\ 5.9563 \end{pmatrix}$$

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 5.241 \\ 3.827 \\ 2.693 \\ 1.692 \\ 0.964 \\ 0.456 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 145.076121 \\ 105.935187 \\ 74.544933 \\ 46.836252 \\ 26.684484 \\ 12.622536 \end{pmatrix}$$

$$\text{ACFS} = \text{Fa} \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04554302 \\ 0.03891742 \\ 0.03264622 \\ 0.02587706 \\ 0.0195323 \\ 0.01343375 \end{pmatrix}$$

Con 15% vol. /vol.

$$\text{GPM} = \text{ACFS} \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 20.44107 \\ 17.4673 \\ 14.6526 \\ 11.6144 \\ 8.76668 \\ 6.02947 \end{pmatrix}$$

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 5.501 \\ 3.98 \\ 2.805 \\ 1.763 \\ 0.993 \\ 0.454 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 152.273181 \\ 110.17038 \\ 77.645205 \\ 48.801603 \\ 27.487233 \\ 12.567174 \end{pmatrix}$$

$$\text{ACFS} = \text{Fa} \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04665902 \\ 0.03968773 \\ 0.03331817 \\ 0.02641441 \\ 0.01982391 \\ 0.01340426 \end{pmatrix}$$

$$\text{GPM} = \text{ACFS} \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 20.94197 \\ 17.81305 \\ 14.9542 \\ 11.85558 \\ 8.89757 \\ 6.01623 \end{pmatrix}$$

Con 20% vol. /vol.

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 5.745 \\ 4.185 \\ 2.907 \\ 1.835 \\ 1.029 \\ 0.464 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 159.027345 \\ 115.844985 \\ 80.468667 \\ 50.794635 \\ 28.483749 \\ 12.843984 \end{pmatrix}$$

$$\text{ACFS} = \text{Fa} \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04768258 \\ 0.04069701 \\ 0.03391855 \\ 0.02694839 \\ 0.02018006 \\ 0.01355108 \end{pmatrix}$$

$$\text{GPM} = \text{ACFS} \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 21.40137 \\ 18.26604 \\ 15.22366 \\ 12.09525 \\ 9.05742 \\ 6.08213 \end{pmatrix}$$

Con 25% vol. /vol.

$$\Delta P = \begin{pmatrix} 5.987 \\ 4.355 \\ 3.02 \\ 1.904 \\ 1.067 \\ 0.477 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 165.726147 \\ 120.550755 \\ 83.59662 \\ 52.704624 \\ 29.535627 \\ 13.203837 \end{pmatrix}$$

$$ACFS = Fa \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04867651 \\ 0.04151536 \\ 0.0345715 \\ 0.02745037 \\ 0.0205493 \\ 0.0137396 \end{pmatrix}$$

$$GPM = ACFS \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 21.84748 \\ 18.63334 \\ 15.51673 \\ 12.32055 \\ 9.22314 \\ 6.16674 \end{pmatrix}$$

Con 30% vol. /vol.

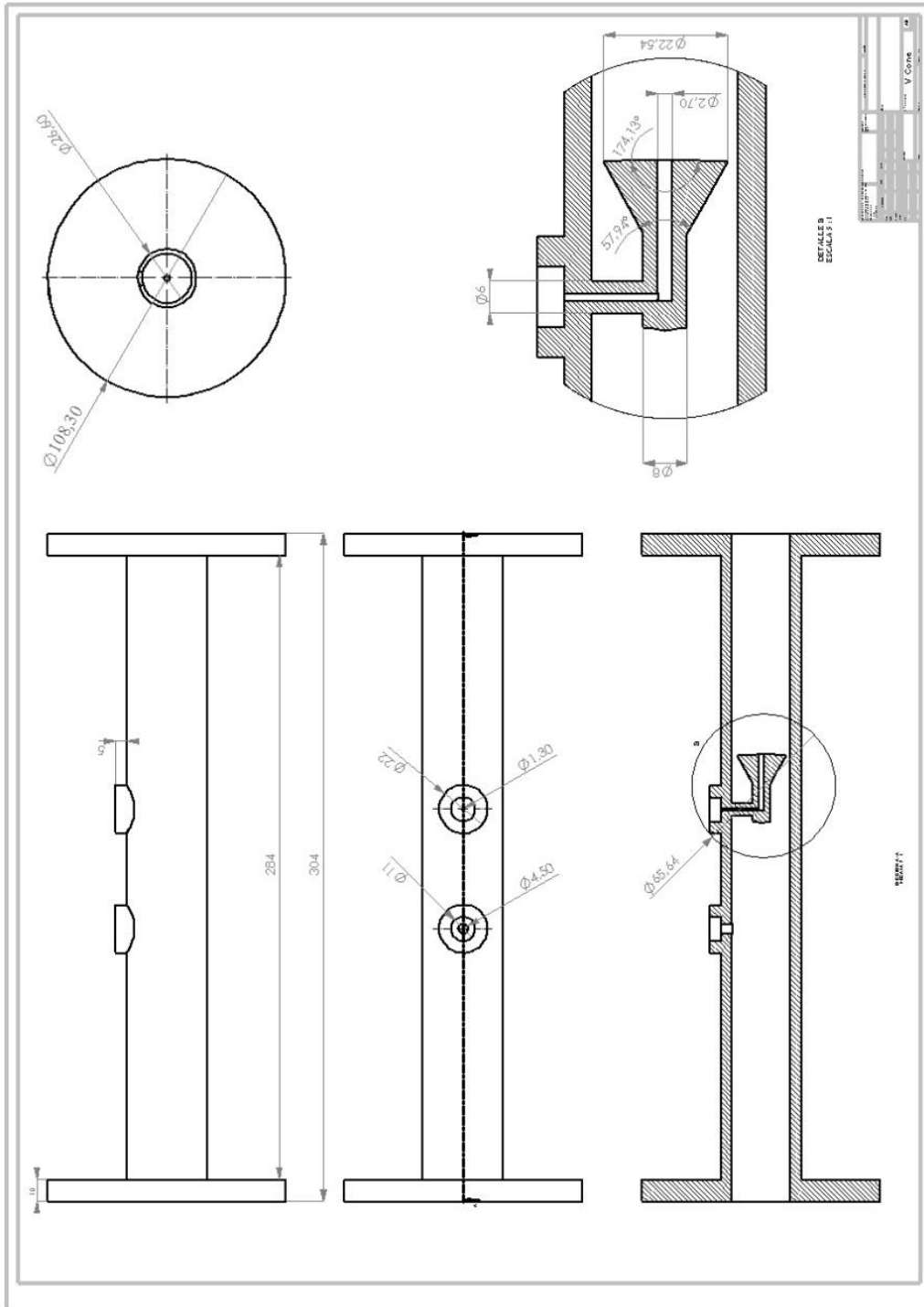
$$\Delta P = \begin{pmatrix} 6.221 \\ 4.522 \\ 3.132 \\ 1.972 \\ 1.111 \\ 0.492 \end{pmatrix} \cdot 27.681 = \begin{pmatrix} 172.203501 \\ 125.173482 \\ 86.696892 \\ 54.586932 \\ 30.753591 \\ 13.619052 \end{pmatrix}$$

$$\text{ACFS} = \text{Fa} \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{5.197 \cdot \Delta P}{\rho}} = \begin{pmatrix} 0.04961864 \\ 0.04230386 \\ 0.03520673 \\ 0.02793626 \\ 0.02096871 \\ 0.01395395 \end{pmatrix}$$

$$\text{GPM} = \text{ACFS} \cdot 448.83 = \begin{pmatrix} 22.27033 \\ 18.98724 \\ 15.80183 \\ 12.53863 \\ 9.41139 \\ 6.26295 \end{pmatrix}$$

[APÉNDICE B]

PLANO DEL CAUDALIMETRO



[APÉNDICE C]
CÁLCULO DEL GCI

Paso 1: Cálculo tamaño del elemento h

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3}$$

$$\text{Vol} = \begin{pmatrix} 4.72761 \cdot 10^{-4} \\ 4.72618 \cdot 10^{-4} \\ 4.72501 \cdot 10^{-4} \end{pmatrix} \text{m}^3 \quad N_{\text{elem}} = \begin{pmatrix} 5936531 \\ 3974227 \\ 2855030 \end{pmatrix}$$

Volumen total malla

Número de elementos malla

$$h = \left(\frac{\text{Vol}}{N_{\text{elem}}} \right)^{\frac{1}{3}} = \begin{pmatrix} 4.3023 \times 10^{-4} \\ 4.9176 \times 10^{-4} \\ 5.4903 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \text{m}$$

Paso 2: Cálculo factor de refinamiento "r"

$$i = 1 \dots (\text{rows}(h) - 1)$$

$$r_{21} = \frac{h_2}{h_1} \quad r = \frac{h_{\text{grueso}}}{h_{\text{fino}}}$$

$$\begin{pmatrix} r_{21} \\ r_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{h_2}{h_1} \\ \frac{h_3}{h_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.143 \\ 1.116 \end{pmatrix}$$

Paso 3: Calcular el valor del orden aparente, p , para una variable de interés ϕ

$$\phi = \begin{pmatrix} 11.535 \\ 11.235 \\ 10.852 \end{pmatrix} \text{psi} \quad \begin{pmatrix} \varepsilon_{21} \\ \varepsilon_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_2 - \phi_1 \\ \phi_3 - \phi_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.3 \\ -0.383 \end{pmatrix} \cdot \text{psi}$$

$$p1 = \frac{1}{\ln(r_{21})} \cdot \ln \left(\left| \frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right| \right) = 1.827 \quad s_{\text{sign}} = 1 \cdot \text{sign} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) = 1$$

$\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$

$$q = \ln \left[\frac{(r_{21})^{p1} - s}{(r_{32})^{p1} - s} \right] = 0.216$$

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \cdot \left| \ln \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \right| + q = 3.44$$

Paso 4: Calcular los valores extrapolados, ϕ_{ext} con las ecuaciones:

$$\phi_{\text{ext } 21} = \frac{\left[(r_{21})^p \cdot \phi_1 - \phi_2 \right]}{\left[(r_{21})^p - 1 \right]} = 12.049 \text{ psi}$$

$$\phi_{\text{ext } 32} = \frac{\left[(r_{32})^p \cdot \phi_2 - \phi_3 \right]}{\left[(r_{32})^p - 1 \right]} = 12.066 \text{ psi}$$

Paso 5: Calcule y reporte los siguientes valores junto con el aparente:

Error relativo aparente

$$\begin{pmatrix} ea_{21} \\ ea_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{(\phi_1 - \phi_2)}{\phi_1} \\ \frac{(\phi_2 - \phi_3)}{\phi_2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.026 \\ 0.034 \end{pmatrix}$$

Índice de convergencia de la malla más fina

Error relativo extrapolado

$$\begin{pmatrix} eext_{21} \\ eext_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{(\phi_{\text{ext } 21} - \phi_1)}{\phi_{\text{ext } 21}} \\ \frac{(\phi_{\text{ext } 32} - \phi_2)}{\phi_{\text{ext } 32}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.043 \\ 0.069 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} GCI_{21} \\ GCI_{32} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1.25 \cdot ea_{21}}{(r_{21})^p - 1} \\ \frac{1.25 \cdot ea_{32}}{(r_{32})^p - 1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.056 \\ 0.092 \end{pmatrix}$$

[APÉNDICE D]

HOJA DE DATOS DEL FABRICANTE DEL CAUDALIMETRO

V-Cone® Preliminary Sizing

By MATCO TECHNOLOGY C.A

Tag #	12571 AGUA	Fluid	WATER
Serial #	11-5169	Fluid State	LIQUID
Job Ref.	12571280712	End User	INTEVEP
Model	VWD1AC14N2	Industry	Other Industrial (000)

Description: V-Cone 1" S316L Bored, ANSI WN CL150 RF, 3/4" NPT

Note:

C _f	0.85	q max. Flowrate	30 GPM	McCrometer Cal.	
P _f	30 psiG	Re max. Reynolds	1.022e+05	Third Party Cal.	
T _f	80 °F	V max. Velocity	11.14 fps	Dye Pen. Exam.	
ρ	62.09 lb/ft ³	ΔP max. Dp	11.275 psi	Hydro. Test	
μ	0.8799 cP	ΔP min. Dp	0.1128 psi	X-Ray Exam.	
G		D Meter I.D.	1.049 in	Mag. Part	
Z		d Cone O.D.	0.8750 in	PMI	
Y		β Beta Ratio	0.5516	CMTR Copies	
k		Turn Down	10	Application Eng.	EG
C _P					
Mw	18.015				
P _b					
T _b					
Z _b					
P _{baro}	14.696 psi				
P _c	3198.8 psi				
T _c	705.13 °F				
F _a	1.000				
aPE	D 6.7e-06 d 6.7e-06				
P _v	0.5076 psi				
HL	190 inWC				

	Re	Velocity fps	Gas. Exp. Y	ΔP psi	Flowrate GPM
1	1.022e+05	11.14		11.28	30.000
2	92000	10.02		9.133	27.000
3	81780	8.909		7.216	24.000
4	71560	7.796		5.525	21.000
5	61340	6.682		4.059	18.000
6	51110	5.568		2.819	15.000
7	40890	4.455		1.804	12.000
8	30670	3.341		1.015	9.0000
9	20450	2.227		0.4510	6.0000
10	10220	1.114		0.1128	3.0000

Table based on one flow condition (P, T, Z, k...) V25 Version 4.3

⇐ Entered value.

Record Start Date:

Print Date: 08-09-2012



Ref: 12571280712

V-Cone® Preliminary Sizing

By MATCO TECHNOLOGY CA

Tag #	12571 AIR MAX	Fluid	AIR	MATCO TECHNOLOGY, C.A. RIF J-30499953-4 NIT 008102153
Serial #	11-5169	Fluid State	GAS	
Job Ref.	12571280712	End User	INTEVEP	
Model	VW01AC14N2	Industry	Other Industrial (000)	

Description: V-Cone 1" S316L Bored, ANSI WN CL150 RF, 1/4" NPT
 Note:

C _f	0.85	q max. Flowrate	12000	SCFH	McCrometer Cal.	
P _f	30 psiG	Re max. Reynolds	2.975e+05		Third Party Cal.	
T _f	80 °F	V max. Velocity	189.5	fps	Dye Pen. Exam.	
ρ	0.2237 lb/ft ³	ΔP max. Dp	19.337	psi	Hydro. Test	
μ	1.853e-02 cP	ΔP min. Dp	0.1179	psi	X-Ray Exam.	
G	0.9996	D Meter I.D.	1.049	in	Mag. Part.	
Z	0.9986	d Cone O.D.	0.8750	in	PMI	
Y	0.7799	β Beta Ratio	0.5516		CMTR Copies	
k	1.402	Turn Down	10		Application Eng.	EG
C _p	6.930					
M _w	28.951					
P _b	14.696 psi					
T _b	60.000 °F					
Z _b	0.9994					
P _{baro}	14.696 psi					
P _c	547.37 psi					
T _c	-221.26 °F					
F _a	1.000					
aPE	D 6.7e-06 d 6.7e-06					
P _v						
HL	330 inWC					

	Re	Velocity fps	Gas. Exp. Y	ΔP psi	Flowrate SCFH
1	2.975e+05	189.5	0.7799	19.34	12000
2	2.678e+05	170.5	0.8498	13.19	10800
3	2.380e+05	151.6	0.8924	9.451	9600.0
4	2.083e+05	132.6	0.9230	6.764	8400.0
5	1.785e+05	113.7	0.9462	4.729	7200.0
6	1.488e+05	94.74	0.9640	3.164	6000.0
7	1.190e+05	75.80	0.9776	1.969	4800.0
8	89260	56.85	0.9877	1.085	3600.0
9	59500	37.90	0.9946	0.4755	2400.0
10	29750	18.95	0.9987	0.1179	1200.0

← Entered value.
 Record Start Date:
 Print Date: 07-29-2012

Table based on one flow condition (P, T, Z, k, ...) V25 Version 4.3
 Standard Gas Expansion Equation - Rev. Aug. 2001

• Low Y Factor



[APÉNDICE E]

FOTOS DEL CAUDALÍMETRO

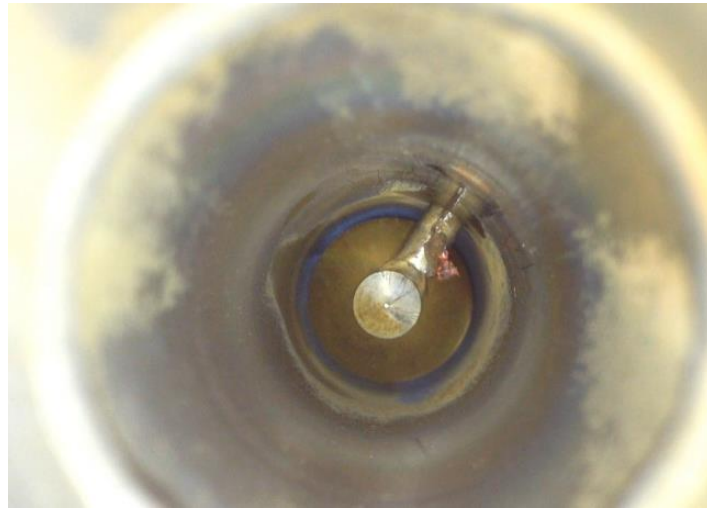
Vista frontal



Vista superior



Vista interna del caudalímetro aguas arriba del cono



Vista interna caudalímetro aguas abajo del cono

