



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

# **Estudio computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión**

**David Calderón Villegas**

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad de Minas, Escuela ambiental y medio ambiente  
Medellín, Colombia  
2016

II Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas  
de fondo con compuertas de alta presión

# **Estudio computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión**

**David Calderón Villegas**

Tesis presentada como requisito parcial para optar al título de:  
**Magister en ingeniería-recursos hidráulicos**

Director:

Aldo Germán Benavides, Ph.D

Codirector:

Francisco Mauricio Toro, Ph.D

Línea de Investigación:

Hidráulica e Hidrodinámica

Modalidad investigativa

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Minas

Medellín, Colombia

2016

III Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas  
de fondo con compuertas de alta presión

*(A mis papás y a mis hermanos)*

*No hay riqueza más grande en la vida, que la  
nobleza que nace del alma.*

*Marciano Martínez*

## **Agradecimientos**

En primer lugar, quisiera agradecer a mis papás (Germán y Myriam) por su constante e incondicional apoyo en todos los ámbitos de mi vida, a mis hermanos por sus consejos, su tiempo, sus enseñanzas su ejemplo y cómo no por sus apoyos económicos. Quiero agradecer especialmente a mi director Aldo Benavides por su dedicación y apoyo, sus consejos, opiniones e interés que hicieron que este proyecto fuera realizable. A mi co-director Mauricio Toro por transmitir sus experiencias y conocimientos. A los ingenieros mecánicos José David Vera y Sebastián Sosa quienes mostraron un interés constante en el desarrollo y finalmente a todos mis compañeros y amigos que contribuyeron de una u otra manera con el desarrollo de esta investigación.

## Resumen

Este documento presenta el análisis realizado al desempeño de una compuerta radial, sometida a condiciones reales de alta presión, en la descarga de fondo de una presa de gran altura. El enfoque del estudio estuvo dirigido a entender el comportamiento hidrodinámico alrededor de la estructura para aperturas totales y parciales de la compuerta radial, con el propósito de comprender el efecto que tiene la demanda de aire y el sistema de aireación diseñado, sobre las sub-presiones generadas en la estructura. Aunque el desarrollo de proyectos hidroeléctricos en Colombia es amplio, algunos incidentes se han producido en relación con las demandas de aire esperadas y reales en las compuertas radiales en las descargas de fondo de presas de gran altura, trayendo como consecuencia afectaciones relevantes sobre el medio ambiente

Para la consecución del objetivo general planteado se utilizó el software comercial de CFD (ANSYS Fluent) a través del cual se obtuvieron los campos de presión, velocidad y demás variables hidrodinámicas de interés para los casos analizados. Adicionalmente se implementó el método volumen de fluido (VOF, por sus siglas en inglés) para resolver la interfaz agua-aire y para realizar la simulación del sistema de aireación. Los resultados obtenidos fueron comparados en algunos casos con cálculos analíticos y fueron contrastados con los resultados de un modelo físico en escala 1:50 escalado con la ley de similitud de Froude. Es válido aclarar que por la escala del modelo físico los resultados de aireación obtenidos fueron comparados de forma cualitativa, y por consiguiente los resultados de la simulación fueron considerados como resultados satisfactorios. Adicionalmente se propuso una metodología para la distribución del sistema de aireación en compuertas radiales de alta presión en descargas de fondo en presas de gran altura.

**Palabras clave:** compuerta radial, descarga de fondo, CFD, demanda de aire, FLUENT, VOF

## **Abstract**

This document presents the analysis carried out on the performance of a radial gate, subject to real conditions of high pressure, at the bottom outlet of a large dam. The focus of the research was to understand the hydrodynamic behavior around the structure, for partial and total openings of the gate, with the aim of understanding the effects of air demand, and the aeration system designed for negative pressure generated in the structure. Although the development of hydroelectric projects in Colombia is large, some malfunctioning has been observed due to the actual versus expected air demand in the radial gate at the bottom outlet of large dam, consequently resulting in significant damage to the environment.

Numerical simulations were performed in ANSYS-FLUENT to obtain velocity and pressure fields, and other hydrodynamic quantities of interest for the analyzed cases. Additionally, the VOF method was used to calculate the free surface flow and estimate the air demand through the aeration system. Results are compared with analytical solutions and the qualitative information available from a 1:50 scale physical model. The qualitative comparison shows a reasonable agreement. Finally, a novel methodology is proposed to calculate the air distribution, as part of the design of aeration system in high head pressure radial gates.

**Keywords: Air demand, Bottom outlet, CFD, ANSYS-FLUENT, Radial gates, VOF**

# Contenido

	<u>Pág.</u>
<b>Resumen.....</b>	<b>V</b>
<b>Lista de figuras .....</b>	<b>1-3</b>
<b>Lista de tablas .....</b>	<b>1-6</b>
<b>Introducción .....</b>	<b>1-7</b>
<b>1. Contexto de la investigación.....</b>	<b>1-9</b>
1.1 Antecedentes .....	1-9
1.2 Justificación .....	1-10
1.3 Objetivo general .....	1-11
1.4 Objetivos específicos .....	1-11
1.4.1 Objetivo específico N°1 .....	1-11
1.4.2 Objetivo específico N°2 .....	1-11
1.4.3 Objetivo específico N°3 .....	1-11
1.4.4 Objetivo específico N°4 .....	1-11
1.5 Marco Teórico .....	1-12
1.5.1 Principios físicos.....	1-12
• Ecuación de continuidad.....	1-13
• Ecuación de cantidad de movimiento .....	1-13
• Ecuaciones de Navier-Stokes.....	1-13
1.5.2 Métodos numéricos .....	1-14
1.5.3 Esquemas de interpolación.....	1-15
1.5.4 Turbulencia.....	1-16
1.5.5 Ecuaciones RANS .....	1-17
1.5.6 Demanda de aire .....	1-19
1.5.7 Sub-presiones y cavitación.....	1-23
<b>2. Metodología.....</b>	<b>2-24</b>
2.1 Cálculo analítico.....	2-26
2.2 Modelo numérico.....	2-28
2.2.1 Malla de cálculo.....	2-28
2.2.2 Condiciones de frontera.....	2-31
2.2.3 Modelo VOF .....	2-36
<b>3. Resultados .....</b>	<b>3-39</b>
3.1 Resultados tramo a presión.....	3-40
3.2 Resultados tramo a superficie libre .....	3-50

1-2	Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión	
3.3	Resultados tramo a superficie libre con el sistema de aireación.....	3-63
<b>4.</b>	<b>Conclusiones y trabajo futuro .....</b>	<b>4-81</b>
4.1	Conclusiones .....	4-81
4.2	Trabajo futuro.....	4-82
	<b>Bibliografía .....</b>	<b>4-84</b>
<b>A.</b>	<b>Anexo: Gráficas adicionales .....</b>	<b>4-87</b>
<b>B.</b>	<b>Anexo: Modelo hidráulico .....</b>	<b>4-92</b>
	Objetivo general modelo hidráulico a escala.....	4-92
	Objetivos específicos modelo hidráulico a escala .....	4-92
	Generalidades .....	4-92
	Instrumentación .....	4-94



## Lista de figuras

Figura 1. Método de volúmenes finitos (Tomado de Benavides Morán, 2015) .....	1-15
Figura 2. Esquema básico flujo agua-aire tras una compuerta de alta presión. Tomado de (Cihat Tuna, Ozkan, & Baylar, 2014) y modificado por el autor del presente trabajo....	1-20
Figura 3. Tipos de flujo a la salida de una compuerta plana de alta presión. Tomado de (Erbisti, 2002) .....	1-21
Figura 4. Configuración completa del caso de estudio analizado. Adaptada de (David et al., 2013).....	2-25
Figura 5. Configuración en planta y en perfil de la cámara de compuertas de la descarga de fondo.....	2-26
Figura 6. Curva de calibración de la descarga de fondo del proyecto analizado. ....	2-27
Figura 7. Malla de cálculo # 4, correspondiente al tramo a presión.....	2-30
Figura 8. Malla de cálculo # 3, correspondiente al tramo a superficie libre.....	2-31
Figura 9. Tipos de fronteras para tramo a presión y apertura del 100%. ....	2-33
Figura 10. Tipos de fronteras para tramo a presión y apertura del 54%. ....	2-33
Figura 11. Tipos de frontera para tramo a superficie libre y apertura del 100%.....	2-35
Figura 12. Tipos de frontera para tramo a superficie libre y apertura del 54%.....	2-35
Figura 13. Inicialización de la fracción volumétrica. Modelo VOF.....	2-37
Figura 14. Valores en celda de la fracción volumétrica en el método VOF. Tomado de (Moshari, Nikseresht, & Mehryar, 2014).....	2-38
Figura 15. Reconstrucción de la superficie libre a través del método VOF. Tomado de (Moshari et al., 2014).....	2-38
Figura 16. Secciones de control para el tramo a presión para una apertura del 100%.3-40	
Figura 17. Perfil de velocidad sección transversal 3, para una apertura del 100%.....	3-42
Figura 18. Perfil de presión sección longitudinal. ....	3-43
Figura 19. Comparación perfiles de presión computacionales y experimentales.....	3-45
Figura 20. Comportamiento de los residuales para el tramo a presión.....	3-45
Figura 21. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 3 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%. ....	3-46
Figura 22. Campo de velocidad, modelo final para una apertura del 100%.....	3-48
Figura 23. Campo de presión, modelo final para una apertura del 100%. ....	3-48
Figura 24. Campo de velocidad, modelo final para una apertura del 54%.....	3-49
Figura 25. Campo de presión, modelo final para una apertura del 54%. ....	3-49
Figura 26. Secciones de control para el tramo a superficie libre para una apertura del 100% y del 54%.....	3-50
Figura 27. Comportamiento de los residuales para el tramo a superficie libre.....	3-54
Figura 28. Análisis de sensibilidad para la variable de fracción volumétrica.....	3-55
Figura 29. Análisis de sensibilidad para la variable "Z-Velocity-Water" .....	3-55
Figura 30. Fracción volumétrica en las diferentes secciones transversales para una apertura del 100% .....	3-58
Figura 31. "Z-Velocity-Water" en las diferentes secciones analizadas para una apertura del 100%.....	3-59

1-4 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Figura 32. Distribución experimental de velocidades en un flujo a superficie libre en un canal rectangular. Tomado de (Chanson, 2012). .....	3-60
Figura 33. Vistas 3D de las líneas de corriente para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 100%. .....	3-60
Figura 34. Vista en planta de las líneas de corriente para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 100%. .....	3-61
Figura 35. Zona de sub-presión máxima, aguas abajo de las compuertas radiales para una apertura del 100%. .....	3-61
Figura 36. Vista en perfil de las líneas de corriente, coloreadas con la magnitud de la velocidad, para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 54%. .....	3-62
Figura 37. Configuración en planta del sistema de aireación .....	3-65
Figura 38. Vista en perfil de la configuración del sistema de aireación. ....	3-65
Figura 39. Geometría modificada para la inclusión del sistema de aireación. Tipos de fronteras especificadas .....	3-67
Figura 40. Vectores de velocidad para los aireadores inferiores, para una apertura del 100%. ....	3-69
Figura 41. Vectores de velocidad para el aireador superior, para una apertura del 100%.3-70	
Figura 42. Comparación entre el perfil de flujo obtenido con el modelo hidráulico a escala y con el modelo numérico para una apertura del 100%. ....	3-71
Figura 43. Comparación entre el perfil de flujo obtenido con el modelo hidráulico a escala y con el modelo numérico para una apertura del 54%. ....	3-71
Figura 44. Vectores de velocidad final para una apertura del 100%. .....	3-73
Figura 45. Vectores de velocidad final para una apertura del 54%. .....	3-74
Figura 46. Relación entre el número de Froude en la vena contracta y la tasa de demanda de aire. ....	3-77
Figura 47. Posibles ajustes numéricos para la demanda de aire en función del número de Froude. ....	3-79
Figura 48. Relación para dos compuertas entre el caudal de aire y la apertura de la misma con diferentes metodologías empíricas y la simulación numérica. ....	3-80
Figura 49. Perfil de velocidad sección transversal 1, para una apertura del 100%. .....	4-87
Figura 50. Perfil de velocidad sección transversal 2, para una apertura del 100%. .....	4-87
Figura 51. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 1 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%. ....	4-88
Figura 52. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 2 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%. ....	4-88
Figura 53. Sensibilidad método de reconstrucción fracción volumétrica. ....	4-89
Figura 54. Sensibilidad método de reconstrucción "Z-Velocity-Water". ....	4-89
Figura 55. Sensibilidad esquemas de turbulencia fracción volumétrica. ....	4-90
Figura 56. Sensibilidad esquemas de turbulencia "Z-Velocity-Water". ....	4-90
Figura 57. Diseño definitivo del sistema de aireación de las compuertas radiales de la descarga de fondo del proyecto en estudio. ....	4-91
Figura 58. Configuración del modelo hidráulico a escala. ....	4-94

1-5 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Figura 59. Disposición de piezómetros en el tramo a presión. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado) ..... 4-95

Figura 60. Disposición piezómetros en la zona de compuertas. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado) ..... 4-95

Figura 61. Sistema para medición de velocidades en el flujo a superficie libre. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado)..... 4-96

## Lista de tablas

	<u>Pág.</u>
Tabla 1. Ecuaciones para la estimación de la demanda de aire.....	1-23
Tabla 2. Características principales escenarios de simulación.....	2-28
Tabla 3. Números de Reynolds esperados. ....	2-28
Tabla 4. Características principales de las diferentes mallas para el tramo a presión. .	2-29
Tabla 5. Características principales de las diferentes mallas para el tramo a superficie libre.....	2-31
Tabla 6. Condiciones de frontera especificadas en ambos casos simulados para el tramo a presión.....	2-34
Tabla 7. Condiciones de frontera tramo a superficie libre .....	2-36
Tabla 8. Configuración final para las simulaciones del tramo a presión y comparación de valores teóricos y simulados. ....	3-47
Tabla 9. Parámetros de la configuración del modelo patrón.....	3-52
Tabla 10. Características modelo final tramo a superficie libre apertura 100%. ....	3-56
Tabla 11. Características modelo final tramo a superficie libre apertura 54%. ....	3-63
Tabla 12. Cálculo de la demanda de aire para una compuerta con diferentes metodologías empíricas (Valores suministrados por el diseñador del proyecto).....	3-64
Tabla 13. Condiciones de frontera para el sistema de aireación. ....	3-67
Tabla 14. Caudales de aire por cada aireador para las dos aperturas de compuerta simuladas. ....	3-72
Tabla 15. Mediciones de campo de la demanda de aire en el proyecto hidroeléctrico San Carlos. Tomado de (Villegas & Mejía, 1988).....	3-75
Tabla 16. Caudales de aire por cada aireador para todas las aperturas de compuerta simuladas. ....	3-76
Tabla 17. Comparación entre demandas de aire empíricas obtenidas por metodologías empíricas y el cálculo computacional.....	3-77
Tabla 18. Ajustes realizados para la determinación de la correlación entre el número de Froude en la vena contracta y la demanda de aire en la compuerta radial.....	3-78
Tabla 19. Características generales modelo. ....	4-93

## Introducción

El término compuerta de alta presión se refiere a todas las compuertas utilizadas en presas, túneles, y/o conducciones que están obligadas a soportar y operar bajo cabezas de presión superiores a 25 metros de columna de agua (m.c.a.) (Sagar, 1995).

Las descargas de fondo de las grandes presas, junto con el vertedero, son estructuras previstas para mantener los niveles de operación del embalse, regular el caudal ecológico, efectuar limpieza de fondo, evacuar crecientes y mantener una operación controlada del embalse durante su vida útil, conformando así el grupo de estructuras indispensables para la estabilidad global y funcionamiento óptimo de la presa. El caso de operación más crítico se da cuando se debe controlar el caudal de descarga mediante posiciones intermedias de apertura de la compuerta. La fluctuación de las presiones internas durante los cierres o aperturas parciales, hacen que en la estructura se incrementen los niveles de vibración, se presenten esfuerzos mayores a los previstos, ocurra el fenómeno de cavitación y aumente la demanda de aire a la salida de la estructura de control, comprometiendo así la estabilidad general de la presa.

Para determinar la demanda de aire en las descargas de fondo con compuertas de alta presión, la mayoría de las formulaciones encontradas han sido expresadas en términos de la tasa de demanda de aire, la cual representa la relación entre el caudal de aire y el caudal de agua. Esta relación depende de varios parámetros tales como: *i)* la forma de la transición y abocinamiento en la zona de la estructura de control, *ii)* la geometría de la compuerta (deslizante o radial), *iii)* la posición de la compuerta (apertura parcial) y *iv)* la velocidad del agua en el conducto (Salazar, Morán, Oñate, Toledo, & Riquelme, 2012). La mayoría de las metodologías y formulaciones han sido realizadas a través de la experimentación y construcción de ensayos de laboratorio con modelos físicos a escala reducida. Por otro lado, la implementación de herramientas de simulación para la comparación de resultados aún es un campo por explorar.

El presente trabajo de investigación buscó realizar una simulación de la hidrodinámica y del sistema de aireación de la descarga de fondo de una central hidroeléctrica, cuyos resultados fueron comparados de forma cualitativa con los resultados de un modelo hidráulico a escala, para dar respuestas a preguntas como: ¿cuáles son las sub-presiones en la zona de las compuertas?, ¿cómo debe ser la distribución del aire para disminuir dichas sub-presiones?

Resulta evidente que un análisis de múltiples variables de los sistemas de aireación en las descargas con compuertas de alta presión, utilizando herramientas de simulación computacional, arrojará resultados que podrían ser generalizados o escalados para proyectos de características similares, disminuyendo riesgos hidráulicos e hidrodinámicos asociados a la operación de las compuertas que afecten directamente la estabilidad de la presa.

El alcance del trabajo está orientado al estudio y entendimiento de la hidrodinámica que corresponde al análisis de campos de velocidades y presiones para un caso particular de

## 1-8 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

una central hidroeléctrica, a partir de una simulación numérica obteniendo los productos listados a continuación:

- Simulación numérica empleando dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) del caso de estudio
- Análisis de sensibilidad a esquemas numéricos y parámetros físicos
- Cuantificación de errores a partir de análisis estadísticos
- Posibilidad de extrapolación de resultados.

Este estudio es un aporte para investigadores, expertos en el área de equipos hidromecánicos y para todo el personal técnico que trabaje con descargas de fondo de presas de gran altura y cuyo interés principal sea la determinación acertada de la demanda de aire en la zona de compuertas y el diseño del sistema de aireación como sistema regulatorio o preventivo que permita la duración y estabilidad de la estructura de control.

# 1. Contexto de la investigación

## 1.1 Antecedentes

El problema para la determinación de la demanda de aire para compuertas de alta presión ha sido tratado por un gran número de investigadores. Sin embargo, debido a las limitaciones inherentes, el problema no ha sido abordado con todo el rigor matemático. Las formulaciones empíricas planteadas entre las décadas de los 50, 60 y 70, (Kalinske & Robertson, 1943), (Sharma, 1976) aún siguen vigentes y son fundamentales para el desarrollo de los sistemas de aireación de compuertas de alta presión. Mediciones de campo de varios proyectos han indicado que los valores de demanda de aire en el prototipo son mucho mayores que los que se predicen con los diferentes modelos analíticos (Sharma, 1976). Para estimar correctamente la demanda de aire con un modelo hidráulico reducido se requeriría atender simultáneamente los criterios de similitud de Froude, Reynolds y Weber entre el modelo y el prototipo, lo cual es prácticamente imposible (White, 2008). Según la revisión sistemática de la literatura, se han realizado estudios principalmente en compuertas planas como el estudio realizado por (Salazar et al., 2012) en el cual se modeló numéricamente la interacción agua-aire en la descarga de fondo de la presa SUSQUEDA. Sin embargo, hasta el momento no se han publicado estudios de carácter hidrodinámico para una compuerta radial sometida a una presión como la del presente estudio. También existen trabajos como el de (Ozkan, Tuna, Baylar, & Ozturk, 2014) que se centró en estimar la tasa óptima para la demanda de aire a la máxima eficiencia en compuertas de alta presión en ductos circulares, o el trabajo de (Yazdi & Zarrati, 2011) que propone un algoritmo para el cálculo de la demanda de aire en ductos de sección circular y rectangular. Otros trabajos se han dedicado principalmente al estudio y análisis de modelos únicamente hidráulicos como los presentados por (Schneider, Mayr, Heigerth, & Klasinc, 2010.) y (Yazdi & Zarrati, 2011) en donde se han desarrollado modelos a diferentes escalas para estudiar la demanda de aire en la descarga de fondo de una central hidroeléctrica particular.

En Colombia se han realizado muy pocos estudios en sistemas de aireación para compuertas de alta presión. Únicamente Restrepo & Sánchez (1981) presentaron un trabajo a partir de un modelo hidráulico en escala reducida (1:25) en el que se estableció la demanda de aire en la descarga de fondo de la presa en el embalse PUNCHINÁ. Posteriormente (Villegas & Mejía, 1988) publicaron la comparación entre los resultados obtenidos a través de las ecuaciones empíricas tradicionales, mediciones de campo y mediciones de laboratorio para la demanda de aire de la compuerta a distintas aperturas. En cuanto a cálculos computacionales se refiere, tan solo Vera Rodriguez, J( 2013) realizó una simulación bidimensional de la aireación de una compuerta radial de alta presión; no obstante el interés principal se centró en calcular el empuje hidráulico sobre la compuerta y los posibles modos de falla en la estructura.

En cuanto al cálculo computacional y comparación con modelo hidráulico de compuertas radiales de alta presión, existen algunos trabajos que se han realizado alrededor del mundo.

## 1-10 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Algunos de ellos se han realizado en Suecia (Vahdati, 2010) y (Liu, 2014), Irán (Abdolahpour & Roshan, 2014), (Yazdi & Zarrati, 2011) y (Kolachian, Abbaspour, & Salmasi, 2012), Estados Unidos (Najafi, Kavianpour, Najafi, Kavianpour, & Moradkhani, 2012), entre otros. Gran parte de los trabajos mencionados fueron realizados para compuertas planas, y solo estos últimos dos para compuertas radiales, con presiones de trabajo inferiores a 50 m.c.a.

### 1.2 Justificación

Debido a la dificultad para tomar datos o hacer estudios del fenómeno *In situ* y a escala real, el diseño de los sistemas de aireación se ha realizado tradicionalmente a partir de ensayos de laboratorio con modelos físicos a escala reducida, a partir de los cuales se han obtenido diferentes formulaciones empíricas que estiman el caudal de aire necesario para diseñar el sistema de aireación (Sharma, 1976). Las aproximaciones empíricas tienen como principales falencias el escalado inherente a los ensayos en modelos físicos y la sensibilidad a variaciones en las características geométricas propias de la estructura. Adicionalmente se debe tener presente que la hidráulica del problema puede ser resuelta en gran medida por estos modelos, dado que en teoría se conoce de forma acertada la ley de semejanza que rige el fenómeno, pero, para el fenómeno de arrastre de aire provocado por la corriente turbulenta de agua a alta velocidad la ley de semejanza o similitud dinámica no es clara (Pinto, 1976). La mayoría de los estudios para la evaluación de los sistemas de aireación se han realizado en compuertas planas (deslizantes y de ruedas), teniendo en cuenta que en este tipo de compuertas existe otro fenómeno particular de interés conocido como "*Downpull*" (Aydin, Telci, & Dundar, 2006). Estas investigaciones abarcan un amplio rango de esfuerzos teóricos y experimentales. No obstante, debido a la importancia de estas estructuras y a la complejidad del flujo que allí se presenta, se requiere más información e investigación.

Las compuertas radiales sometidas a grandes presiones también han sido estudiadas en algunos modelos hidráulicos y a través de simulaciones computacionales, pero los aportes aún no son suficientes para resolver problemas puntuales. Este trabajo de investigación se basa en la operación de la descarga de fondo de un proyecto hidroeléctrico colombiano, actualmente en construcción, el cual presenta una condición única a nivel mundial, dado que será la descarga de fondo que operará con mayor presión de diseño (161 m.c.a) para una compuerta radial. Aunque es claro que el fenómeno en estudio es función de las características y configuraciones especiales de cada proyecto, si se resuelven las preguntas planteadas en la introducción del presente documento, los resultados pueden ser utilizados como punto de partida para el diseño de este tipo de estructuras en proyectos con condiciones de presión y operación similares, trayendo como resultado estructuras más económicas y más seguras, puesto que la incertidumbre sobre la demanda de aire para una condición de operación dada podría estimarse de forma más aproximada a la realidad y así reducir al máximo la probabilidad de que incrementen los niveles de vibración sobre la compuerta, que se presenten esfuerzos mayores a los previstos, que ocurra



1-11 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

el fenómeno de cavitación y que aumente la demanda de aire a la salida de la estructura de control .

### **1.3 Objetivo general**

Evaluar la hidrodinámica que se presenta en una descarga de fondo con compuertas radiales de alta presión, con el fin de estimar los valores de sub-presión aguas abajo de la zona de compuertas y comprobar cuantitativamente los efectos positivos del sistema de aireación, haciendo uso de herramientas de simulación computacional.

### **1.4 Objetivos específicos**

#### **1.4.1 Objetivo específico N°1**

Calibrar y validar un modelo numérico para garantizar que las simulaciones realizadas representen correctamente la hidrodinámica de este tipo de estructuras, a partir de un análisis de sensibilidad en los parámetros numéricos y físicos, realizando comparaciones cualitativas con un modelo hidráulico

#### **1.4.2 Objetivo específico N°2**

Identificar y comprender las principales variables que controlan a hidrodinámica en las estructuras de control de las descargas de fondo con compuertas radiales de alta presión.

#### **1.4.3 Objetivo específico N°3**

Comparar la relación existente entre los caudales de agua y los caudales de aire en función del grado de apertura de la compuerta, para analizar las demandas de aire reportadas en la literatura y las encontradas a través del análisis computacional.

#### **1.4.4 Objetivo específico N°4**

Determinar el campo de presión en la estructura de control y verificar la conveniencia o no de la aireación para prevenir el fenómeno de la cavitación.

## 1.5 Marco Teórico

En general todos los problemas relacionados con la simulación hidrodinámica tratan de resolver las ecuaciones fundamentales de conservación de masa, cantidad de movimiento y de energía, adicionalmente a las ecuaciones de transporte y de estado (Betancur Pérez, 2013). Las ecuaciones que describen el movimiento de los fluidos, conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes no tienen solución analítica hasta el momento (únicamente algunos casos simplificados), es por esto que se deben utilizar métodos numéricos y computadores para encontrar una solución aproximada a flujos complejos, reales y de aplicación en la ingeniería. En este capítulo entonces, se presentan las leyes de conservación de masa y de cantidad de movimiento, los métodos numéricos, las aproximaciones numéricas y el tipo de enfoque utilizado para encontrar una solución aproximada al problema hidrodinámico en estudio, planteado previamente.

### 1.5.1 Principios físicos

Los principios físicos tratados a continuación, son aplicables bajo la mirada de la mecánica del medio continuo. Por definición, un fluido es un estado de la materia que carece de rigidez, lo que implica que fuerzas muy pequeñas actuando sobre él, causan grandes deformaciones. Sobre los fluidos actúan dos tipos de fuerzas básicas y principales. En primer lugar, se puede hablar sobre las fuerzas de cuerpo: fuerzas que son normales al fluido, como por ejemplo el peso del fluido. En segundo lugar, se puede hablar de las fuerzas de superficie: fuerzas que pueden ser normales o cortantes, como por ejemplo la tensión superficial.

Las ecuaciones que describen a un fluido pueden escribirse como una sola ecuación para una variable generalizada  $\varphi$  que puede representar una variable de interés, ya sea, velocidad, entalpía o fracción másica de especies químicas

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho D \frac{\partial \varphi}{\partial x_i}\right) + S(\varphi) \quad (1)$$

En la ecuación (1),  $\rho$  es la densidad,  $u$  es la velocidad y  $D$  es un coeficiente de difusión. Esta ecuación de transporte generalizada tiene 4 componentes:

- 1<sup>er</sup> término a la izquierda: representa el término transitorio
- 2<sup>do</sup> término a la izquierda: representa el término advectivo
- 1<sup>er</sup> término a la derecha: representa el término difusivo
- 2<sup>do</sup> término a la derecha: representa el término fuente

Las ecuaciones de Navier-Stokes pueden ser expresadas a través de la ecuación (1). Como se explicó previamente, el flujo de fluidos está gobernado por las ecuaciones de Navier-Stokes. La solución analítica de estas ecuaciones únicamente puede ser obtenida para flujos simplificados. Sin embargo, mediante la sustitución de la función vectorial continua  $u_i(x_i, t)$  con su contraparte discreta, puede transformarse el conjunto de ecuaciones

## 1-13 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

parciales originales en un conjunto finito de ecuaciones algebraicas que puede ser solucionado numéricamente en un procedimiento paso a paso en el tiempo. El número de puntos discretos determina cuántas ecuaciones algebraicas deben ser resueltas en cada paso de tiempo, y la serie de puntos discretos es conocida usualmente como la malla de cálculo (Gyllenram Walter, 2008).

### • Ecuación de continuidad

También conocida como conservación de la masa, establece que la masa no se crea ni se destruye. Establece que la masa por unidad de tiempo que sale del volumen de control es igual a la rapidez con que disminuye la cantidad de masa contenida en el volumen de control.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

En la ecuación (2) el primer término puede ser anulado para flujos incompresibles ya que es posible asumir que la densidad no varía ni en tiempo ni en espacio.

### • Ecuación de cantidad de movimiento

A partir de la deducción de la segunda ley de Newton, es posible identificar que las 3 fuerzas que dominan el flujo de fluidos son la fuerza gravitacional, la fuerza producto de los gradientes de presión y las fuerzas viscosas. Teniendo en cuenta que para los fluidos Newtonianos la tasa de deformación es proporcional al esfuerzo cortante, se obtiene la ecuación (3)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho g \quad (3)$$

Al expandir el término  $\sigma_{ij}$  correspondiente al tensor de esfuerzos de segundo orden, y utilizando la ley generalizada de viscosidad de Newton para obtener el tensor viscoso  $\tau_{ij}$  para incluirlo en la ecuación, de forma conjunta introduciendo el tensor deformación  $S_{ij}$ , el cual modifica al tensor viscoso, se puede obtener la ecuación (4) que representa la ecuación de cantidad de movimiento generalizada.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \left( \rho g - \frac{\partial P}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

### • Ecuaciones de Navier-Stokes

Estas ecuaciones representan un caso específico de la ecuación de cantidad de movimiento en el que  $\rho$  y  $\mu$  son constantes. Partiendo de la ecuación (4) y recordando que para este caso particular  $\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0$ , se puede obtener la ecuación (5)

## 1-14 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \left( \rho g - \frac{\partial P}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

donde:

$$\mu \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

En la ecuación (6) se cambió el orden de derivación y se aplicó la ecuación de continuidad. Finalmente, reemplazando la ecuación (6) en la ecuación (5) se obtiene la ecuación de Navier-Stokes descrita en la ecuación (7)

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} + \left( \rho g - \frac{\partial P}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

Es válido aclarar que las ecuaciones de Navier-Stokes pertenecen a la clase de ecuaciones diferenciales parciales no lineales. Cualquiera que haya observado el aparente comportamiento caótico de un fluido en la naturaleza, se da cuenta de que no es sencillo encontrar una solución a las ecuaciones planteadas. En la mayoría de aplicaciones de la ingeniería, es suficiente con tener una solución aproximada (Gyllenram Walter, 2008)

### 1.5.2 Métodos numéricos

Las ecuaciones de flujo de fluidos mencionadas anteriormente son ecuaciones que se formulan matemáticamente en términos de su razón de cambio, la cantidad que se está derivando se denomina la variable dependiente y la cantidad respecto a la cual se está derivando se denomina variable independiente. Las ecuaciones que involucran dos o más variables independientes se llaman ecuaciones diferenciales parciales y deben ser solucionadas a través de métodos numéricos. La gran mayoría de los métodos numéricos tienen como principal objetivo discretizar las ecuaciones diferenciales parciales, transformándolas en un conjunto de ecuaciones algebraicas que pueden ser resueltas de forma iterativa. Para flujo de fluidos la técnica más ampliamente utilizada para la discretización de las ecuaciones, se conoce como método de los volúmenes finitos. Este método es utilizado dado su principal ventaja de asegurar implícitamente que la solución obtenida para magnitudes como la masa, la cantidad de movimiento y la energía se conservan para cualquier grupo de volúmenes de control y, por supuesto, para todo el dominio de estudio (Migoya Valor, 2002). La metodología básica para la implementación del método de volúmenes finitos se resume en los siguientes pasos:

1. Se divide el dominio en volúmenes de control (CV)
2. Se integra la ecuación diferencial sobre el CV aplicando el teorema de la divergencia
3. Para poder evaluar los términos de las derivadas, los valores de las caras de cada CV son requeridos
4. Se obtiene una serie de ecuaciones lineales algebraicas para cada CV
5. Las ecuaciones son resueltas utilizando métodos iterativos.

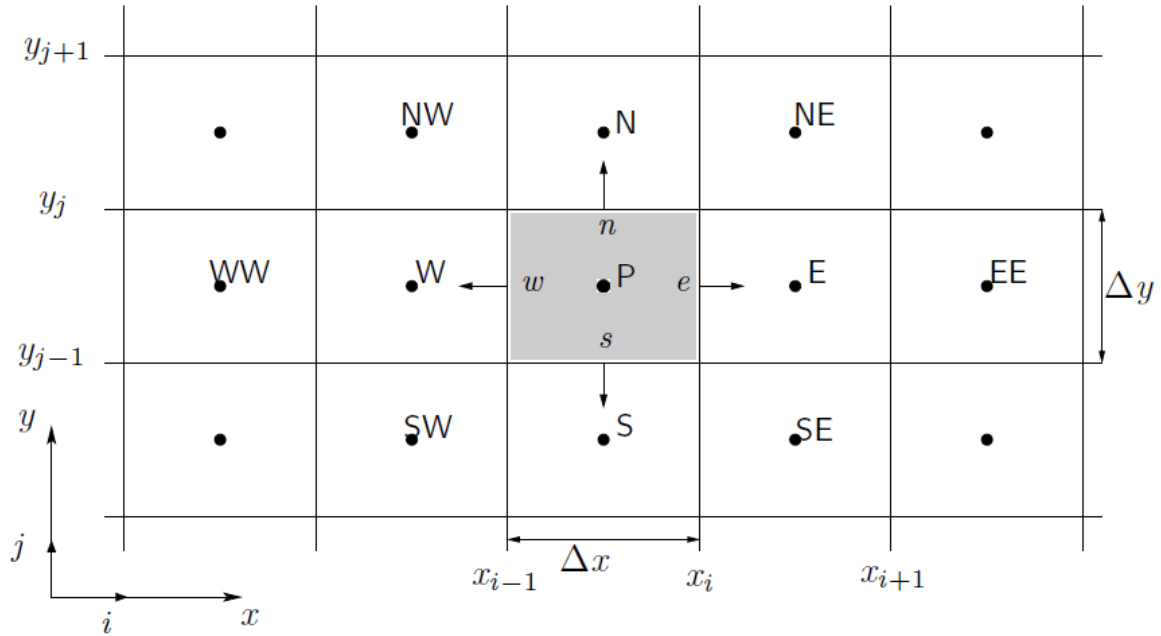


Figura 1. Método de volúmenes finitos (Tomado de Benavides Morán, 2015)

En la Figura 1 se muestra cómo el dominio de cálculo es dividido en volúmenes de control. Los nodos computacionales se localizan en el centroide de cada volumen de control y el valor nodal representa la media sobre el CV. Se escoge un CV con un nodo central P (celda gris en la **Figura 1**). La superficie del CV consiste de 4 caras planas, denotadas por las 4 letras de acuerdo con su dirección (e,w,n,s) respecto al centroide P. Se realiza la integración de la ecuación de transporte para la variable  $\phi$ . Se aplica el teorema de Gauss y se calculan las integrales de superficie como los flujos de la variable  $\phi$  a través de las caras del CV. El flujo neto a través de las fronteras del CV es la suma de las integrales sobre las 4 caras. Finalmente se obtiene el flujo a través de cada una de las caras utilizando el teorema del punto medio, obteniendo la integral de superficie exacta y formulando una expresión algebraica para el centroide P del CV analizado, basándose en la información de las caras de las celdas vecinas. En la ecuación (8) se observa el tipo de formulación encontrada

$$A_P \phi_P + \sum_l A_l \phi_l = Q_P \quad (8)$$

En donde el primer término a la izquierda de la ecuación, representa el valor de la variable analizada en el centroide del CV, el segundo término de la izquierda, representa los puntos vecinos (en cada una de las caras) y el primer término a la derecha de la ecuación, representa los términos conocidos.

### 1.5.3 Esquemas de interpolación

Al tener discretizado el dominio de cálculo en volúmenes de control y almacenar la información en el centroide de cada CV, es necesario estimar el valor de la variable de interés, la cual debe ser expresada en términos de los valores nodales de las celdas vecinas a través de la interpolación. Existen diversos esquemas de interpolación que permiten

## 1-16 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

obtener el flujo a través de las caras y paulatinamente obtener el valor de la variable de interés. Los más comunes se mencionan a continuación:

- Esquemas tipo UpWind (UDS, por sus siglas en inglés): Son esquemas de primer orden, razón por la que únicamente utilizan el valor del nodo aguas arriba de la cara analizada para aproximar el flujo. Tienen en cuenta la dirección del flujo. Su principal ventaja es su facilidad para ser implementados, sin embargo, pueden generar difusión numérica.
- Esquemas tipo Diferencia central (CDS, por sus siglas en inglés): Son esquemas de segundo orden, lo que implica un aumento en la precisión. Para la estimación del valor de la variable en el centroide en estudio utiliza una interpolación lineal entre los dos nodos más cercanos a él. La principal ventaja es que no tiene en cuenta la dirección del flujo y puede producir soluciones oscilatorias.
- Esquemas tipo UpWind de segundo orden (SOU, por sus siglas en inglés): Es una combinación entre los dos esquemas previamente explicados. Son esquemas de segundo orden, por lo tanto, la precisión es alta, tienen en cuenta la dirección del flujo lo que implica eliminación de las soluciones aleatorias. La principal desventaja es que aumentan el tiempo de cómputo. En el presente trabajo se implementaron esquemas de este tipo para la solución de cada uno de los términos involucrados.

### 1.5.4 Turbulencia

En las distintas áreas de la hidráulica y otras áreas de la mecánica de fluidos, los flujos de relevancia práctica y reales son casi siempre turbulentos. Esto indica que los fenómenos presentes en los procesos hidrodinámicos son altamente aleatorios y transitorios en las tres dimensiones (Rodi,1993). El flujo turbulento es aquel que presenta un movimiento aleatorio, cuando la turbulencia está presente, domina sobre los demás fenómenos generando disipación de energía, mezcla y transferencia de momento, es por esto que la turbulencia se considera como una propiedad del flujo.

Toda vez que se trata de adicionar una ecuación para solucionar los esfuerzos cortantes que son los encargados de producir el fenómeno de la turbulencia (esfuerzos de Reynolds), aparecen nuevas incógnitas, trayendo como resultado un problema de clausura de la misma. Por esta razón, diversos investigadores han desarrollado simplificaciones para resolver la turbulencia hasta una escala determinada y de ahí en adelante modelarla. A este tipo de aproximaciones se les llama modelos de clausura para la turbulencia.

Existen diversos modelos de clausura, donde las fluctuaciones de velocidad y de presión pueden ser resueltas numéricamente hasta sus escalas más bajas, esta técnica es conocida como simulación numérica directa (DNS, por sus siglas en inglés) y para su utilización, el máximo tamaño de malla y el mayor intervalo de tiempo permitido debe ser lo suficientemente pequeño para capturar la escala de Kolmogorov, que es la escala donde ocurren los procesos de disipación de la energía cinética transportada por las pequeñas estructuras de flujo o vórtices más pequeños (Pope,2000). No obstante, esta aproximación sigue siendo inasequible en términos de esfuerzo computacional para cualquier aplicación

de ingeniería (Vallon & Valero,2016). También existe otra técnica un poco menos “costosa” en términos de esfuerzo computacional denominada LES, en la cual se recrean los vórtices más grandes y el resto de escalas son modeladas, que desafortunadamente también es una técnica compleja de utilizar en la mayoría de las aplicaciones prácticas de la ingeniería. Por lo anterior, la aplicación más ampliamente utilizada en ingeniería es el método RANS, correspondiente a las ecuaciones exactas de Navier-Stokes pero en donde la solución de las variables representan valores promediados en el tiempo.

### 1.5.5 Ecuaciones RANS

La descomposición RANS fue propuesta por Reynolds a finales del siglo XIX. En esta, las variables de las ecuaciones de transporte se descomponen en dos partes: una media y una fluctuación (Pope,2000). Para una variable genérica  $e(x_i, t)$  se tiene que

$$e(x_i, t) = \bar{e}(x_i) + e'(x_i, t) \quad (9)$$

donde  $\bar{e}$  es el promedio de  $e$  y  $e'$  es la fluctuación de  $e$  respecto a la media. Las variables se descomponen siguiendo lo mostrado en la ecuación (9), por ejemplo, la velocidad ( $u_i = \bar{u}_i + u_i'$ ), posteriormente se reemplazan en las ecuaciones de transporte, y se obtienen las expresiones sobre las cuales se modela la turbulencia. Lo anterior se logra adicionando una ecuación de transporte para reproducir el comportamiento del flujo turbulento y luego se relacionan las escalas de turbulencia para construir a una viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ ) introducida en las ecuaciones de flujo con el objetivo de considerar el efecto de los esfuerzos de Reynolds en el flujo medio. Los modelos de dos ecuaciones son los primeros modelos cerrados que están en capacidad de proporcionar una descripción adecuada, pero aproximada de la turbulencia en términos de escalas de tiempo y longitudes. Una descripción detallada del modelo RANS y clausura de la turbulencia puede ser encontrada en (Wilcox 2000).

En esta investigación se probaron diferentes modelos de turbulencia de dos ecuaciones. Se realizó un estudio de sensibilidad a los modelos implementados, tanto para el tramo a presión como para el tramo a superficie libre y se escogió el más conveniente trabajar al analizar los resultados obtenidos, la convergencia y el tiempo de cálculo (horas CPU). Los modelos de turbulencia fueron implementados con funciones de pared estándar.

Los modelos implementados son:

- Modelo K-epsilon: debido a su robustez, economía en términos de tiempo de cálculo y esfuerzo computacional, y su precisión razonable para un amplio rango de flujos turbulentos ha hecho que sea el modelo más ampliamente utilizado en simulaciones

1-18 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

CFD. Consiste en la adición de dos ecuaciones de transporte que incluyen la convección, difusión, producción y destrucción de la energía cinética turbulenta y su tasa de disipación. Las ecuaciones adicionales son la de energía cinética turbulenta ( $k$ ) y la tasa de disipación turbulenta ( $\epsilon$ ).

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \epsilon \quad (10)$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \epsilon) \quad (11)$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{y} \quad P_k = \nu_t S_{ij} S_{ij} \quad (12)$$

Constantes del modelo:

$$C_\mu = 0.09 \quad C_1 = 1.44 \quad C_2 = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

- Modelo K-epsilon RNG: es un modelo desarrollado utilizando un método de Re-normalización de las ecuaciones de Navier-Stokes para tener en cuenta los efectos de las escalas de movimiento más pequeñas. La aproximación de la turbulencia en el modelo RNG, se realiza al modificar la ecuación de la tasa de disipación turbulenta ( $\epsilon$ ) corrigiendo la transferencia de energía en las escalas de movimiento más pequeñas, mediante cambios en el término de disipación de  $\epsilon$ . Las ecuaciones de este modelo son:

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1 P_k - C_2^* \epsilon) \quad (13)$$

$$C_{2\epsilon}^* = C_2 + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad \text{y} \quad \eta = S k / \epsilon \quad \text{y} \quad S = (2 S_{ij} S_{ij})^{1/2} \quad (14)$$

Constantes del modelo:

$$C_\mu = 0.0845 \quad \sigma_k = 0.7194 \quad \sigma_\epsilon = 0.7194 \quad C_1 = 1.42 \quad C_2 = 1.68 \quad \eta_0 = 4.38 \quad \beta = 0.012$$

- Modelo K-Omega: es un modelo de dos ecuaciones propuesto por Wilcox que tiene en cuenta los efectos de la advección y difusión de la energía turbulenta. Resuelve una ecuación para la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y otra ecuación para la disipación específica ( $\omega$ ), la cual se utiliza en lugar de  $\epsilon$  para definir la viscosidad turbulenta.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (15)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (16)$$



1-19 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

$$v_T = \frac{k}{\omega} \quad (17)$$

Constantes del modelo:

$$\alpha = 0.55 \quad \beta = 0.075 \quad \beta^* = 0.09 \quad \sigma = 0.5 \quad \sigma^* = 0.5 \quad \epsilon = \beta^* \omega \kappa$$

- Modelo K-Omega SST: este modelo, basado en una formulación de transporte del esfuerzo cortante, combina los dos modelos de turbulencia más implementados a nivel comercial. En cercanías a la pared utiliza la formulación del modelo K-omega a través de la sub-capa viscosa, por lo tanto, se evita el uso de funciones de pared sofisticadas; y en regiones alejadas de la pared por fuera de la sub-capa viscosa se cambia a la formulación del modelo K-epsilon, que es más estable y económica. Las ecuaciones que representan este modelo son

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (17)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta^* k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma^* v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (18)$$

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (19)$$

### 1.5.6 Demanda de aire

Cuando una compuerta de alta presión en una descarga de fondo opera bajo aperturas parciales, un flujo de alta velocidad ocurre aguas abajo de la estructura de control trayendo como consecuencia la generación de sub-presiones. En principio, estas presiones pueden estar por debajo de la presión de vapor y por tanto se puede generar un daño estructural en la compuerta y puede presentarse el fenómeno de cavitación en la estructura. Para evitar los fenómenos mencionados, la cámara de operación de las compuertas se conecta a través de un ducto de aireación con la atmósfera, para que el aire pueda fluir hacia la estructura y se puedan mantener presiones relativamente seguras aguas abajo de la estructura de control (Sharma, 1976). En la **Figura 2** se observa el flujo agua-aire que se presenta aguas abajo de la compuerta de alta presión. Es válido aclarar que en la presente investigación se analiza el flujo a la salida de una compuerta radial como la mostrada en la.

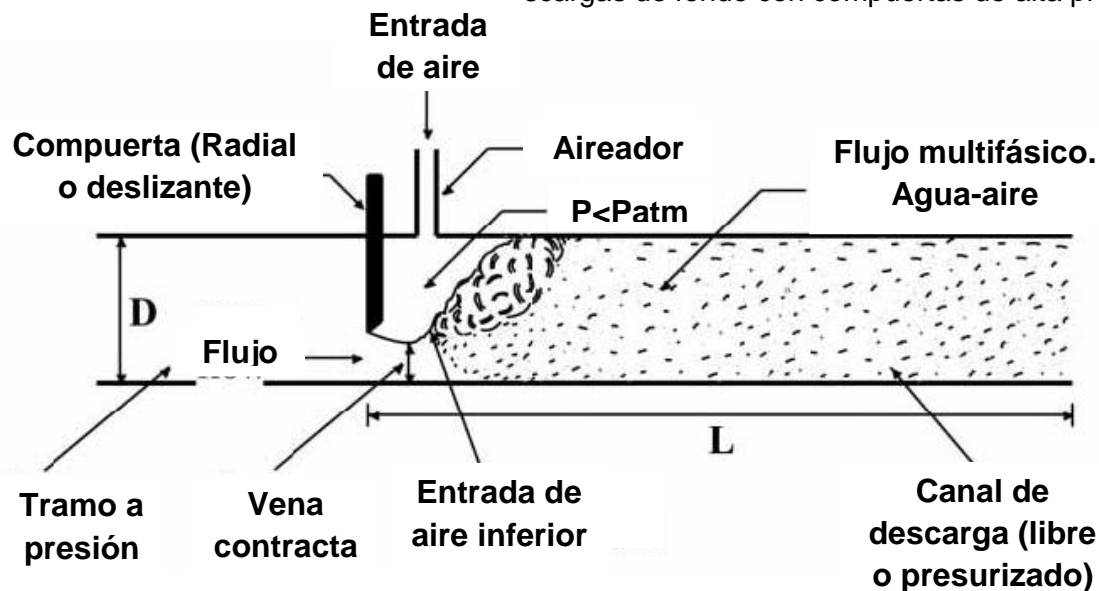


Figura 2. Esquema básico flujo agua-aire tras una compuerta de alta presión. Tomado de (Cihat Tuna, Ozkan, & Baylar, 2014) y modificado por el autor del presente trabajo.

La determinación de la demanda de aire, ha sido objeto de estudio de diferentes investigadores. Hasta el momento solo se han desarrollado ecuaciones empíricas basadas en estudio de modelos hidráulicos a escala. No obstante, el problema aún sigue sin resolverse porque algunas mediciones de campo, muestran que la demanda de aire real supera la demanda estimada (Falvey, 1980).

El primer estudio sistemático de la demanda de aire en ductos cerrados fue realizado por Kalinske & Robertson (1943). Ellos sugirieron la formación de un resalto hidráulico aguas abajo de la compuerta para eliminar las bolsas de aire que se generaban. A partir de un ensayo de laboratorio realizado en un tubo de diámetro de 15 cm, una longitud de 10 m y una pendiente modificable desde 0% hasta 30%, determinaron que la entrada de aire era función del número de Froude aguas arriba del resalto hidráulico formado (Kalinske & Robertson, 1943). Adicionalmente determinaron que la demanda de aire era independiente del porcentaje de apertura de la compuerta.

Diez años más tardes Campbell & Guyton (1953) intentaron abordar el problema de la determinación de la demanda de aire de forma analítica a partir del estudio del flujo a superficie libre en un canal rectangular. Se consideró que la superficie libre del agua produce una fuerza de arrastre en la masa de aire por encima de la superficie libre del agua. Debido a la fuerza de arrastre sobre la masa de aire, se concluyó que la velocidad del aire tenía un perfil logarítmico de velocidad por encima de la superficie libre del agua, el cual variaba desde la velocidad del flujo de agua en la superficie libre hasta cero en la pared del canal (Campbell & Guyton, 1953). Posteriormente el cuerpo de ingenieros de los Estados Unidos (1964) continuó con el estudio propuesto por Campbell & Guyton y desarrolló una relación basada en el número de Froude en la vena contracta para la determinación de la demanda de aire para flujo a superficie libre (Hydraulic Design Criteria, 1965).

Ghetti & Di Silvio encontraron una nueva relación en términos del número de Froude en la vena contracta aplicable para flujo a superficie libre. La relación encontrada, la más conservadora de todas, es la expresión con que se obtienen las mayores demandas de aire.

Finalmente Sharma realizó una experimentación detallada en un modelo hidráulico a escala para encontrar una solución racional al problema de la determinación de la demanda de aire en compuertas de alta presión. Uno de los grandes aportes fue clasificar el flujo a la salida de la compuerta en tipos diferentes, para cada uno de los cuales la demanda de aire varía de forma drástica. En la **Figura 3** se muestran los tipos de flujo que pueden presentarse a la salida de una compuerta de alta presión.

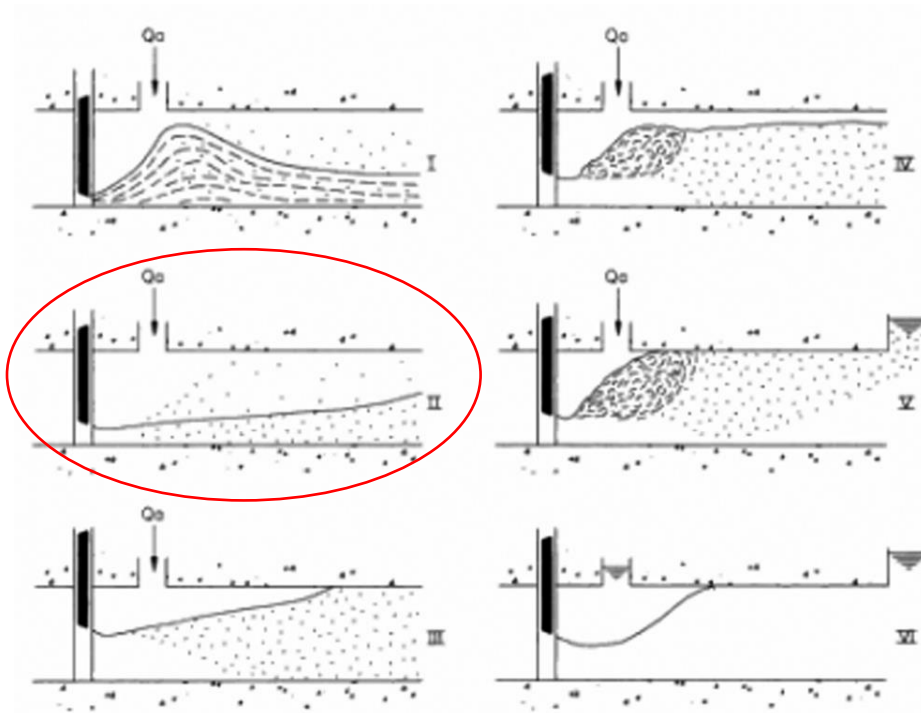


Figura 3. Tipos de flujo a la salida de una compuerta plana de alta presión. Tomado de (Erbisti, 2002)

El tipo de flujo que se espera aguas abajo de las compuertas radiales para el caso en estudio será semejante al flujo tipo II (señalado en rojo), ya que el nivel de agua en el túnel está dado por una condición aguas arriba (nivel del embalse) por lo tanto no es posible que después de la estructura de control se vuelva a presurizar el túnel, toda vez que, aguas abajo del túnel no existe ningún control hidráulico físico. Para este tipo de flujo, se sabe que las demandas de aire son mucho más altas (Erbisti, 2002).

Se concluye entonces que la mayoría de las ecuaciones para la determinación de la demanda de aire han sido obtenidas a partir de experimentación en modelos hidráulicos a escala reducida. Por lo anterior, el conocimiento que se tiene sobre la demanda de aire es empírico. La mayoría de las ecuaciones encontradas en la literatura han sido expresadas

1-22 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

en términos de la relación entre el caudal de aire y el caudal de agua tal como se muestra en la ecuación (19)

$$\beta = \frac{Q_a}{Q_w} \quad (19)$$

Donde:

$\beta$  = Tasa de demanda de aire

$$Q_a = \text{Caudal de aire} \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

$$Q_w = \text{Caudal de agua} \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

La variable  $\beta$  depende de varios parámetros tales como: la geometría del ducto de aireación y de la compuerta, la velocidad y la profundidad en la vena contracta y la depresión (subpresión) aguas abajo de la compuerta. De forma generalizada la ecuación que describe el comportamiento de la tasa de demanda de aire es:

$$\beta = k(F_c - 1)^n \quad (20)$$

Donde

$F_c$ : Número de Froude en la vena contracta

$k, n$ : Coeficientes empíricos

A su vez, el número de Froude está dado por la ecuación:

$$F_c: \frac{V_c}{\sqrt{gh_c}} = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{gh_c}} = \sqrt{\frac{2H}{h_c}} \quad (21)$$

Donde

$V_c$ : Velocidad del agua en la vena contracta

$h_c$ : Profundidad del agua en la vena contracta

$H$ : Presión hidrostática sobre la compuerta

Tabla 1. Ecuaciones para la estimación de la demanda de aire.

AUTOR	ECUACIÓN
Kalinske & Robertson	$\beta = 0.0066(F_r - 1)^{1.4}$
Campbell & Guyton	$\beta = 0.04(F_r - 1)^{0.85}$
USACE	$\beta = 0.03(F_r - 1)^{1.06}$
Ghetti & Di Silvio	$\beta = 0.05(F_c)^{1.418}$
Sharma	$\beta = 0.09(F_c)$

### 1.5.7 Sub-presiones y cavitación

Como consecuencia del flujo a alta velocidad que se presenta a la salida de las compuertas radiales, resultan fenómenos de erosión, vibración y cavitación, los cuales se convierten en los mecanismos de falla principales de la compuerta. Las vibraciones inducidas por el flujo pueden comprometer la integridad de la estructura si la frecuencia de formación de vórtices en el flujo que inducen las vibraciones sobre la compuerta, es igual al modo o a la frecuencia natural de oscilación de la compuerta (Naudascher, 1991), pero el análisis de dicho fenómeno está por fuera del alcance de este estudio. La erosión es consecuencia directa de la cavitación, ya que para que se genere cavitación es necesario que la presión en cierta región esté por debajo de la presión de vapor. Cuando esto ocurre se presenta un cambio repentino de fase, en donde las burbujas de agua se convierten en burbujas de vapor (en la zona de compuertas); a medida que el flujo sigue su trayectoria, dichas burbujas son conducidas a zonas en donde la velocidad disminuye y por lo tanto la presión aumenta (aguas abajo de las compuertas radiales en la zona del escalón) por lo tanto el vapor se condensa rápidamente y las burbujas hacen implosión. La ocurrencia de dicho fenómeno desgasta el material, ya sea acero o concreto y por lo tanto genera la erosión del mismo. Todos los mecanismos mencionados anteriormente pueden conducir a un fallo completo en la estructura (Novak, 2004).

## 2. Metodología

Como se ha mencionado, el caso de estudio representa la descarga de fondo de una central hidroeléctrica actualmente en construcción en Colombia. Como la mayoría de las descargas de fondo de los grandes proyectos hidroeléctricos, están conformadas por un tramo a presión en donde el agua circula por un túnel en sección de semi-bóveda, seguido de una transición hacia la zona de compuertas en donde está la compuerta radial, estructura encargada de regular el caudal descargado. Posteriormente se pasa a un túnel en donde el agua fluye con una superficie libre definida y finalmente se descarga aguas abajo en un pozo de aquietamiento. En la **Figura 4** se observa la configuración descrita. Como características generales se puede decir que el tramo a presión tiene una sección en semi-bóveda con dimensiones de 8m x 8m. La sección está conformada por hastiales de 4 m de altura y una semi-bóveda de 4 m de radio. Esta geometría se mantiene desde la estructura de entrada en una longitud de 464,14 m. En este punto se inicia una transición de la sección en bóveda hacia una sección rectangular (en dos vanos) con dimensiones de 3m de ancho x 3,9 m de alto, en donde se ubican dos compuertas radiales. La longitud de la transición es de 21,40 m. La sección rectangular se mantiene por una longitud de 5,2 m en donde se encuentra cada una de las compuertas radiales en los dos vanos de la estructura de control. Aguas abajo de la compuerta radial el flujo sale por un túnel con flujo a superficie libre con las mismas dimensiones del túnel a presión. Este túnel se extiende por más de 500 m hasta la descarga del flujo en el pozo de aquietamiento.

En la **Figura 4** se presenta la configuración general de la operación de la descarga de fondo a analizar. El caudal a evacuar por la descarga de fondo será siempre de 450 m<sup>3</sup>/s, correspondiente al caudal ecológico. El nivel del embalse variará, por lo cual paulatinamente aumentará la presión sobre la compuerta. Para garantizar la descarga del caudal ecológico se variará la apertura de la compuerta, desde una posición totalmente abierta (100%) hasta una posición parcial (54%). Cuando el nivel del embalse alcance la cota por el vertedero, la presión sobre la compuerta será máxima, a partir de este punto se procede con el cierre definitivo de la descarga de fondo, ya que es posible evacuar el caudal ecológico a través de las compuertas del vertedero. La configuración mostrada en la **Figura 4** se utilizará para la elaboración del modelo numérico. Es válido aclarar que no se realizará una operación conjunta del vertedero y la descarga de fondo en el presente caso de estudio.

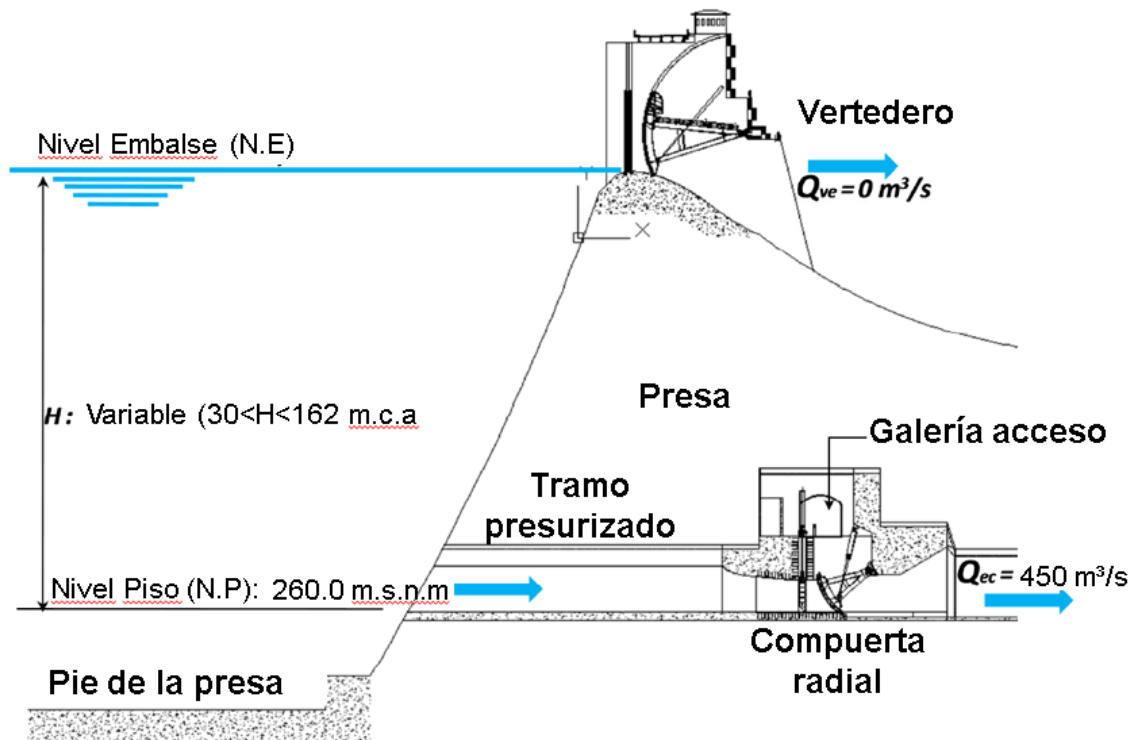


Figura 4. Configuración completa del caso de estudio analizado. Adaptada de (David et al., 2013)

Debido a la combinación de tipos de flujo que se presentan en el caso a estudiar (tramo a presión, flujo agua-aire y flujo a superficie libre) y teniendo en cuenta que se tienen datos de un modelo hidráulico a escala, que, aunque no fue realizado por el autor de la presente investigación, sino por la Universidad Nacional, Sede Manizales, como proyecto de extensión para EPM, cuya descripción, instrumentación y construcción se detalla en el ANEXO B del presente documento, se propone como metodología para el cálculo computacional, dividir el análisis en dos partes. El objetivo de dividir el análisis en dos partes es disminuir el tiempo de cómputo para cada simulación. Como se explicó anteriormente, la transición desde el túnel en sección en semi-bóveda hasta la zona de compuertas, que es la zona que comprende el tramo presurizado, tiene una longitud de 24 m, adicionalmente su geometría es compleja, por lo tanto, la generación de la malla puede causar problemas numéricos debido a la utilización de elementos tetraédricos en las zonas con curvaturas pronunciadas, es por esto, que al partir el dominio de cálculo en dos, se tendrá más control sobre la malla de cálculo y sobre las simulaciones. Adicionalmente, la física del tramo aguas arriba (tramo presurizado) es más sencilla que la física del tramo aguas abajo (tramo a superficie libre); al dividir el dominio de cálculo, es mucho más sencilla la calibración del modelo, ya que hay menos variables involucradas. Para garantizar que a partir de los resultados de una simulación pueda ser posible inicializar la otra, se exportarán perfiles de velocidad, presión y cantidades turbulentas, en una sección de control en la cual se asegure que no se modifiquen los resultados por las condiciones aguas abajo; posteriormente estos perfiles serán cargados en la nueva simulación, evitando así la pérdida de la información. La primera parte será el análisis del tramo a presión (tramo aguas arriba de las compuertas

## 2-26 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión radiales)

que se realiza en un estado permanente, y la segunda parte será el análisis del tramo a superficie libre (tramo aguas abajo de las compuertas radiales) que se realiza en estado transitorio. En la **Figura 5** se muestra las zonas mencionadas previamente. Los resultados obtenidos en términos de perfiles de velocidad y presión del tramo aguas arriba de las compuertas radiales, serán utilizados como condiciones de frontera para la simulación del flujo aguas abajo de las mismas. La demanda de aire se calcula por las metodologías aceptadas a nivel mundial, basadas en relaciones empíricas, las cuales han sido obtenidas en su gran mayoría a través de la experimentación en modelos hidráulicos a escala (Sharma, 1976). Finalmente se compararán los resultados del modelo hidráulico y del análisis computacional tanto para el tramo a presión como para el tramo a superficie libre.

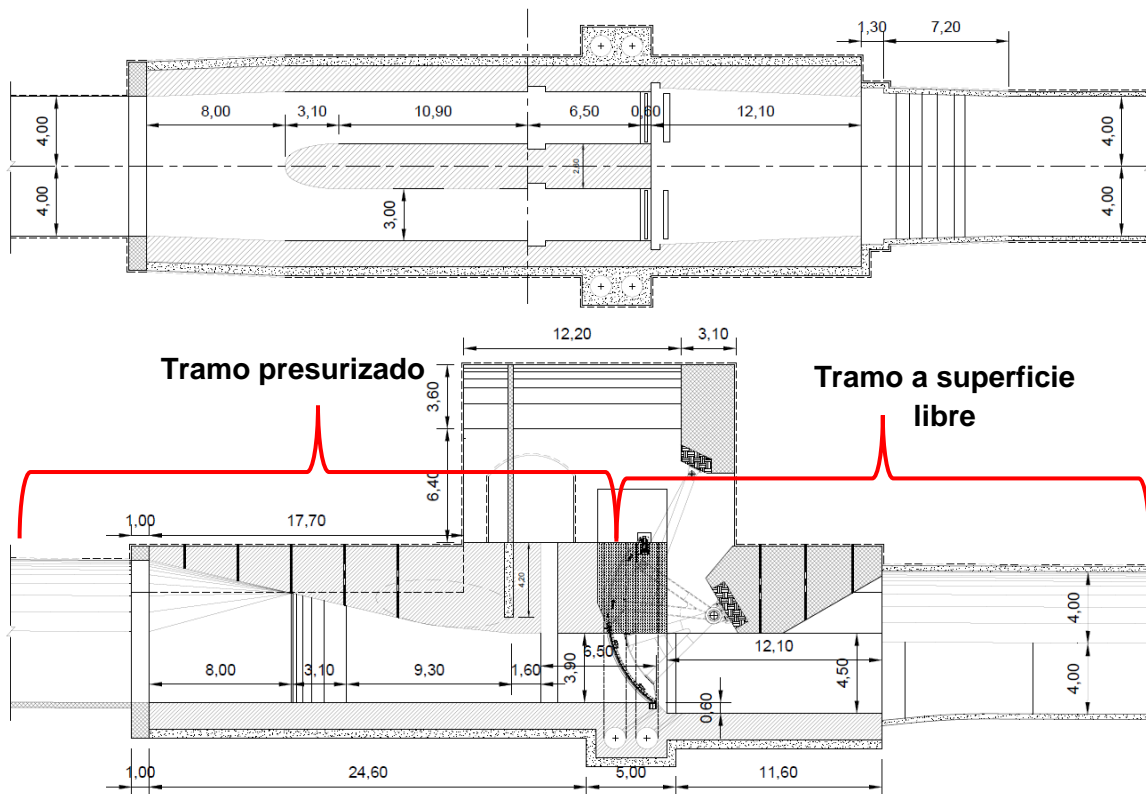


Figura 5. Configuración en planta y en perfil de la cámara de compuertas de la descarga de fondo.

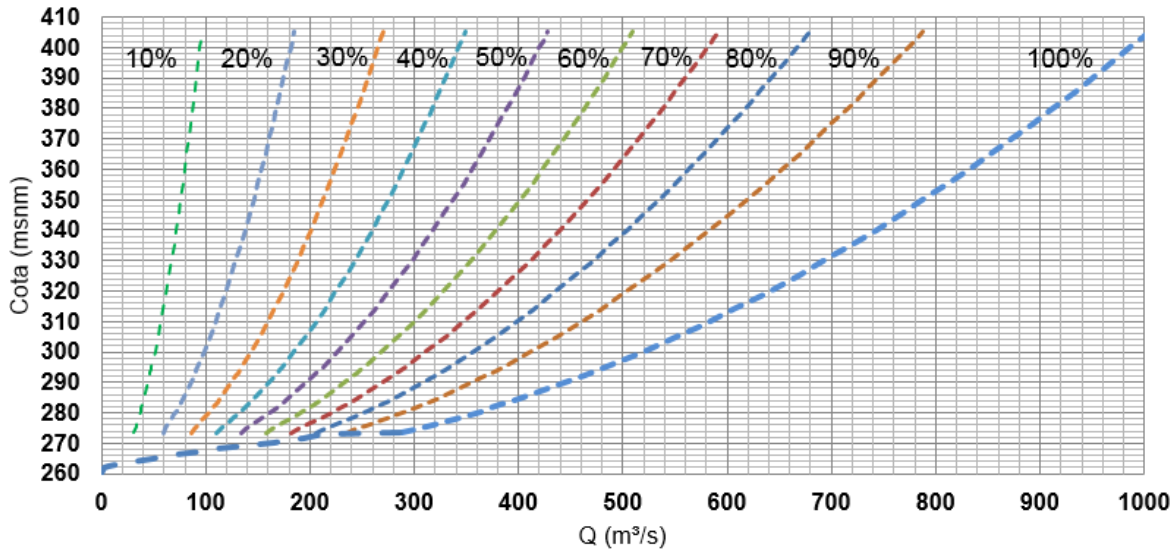
### 2.1 Cálculo analítico

Por tratarse de un proyecto hidroeléctrico real, se cuenta con la información suministrada por el consultor encargado del diseño. La información con que se cuenta consiste en los



2-27 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

planos planta-perfil de toda la descarga y los detalles de la cámara de compuertas. Adicionalmente, se tienen caracterizados los tratamientos de la excavación del túnel en todos los sectores, información con que se puede estimar un coeficiente de rugosidad equivalente del sistema, siendo posible realizar un cálculo teórico unidimensional preliminar para determinar las curvas de calibración de la descarga de fondo. Las curvas de calibración fueron suministradas por la empresa diseñadora del proyecto y se muestran en la **Figura 6**



**Nota:** Esta gráfica muestra las curvas de calibración para diferentes aperturas de compuertas (%), asumiendo una apertura igual y pareja de las dos compuertas de la descarga intermedia. Para estimar la descarga por una compuerta, el valor de caudal del eje x se debe dividir por dos.

Figura 6. Curva de calibración de la descarga de fondo del proyecto analizado.

Es conveniente recordar en este punto, que la operación de la descarga de esta central hidroeléctrica es atípica, es decir, la función de la descarga de fondo será garantizar el caudal ecológico del río durante el llenado del embalse. La autoridad ambiental determinó que el caudal ecológico del río en el cual se ejecutará el proyecto es de 450  $m^3/s$ , por lo tanto, la operación de la descarga de fondo se realizará variando la apertura de la compuerta desde un 100% hasta un 54%, al mismo tiempo que aumenta el nivel del embalse desde la cota 290 m.s.n.m hasta la cota 405 m.s.n.m. Es por lo anterior que se simulan dos escenarios de flujo, tanto para el tramo a presión como para el tramo a superficie libre. El primero con las compuertas totalmente abiertas y descargando un caudal de 225  $m^3/s$  por cada uno de los vanos. El segundo escenario fue para una posición intermedia de la compuerta, con una apertura del 54% y descargando los mismos 225  $m^3/s$  por cada uno de los vanos. Estos dos escenarios de flujo corresponden a dos situaciones reales de operación de la estructura. Los dos escenarios son de interés puesto que en el número 1 se presenta una condición crítica ya que la presión hidrostática sobre la compuerta es muy, mientras que en el escenario # 2, la presión hidrostática es máxima. La **Tabla 2** resume los escenarios simulados

Tabla 2. Características principales escenarios de simulación.

<b>Escenario de simulación # 1</b>	<b>Escenario de simulación # 2</b>
# Apertura compuerta: 100%	# Apertura compuerta: 54%
Presión hidrostática sobre la compuerta radial: 30 m.c.a.	Presión hidrostática sobre la compuerta radial: 146 m.c.a.
Caudal descargado: 225 m <sup>3</sup> /s por cada vano	Caudal descargado: 225 m <sup>3</sup> /s por cada vano

Para ambos casos, los flujos son altamente turbulentos. Los números de Reynolds esperados se muestran en la **Tabla 3**.

Tabla 3. Números de Reynolds esperados.

<b>Escenario de simulación # 1</b>	<b>Escenario de simulación # 2</b>
% Apertura compuerta: 100%	% Apertura compuerta: 54%
Número de Reynolds esperado: $6 \times 10^7$	Número de Reynolds esperado: $8 \times 10^7$

## 2.2 Modelo numérico

La simulación CFD en estructuras hidráulicas es una alternativa para evitar los efectos de escala inherentes a la modelación en escala reducida. Un modelo apropiado con una buena configuración y un modelo numérico robusto se puede usar como alternativa para realizar modelos hidráulicos (Liu, 2014). Existen diversos códigos numéricos comerciales, desarrollados para resolver flujos complejos de agua-aire tanto en conductos presurizados como en canales abiertos.

En este trabajo la simulación numérica se desarrolla con el software ANSYS-FLUENT (ANSYS Fluent Theory Guide). Este software CFD resuelve las ecuaciones promediadas de Navier-Stokes con la técnica de Reynolds (modelos RANS) en tres dimensiones. Esta herramienta también tiene implementados modelos para calcular la localización de la interfase entre diferentes fases continuas (e.g agua-aire) a través de la utilización de un método denominado VOF (Yazdi & Zarrati, 2011).

### 2.2.1 Malla de cálculo

El primer paso en la simulación es la generación de la malla. La malla de cálculo y el modelo numérico se realizaron en el software ANSYS-FLUENT, versión 16.2. El tamaño o resolución de la malla determinará qué fenómenos o procesos pueden o no, ser recreados en la simulación. Tal como se explicó en la sección Metodología, la simulación se partirá en dos tramos. Un tramo a presión que corresponde a la transición del túnel hacia la zona de

2-29 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

compuertas y un tramo a superficie libre que corresponde al canal aguas abajo de la estructura de control.

Para el tramo a presión, debido a la curvatura elíptica de la pila que divide el flujo en dos vanos de geometría regular, se hizo necesaria la utilización de una malla no estructurada con elementos tetraédricos. Las mallas no estructuradas permiten generar refinamientos locales donde se esperan altos gradientes de las variables de flujo (Kim & Boysan, 1999). No obstante, estos elementos pueden generar problemas de convergencia.

En la **Tabla 4** se muestran las diferentes mallas ensayadas para el tramo a presión. De igual forma en la **Figura 7** se muestran los tipos de elementos que conforman una de las mallas ensayadas para este tramo. Se observa que únicamente se simuló uno de los vanos del tramo a presión, dado que la condición simétrica de la estructura así lo permite. Es válido aclarar que la malla es refinada hasta que los resultados sean independientes del tamaño de la malla.

Tabla 4. Características principales de las diferentes mallas para el tramo a presión.

<b>MALLA</b>	<b>NÚMERO DE CELDAS</b>	<b>TAMAÑO MÁXIMO DE CELDA (m)</b>	<b>SKEWNESS MÁXIMO</b>
1	9271	2	0.88
2	25235	0.5	0.84
3	56916	0.4	0.85
4	83455	0.35	0.82
5	223593	0.25	0.85
POLIÉDRICA	96315	0.25	0.84

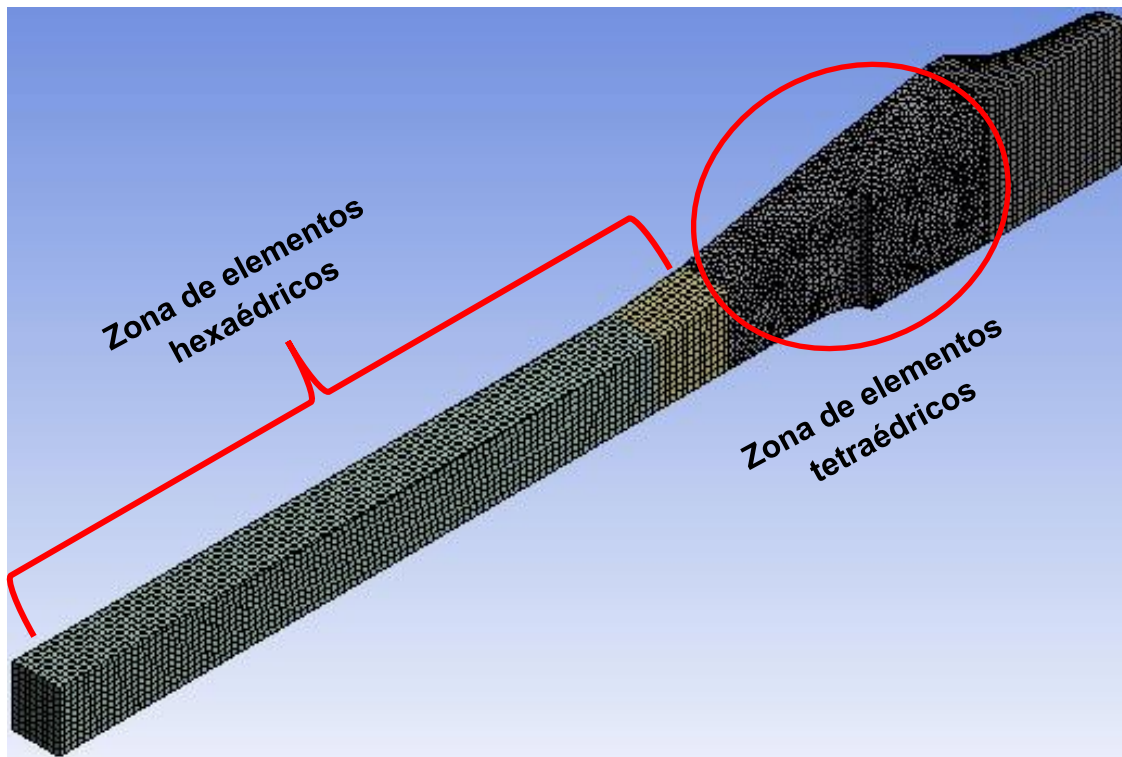


Figura 7. Malla de cálculo # 4, correspondiente al tramo a presión.

En el capítulo Resultados, se realiza un análisis de sensibilidad a las mallas de cálculo y se explica de forma detallada por qué se trabaja con la malla indicada en dicha sección.

Para el tramo a superficie libre, debido a la simpleza de la geometría, fue posible configurar una malla estructurada, formada en su totalidad por elementos hexaédricos. Las mallas estructuradas son generalmente más precisas que las mallas no estructuradas, ya que como se cuenta con mayor número de caras en cada celda, la reconstrucción de los gradientes de las diferentes variables es más sencillo (Biswas & Strawn, 1998). Adicionalmente, los algoritmos de solución tienden a ser más sencillos y rápidos en términos de tiempo de cómputo. En los flujos multifásicos, como el que se presenta en este tramo, las mallas estructuradas tienden a causar menos difusión numérica lo que paulatinamente genera mayor estabilidad. En la **Tabla 5** se resumen las características de las mallas utilizadas para el tramo a superficie libre. Al igual que para el tramo a presión, en el tramo a superficie libre, las mallas de cálculo son refinadas hasta que los resultados sean independientes del tamaño de la malla. Así mismo en la **Figura 8** se muestra el tipo de elementos que conforman una de las mallas ensayadas para este tramo. A diferencia del tramo a presión, para el tramo a superficie libre se simuló la estructura completa, aunque tiene la misma condición de simetría geométrica, el flujo a alta velocidad que se presenta a la salida de las compuertas puede generar deflexión de las líneas de corriente y por lo tanto no presentar un comportamiento simétrico.

Tabla 5. Características principales de las diferentes mallas para el tramo a superficie libre.

MALLA	NÚMERO DE CELDAS	TAMAÑO MÁXIMO DE CELDA (m)	SKEWNESS MÁXIMO
1	5996	1	0.457
2	46413	0.5	0.457
3	383064	0.25	0.457

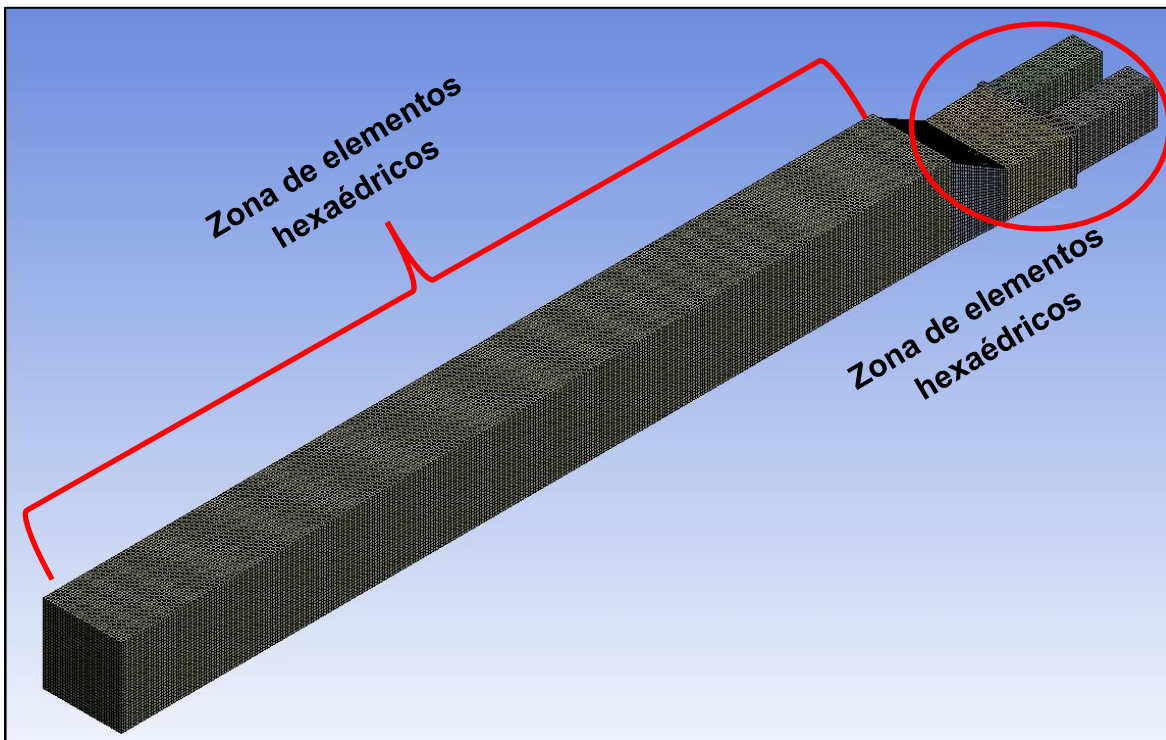


Figura 8. Malla de cálculo # 3, correspondiente al tramo a superficie libre.

De igual forma que en el tramo a presión, para el tramo a superficie libre, en el capítulo Resultados, se realiza un análisis de sensibilidad a las mallas de cálculo y se explica de forma detallada por qué se trabaja con la malla indicada en dicha sección.

## 2.2.2 Condiciones de frontera

Con el modelado numérico se busca aproximar un problema de condiciones iniciales y de contorno sobre unas ecuaciones diferenciales parciales no lineales que representan un fenómeno físico. La solución resultante nunca es mejor que los valores iniciales y de contorno, definidas como forzadores. Las condiciones iniciales son una imagen del sistema para un tiempo  $t$  igual a cero (inicio de la simulación). En muchos casos los resultados

obtenidos muestran inestabilidad en la solución, por lo tanto, las condiciones de frontera permiten disminuir los errores obtenidos al definir los valores al inicio de la modelación (Hodges, B 2009).

Tanto para la simulación del tramo a presión como para del tramo a superficie libre, los tipos de condiciones de frontera especificadas fueron los mismos. Lo que varió de un tramo a otro fue la inicialización y el método de solución, porque para el primer tramo se trabajó flujo interno y para el segundo tramo flujo multifásico. Es válido recordar que el tramo a presión se resolvió en estado permanente o estacionario, mientras que el tramo a superficie libre se resolvió en estado transitorio.

#### ▪ 2.2.2.1 Condiciones de frontera tramo a presión

En la entrada al dominio de cálculo se especificó una condición de frontera tipo “*velocity inlet*”. Esta condición de frontera se utiliza para definir la velocidad de flujo, acompañada de otras propiedades escalares relevantes del flujo tales como: intensidad turbulenta y diámetro hidráulico. La velocidad especificada en las entradas fue de 7.87 m/s, correspondiente al caudal descargado por cada uno de los vanos, dividido por el área del vano. Conociendo que el túnel tiene una longitud de 464,14 m hasta la zona de compuertas, es posible especificar un perfil de velocidad conocido, toda vez que se trata de un flujo turbulento totalmente desarrollado.

Adicionalmente para el tramo a presión, debido a la condición simétrica de la estructura, se utilizó una frontera “*frontera simétrica*” para poder reducir el número de celdas y por lo tanto el tiempo de cálculo.

Aguas abajo de la estructura de control (compuertas radiales) el flujo pasa de ser un flujo a presión y se convierte en un flujo a superficie libre. Es por esto que a la salida del dominio se especificó una frontera del tipo “*pressure outlet*” en donde se utilizó la presión atmosférica en un sistema manométrico de presiones, es decir,  $P_{salida} = 0 Pa man$  en la superficie libre del agua.

El tramo a presión comprende una longitud de 464 m desde el portal de entrada hasta la zona de transición hacia la zona de compuertas. En todo ese tramo, la sección hidráulica es la misma y el caudal no fluctúa en el tiempo, por tal razón no se esperan mayores variaciones en las propiedades del flujo. Es por esta razón que del tramo a presión únicamente se simuló la transición desde la sección hidráulica constante en semi-bóveda de 8m de ancho por 8 de alto, hacia la zona de las compuertas, cuya longitud real es de 24 m. Sin embargo, se decidió extender el dominio de cálculo para poder obtener los resultados esperados en una sección de control localizada aguas arriba de la estructura de las compuertas radiales, ya que, si el dominio de cálculo se “cortaba” en esta zona, era posible encontrar variaciones del flujo en dirección axial, porque es allí donde se localiza la compuerta radial, punto en el cual el flujo cambio su condición de flujo presurizado a flujo a superficie libre. Por lo anterior se realizó una extensión artificial del dominio de cálculo una distancia de 10 veces el diámetro hidráulico, sabiendo que los resultados aguas abajo de esta zona son únicamente utilizados como artificio para mejorar la convergencia y

2-33 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

estabilidad de la simulación. En la **Figura 9** y en la **Figura 10** se muestran de forma clara los tipos de condiciones de frontera especificados para el caso de simulación 1 y el caso de simulación 2 respectivamente. La única variación entre las figuras es que en la **Figura 10**, la apertura de la compuerta radial es de 54%.

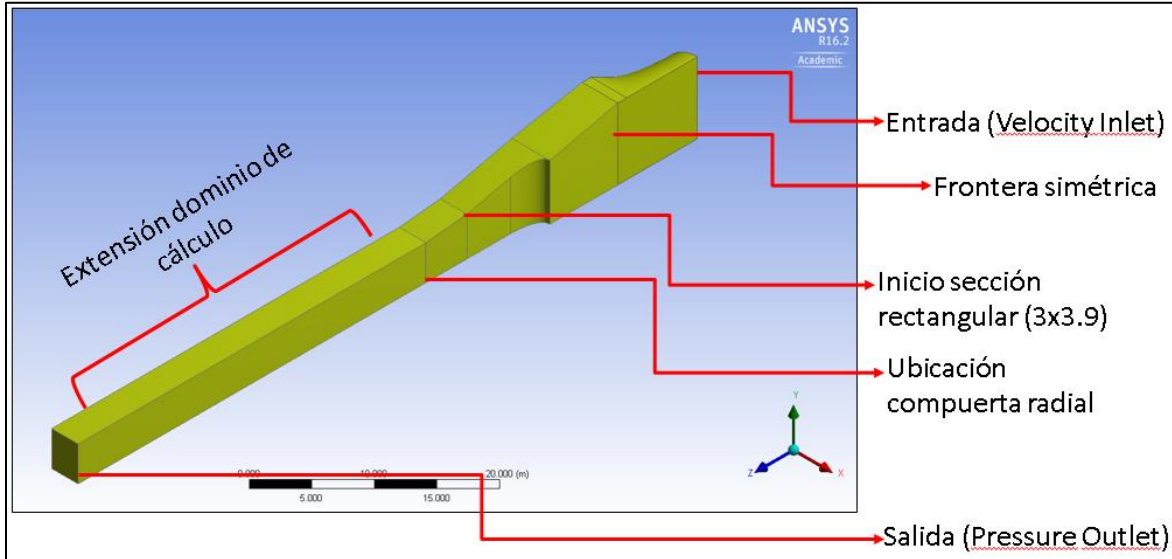


Figura 9. Tipos de fronteras para tramo a presión y apertura del 100%.

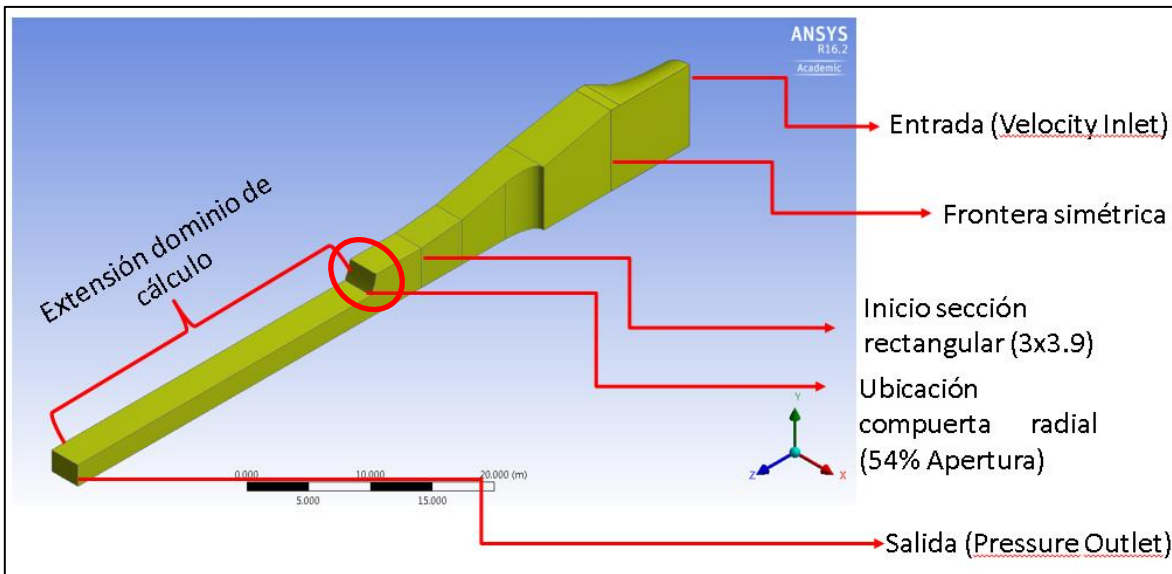


Figura 10. Tipos de fronteras para tramo a presión y apertura del 54%.

En la **Tabla 6** se especifican el tipo y el valor de las condiciones de frontera especificadas para las simulaciones del tramo a presurizado. Las condiciones y valores utilizados para la turbulencia fueron escogidos de forma de establecer un valor de intensidad turbulenta baja y utilizar una característica propia del flujo analizado, razón por la que se especificó el diámetro hidráulico a la entrada y el diámetro hidráulico a la salida. La condición de frontera especificada en la entrada y su valor de 7.87 m/s es posible establecerlo para ambos casos

2-34 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

simulados ya que desde el portal de entrada hasta el inicio del dominio de cálculo de la simulación (zona de transición desde la sección en semi-bóveda hasta las compuertas radiales) hay 464 m, una distancia superior a 50 veces el diámetro hidráulico del túnel de la descarga de fondo, lo que implica que el perfil que se tiene en este punto es un perfil turbulento totalmente desarrollado. Adicionalmente, en ambos casos la simulación arranca desde el mismo punto, lo que varía es en la salida la apertura de la compuerta, razón por la cual es posible especificar el mismo tipo de condición de frontera con el mismo valor en la entrada de ambos casos.

Tabla 6. Condiciones de frontera especificadas en ambos casos simulados para el tramo a presión.

Condición de entrada	Velocity inlet: $u=7.87$ m/s
Condición de salida	Pressure outlet: $P_{salida}$ : 0 Pa manométrica
Condición borde izquierdo	Frontera simétrica
Extensión dominio de cálculo	10 veces diámetro hidráulico: 38.5 m
Condición de turbulencia: Entrada	Intensidad= 3%, Diámetro hidráulico= 8.9
Condición de turbulencia: Salida	Intensidad= 3%, Diámetro hidráulico= 3.9

▪ **2.2.2.2 Condiciones de frontera tramo a superficie libre**

Para el tramo a superficie libre, inicialmente se resuelve la parte de la hidrodinámica sin el sistema de aireación. Para este caso, las condiciones de frontera son similares a las especificadas para el tramo presurizado. La diferencia está en que para esta simulación no se implementó una “*frontera simétrica*”, sino que se resolvió la geometría completa con la salida del flujo de agua por los dos ductos, debido al flujo complejo que se presenta en la unión de los chorros que salen a través de cada una de las compuertas radiales. Al igual que para el tramo a presión, la extensión del dominio de cálculo aguas abajo de la zona de compuertas, fue de 10 veces el diámetro hidráulico. Para la entrada al dominio de cálculo se especificaron condiciones de frontera tipo “*velocity inlet*” con los perfiles de velocidad obtenidos en las simulaciones del tramo a presión y con las variables turbulentas obtenidas con la simulación previa. Para la salida del dominio de cálculo se utilizó una condición de frontera tipo “*pressure outlet*”, dado que el túnel descarga a la atmósfera. Una vez más, se simulan las dos aperturas de compuertas, correspondientes a las situaciones descritas previamente.

En la **Figura 11** y en la **Figura 12** se muestran de forma clara los tipos de condiciones de frontera especificados para el caso de simulación 1 y el caso de simulación 2 del tramo a superficie libre respectivamente. La única variación entre las figuras es que en la **Figura 12**, la apertura de la compuerta radial es de 54%. Para todas las demás caras (fronteras cerradas), al igual que en el tramo a presión, se utilizó una condición de frontera “*Wall*”, en donde se especificó una condición de no deslizamiento acorde a la condición estacionaria de las paredes en el canal. En la **Tabla 7** se resumen las condiciones de frontera para el



2-35 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

tramo a superficie libre. En cuanto a las condiciones iniciales a la turbulencia se refiere, se trabajó con un valor de intensidad de la turbulencia de 3% y un diámetro hidráulico de 3.86 para las entradas y 8 para la salida

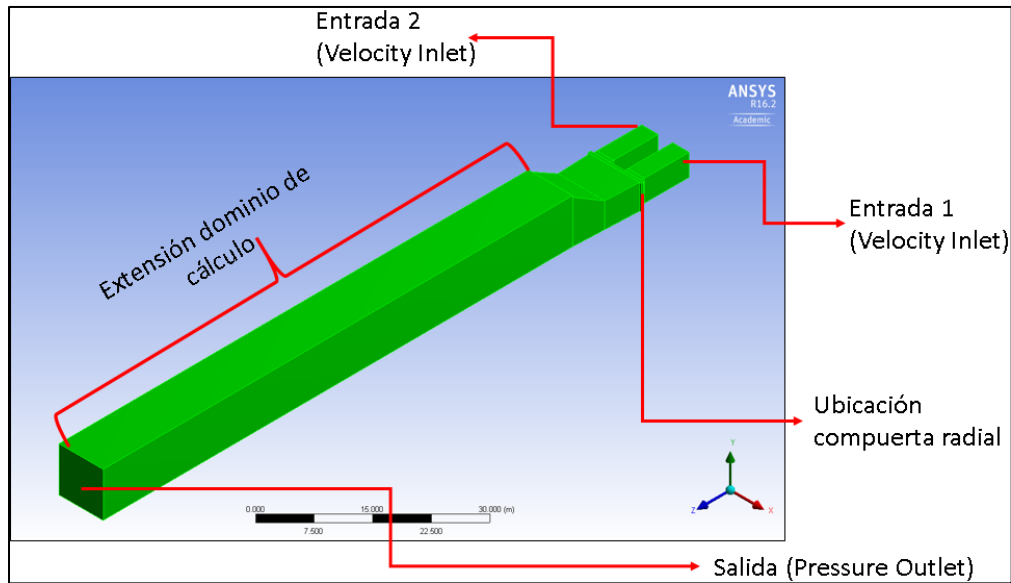


Figura 11. Tipos de frontera para tramo a superficie libre y apertura del 100%.

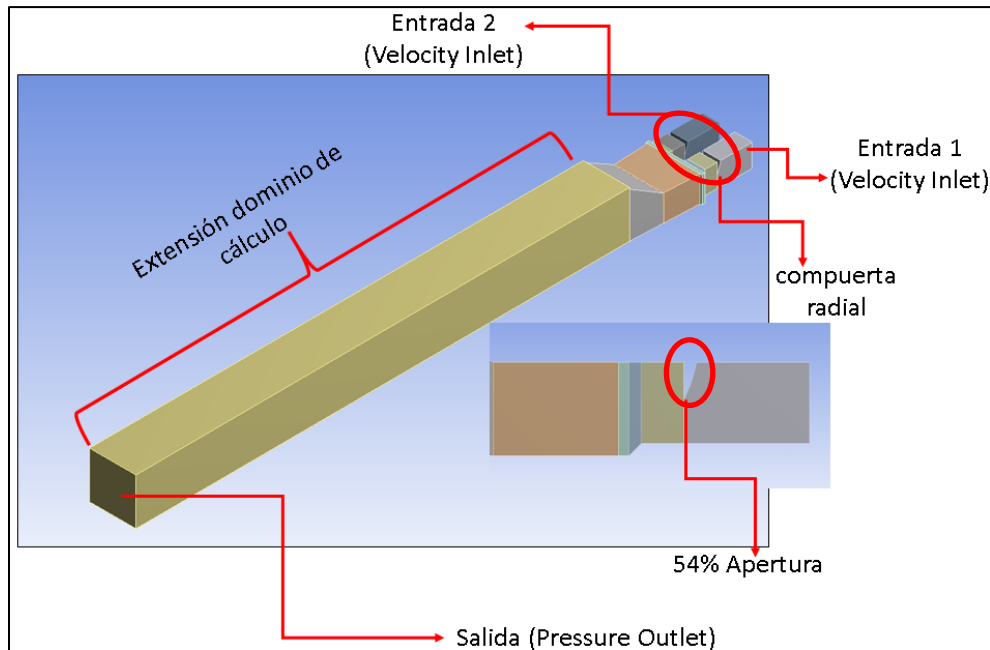


Figura 12. Tipos de frontera para tramo a superficie libre y apertura del 54%.

En la **Tabla 7** se muestran los tipos de condiciones de frontera y los valores especificados para cada frontera, es importante precisar que los valores allí mostrados en las entradas corresponden al valor medio de velocidad del perfil de velocidades obtenido en las

2-36 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

simulaciones del tramo a presión, pero se debe recordar que se importó de la simulación anterior el perfil de velocidades completo.

Tabla 7. Condiciones de frontera tramo a superficie libre

Condición de entrada: Entrada 1	Velocity inlet: $u=19.23$ m/s
Condición de entrada: Entrada 2	Velocity inlet: $u=19.23$ m/s
Condición de salida	Pressure outlet: $P_{salida}: 0$ Pa manométrica
Extensión de dominio de cálculo	10 veces diámetro hidráulico: 85 m
Condición multifásica Entrada 1	$\alpha=1$ . Celdas llenas de agua
Condición multifásica Entrada 2	$\alpha=1$ . Celdas llenas de agua
Condición multifásica Salida	$\alpha=0$ . Celdas llenas de aire
Condición de turbulencia: Entrada 1	Intensidad= 3%, Diámetro hidráulico= 3.86
Condición de turbulencia: Entrada 2	Intensidad= 3%, Diámetro hidráulico= 3.86
Condición de turbulencia: Salida	Intensidad= 3%, Diámetro hidráulico= 8.0

### 2.2.3 Modelo VOF

Básicamente existen dos aproximaciones para la simulación de flujos multifásicos. Para los flujos dispersos se utilizan modelos o aproximaciones de tipo Euleriano o Lagrangiano. Para flujos separados (caso de estudio), se utiliza el método VOF. En el modelado de flujos separados, las fases son tratadas matemáticamente como fases continuas, en donde cada fase representa una fracción volumétrica continua en espacio y tiempo. La suma de las fracciones volumétricas de las fases que intervienen en la simulación deber ser igual a 1. El método VOF resuelve el movimiento de las fases directamente sin necesidad de seguir la interfase, porque asume un único fluido que tiene unas propiedades variables, y es por esto, que las ecuaciones de conservación de masa y de cantidad de movimiento se resuelven para las propiedades de la mezcla. La fracción volumétrica utilizada por el método para la captura de la interfase, fluctúa entre los valores de 0 y 1. El valor de 0 o 1 corresponde a una celda que esté totalmente llena con alguna de las fases especificadas, de lo contrario, tendrá valores intermedios que representan la ubicación de la interfase en el dominio de cálculo, que para el caso de estudio representa la superficie libre del agua (Nichols & Hirt, 1981).

El volumen de fluido se calcula como  $F_{vol} = \alpha Vol_{cel}$ , donde  $Vol_{cel}$  es el volumen de la celda computacional,  $\alpha$  es la fracción volumétrica y.

2-37 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

$$\alpha = \begin{cases} \alpha = 0, \text{ celda llena con la fase 1 (aire) } \\ \alpha = 1, \text{ celda llena con la fase 2 (agua) } \\ 0 < \alpha < 1, \text{ superficie libre del agua } \end{cases}$$

Como el objetivo del método VOF es la captura de la interfase entre dos o más fluidos, su implementación se recomienda en flujos con interfases agudas, tales como los flujos estratificados o flujos a superficie libre (e.g flujo de agua-aire aguas abajo de una compuerta).

Las ecuaciones de transporte se resuelven para las propiedades de la mezcla, asumiendo que todos los campos de todas las variables se comparten entre las fases. En la **Figura 13** se observa como fue la inicialización de la fase volumétrica para la configuración del modelo VOF. Las celdas de color rojo están completamente ocupadas por la fase 1, correspondiente a la fase líquida y las celdas de color azul están completamente ocupadas por la fase 0, correspondiente a la fase gaseosa.

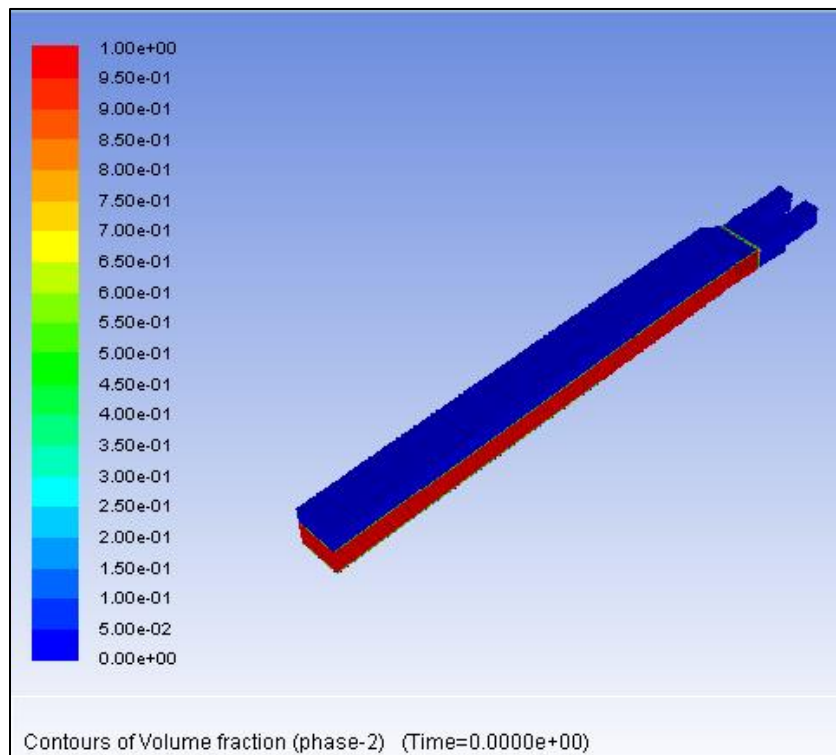


Figura 13. Inicialización de la fracción volumétrica. Modelo VOF

En la **Figura 14** y en la **Figura 15** se observa la representación gráfica de la configuración del método VOF.

0.3	0.0	0.0	0.0
0.95	0.44	0.0	0.0
1.0	0.99	0.52	0.02
1.0	1.0	1.0	0.92

Figura 14. Valores en celda de la fracción volumétrica en el método VOF. Tomado de (Moshari, Nikseresht, & Mehryar, 2014)

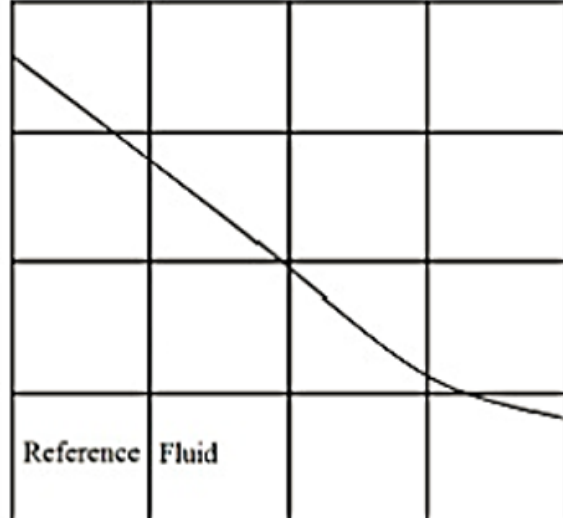


Figura 15. Reconstrucción de la superficie libre a través del método VOF. Tomado de (Moshari et al., 2014)

La ecuación (2) que representa la ecuación de conservación de masa queda modificada de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (22)$$

En la ecuación (22)  $V$  es la velocidad de la mezcla,  $V = (\alpha_w \rho_w V_w + \alpha_a \rho_a V_a) / \rho$ , donde  $V_w$  y  $V_a$  son las velocidades del agua y del aire respectivamente. Adicionalmente  $\rho$  es la densidad de la mezcla definida como  $\rho = \alpha_w \rho_w + \alpha_a \rho_a$ , donde  $\rho_w$  y  $\rho_a$  son las densidades del agua y del aire, de la misma forma que  $\alpha_w$  y  $\alpha_a$  son las fracciones volumétricas.

La ecuación (4) representa la ecuación de cantidad de movimiento para un fluido incompresible, la cual es resuelta por el método VOF a lo largo de todo el dominio de agua y aire, y el campo de velocidad resultante es compartido entre las fases. La ecuación de cantidad de movimiento modificada que se muestra en la ecuación (23) es dependiente de las fracciones volumétricas de agua y aire a través de las propiedades  $\rho$  y  $\mu_0$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_i + F_i \quad (23)$$

En donde  $p$  = presión;  $\mu = \mu_0 + \mu_t \cdot \mu_0$  es la viscosidad de la mezcla y se calcula de forma semejante a la densidad;  $\mu_t$  es la viscosidad turbulenta (cuyo cálculo depende del modelo de turbulencia implementado) y  $F$  representa las fuerzas externas al volumen de control, como por ejemplo la tensión superficial.

Finalmente es pertinente aclarar que, para la presente simulación, el fluido compresible (aire) se introdujo como la fase 1 y el fluido incompresible (agua) se introdujo como la fase 2.

Debido a la formulación de volumen de control que utiliza el software ANSYS, se requiere que los flujos advectivos y difusivos a través de las caras de cada una de las celdas de la

ma de cálculo sean calculados y balanceados con los términos fuentes dentro del mismo volumen de control. Es por lo anterior que se debe aplicar un tratamiento especial de interpolación a las celdas que se encuentran cerca de la interfase entre las dos fases. En ANSYS-FLUENT existen diversos esquemas para la interpolación y reconstrucción de la fase, en este estudio se implementaron esquemas de reconstrucción de forma (GRS, por sus siglas en inglés) ya que este esquema es el más preciso de todos y puede ser aplicado tanto en mallas no estructuradas como en mallas estructuradas. Los esquemas de reconstrucción de forma o geométricos funcionan a partir de 3 pasos fundamentales:

1. Se calcula la posición de la interfase con relación al centro de cada celda parcialmente llena, basándose en la información sobre la fracción volumétrica y sus derivadas
2. Se calcula la parte advectiva del flujo a través de cada cara usando la interfase lineal calculada previamente e información sobre la distribución normal y tangencial de la velocidad en la cara.
3. Se calcula la fracción volumétrica en cada celda utilizando el balance de flujos calculado en pasos anteriores.

En este estudio se utilizaron 3 esquemas de reconstrucción de forma o geométrica. El método *Modified HRIC*, el método *GEO-RECONSTRUCT* y el método *COMPRESSIVE*. En el capítulo de Resultados tramo a superficie libre se realiza un análisis de sensibilidad a los métodos y se explican las razones por las cuales se escoge uno de ellos.

### 3. Resultados

En la **Figura 6**, ubicada en el sub-capítulo Cálculo analítico, se observa la variación del caudal descargado en función del nivel del embalse y de la apertura de las compuertas. Se debe recordar que la utilidad principal de la descarga de fondo es garantizar el caudal ecológico del río ( $450 \text{ m}^3/\text{s}$ ) durante el llenado del embalse, y por lo tanto, que los casos a analizar son los casos más críticos de operación, los cuales corresponden a *I*) El nivel del embalse en la cota 290 m.s.n.m y una apertura de 100% en ambas compuertas para descargar  $450 \text{ m}^3/\text{s}$ , correspondiente al escenario con la mínima presión de operación sobre las compuertas y la máxima apertura de las mismas y, *II*) El nivel del embalse en la cota 405 m.s.n.m y una apertura de 54% en ambas compuertas para descargar una vez más  $450 \text{ m}^3/\text{s}$ , correspondiente al escenario con la máxima presión de operación sobre las compuertas y la mínima apertura sobre las mismas para cumplir el requerimiento ambiental exigido por la autoridad competente.

Los resultados se presentan en términos de los dos dominios de cálculo mencionados en el capítulo anterior, es decir, resultados para el tramo a presión y resultados para el tramo a superficie libre.

### 3.1 Resultados tramo a presión

Para poder realizar un análisis detallado de la sensibilidad del modelo a las mallas implementadas, a los parámetros numéricos y a los esquemas de turbulencia, la mejor forma es la comparación de resultados obtenidos en términos de secciones transversales y longitudinales, en las cuales se grafican variables de interés como la presión y la velocidad. Es por lo anterior que en el tramo a presión se propone estudiar 3 secciones transversales en el dominio de cálculo ubicadas de forma estratégica en 3 puntos de interés, y una sección longitudinal. En la **Figura 16** se muestran las localizaciones de las secciones a estudiar tanto para la apertura del 100%, las cuales son las mismas que para la apertura del 54%. Las secciones transversales están localizadas en zonas donde se esperan gradientes altos de presión y velocidad, dado que en esas zonas es donde mejor desempeño deben tener los métodos de discretización y los modelos de turbulencia especificados para poder capturar los fenómenos de interés.

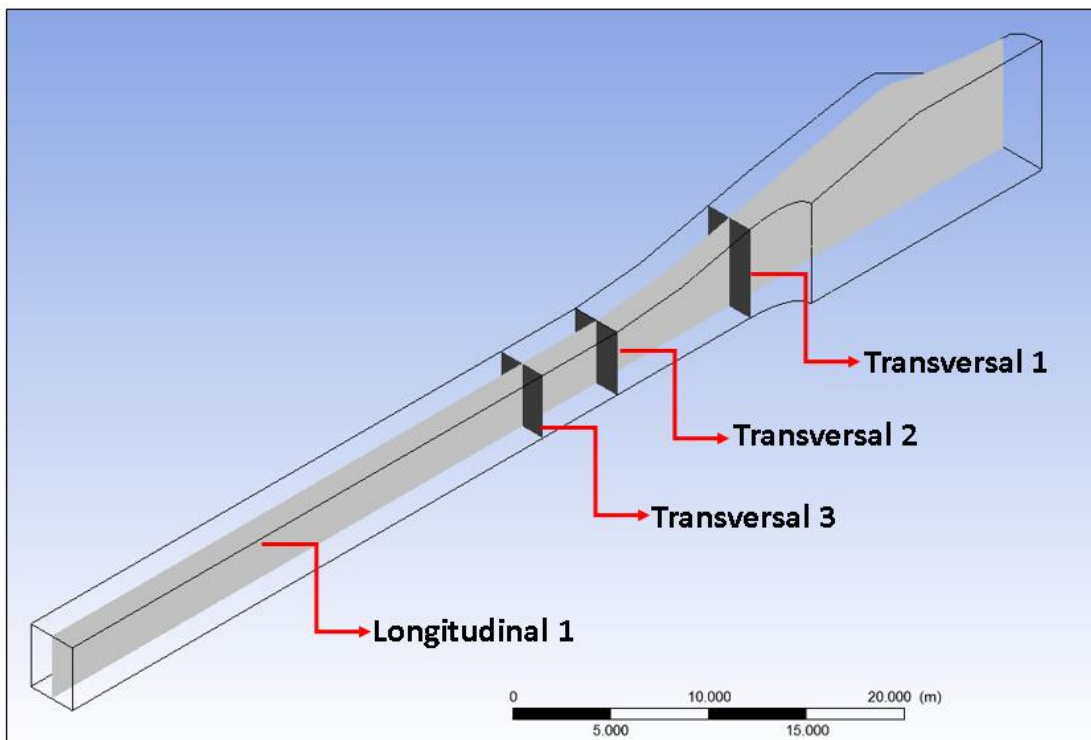


Figura 16. Secciones de control para el tramo a presión para una apertura del 100%

La sección transversal 1 está localizada en donde termina la transición elíptica de la pila que reparte el caudal hacia los dos vanos en donde se ubican las compuertas radiales. En esta zona, como producto del cambio geométrico de la sección, se espera una deflexión de las líneas de corriente, y por lo tanto se hace interesante analizar los fenómenos que allí se

### 3-41 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

presentan. La sección transversal 2 se localiza justo en donde finaliza la transición en el techo e inicia la sección rectangular, es por esto que las líneas de corriente se estabilizarán y habrá un aumento en la velocidad y por tanto una disminución en la presión que es fundamental analizar. En esta sección se obtienen los perfiles de velocidad, presión y las cantidades turbulentas que se utilizan como condición de frontera en la simulación del tramo a superficie libre. Finalmente, la sección transversal 3 está localizada en la zona donde se encuentra la compuerta radial. En esta sección se comparan los resultados obtenidos en términos de velocidad y presión con los datos teóricos. Para la simulación del 54% de apertura de la compuerta radial, las secciones transversales 1 y 2, y la sección longitudinal se mantienen iguales, variando solamente localización de la sección 3, la cual ahora se encuentra en el espacio que queda entre el labio inferior de la compuerta y el piso.

Los resultados mostrados en la **Figura 17** dan cuenta de la sensibilidad que tiene el modelo a la malla de cálculo utilizada (las características principales de las correspondientes mallas se muestran en la **Tabla 4**). Se observa que en las mallas 1 y 2 el perfil de velocidades que se genera, que es totalmente turbulento, tiene un comportamiento diferente al de las demás mallas de cálculo, lo que indica que no hay una independencia de malla. Para las mallas 3, 4, 5 y la malla poliédrica, el perfil de velocidades obtenido es muy similar entre ellos. Después de realizadas diferentes simulaciones con cada una de las mallas, se encontró que la óptima corresponde a la malla # 4, con un tamaño de celda de 0.35 m, un total de celdas cercanas a 85000 y un factor de sesgo (skewness) máximo de 0.82 en 327 celdas, lo que equivale a un porcentaje inferior al 0.5%. Es válido aclarar que el factor de sesgo se define como la diferencia entre la forma del elemento y la forma de un elemento equilátero de volumen equivalente. Elementos altamente sesgados pueden disminuir la precisión y causar inestabilidad numérica. Un valor de factor de sesgo de 0 indica elementos equiláteros y un valor de factor de sesgo de 1 indica elementos completamente sesgados. Adicionalmente, con esta malla se necesitaron únicamente 150 iteraciones para alcanzar la convergencia con los criterios previamente establecidos.

En las secciones transversales 1 y 2 se obtienen perfiles de velocidad similares a los que se presentan en la **Figura 17**. Todas esas gráficas pueden ser revisadas y consultadas en el Anexo A. En cuanto al perfil de velocidades obtenido se puede decir que es un perfil totalmente turbulento, con un gradiente pronunciado en cercanía a las paredes producto de los esfuerzos cortantes que allí se presentan. La forma que tiene en la parte superior se debe a que el túnel va variando desde una sección en bóveda de 8 m de altura hasta una sección rectangular de altura 3.9 m. Se considera pertinente aclarar que el perfil de velocidades obtenido en esta sección transversal, se utilizó como condición de frontera para la simulación del tramo a superficie libre.

En la **Figura 18** se muestra la caída de presión entre la frontera de entrada y la sección de control en la compuerta radial. Para el caso de simulación 1, resumido en la **Figura 18**, se encuentra el origen de la referencia., correspondiente a una cabeza de presión bruta sobre las compuertas de 30 m.c.a y un caudal descargado a través del túnel de la descarga de fondo, se tiene una caída de presión de aproximadamente 18 m.c.a. Esta caída se comparó con un cálculo analítico y se estima un valor muy aproximado (19.25 m.c.a) al calculado a

### 3-42 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

través de la simulación computacional, con un error relativo de 6.5%. También se observa que, para todas las mallas de cálculo, la tendencia en la caída de presión es similar, pero dado que en los perfiles de velocidad mostrados anteriormente si hubo una sensibilidad al tamaño de celda importante, se decidió trabajar con la malla de cálculo # 4.

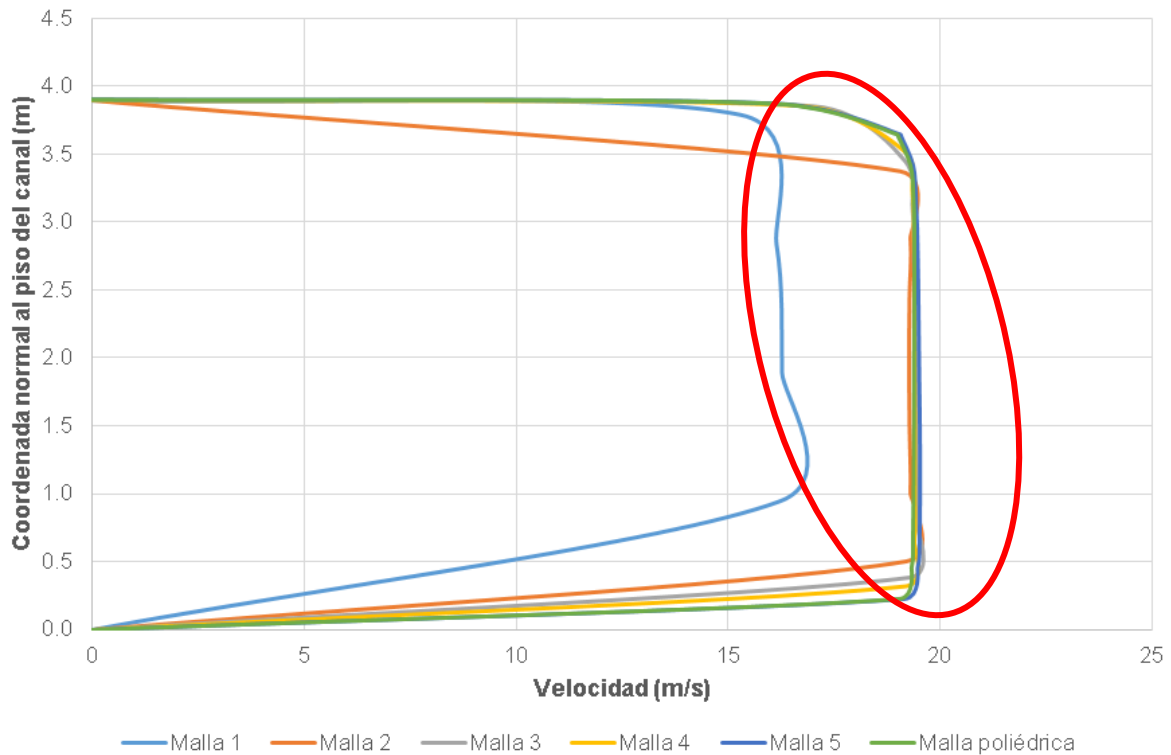


Figura 17. Perfil de velocidad sección transversal 3, para una apertura del 100%

Al observar la **Figura 18**, se puede apreciar que los perfiles de presión obtenidos con la malla de cálculo #1 y la malla de cálculo poliédrica están separados de los demás perfiles, lo que indica discrepancia en la solución como resultado de la falta de celdas en esa zona. Sin embargo, para las demás mallas (#2, #3, #4 y #5) se aprecia que los perfiles están muy juntos, lo que indica que el número de elementos puede representar de forma adecuada la caída de presión desde la entrada del dominio de cálculo hasta la salida del mismo.



### 3-43 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

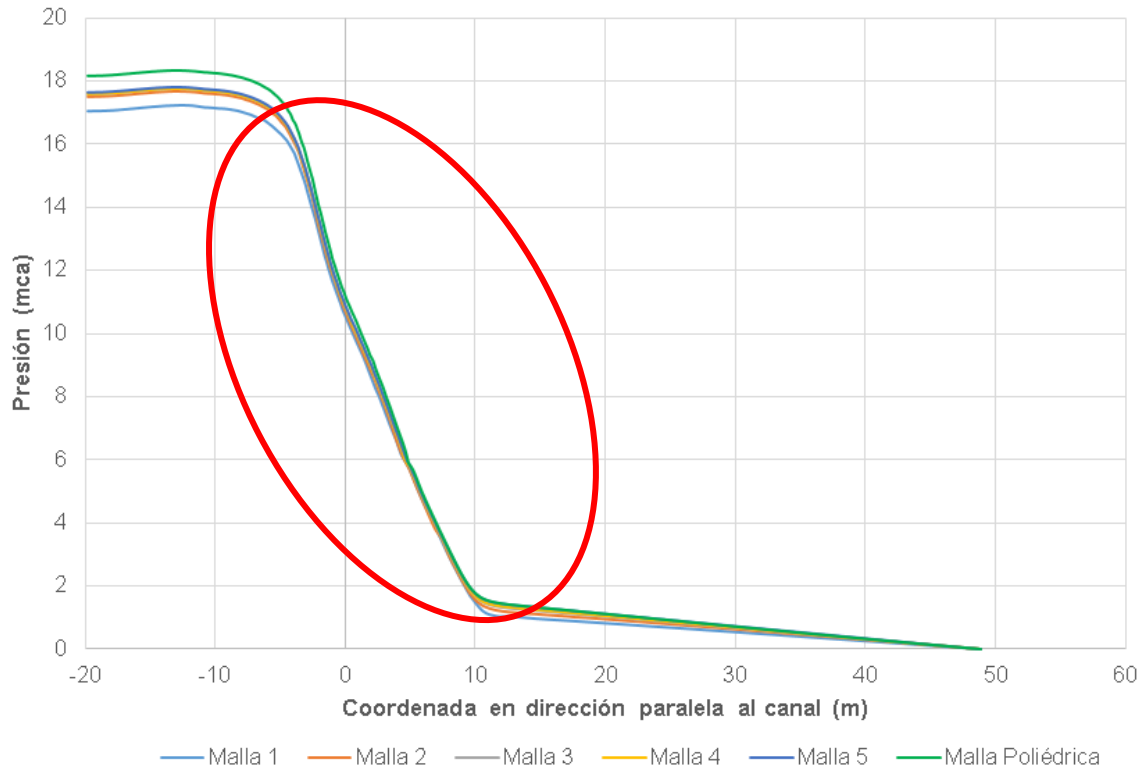


Figura 18. Perfil de presión sección longitudinal.

La **Figura 18** muestra la caída de presión entre la frontera de entrada y la sección de control en la compuerta radial. Para el caso de simulación 1, resumido en la **Tabla 2**, correspondiente a una cabeza de presión bruta sobre las compuertas de 30 m.c.a y un caudal descargado a través del túnel de la descarga de fondo, se tiene una caída de presión de aproximadamente 18 m.c.a. Esta caída se comparó con un cálculo analítico y se estima un valor muy aproximado (19.25 m.c.a) al calculado a través de la simulación computacional, con un error relativo de 6.5%. También se observa que, para todas las mallas de cálculo, la tendencia en la caída de presión es similar, pero dado que en los perfiles de velocidad mostrados anteriormente si hubo una sensibilidad al tamaño de celda importante, se decidió trabajar con la malla de cálculo # 4

Como se tenían los perfiles de presión para el tramo presurizado (túnel) de la descarga de fondo, obtenidos con el modelo hidráulico a escala realizado en la universidad Nacional Sede Manizales, resultó interesante comparar estos perfiles con los perfiles del modelo computacional y el perfil teórico unidimensional para la zona de compuertas. La información mencionada anteriormente se presenta en la **Figura 19**. Allí se observa que todos los perfiles de presión obtenidos con el cálculo computacional tienen la misma tendencia del perfil teórico de presión, aunque existe una desviación de 2 m.c.a respecto a los perfiles obtenidos a través del CFD, toda vez que al ser un modelo unidimensional las variaciones de velocidad en las otras dos direcciones no son tenidas en cuenta, las cuales afectan directamente la presión. Los perfiles experimentales muestran un comportamiento anómalo. Se observa que después de una caída de presión producto de un aumento súbito

### 3-44 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

de la velocidad, el perfil de presión vuelve y aumenta su presión a medida que se acerca hacia la zona de compuertas. Dicho comportamiento puede ser explicado debido a la naturaleza tridimensional del flujo analizado. En la zona de compuertas existe una pila que se encarga de repartir el flujo por los dos ductos de sección rectangular hacia la zona de compuertas. Como producto de esa bifurcación las líneas de corriente se separan y se curvan, siendo entonces posible que la medida en un punto corresponda a una línea de corriente y la medida en un punto más aguas abajo corresponda a otra línea de corriente que puede tener una carga de presión diferente (mayor o menor) a la medida en el piezómetro anterior; de allí la diferencia en los perfiles de presión obtenidos de forma experimental. Este comportamiento anómalo en términos de presión descrito anteriormente, también es posible explicarlo al revisar la ley de similitud bajo la cual se escaló el modelo hidráulico a escala. Este modelo se escaló utilizando la ley de semejanza de Froude, número adimensional que representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas gravitacionales, pero en el tramo presurizado, las fuerzas viscosas toman importancia y determinan en gran parte el flujo del fluido, por lo tanto, el número adimensional que gobierna en ese tramo es el número de Reynolds; lo anterior implica que el número de Reynolds en el modelo hidráulico a escala debería ser igual al número de Reynolds en el prototipo y así poder garantizar la similitud dinámica que permita la comparación de los resultados. El número de Reynolds en el prototipo, en la zona del túnel es  $6 \times 10^7$ , un número que implica un régimen turbulento, mientras que el número de Reynolds en el modelo hidráulico a escala es  $2 \times 10^5$ . Es claro entonces que la única forma de garantizar un número de Reynolds igual es cambiando el fluido utilizado en el modelo hidráulico a escala, para que a través de la viscosidad del fluido escogido se alcance la similitud dinámica que permita la comparación cuantitativa. Por lo mencionado anteriormente se concluye que el modelo hidráulico no es útil para comparar de forma cuantitativa los resultados obtenidos con el modelo computacional para el tramo a presión; es por esto que únicamente se utilizarán los resultados del modelo hidráulico, que es de resaltar no fue desarrollado por el autor de la presente investigación, sino por la Universidad Nacional, Sede Manizales, para comparar de forma cualitativa los perfiles de flujo en el tramo a superficie libre, toda vez que en el tramo a presión no es posible realizar ni una comparación cualitativa como quedó demostrado previamente. En la **Figura 20** se muestra el comportamiento de los residuales en función del número de iteraciones. Se observa que la tendencia es clara a decaer con el número de iteraciones, lo que indica convergencia en la solución obtenida.

### 3-45 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

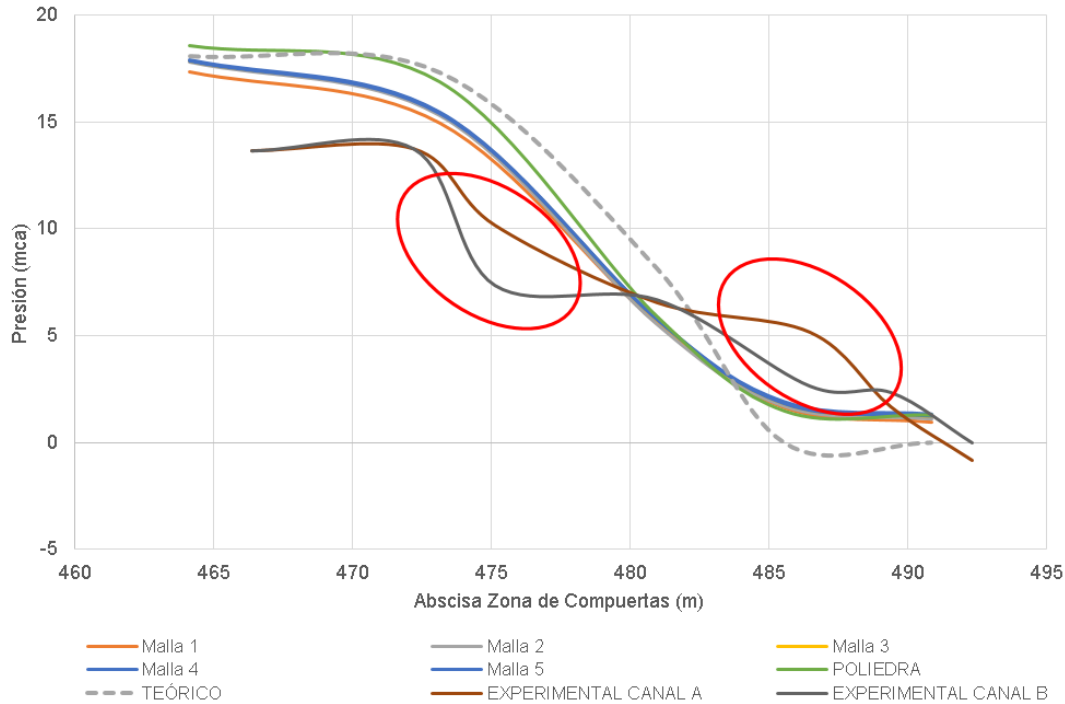


Figura 19. Comparación perfiles de presión computacionales y experimentales

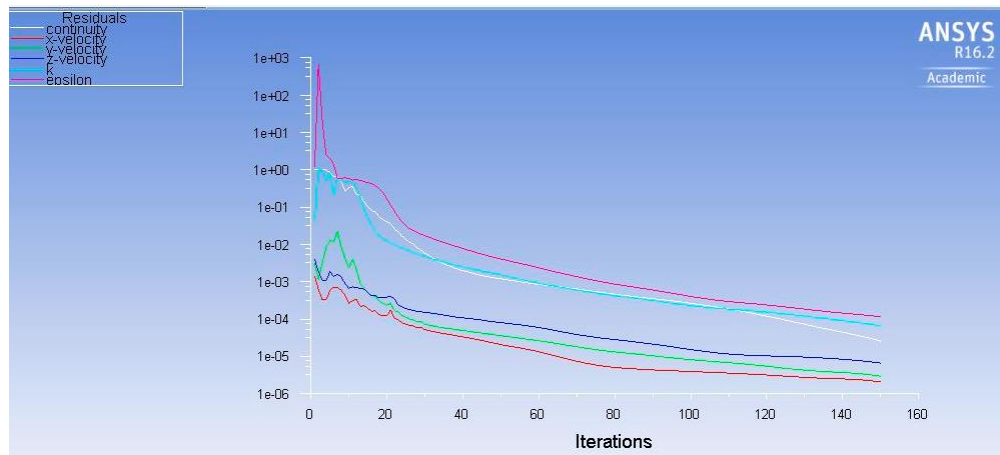


Figura 20. Comportamiento de los residuales para el tramo a presión

Finalmente, tanto para la simulación con una apertura del 100% como para la de una apertura del 54%, se realizó un análisis de sensibilidad a los esquemas numéricos de la solución de las ecuaciones, pasando de esquemas de primer orden a esquemas de segundo orden para todos los términos (SOU, por sus siglas en inglés). Se realizó también un estudio de sensibilidad al modelo de turbulencia. Para la malla de cálculo seleccionada, se probaron esquemas de turbulencia de dos ecuaciones, tales como: K- $\epsilon$ , K- $\epsilon$  RNG, K- $\omega$  y K- $\omega$  SST. En la **Figura 21** se muestra el análisis de sensibilidad para una apertura del 54% en la sección transversal 3. Gráficas del mismo estilo para las demás secciones de control y para la apertura del 100% se muestran en el anexo A. Es válido

### 3-46 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

aclarar que el perfil de la malla # 4 (en color azul) fue obtenido con esquemas de primer orden para todos los términos y un modelo de turbulencia K- $\epsilon$ ; el perfil de la malla final-SOU (en color naranja) fue obtenido con esquemas de segundo orden para todos los términos y el mismo modelo de turbulencia. El perfil de la malla Final-sou-k-E-RNG (en color gris) no se alcanza a observar ya que está por debajo del perfil obtenido con la malla Final-SOU, razón por la cual se concluyó que no había diferencia entre dichos modelos de turbulencia.

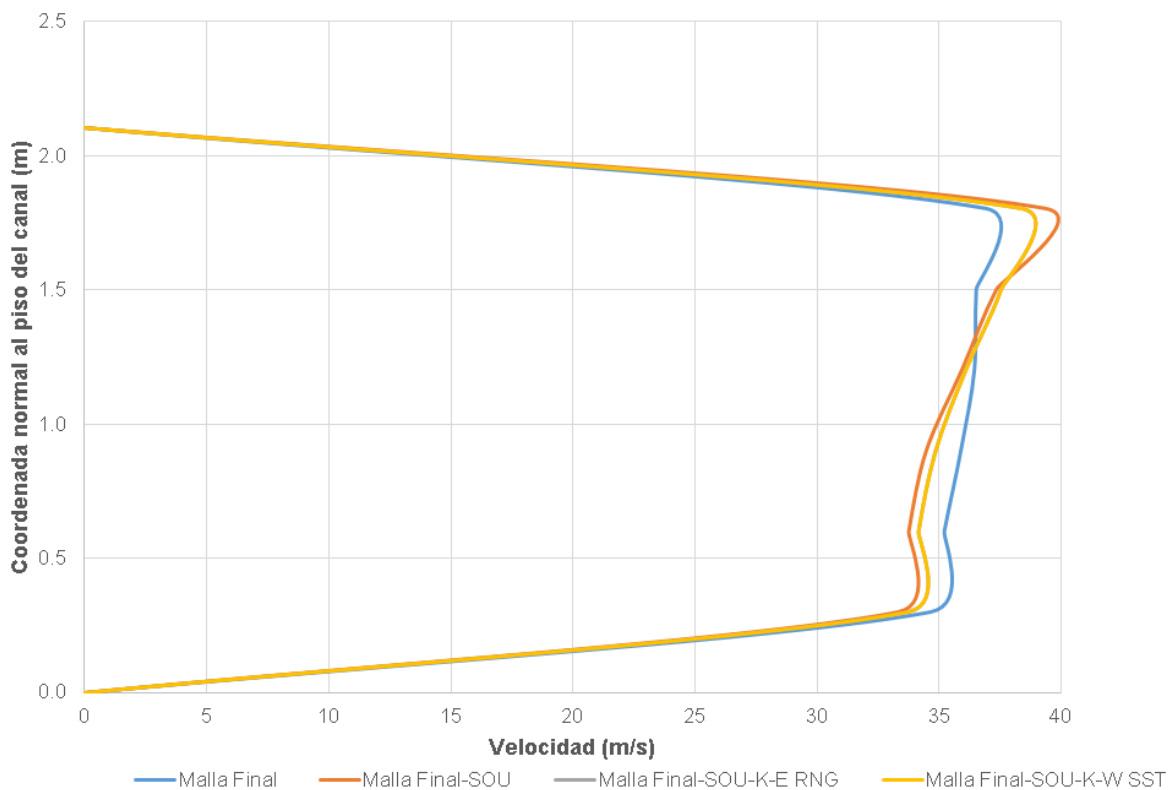


Figura 21. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 3 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%.

Después de analizar el desempeño de los esquemas numéricos, se decidió trabajar con esquemas de segundo orden para todos los términos. Esto implica un esfuerzo computacional mayor, pero los resultados obtenidos son más precisos. En la **Figura 21** se alcanza a apreciar que existe una diferencia en el perfil de velocidades obtenido con los esquemas de primer orden y con los esquemas de segundo orden. En cuanto a los esquemas de turbulencia se refiere, es posible observar que existe una diferencia mínima entre los modelos K- $\epsilon$  y los modelos K- $\epsilon$  RNG y K- $\omega$  SST, lo anterior se puede explicar si se revisa la teoría de cada uno de los modelos: en el modelo K- $\epsilon$  la suposición implícita dentro de la formulación de cierre es que se trata la turbulencia como un fenómeno isotrópico, lo que implica que la relación entre los esfuerzos de Reynolds y la tasa media de deformación del flujo es la misma en todas las direcciones, por lo que se espera que su comportamiento en problemas con geometrías complejas no sea muy acertado (Thomas, 2014). Como en la geometría del ducto a presión se presenta una alta

3-47 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

deflexión de las líneas de corriente y pueden presentarse gradientes de presión altos, se decidió trabajar con un modelo de turbulencia K-epsilon RNG para la apertura del 100% y un modelo de turbulencia K-omega SST para la apertura del 54%. Estos modelos tuvieron desempeños similares para ambas aperturas, pero para el caso de la apertura de la compuerta radial del 100% el modelo K-epsilon RNG convergió más rápido que los demás modelos y en el caso de apertura en la compuerta radial de 54% el modelo K-omega SST convergió más rápido que los demás. La información sobre la configuración final para cada una de las simulaciones se resume en la **Tabla 8**. Finalmente, en las **Figura 22** y **Figura 23** se muestran los campos de presión y velocidad, respectivamente, para el caso de simulación 1, correspondiente a una apertura del 100%. Los valores de velocidad obtenidos a la salida de la compuerta están en el orden de magnitud de los valores calculados analíticamente. La velocidad obtenida con el modelo computacional fue 19.26 m/s, y el valor teórico es 19.23 m/s, presentándose un error relativo del 0.15%. De la misma forma, en la **Figura 24** y en la **Figura 25** se muestran los mismos campos, pero para el caso de simulación 2, corresponde a una apertura del 54%. El valor obtenido a través del modelo computacional, a la salida de la compuerta radial fue 36.17 m/s, y el valor analítico fue 35.61 m/s, para un error relativo de 1.5%. Se considera entonces que los resultados son coherentes y muy precisos, por lo tanto, es posible utilizar el perfil de velocidades obtenido para cada caso como condición de frontera para la simulación del tramo a superficie libre. En la **Tabla 8** se resumen las comparaciones entre el cálculo analítico y la simulación computacional. Se debe recordar que no es posible comparar con los resultados del modelo hidráulico, ya que el escalamiento del mismo se basó en un número adimensional en el cual las fuerzas de fricción no son relevantes, sino las fuerzas gravitacionales, fuerzas que no son dominantes en el flujo interno.

Tabla 8. Configuración final para las simulaciones del tramo a presión y comparación de valores teóricos y simulados.

ELEMENTO	Caso de simulación 1 (Apertura compuerta radial 100%)	Caso de simulación 2 (Apertura compuerta radial 54%)
Número de elementos	83450	85320
Esquemas de discretización	Segundo Orden para todos los términos (Esquemas SOU)	Segundo Orden para todos los términos (Esquemas SOU)
Acople Presión-Velocidad	SIMPLE	SIMPLE
Orden de los residuales	$1 \times 10^{-4}$ (Para todos los términos)	$1 \times 10^{-4}$ (Para todos los términos)
Esquema de turbulencia	K- $\epsilon$ RNG	K- $\omega$ SST
Valores de velocidad	$V_{teórica}=19.23$ m/s; $V_{simulada}=19.26$ m/s	$V_{teórica}=35.61$ m/s; $V_{simulada}=36.17$ m/s
Caída de presión	$\Delta_p Teórico = 18$ m. c. a ; $\Delta_p Experimental = 19.25$ m. c. a	$\Delta_p Teórico = 72.2$ m. c. a ; $\Delta_p Experimental = 73.60$ m. c. a

3-48 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

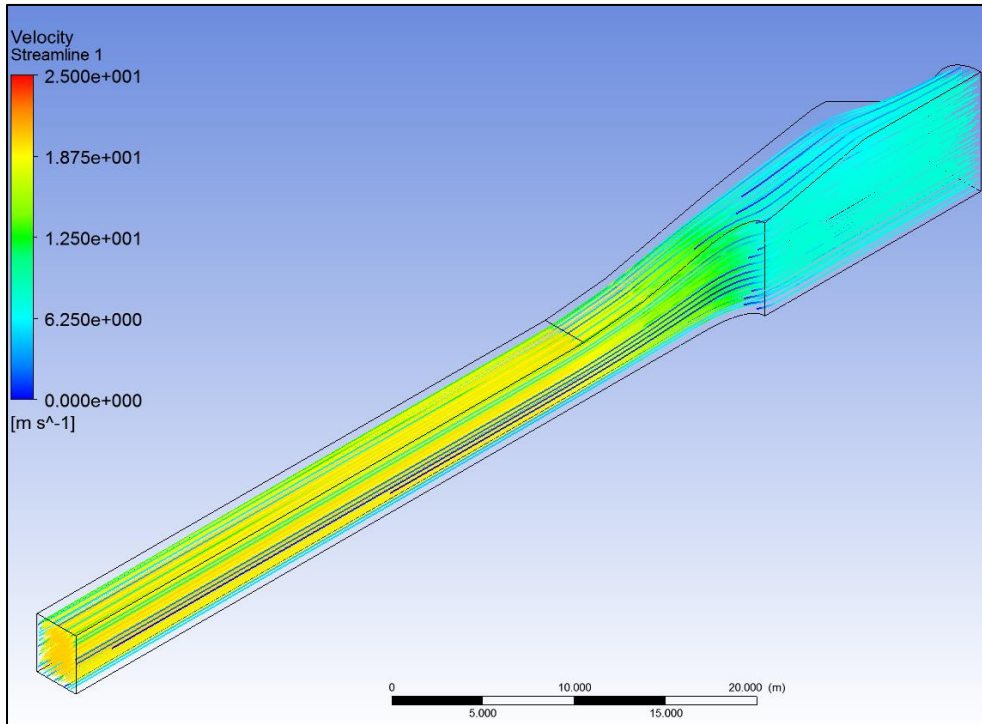


Figura 22. Campo de velocidad, modelo final para una apertura del 100%.

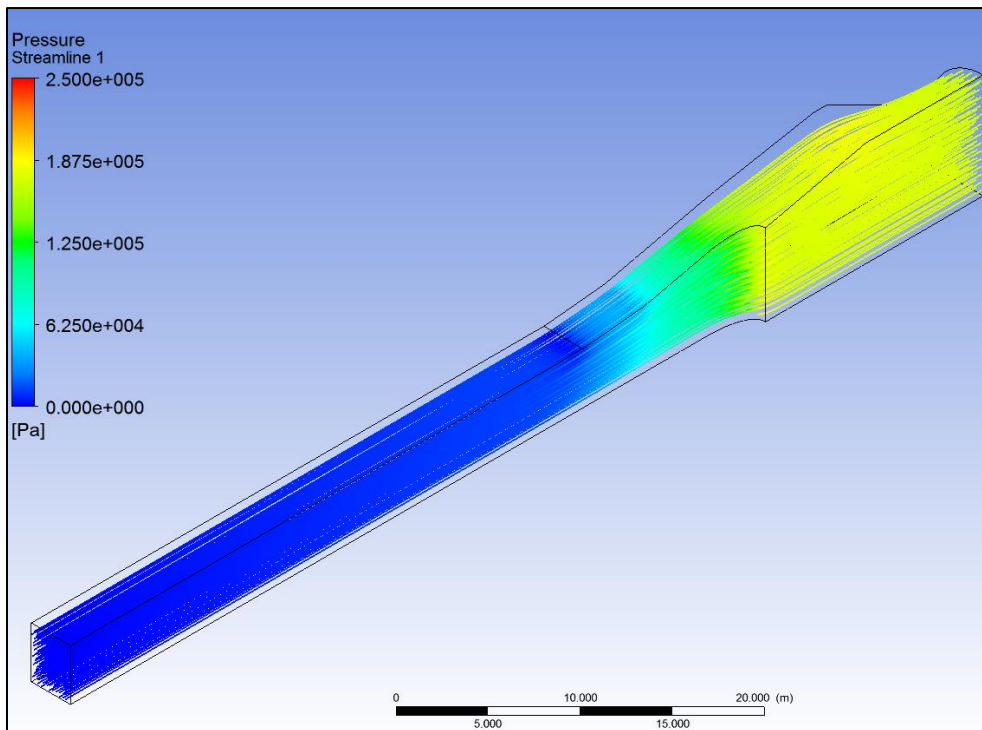


Figura 23. Campo de presión, modelo final para una apertura del 100%.

3-49 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

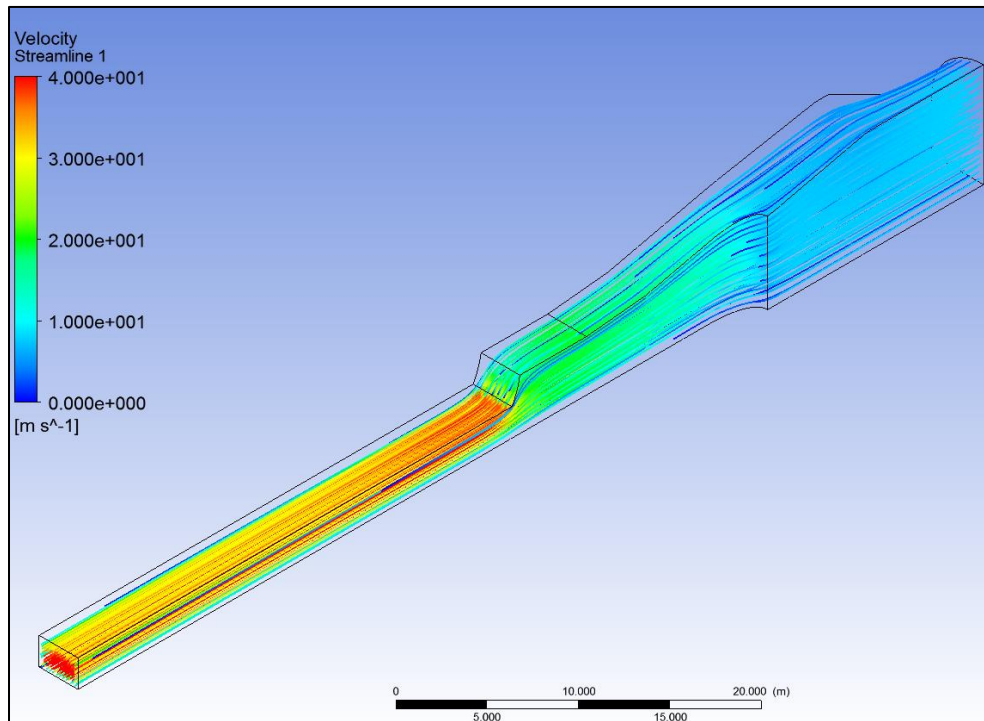


Figura 24. Campo de velocidad, modelo final para una apertura del 54%.

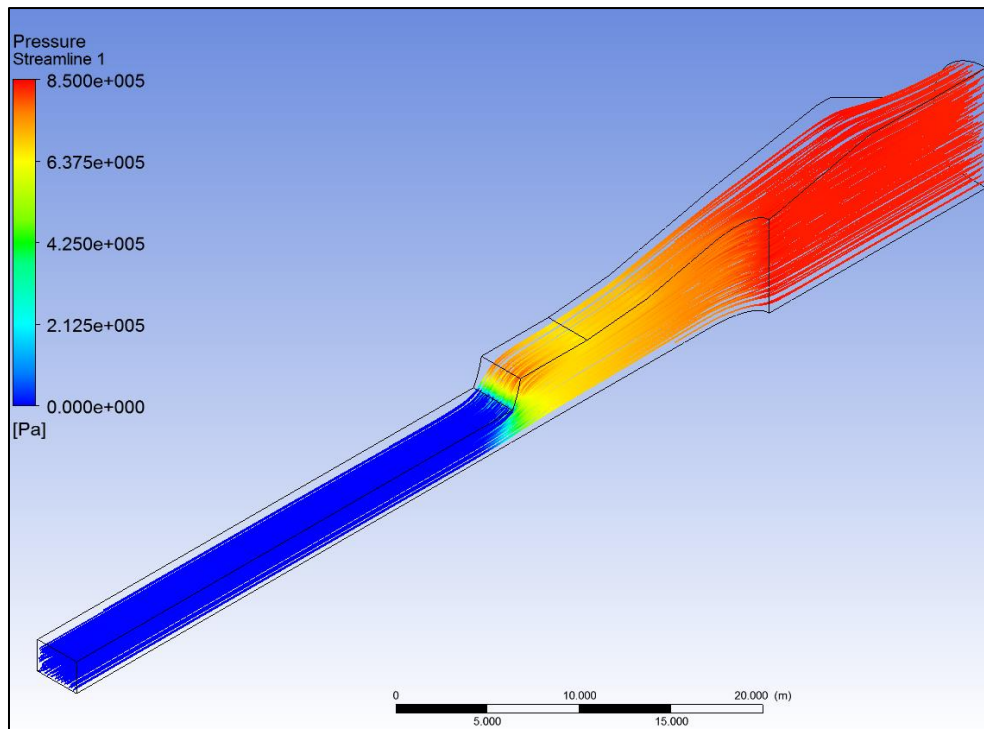


Figura 25. Campo de presión, modelo final para una apertura del 54%.

## 3.2 Resultados tramo a superficie libre

Para el análisis hidrodinámico y el entendimiento del flujo de agua-aire que se presenta aguas abajo de las compuertas radiales, para los dos casos de apertura de compuertas analizados, fue necesario continuar con la metodología implementada en el tramo a presión, es decir, se escogieron unos puntos de interés particular sobre los cuales se localizaron secciones transversales y sobre estas se realizó un análisis de sensibilidad a los parámetros numéricos y a los modelos de turbulencia. En la **Figura 26** se muestra la localización de las secciones de control. Se debe recordar que los perfiles de velocidad obtenidos en el análisis previo (tramo a presión) se utilizaron como condición de frontera a la entrada del tramo a superficie libre.

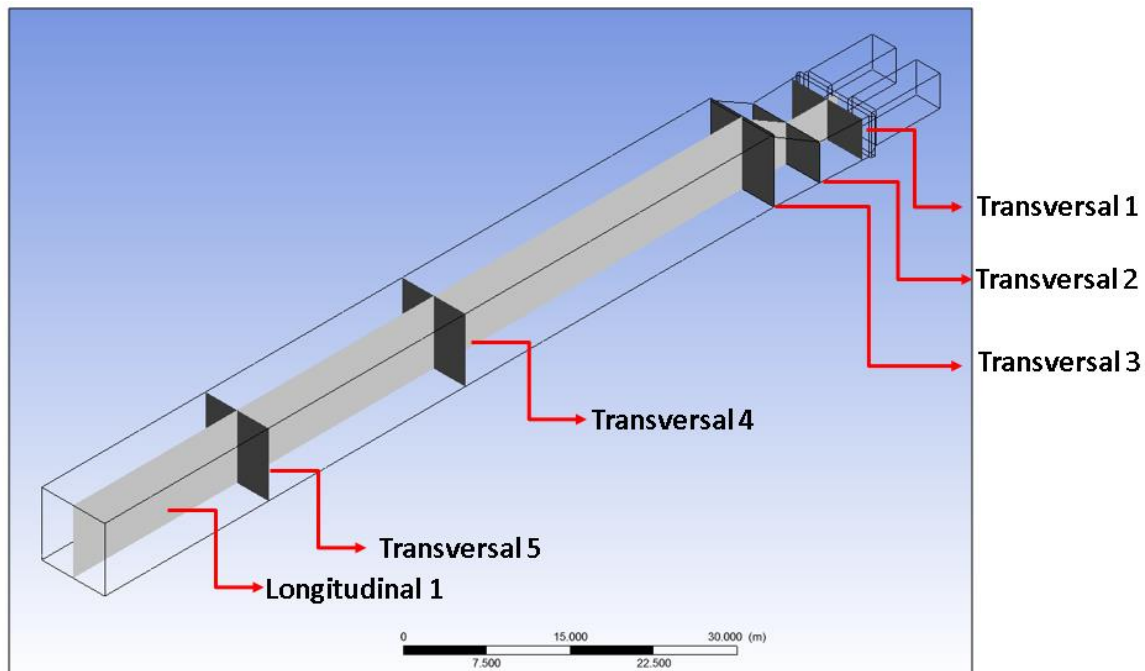


Figura 26. Secciones de control para el tramo a superficie libre para una apertura del 100% y del 54%.

El flujo que se presenta aguas abajo de las compuertas radiales es un flujo muy complejo, ya que la posición de la superficie libre es desconocida; las velocidades del flujo son muy altas (superiores a los 20 m/s) por lo tanto se tienen números de Reynolds muy altos, lo que implica flujo turbulento. Los chorros a alta velocidad a la salida de las compuertas generan caídas de presión relevantes, que en la mayoría de casos hacen que la presión pueda estar por debajo de la presión de vapor, generando el fenómeno de cavitación, el cual causaría daño sobre la estructura y comprometería la estabilidad general de las compuertas. Al tratarse de un flujo multifásico, se implementó para la determinación de la superficie libre del agua el método VOF, que se explicó anteriormente (ver Modelo VOF). Para la determinación de la superficie libre, existen diversos esquemas de reconstrucción de la misma, unos basados en esquemas de forma y otros basados en esquemas matemáticos; la introducción de este nuevo parámetro hace necesaria la realización de un



### 3-51 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

análisis de sensibilidad para determinar cuál es el mejor esquema de reconstrucción de la superficie libre para el caso analizado. Las ecuaciones del método VOF son discretizadas en el tiempo, es decir, la simulación del tramo a superficie libre se realizó para un estado no permanente. Esta condición introduce una nueva variable al análisis, conocida como el número de Courant, el cual establece la relación entre la velocidad media en la celda analizada, el tamaño de la celda y el paso de tiempo. Se observa entonces que se tienen diversos parámetros numéricos los cuales condicionan la respuesta del modelo y se listan a continuación:

- Tiempo de cálculo de la simulación
- Residuales
- Número de Courant
- Esquemas de solución de las ecuaciones (orden de los esquemas numéricos, primer orden, segundo orden, orden superior)
- Método de reconstrucción de la superficie libre
- Modelo de turbulencia

Por las razones mencionadas previamente resulta evidente que es necesario utilizar una metodología de validación de los resultados. Se propone entonces utilizar el método del índice de concordancia “Index of agreement” (Wilmott, 1985). Este índice es superior al índice  $R^2$  de correlación entre dos variables que se presenta generalmente en estudios similares. Su cálculo se basa en la obtención de algunos parámetros estadísticos normalizados que dan información detallada sobre la dispersión y varianza de una variable: el error medio absoluto (MAE, por sus siglas en inglés) y el error cuadrático medio (RMSE). Con estos estadísticos se obtiene el índice de concordancia y se puede evaluar el comportamiento medio del modelo numérico a la hora de reproducir el escenario planteado. Es necesario aclarar que esta metodología se utiliza ampliamente en modelos atmosféricos para comparar series observadas con series pronosticadas. En la presente investigación no se tuvo una serie observada, ya que del modelo hidráulico a escala no se obtuvieron mediciones de perfiles de velocidad en secciones transversales sino únicamente valores medios de velocidad; por lo tanto, la serie observada fue escogida a partir de un modelo patrón para un escenario dado y ese modelo patrón se compara con la simulación de un nuevo escenario en el que se varió uno de los parámetros numéricos mencionados en el párrafo anterior.

La comparación estadística se realiza de la siguiente manera: se tienen los datos o la serie pronosticada ( $P_i$ ) para una sección transversal y los datos o la serie observada (de referencia en el presente estudio) ( $O_i$ ) que como se explicó anteriormente será la serie patrón. Se calculan dos términos adicionales

$$\dot{P}_i = P_i - \bar{O} \quad (24)$$

$$\dot{O}_i = O_i - \bar{O} \quad (25)$$

3-52 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Donde  $\bar{O}$  representa la media de la serie de referencia. Con los dos nuevos parámetros obtenidos se obtiene el índice de concordancia que se calcula según en la ecuación (26).

$$d = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (P_i - O_i)^2}{\sum_{i=1}^N [|\dot{P}_i| + |\dot{O}_i|]^2} \quad (26)$$

El índice de concordancia es un valor que fluctúa entre 0 y 1. Si se obtiene un valor de 1 significa una correlación o concordancia total entre la serie de referencia y la serie pronosticada, lo que en el caso de estudio representa una total concordancia entre el modelo patrón y la nueva simulación. Si se obtiene un valor de 0, significa todo lo contrario, es decir una discordancia total entre los modelos.

Se analizaron dos variables de interés: la fracción volumétrica y se creó una variable para evaluar la velocidad axial del flujo que es la de mayor interés en esta parte del análisis. La variable se denominó "Z-Velocity-Water" y se definió como la velocidad en la dirección axial (en el eje coordenada z) multiplicada por la fracción volumétrica. De este modo se obtiene la velocidad de la fase predominante pasada la compuerta radial, es decir, del agua. Las dos variables mencionadas anteriormente fueron analizadas en cada una de las secciones transversales de control mostradas en la **Figura 26**. La configuración utilizada en el modelo patrón utilizado para comparar el desempeño de los demás modelos, se resume en la **Tabla 9**

Tabla 9. Parámetros de la configuración del modelo patrón.

<b>Número de elementos:</b>	383064 (Todos hexaédricos)
<b>Esquemas de discretización</b>	Primer orden para todos los términos
<b>Acople presión-velocidad</b>	PISO
<b>Residuales</b>	1x10-3 (Para todos los términos)
<b>Esquema de turbulencia</b>	K-ε estándar
<b>Método de formulación VOF</b>	Explícito
<b>Tiempo de simulación</b>	t= 20 s
<b>Esquema de reconstrucción de la superficie libre</b>	Método de reconstrucción basado en la forma (Modified HRIC)
<b>Número de Courant</b>	2
<b>Paso de tiempo</b>	$\Delta_t = 1x10^{-5}$
<b>Número de iteraciones por paso</b>	# Iteraciones/paso= 60

### 3-53 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

El tiempo de simulación escogido ( $t=20$  s) se obtuvo después de realizar un análisis de velocidad a los perfiles de velocidad y fracción volumétrica, es decir, primero se realizó la simulación para  $t=5$  s, después para  $t=10$  s y se compararon las variables descritas anteriormente. Se encontró que había diferencia, entonces, se realizó una nueva simulación para  $t=20$  s y se encontró que la variación de los perfiles de velocidad y fracción volumétrica para las secciones de control mostradas en la **Figura 26**, eran mínimas, así entonces, se decidió realizar la simulación para  $t=20$  s. El tiempo  $t=20$  s en tiempos convectivos (cuántas veces atraviesa una partícula de fluido el dominio), medidos en la sección de entrada, es 98. Para el canal localizado aguas abajo de las compuertas radiales, el tiempo convectivo es 48. Se debe recordar que el tiempo convectivo se define como:

$$t_{convectivo} = \frac{U_{Axial} * t_{simulado}}{L_{característica}} \quad (27)$$

El flujo que se resuelve, por tratarse de un flujo a superficie libre, es conducido bajo el efecto de la gravedad y, por lo tanto, las fuerzas de cuerpo son relevantes. Así se utiliza un tratamiento implícito de las fuerzas de cuerpo para el modelo VOF. Esta clase de tratamiento mejora la convergencia de la solución y representa el equilibrio parcial del gradiente de presión y las fuerzas de cuerpo en la ecuación de cantidad de movimiento (Shamsai & Soleymanzadeh, 2006).

Las ecuaciones del método VOF pueden ser discretizadas temporalmente ya sea a través de un método explícito o un método implícito (Liu, 2014). Los métodos implícitos son mucho más precisos que los explícitos, pero la solución es un poco más compleja en términos numéricos. Los métodos implícitos pueden mejorar la convergencia y permiten pasos de tiempo mayores, disminuyendo así el tiempo de cálculo de cada simulación. Sin embargo, en los métodos explícitos, la fracción volumétrica se calcula directamente con los valores obtenidos en el paso de tiempo anterior. De esta manera no es necesario una solución iterativa de la ecuación de transporte durante cada paso de tiempo, por lo que, en la presente simulación, se utilizó un esquema explícito para la solución temporal de las ecuaciones. Al utilizar un método explícito se debe garantizar la estabilidad de la solución, la cual se logra restringiendo el número de Courant. El paso de tiempo se dejó adaptativo, es decir que después de cada paso de tiempo, se escogía el paso de tiempo óptimo para la siguiente iteración basándose en la velocidad máxima en cada celda. Se restringe el número de iteraciones a 60 por cada paso de tiempo. La relación entre el paso del tiempo, el número de Courant, la velocidad y el tamaño de la celda está por la ecuación (27).

$$\delta_t = \frac{C_0 \delta_x}{V} \quad (28)$$

donde  $\delta_t$  = paso de tiempo,  $C_0$  = Número de Courant,  $\delta_x$  = tamaño celda  
 $V$  = Velocidad en la celda

Cuando la simulación es en estado transitorio, se utiliza el algoritmo PISO para el acople entre la velocidad y la presión, debido a su robustez y rápida convergencia (Versteeg & Malalasekera, 2007). Adicionalmente, los números de Reynolds que se presentan en la simulación son muy altos (en la **Tabla 3** se muestran), razón adicional para la escogencia del método de acople presión-velocidad. Para la interpolación del término de la presión, se

### 3-54 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

implementa el esquema PRESTO, esquema recomendado para flujos en los cuales se esperan altas deflexiones de las líneas de corriente, lo cual se presenta en el caso de estudio en cercanías a la bifurcación en el tramo a presión y en la salida de las compuertas radiales.

En la **Figura 27** se muestra el comportamiento de los residuales en función del número de iteraciones. Se observa que la tendencia es clara a decaer con el número de iteraciones, lo que indica convergencia en la solución obtenida. Se indicaron 60 iteraciones por cada paso de tiempo, pero en la solución se encontró que con la simulación necesitaba únicamente de 25 iteraciones por paso de tiempo para obtener la convergencia con los criterios previamente establecidos.

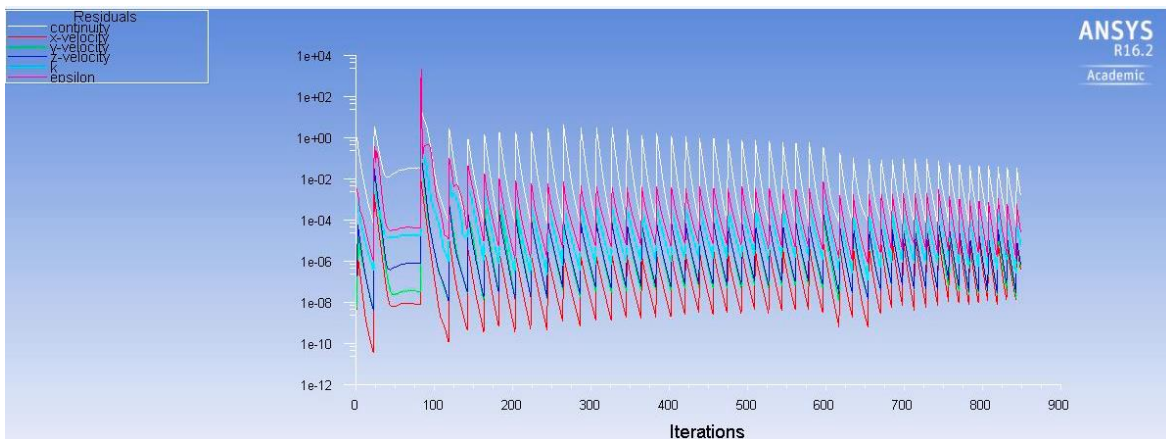


Figura 27. Comportamiento de los residuales para el tramo a superficie libre.

La **Figura 28** y la **Figura 29** muestran uno de los análisis de sensibilidad realizados para el tramo a superficie libre y el caso de simulación 1, correspondiente a una apertura del 100% de las compuertas radiales, obteniendo alto grado de concordancia entre el modelo patrón descrito anteriormente (**Tabla 9**) y la nueva simulación en la cual se varió el orden de los residuales en un orden de magnitud y se cambió el número de Courant (Puntos de color azul en la **Figura 28**), es decir, en el modelo patrón el valor de los residuales para alcanzar la convergencia era de  $1 \times 10^{-3}$  para todos los términos y en la nueva simulación se cambió este criterio a  $1 \times 10^{-4}$  para todos los términos; por otro lado, en el modelo patrón el número de Courant establecido era de 2, en la nueva simulación se estableció un valor de 1. Adicionalmente en el mismo gráfico se compara el modelo patrón con una nueva simulación en la que se modificó el método de reconstrucción de la superficie libre (Puntos de color naranja en la **Figura 28**). La correlación entre ambos modelos y para las dos variables analizadas (**Figura 28** fracción volumétrica y **Figura 29** "Z-Velocity-Water") es superior al 95%.

Resulta interesante observar que en cuanto a la velocidad axial del flujo se refiere (**Figura 29**), la diferencia entre los modelos es mínima, es decir, existe una concordancia casi del 100%. En cuando al orden de magnitud de los residuales, se observa una diferencia un poco más marcada pero mínima respecto a la concordancia global de los modelos. Como los resultados obtenidos en términos del análisis de sensibilidad realizado, presentaron un

### 3-55 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

índice de concordancia superior a 0.95, la decisión para escoger la configuración definitiva del modelo se basó en términos de esfuerzo computacional, es decir, cuál de las configuraciones tomó menos tiempo para resultados similares.

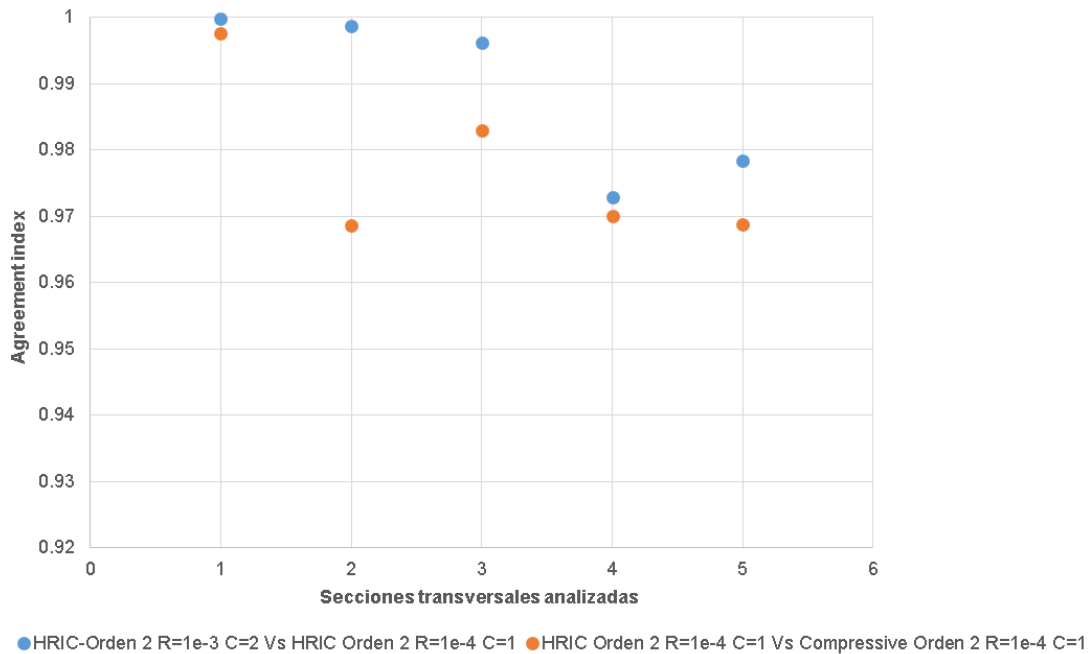


Figura 28. Análisis de sensibilidad para la variable de fracción volumétrica.

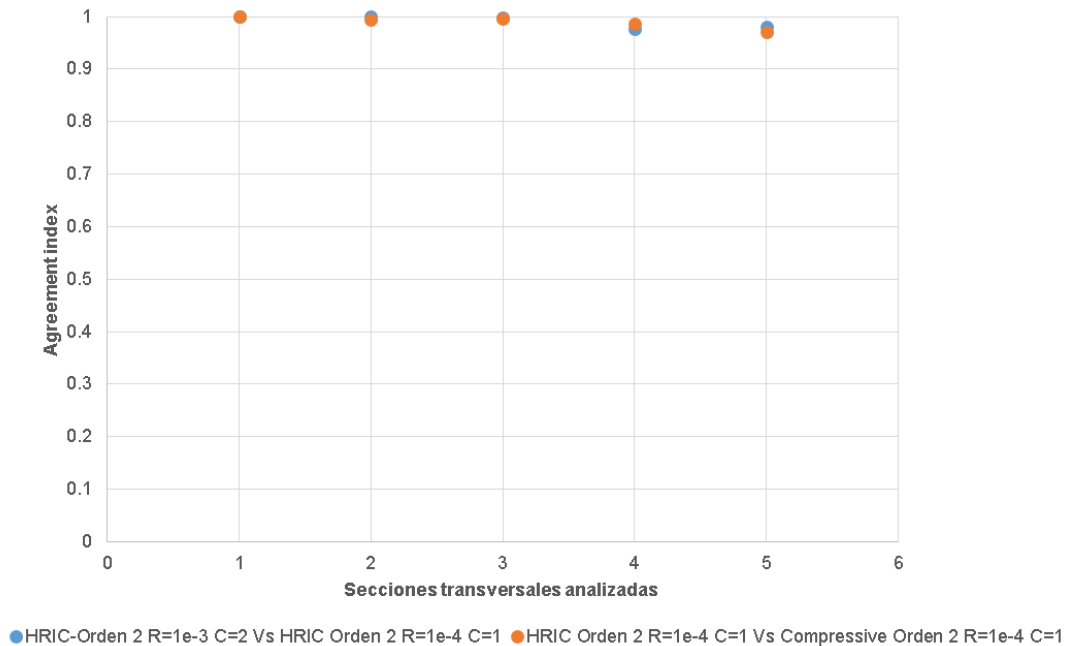


Figura 29. Análisis de sensibilidad para la variable "Z-Velocity-Water"

Después de diversos análisis de sensibilidad se determinó que el mejor método para la reconstrucción de la superficie libre es el método *Modified HRIC*. Para simulaciones en las

3-56 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

cuales se utiliza el modelo multifásico VOF, los esquemas de primer orden (upwind) generalmente son inadecuados para el seguimiento y reconstrucción de la interfase, debido a su naturaleza excesivamente difusiva. Los esquemas de diferencia central, están en la capacidad de capturar la nitidez de la interfase, es decir eliminan la difusión numérica, pero al no tener en cuenta la dirección del flujo pueden obtenerse resultados que carecen de sentido físico. El método *Modified HRIC*, es un método que consiste en una mezcla no lineal de los dos esquemas mencionados previamente, por lo tanto, se elimina la posibilidad de la difusión numérica y se tiene en cuenta el sentido o dirección del flujo, en consecuencia, las soluciones son físicamente posibles. Adicionalmente este esquema aumenta la precisión de los cálculos cuando se utiliza el método VOF y requiere de menos esfuerzo computacional que el esquema *COMPRESSIVE* y que el método *GEO-RECONSTRUCT (ANSYS Fluent Theory Guide)*. Para consultar en detalle cada uno de los métodos referirse a los manuales de usuario de ANSYS.

En la **Tabla 10** se presenta la configuración final para el caso de simulación 1.

Tabla 10. Características modelo final tramo a superficie libre apertura 100%.

<b>Método de discretización temporal</b>	Explícito
<b>Modelo de turbulencia</b>	K-ε RNG
<b>Orden esquemas de solución</b>	Segundo orden (todos los términos)
<b>Método de reconstrucción fracción volumétrica</b>	Método de reconstrucción geométrica "Modified HRIC scheme"
<b>Orden de magnitud residuales</b>	1x10 <sup>-4</sup> (Todos los términos)
<b>Número de Courant</b>	1
<b>Tiempo de simulación</b>	20 s
<b>Paso de tiempo</b>	Adaptativo ( $\Delta t_{min} = 1x10^{-5}$ )
<b>Número de iteraciones por paso</b>	#iteraciones/paso=60

Las **Figura 30** y **Figura 31** se muestran las dos variables de mayor interés analizadas en el tramo a superficie libre. Es válido aclarar que estas figuras corresponden al instante de simulación en t=20 s, es decir, representan la fracción volumétrica y la velocidad axial del agua instantánea y no promediada. La **Figura 30** muestra la fracción volumétrica para cada una de las secciones. La escala de colores varía de 0 a 1, siendo cero la fase de aire y 1 la fase de agua. En las últimas dos secciones transversales (4 y 5), localizadas aguas abajo de la salida de la compuerta, casi a la salida del dominio de cálculo, se puede apreciar que el flujo ya se ha estabilizado y es posible definir la superficie libre del agua con mayor claridad, no siendo una superficie libre uniforme en su parte superior dado que la velocidad

### 3-57 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

de salida del flujo a través de las compuertas es muy alta. Si bien es claro que la dirección preferente del flujo es la dirección axial, este también tiene una componente de velocidad importante en dirección transversal, la cual genera perturbaciones y ondas de flujo que se cruzan, es decir, se presenta una superficie libre donde la velocidad del agua genera una fuerza de dragado sobre la superficie de aire que se encuentran por encima de ella. La **Figura 31** muestra la velocidad del agua en la dirección axial, en donde la escala varía de 0 a 25 m/s. Al analizar los resultados obtenidos, nuevamente en las secciones transversales 4 y 5, se aprecia que la distribución de velocidades es semejante a la distribución de velocidades experimental en un canal rectangular como se muestra en la **Figura 32**, en donde la máxima velocidad se presenta en la tercera parte de la altura de la superficie libre, medida desde el nivel de la superficie hacia el fondo del canal y va disminuyendo desde esa altura hacia arriba y hacia abajo, formando contornos de igual velocidad axial. Lo anterior indica que los resultados obtenidos representan la física del problema, ya que desde el diseño original, el tramo aguas abajo de la zona de compuertas, a una distancia suficiente corriente abajo para que el flujo se estabilice, debería funcionar como un canal abierto con un flujo uniforme, en donde la altura de la lámina de agua estaría por debajo de los hastiales, por lo tanto el flujo fluiría con la profundidad hidráulica normal.

3-58 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

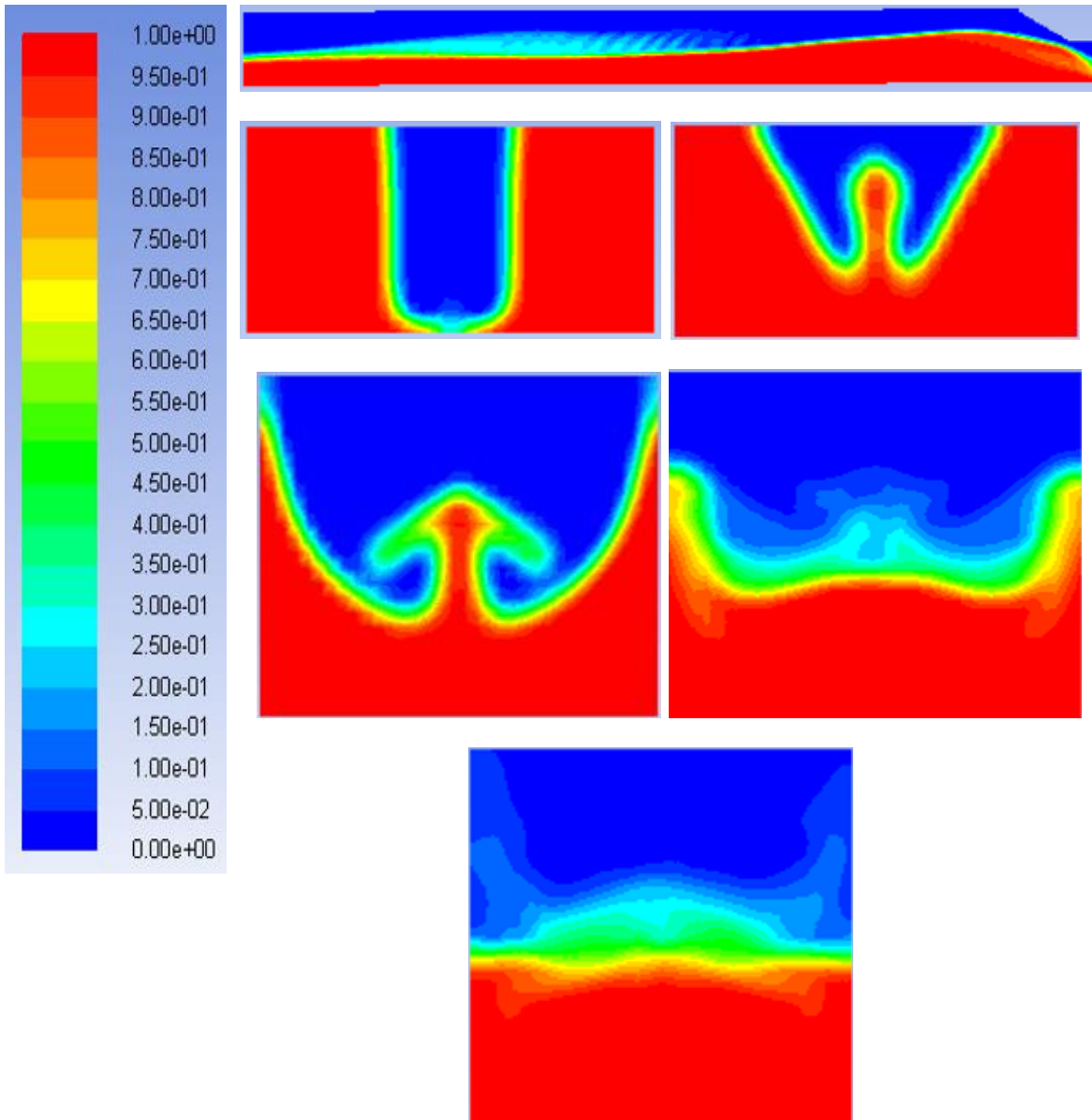


Figura 30. Fracción volumétrica en las diferentes secciones transversales para una apertura del 100%



3-59 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

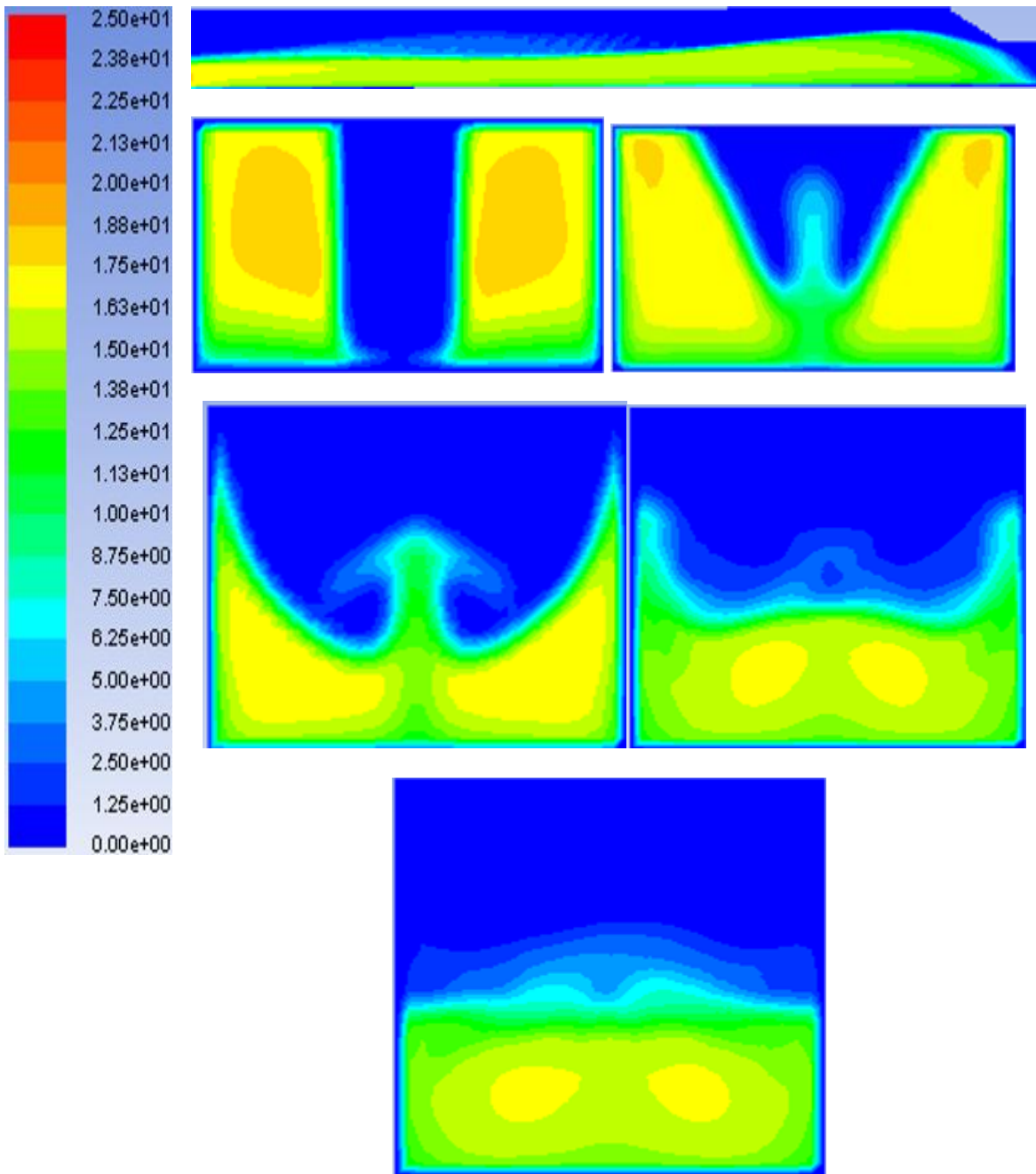


Figura 31. "Z-Velocity-Water" en las diferentes secciones analizadas para una apertura del 100%

3-60 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

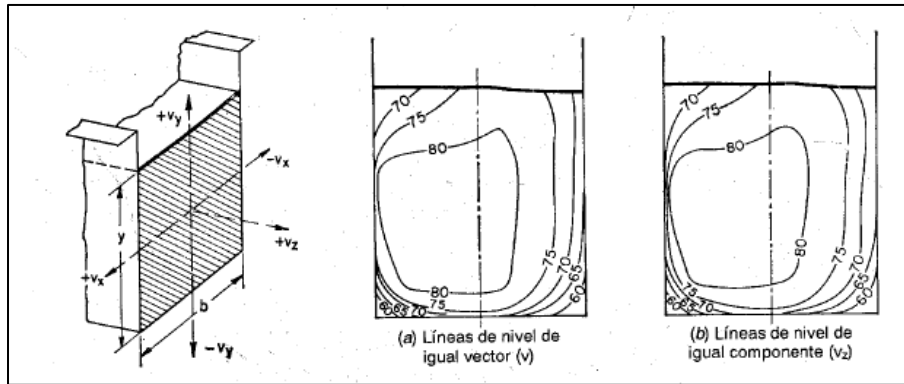


Figura 32. Distribución experimental de velocidades en un flujo a superficie libre en un canal rectangular. Tomado de (Chanson, 2012).

Las **Figura 33** y **Figura 34** se muestran las líneas de corriente del flujo tanto en la zona de las compuertas como aguas abajo de estas, en el canal con flujo a superficie libre. A la salida de las compuertas se presenta una deflexión de las líneas de corriente hacia el centro del canal, generando una zona de mezcla y dejando un espacio vacío justo aguas abajo de las compuertas radiales. La **Figura 35** muestra una iso-superficie de presión. Allí se puede observar que, en la zona del escalón, localizado inmediatamente aguas abajo de las compuertas radiales, es donde el flujo de agua se despega del piso, razón por la cual se genera un vacío y se genera una sub-presión. Para esta condición simulada se encontró que la sub-presión en el labio inferior de la compuerta es del 0.1 MPa, lo que indica que en esa zona debe ir un aireador de fondo que permita la incorporación de aire al flujo y así reduzca la sub-presión a niveles poco nocivos para la estructura.

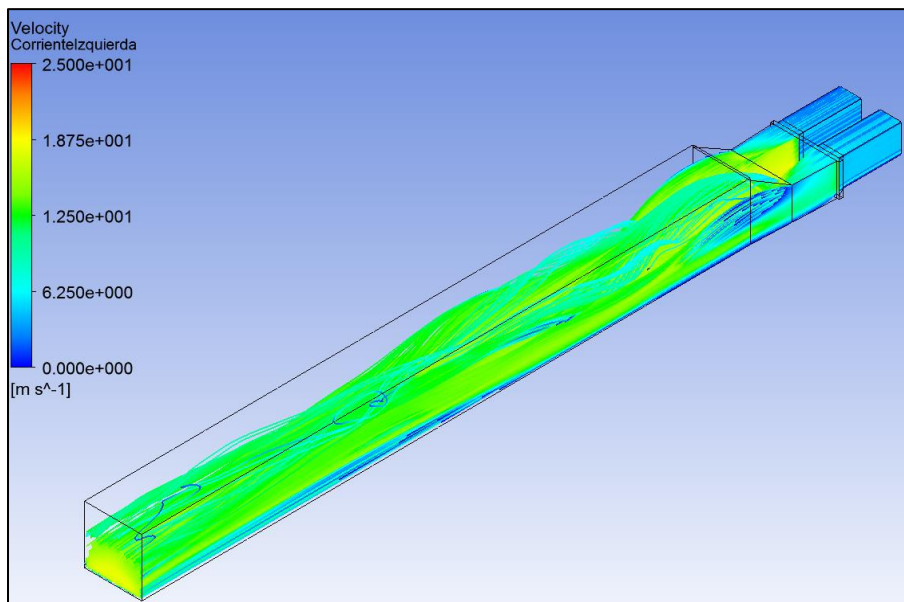


Figura 33. Vistas 3D de las líneas de corriente para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 100%.

3-61 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

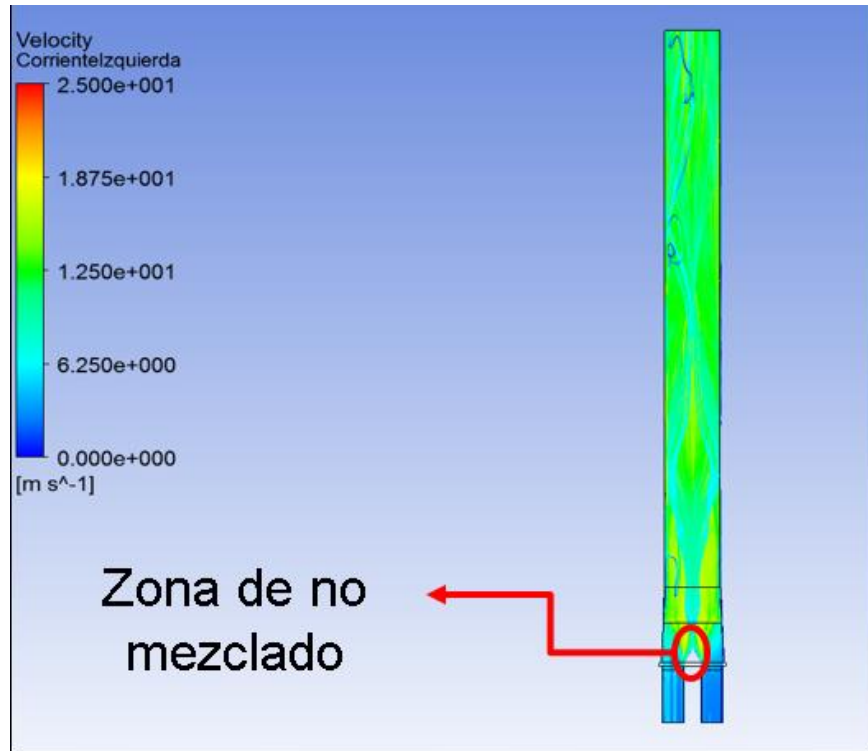


Figura 34. Vista en planta de las líneas de corriente para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 100%.

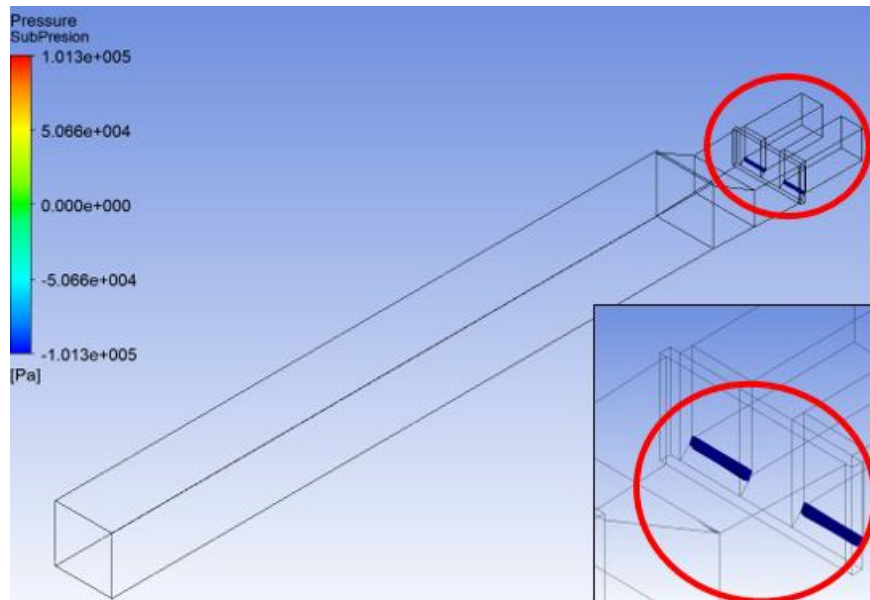


Figura 35. Zona de sub-presión máxima, aguas abajo de las compuertas radiales para una apertura del 100%.

Una vez entendido el comportamiento hidrodinámico del flujo aguas abajo de las compuertas radiales para una apertura del 100% y conociendo el desempeño del modelo computacional en términos de orden de los esquemas numéricos, pasos de tiempo, y

### 3-62 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

modelos de turbulencia, se procedió a simular el caso en el cual se descarga el mismo caudal,  $450 \text{ m}^3/\text{s}$ , correspondiente al caudal ecológico, como en la simulación anterior, pero esta vez variando el porcentaje de apertura de las compuertas hasta el 54%.

La posición intermedia de las compuertas radiales es un caso de operación crítico, ya que el flujo alcanza velocidades del orden de  $36 \text{ m/s}$ , incrementando las caídas de presión a niveles mucho mayores que para el caso simulado previamente. Los resultados obtenidos en términos líneas de corriente se muestran en la **Figura 36**, se observa que la velocidad en la parte inferior de la superficie libre es del orden de los  $35 \text{ m/s}$ , ya que las líneas de corriente se contraen a la salida de la compuerta radial, lo que produce una disminución en la sección hidráulica y por tanto un aumento súbito de la velocidad. En este caso la localización de la superficie libre del agua está por debajo de los hastiales del túnel (de altura de  $4 \text{ m}$ ), puesto que la compuerta radial defleca el movimiento, aumentando la velocidad y disminuyendo la profundidad del flujo para compensar y balancear la energía.

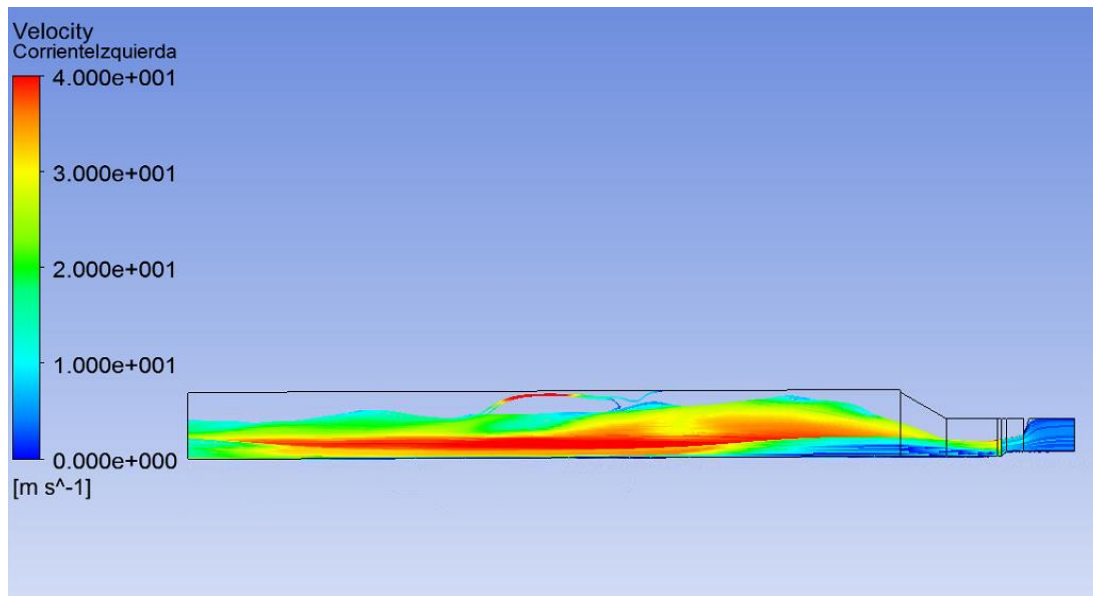


Figura 36. Vista en perfil de las líneas de corriente, coloreadas con la magnitud de la velocidad, para el caso final del tramo a superficie libre para una apertura de las compuertas radiales del 54%.

Es válido recordar que el flujo a la salida de las compuertas, debido a su alta velocidad es un flujo “oscilatorio”, por lo que se verificó que para el tiempo simulado se hubiera alcanzado el estado “pseudo estacionario”. Al igual que para el caso de simulación #1, se corrió la simulación para varios tiempos, partiendo desde  $t=20 \text{ s}$  y variando hasta  $t=40 \text{ s}$  con intervalos de  $5 \text{ s}$ . En las corridas preliminares se evidenció que desde  $t=20 \text{ s}$  hasta  $t=30 \text{ s}$  había variaciones en el flujo, tanto en las líneas de corriente como en las presiones en la parte inferior de la compuerta; pero entre  $t=30 \text{ s}$  y  $t=40 \text{ s}$  se evidenció que las fluctuaciones en el flujo eran mínimas, razón por la cual se reportaron los valores para  $t=30 \text{ s}$ . Ese tiempo de simulación, en tiempos convectivos equivale a 147 en la sección de entrada, 270 en la sección de salida de la compuerta radial y 15 en el canal aguas debajo de las compuertas,

3-63 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

asumiendo como longitud característica la longitud total del canal (85 m). Lo anterior implica que una partícula de fluido atravesará el dominio como mínimo unas 15 veces. En la **Tabla 11** se resume la configuración final para el caso de simulación 2.

Tabla 11. Características modelo final tramo a superficie libre apertura 54%.

<b><i>Método de discretización temporal</i></b>	Explícito
<b><i>Modelo de turbulencia</i></b>	K- $\epsilon$ RNG
<b><i>Orden esquemas de solución</i></b>	Segundo orden (todos los términos)
<b><i>Método de reconstrucción fracción volumétrica</i></b>	Método de reconstrucción geométrica "Modified HRIC scheme"
<b><i>Orden de magnitud residuales</i></b>	$1 \times 10^{-4}$ (Todos los términos)
<b><i>Número de Courant</i></b>	1
<b><i>Tiempo de simulación</i></b>	30 s
<b><i>Paso de tiempo</i></b>	Adaptativo ( $\Delta t_{min} = 1 \times 10^{-5}$ )
<b><i>Número de iteraciones por paso</i></b>	#Iteraciones/paso=60

Para la simulación con la apertura del 100% en las compuertas radiales, se presentó la máxima sub-presión del orden de 10 m.c.a (**Figura 35**). En el caso con la apertura del 54%, se obtuvo un valor máximo de sub-presión en la zona del escalón de -60 m.ca. La forma de mitigar los efectos nocivos de la aparición en esas zonas de sub-presión, inducidas por el flujo a alta velocidad que se presenta aguas abajo de las compuertas radiales, es la inclusión de un sistema de aireación el cual supla la demanda de aire aguas abajo y en la parte superior de las compuertas.

### 3.3 Resultados tramo a superficie libre con el sistema de aireación

Una vez resuelto y entendido el comportamiento hidrodinámico alrededor de la estructura para aperturas totales y parciales de la compuerta radial y obtenidas las sub-presiones aguas abajo de la zona de compuertas, se incluyó el sistema de aireación previsto desde el diseño original de la estructura. Este sistema de aireación se diseñó a partir del cálculo de la demanda de aire realizado a través de las ecuaciones empíricas presentadas en el ítem 1.5.6 Demanda de aire.

Basados en la experiencia de otros proyectos hidroeléctricos, el diseñador utilizó la ecuación propuesta por (Sharma, 1976) para estimar el caudal de aire demandado por las compuertas y así dimensionar las tuberías de aireación. La demanda de aire y del caudal

3-64 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

de aire para las diferentes aperturas y con las diferentes metodologías se presenta en la **Tabla 12** Se hace necesario aclarar que los cálculos allí presentados son para una compuerta, ya que la operación de la descarga de fondo será simétrica en todos los casos, razón por la cual la demanda de aire por cada compuerta se espera sea la misma. Estos valores fueron entregados por el diseñador del proyecto hidroeléctrico y no hacen parte de los cálculos realizados por el autor de la presente investigación.

Tabla 12. Cálculo de la demanda de aire para una compuerta con diferentes metodologías empíricas (Valores suministrados por el diseñador del proyecto)

AIREACIÓN DESCARGA INTERMEDIA			USACE		LEVIN		SHARMA		GHETTI Y DI SILVIO	
NIVEL EMBALSE (msnm)	% APERTURA	ÁREA FLUJO (m <sup>2</sup> )	BETA	Qa (m <sup>3</sup> /s) caudal de aire	BETA	Qa (m <sup>3</sup> /s) caudal de aire	BETA	Qa (m <sup>3</sup> /s) caudal de aire	BETA	Qa (m <sup>3</sup> /s) caudal de aire
295	100.00	11.70	0.10	22.73	0.15	33.72	0.36	80.94	0.36	80.25
315	90.00	8.32	0.17	39.37	0.25	55.42	0.53	120.00	0.62	140.26
331	80.00	6.93	0.24	53.95	0.33	73.68	0.68	152.87	0.88	197.69
352	70.00	5.90	0.32	71.79	0.42	95.39	0.85	191.95	1.21	273.03
382	60.00	4.98	0.43	96.83	0.56	125.03	1.09	245.30	1.72	386.57
405	54.00	4.49	0.52	117.00	0.66	148.36	1.28	287.30	2.15	483.67

Es claro que el criterio más liberal en términos de aireación es el del USACE, mientras que el criterio más conservador es el propuesto por Ghetti & Di Silvio. Como se explicó en el párrafo anterior, el diseñador utilizó el criterio de Sharma para el dimensionamiento de las tuberías de aireación.

La gran mayoría de las descargas de fondo de los proyectos hidroeléctricos tiene una regla de operación generalizada, la cual consiste en mantener una presión constante sobre la compuerta (es decir, el nivel en el embalse permanece en una cota especificada) y variar la apertura de la misma. Bajo ese escenario el caudal varía en función de la apertura de la compuerta, razón por la cual a mayor apertura mayor demanda de aire; La máxima demanda de aire se presenta para una apertura del 80% de la compuerta (Erbisti, 2014), toda vez que en esa posición el caudal descargado no es el mayor pero el área efectiva del flujo hace que se alcance uno de los mayores números de Froude en la vena contracta y por lo tanto la velocidad a la salida de la compuerta sea más alta que para las demás aperturas y como consecuencia la demanda de aire sea máxima. Es válido aclarar que estudios recientes muestran que es posible que la máxima demanda de aire se encuentre en aperturas inferiores al 80% pero siempre por encima del 50% (Salazar et al., 2012).

Para nuestro caso de estudio, la regla de operación es inversa. Se debe recordar que la principal función de la descarga de fondo del proyecto estudiado es garantizar el caudal ecológico en el río durante el llenado del embalse. Esta particularidad, condiciona la operación de la compuerta y no hace posible operarla con presiones constantes, sino que, por el contrario, la presión hidrostática sobre la compuerta varía, al igual que el porcentaje de apertura de la misma para garantizar que el caudal descargado sea constante.

Con los resultados presentados en la **Tabla 12**, los cuales únicamente se presentan para aperturas desde el 100% hasta el 54%, (para aperturas por debajo del límite inferior no es posible evacuar el caudal ecológico por la descarga de fondo, sino que se requiere utilizar

### 3-65 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

las compuertas del vertedero) se estima un caudal de aire máximo de 287.30 m<sup>3</sup>/s por cada compuerta utilizando el método de (Sharma, 1976). Este caudal corresponde al utilizado para el dimensionamiento del sistema de aireación, ya que dicho sistema debe estar en la capacidad de atender las solicitudes de aireación para el caso más desfavorable.

El sistema de aireación diseñado consiste en dos tuberías de 48 pulgadas en forma de U, las cuales se encuentran en el piso de operación de la cámara de compuertas, bajan por los laterales de cada uno de los vanos de las compuertas radiales, pasan por el piso del blindaje y se conectan con el piso de cada uno de los vanos a través de dos ranuras, una localizada aguas arriba del escalón y otra localizada aguas abajo. Las ranuras en el piso tienen dimensiones de 2.8 m en dirección perpendicular al flujo y 0.4 m en dirección paralela al flujo. Con esas dimensiones se garantiza que el área de las ranuras sea equivalente a la sección de las tuberías de aireación. En la **Figura 37** y en la **Figura 38** (donde todas las medidas están en metros) se muestra la vista en planta y el perfil respectivamente en la zona de compuertas con la distribución y configuración del sistema de aireación.

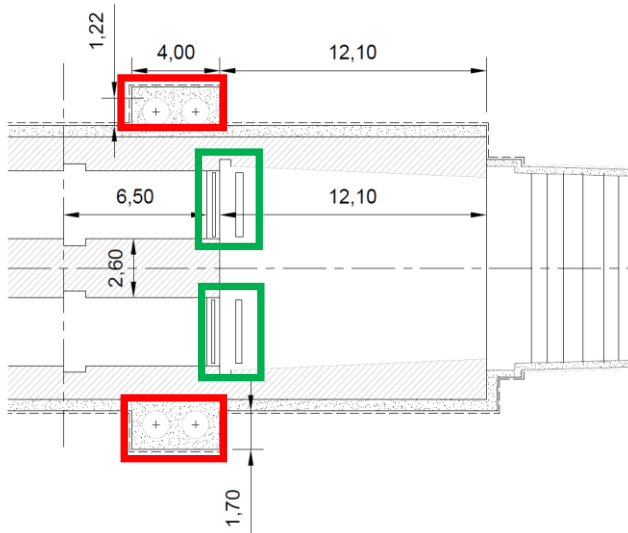


Figura 37. Configuración en planta del sistema de aireación

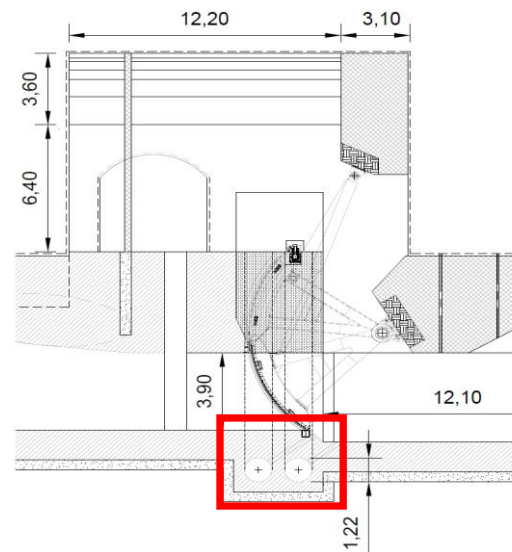


Figura 38. Vista en perfil de la configuración del sistema de aireación.

Las dimensiones del sistema de aireación deben ser tales que se garanticen velocidades del aire inferiores a los 100 m/s para obtener condiciones de flujo incompresible dentro del sistema de aireación. Dado que no se conoce como será la distribución del aire, es decir, cuanto porcentaje entrará por las ranuras ubicadas en el piso de cada uno de los vanos y cuanto entrará por el ducto superior el cual se localiza entre el muñón de la compuerta radial y la posición de la misma, el diseñador dejó como solución final dos tuberías de 48 pulgadas en forma de U, cada una con dos entradas de aire.

Para incluir dentro de la simulación el sistema de aireación, se hizo necesario modificar un poco la geometría. En la **Figura 39** se muestra la nueva geometría en la cual se incluye todo el sistema de aireación previsto desde el diseño. Los cambios relevantes a la

### 3-66 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

geometría inicial, fueron: la inclusión de los 4 aireadores o ranuras en el piso de cada uno de los vanos en donde se localizan las compuertas radiales, uno aguas arriba del escalón y otro aguas abajo de este, y la inclusión del aireador superior el cual es común para ambas compuertas. El área de cada una de las ranuras inferiores es de  $1.22 \text{ m}^2$ , equivalente al área de la tubería de 48 pulgadas. El área del aireador superior es de  $44 \text{ m}^2$ , equivalente al espacio que queda entre el muñón de las compuertas radiales y la apertura de las mismas. Los aireadores se convierten en nuevas fronteras en las cuales se debe especificar una condición para el flujo. La mayoría de los estudios realizados hasta el momento y que fueron revisados y analizados, establecen para los aireadores condiciones de frontera del tipo "Velocity Inlet", ya que previamente se ha calculado la demanda de aire por algún método empírico o se ha obtenido el valor de caudal de aire para una apertura en particular a partir de un modelo hidráulico en escala reducida. Sin embargo, el autor de esta investigación, considera que al establecer ese tipo de condición de frontera se está restringiendo el modelo numérico. Es por esta razón que, para los dos casos simulados de apertura de las compuertas radiales, se decidió utilizar una condición de frontera del tipo "Pressure inlet", dado que, para la captura del fenómeno de arrastre de aire provocado por la corriente turbulenta de agua a alta velocidad, el cual es el principal interés del estudio, la implementación de este tipo de frontera es más cercana a la realidad. En la **Figura 39** es válido aclarar que el aireador # 1 es el que se ubica en la parte izquierda en dirección del flujo, el aireador # 2 es el que se ubica en la parte derecha en dirección del flujo, ambos localizados aguas arriba del escalón. El aireador # 3 es la chimenea grande de aireación localizada en la parte superior del dominio. Para evitar problemas de convergencia por la dada la cercanía de los aireadores al dominio, se incluyó un tramo de ducto en cada uno de los aireadores, de 1.5 m de longitud, tratando de evitar la ocurrencia de "backflow" lo que puede generar problemas de inestabilidad numérica. Las condiciones de frontera especificadas para las caras de las nuevas entradas, fueron una condición de presión atmosférica (0 Pa, presión manométrica), en cuanto a las fases se refiere, para la configuración del modelo VOF, en todas las caras se especificó la fase 0, es decir, la cara totalmente ocupada por la fase gaseosa (aire). Para la turbulencia, se especificó un valor de intensidad turbulenta de 3% y un diámetro hidráulico de 1.22. En la **Tabla 13** se resumen los tipos de condiciones de frontera y los valores especificados para el sistema de aireación.



3-67 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

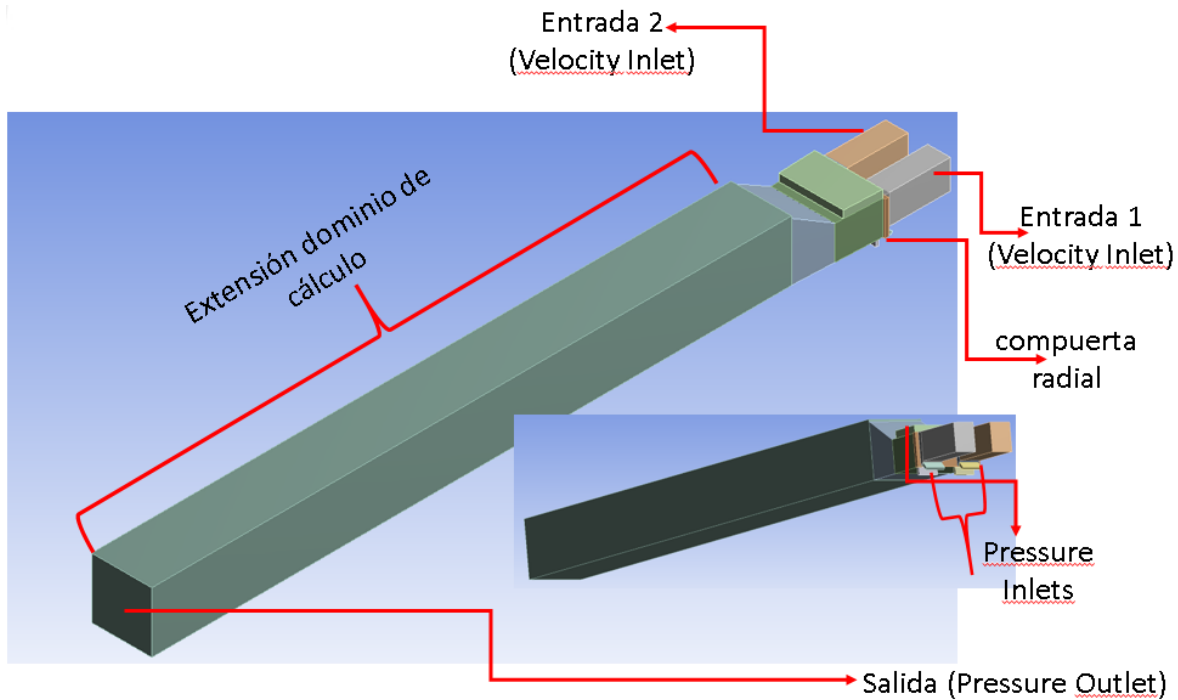


Figura 39. Geometría modificada para la inclusión del sistema de aireación. Tipos de fronteras especificadas

Tabla 13. Condiciones de frontera para el sistema de aireación.

Condición de entrada: Aireador # 1	Pressure inlet: P=0 Pa, Manométrica
Condición de entrada: Aireador # 2	Pressure inlet: P=0 Pa, Manométrica
Condición de entrada: Aireador # 3	Pressure inlet: P=0 Pa, Manométrica
Condición multifásica: Aireador # 1	$\alpha=0$ . Celdas llenas de aire
Condición multifásica: Aireador # 2	$\alpha=0$ . Celdas llenas de aire
Condición multifásica: Aireador # 3	$\alpha=0$ . Celdas llenas de aire

El sistema de aireación de la descarga de fondo, tomará el aire por medio de una galería de acceso que se conecta a la atmósfera a través de una plazoleta en la cara aguas abajo de la presa. Por tal motivo la presión inicial de los aireadores, tanto los de la parte superior como las ranuras del piso, será la presión atmosférica. Al especificar una condición de frontera tipo “pressure inlet” es posible obtener con el modelo numérico el arrastre de aire desde los aireadores hacia el flujo, como resultado de las zonas de sub-presión que se generan por el aumento súbito en la velocidad a la salida de la compuerta; de esta forma no se impone la velocidad a la que debe entrar el aire por cada uno de los aireadores, sino

### 3-68 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

que se calcula, dato que es mucho más interesante y preciso, ya que no se está restringiendo el flujo a un valor de velocidad específico, sino que se obtiene un valor de velocidad como función de las presiones generadas cerca a esta frontera. Se hace importante aclarar en este punto, que al cambiar la geometría como producto de la inclusión del sistema de aireación, se aumenta el número de celdas de la malla de cálculo. Para ambos casos, se conserva una malla estructurada con todos los elementos hexaédricos, un tamaño de celda máximo de 0.25 m y un skewness máximo de 0.457 en 200 celdas. El aumento en el número de celdas fue de 17000 adicionales, llegando a una malla con un total de 400000 celdas

Con las configuraciones finales obtenidas en las simulaciones del tramo a superficie libre, resumidas en las **Tabla 10** y **Tabla 11**, se realizaron dos nuevas simulaciones en las cuales se incluyeron todos los aireadores. Al incluir el sistema de aireación se obtuvieron inestabilidades numéricas que generaron divergencia en la solución. Dicha divergencia se presentó porque se estaba solucionando desde el  $t=0$  de forma conjunta y paralela la parte advectiva de la fase 1 (aire) en las nuevas fronteras y la parte advectiva de la fase 2 (agua) con la salida del flujo a través de las compuertas. Adicionalmente se debía resolver la posición de la superficie libre la cual iba a estar afectada esta vez por el aire que entraba desde la parte de abajo y la parte de arriba a la corriente de agua. La solución propuesta fue correr la simulación durante 2 segundos, resolviendo el flujo de agua y la posición de la superficie libre sin aireadores funcionando, para que el modelo se estabilizara y una vez alcanzada la estabilidad numérica del modelo, activar las fronteras en las cuales se encontraban los aireadores para completar el tiempo de simulación (28 segundos adicionales) resolviendo el sistema agua-aire de forma completa. Una vez terminada la simulación con el sistema de aireación completo, se verificó no solo la velocidad del aire en las diferentes entradas que componen el sistema de aireación, sino también la dirección y la fracción volumétrica del flujo en cada frontera. Se encontró que para el aireador superior y para las ranuras que se encontraban sobre el escalón, la dirección del flujo era entrando hacia el dominio y la fracción volumétrica era 0, es decir, flujo de aire exclusivamente, mientras que, para las ranuras en el piso, localizadas aguas abajo del escalón, la dirección del flujo era saliendo del dominio y el flujo de salida era una mezcla de agua y aire. **Figura 40**

Con los resultados obtenidos preliminarmente con la inclusión del sistema de aireación, se pensó que podría haber un problema con la condición de frontera especificada en cada uno de los aireadores, ya que se esperaba que los aireadores del piso, localizados aguas abajo del escalón también aportaran aire al flujo de agua. También se pensó en la posibilidad de inestabilidad numérica en el modelo por la cercanía entre las fronteras, ya que había 5 fronteras físicas distribuidas en un espacio muy pequeño, por lo tanto, la interacción entre esas fronteras podría generar difusión artificial y generar resultados numéricos que no representan la física y la realidad del sistema analizado.

### 3-69 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

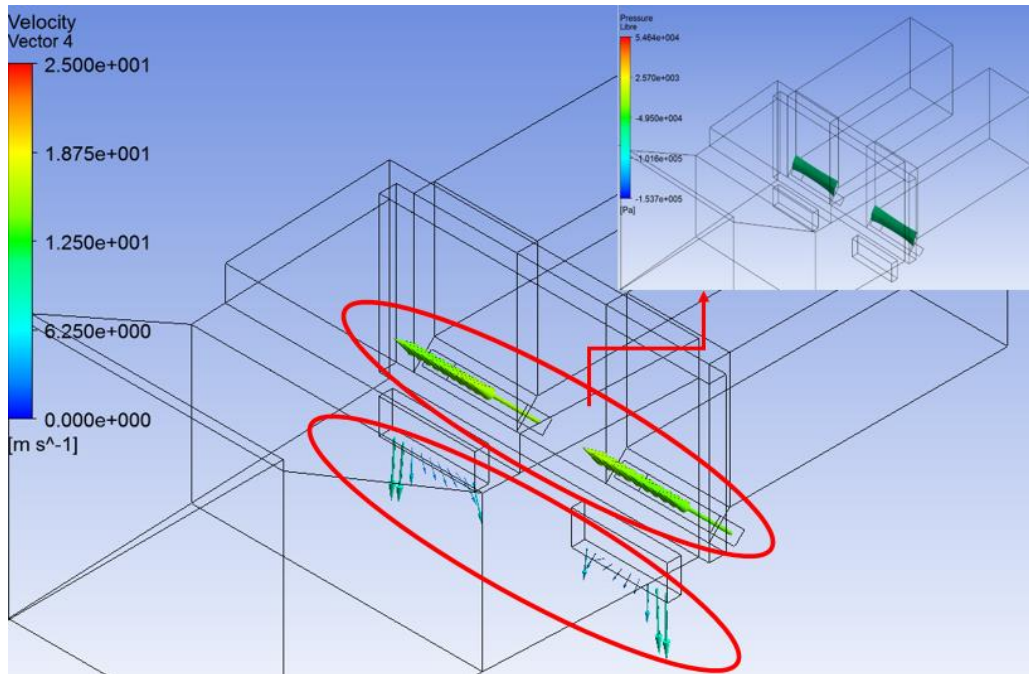


Figura 40. Vectores de velocidad para los aireadores inferiores, para una apertura del 100%.

Para descartar problemas con la condición de frontera, se realizaron nuevas simulaciones independientes. En la primera simulación se resolvió el flujo de agua-aire en conjunto, pero únicamente se habilitaron los aireadores del piso, localizados aguas abajo del escalón, los demás se especificaron como fronteras tipo "Wall". El resultado obtenido fue el mismo, es decir, el flujo por los aireadores analizados salía del dominio y era una mezcla de agua y aire. La segunda simulación se realizó por fases. En la primera fase se resolvió únicamente el flujo de agua a través de dos segundos de simulación; después se habilitaron los aireadores sobre el escalón y se dejó correr la simulación durante otros 8 segundos. Posteriormente, cuando se alcanzaron los 10 segundos de simulación, se activaron los aireadores localizados aguas abajo del escalón y se dejó correr la simulación por 5 segundos adicionales. Finalmente, a partir de los 15 segundos de simulación, se activó el aireador superior y se resolvió de forma conjunta todo el sistema hasta alcanzar el tiempo de simulación total ( $t=30$  s). Los resultados obtenidos fueron los mismos que los del caso inicial. En los aireadores localizados sobre el escalón, el flujo de aire entraba al dominio, es decir, había un arrastre de aire producto del paso del agua sobre el escalón; de igual forma en el aireador superior, los vectores de flujo entraban al dominio, tal como se muestra en la **Figura 41**, y para los aireadores localizados en el piso, aguas abajo del escalón, una vez más el flujo salía del dominio. Se concluyó entonces que el comportamiento anómalo presentado no era consecuencia del tipo de condición de frontera especificado.

### 3-70 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

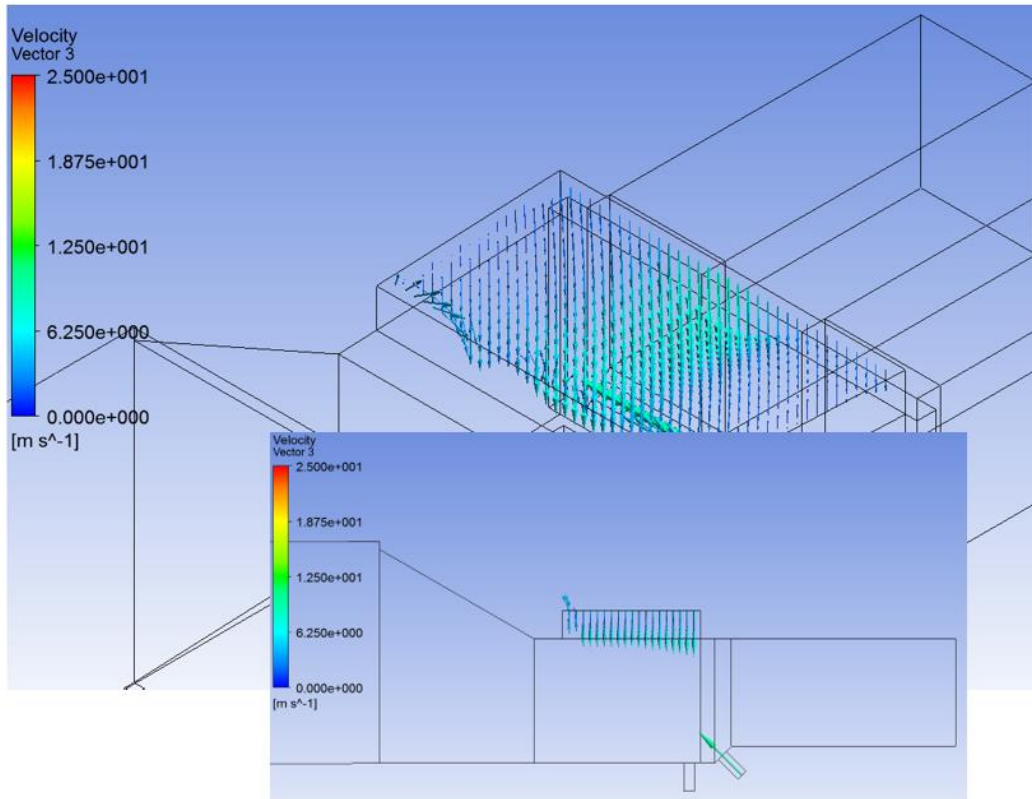


Figura 41. Vectores de velocidad para el aireador superior, para una apertura del 100%.

Descartado el problema con la condición de frontera, se pensó entonces en un tema de independencia de malla. Se construyó una nueva malla más refinada con celdas mucho más pequeñas (0.15 m). Se realizó una nueva simulación y los resultados encontrados fueron exactamente iguales.

Al revisar con detenimiento los perfiles de flujo obtenidos a la salida de la compuerta, se observó que sin importar cual fuera el caso simulado, es decir, apertura del 100% o del 54% en la compuerta radial, el flujo se despegaba en la zona del escalón formando una zona de vacío. En esta zona es donde se generaban las mayores sub-presiones, las cuales pueden ser verificadas en la **Figura 35** y en la parte superior de la **Figura 40**; pero después del escalón el flujo cae nuevamente sobre el piso del túnel, es por esto que las ranuras localizadas en el piso, aguas abajo del escalón, ya están en contacto con el agua, y al estar en contacto con una columna de agua de aproximadamente 4 metros de altura, funcionarán como un piezómetro y como un tubo pitot ya que por tratarse de un flujo 3D también tiene una componente en dirección perpendicular a la frontera, y por lo tanto permitirán la salida de la mezcla de agua y aire. Con esta conclusión obtenida, se corre nuevamente la simulación, eliminando las ranuras localizadas aguas abajo del escalón y se obtienen los resultados mostrados en las **Figura 42** y **Figura 43**.

3-71 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

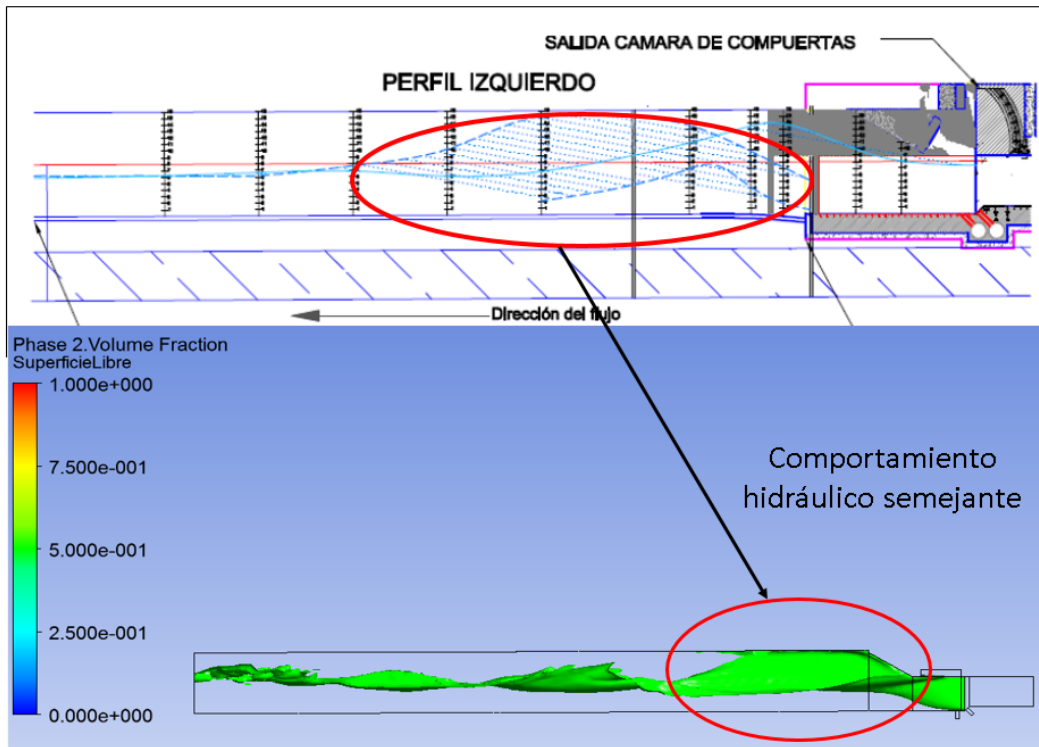


Figura 42. Comparación entre el perfil de flujo obtenido con el modelo hidráulico a escala y con el modelo numérico para una apertura del 100%.

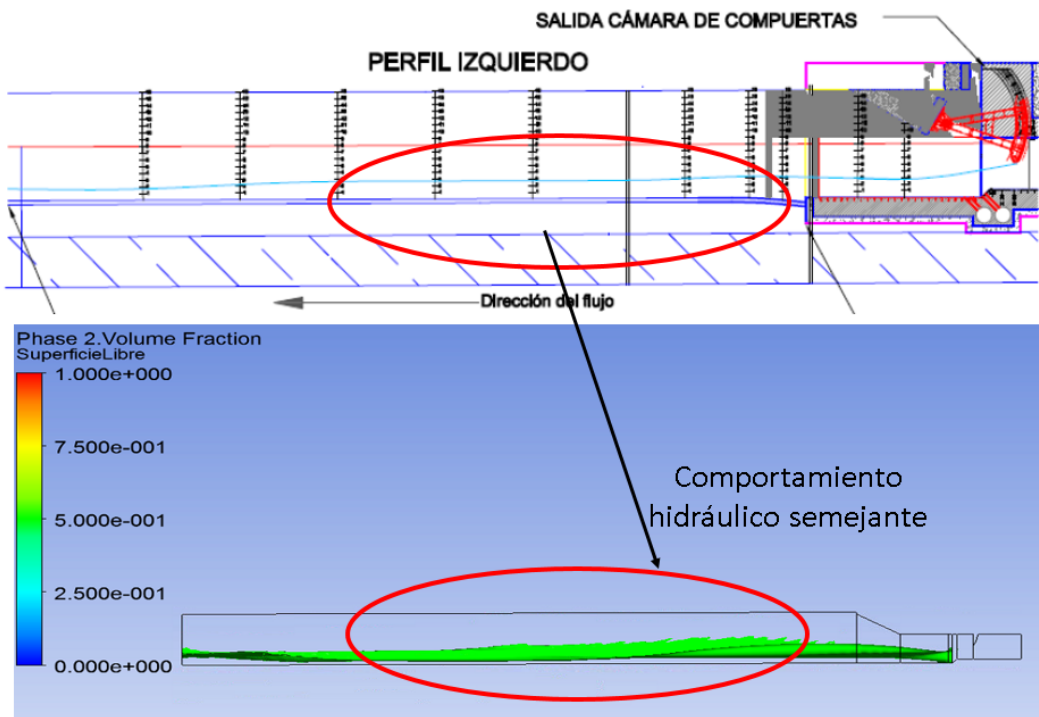


Figura 43. Comparación entre el perfil de flujo obtenido con el modelo hidráulico a escala y con el modelo numérico para una apertura del 54%.

### 3-72 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

En las figuras presentadas anteriormente se muestra una comparación cualitativa entre los perfiles de flujo obtenidos con el modelo hidráulico a escala y los perfiles de flujo obtenidos con el modelo numérico. Se observa que la tendencia es la misma. Para el primer caso simulado, el cual corresponde a una apertura del 100% en la compuerta radial, se observa como el flujo se “hincha” cuando pasa por la estructura de control generado por el choque del flujo supercrítico contra las paredes del canal. Este fenómeno denominado como “cresta de gallo” en el informe de modelo hidráulico de la Universidad Nacional, Sede Manizales, hace que el flujo pegue sobre el muñón de la compuerta y después se estabilice y se propague hacia aguas abajo con la profundidad normal del túnel. Para el segundo caso, correspondiente a una apertura del 54% en la compuerta radial, la velocidad del flujo es cercana a los 40 m/s, es decir, el doble que en la primera situación analizada. Por esta razón es que la inercia del flujo es muy grande y no se genera ese fenómeno de “cresta de gallo”.

Con los valores de velocidad obtenidos a través de cada aireador es posible obtener el caudal de aire que entra al sistema y así determinar la demanda de aire en función de la apertura de la compuerta.

En la **Tabla 14** se resume la información. Al observar con detenimiento la información resumida en la **Tabla 14**, se concluye que, para las dos simulaciones realizadas, más del 90% del caudal de aire demandado por las compuertas es suministrado por el aireador superior. Aunque la máxima sub-presión se genera en el escalón, justo donde están las ranuras inferiores, allí también se presentan las velocidades más altas del flujo, por lo tanto, la diferencia de presión es importante y las pérdidas que allí se presentan son considerables, el aire busca el camino más corto y rápido para llegar al flujo y este lo encuentra a través del aireador superior.

Tabla 14. Caudales de aire por cada aireador para las dos aperturas de compuerta simuladas.

% Apertura	Presión Hidrostática (m.c.a)	Caudal Aireador 1 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal aireador 2 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal aireador 3 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal Total (m <sup>3</sup> /s)
100	32.2	2.3	2.3	193.6	198.2
54	147.2	30	30	1100	1160

3-73 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

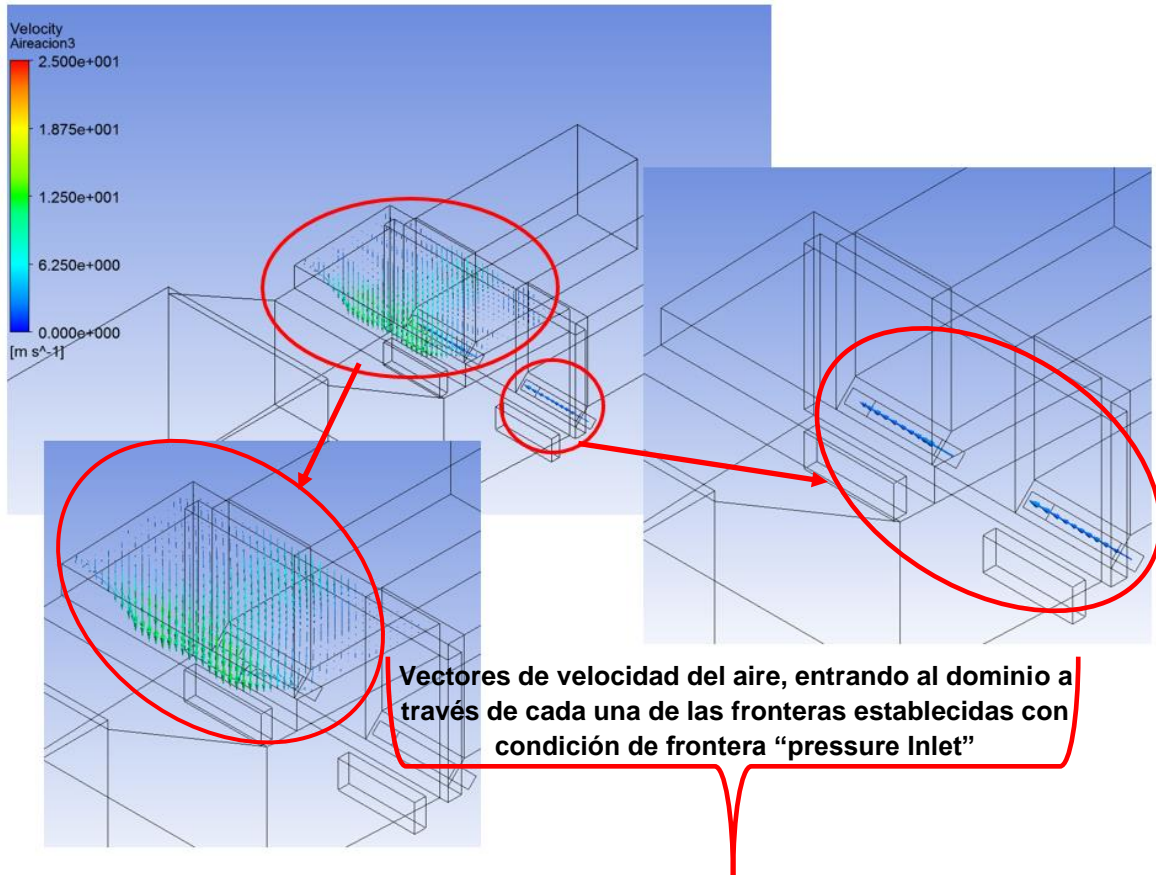


Figura 44. Vectores de velocidad final para una apertura del 100%.

### 3-74 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

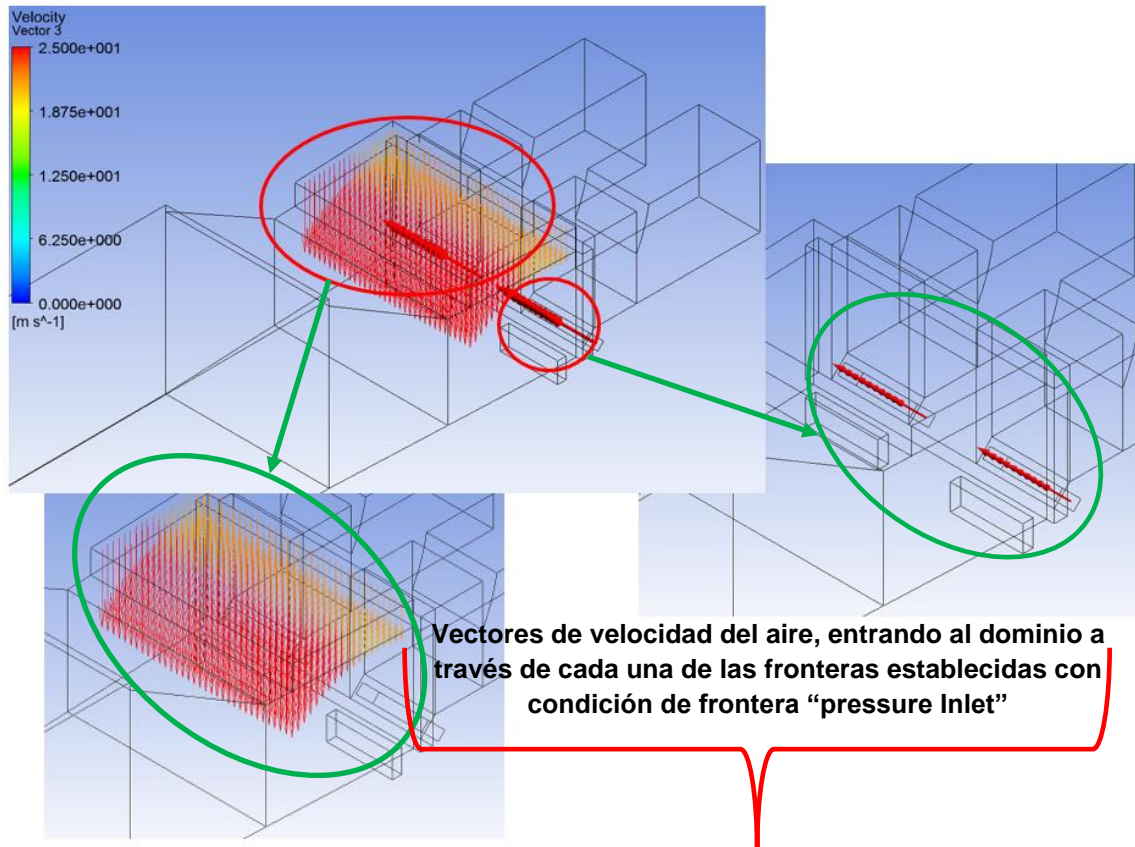


Figura 45. Vectores de velocidad final para una apertura del 54%.

Se muestran los vectores de flujo por cada uno de los aireadores, para cada uno de los casos simulados. Es claro que para una apertura de compuerta del 100% la demanda de aire es menor y las velocidades en los ductos de aireación son inferiores a los 5 m/s, ya que la velocidad del flujo aguas abajo de la estructura es menor y por tanto la sub-presión es baja. Pero para la apertura del 54%, la velocidad del flujo aumenta considerablemente y por tanto la sub-presión, trayendo como consecuencia demandas de aire mayores y velocidades en los ductos de aireación del orden de 25 m/s.

Comparando los resultados obtenidos con la simulación CFD para el sistema de aireación con los cálculos analíticos presentados en la **Tabla 12**, se observa que el criterio empírico que más se acerca a la demanda de aire estimada a través del cálculo computacional es el criterio de Ghetti & Di Silvio. Este modelo empírico ha sido validado en otros proyectos en Colombia en donde si hubo una medida del caudal de aire en el prototipo. En el proyecto hidroeléctrico San Carlos (Villegas & Mejía, 1988), durante las mediciones en campo se registraron datos de caudal de aire para dos aperturas de compuerta diferentes (14% apertura y 100% apertura) con una misma presión hidrostática de 66.5 m.c.a. Los resultados obtenidos fueron comparados con las diferentes metodologías empíricas. Es válido aclarar que la compuerta de la descarga de fondo del proyecto hidroeléctrico San Carlos es una compuerta deslizante y entró en operación en el año 1981, mientras que la



3-75 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

compuerta analizada en esta investigación es una compuerta radial y entrará en operación en Julio de 2018. Los resultados obtenidos se presentan en la **Tabla 15**.

Tabla 15. Mediciones de campo de la demanda de aire en el proyecto hidroeléctrico San Carlos. Tomado de (Villegas & Mejía, 1988).

% Apertura de la compuerta	Presión Hidrostática (m.c.a)	Caudal de agua descargado (m <sup>3</sup> /s)	Caudal de aire medido (m <sup>3</sup> /s)	Demanda de aire real del proyecto $\beta$ (Qa/Qw)	Demanda de aire estimada criterio Ghetti
14	66.5	26.7	38.9	1.46	1.87
100	66.5	243.6	145.8	0.6	0.53

Si bien, para este caso de San Carlos la demanda de aire real estuvo por debajo de la demanda de aire empírica, los valores presentan errores relativos inferiores al 20%. Lo anterior es un indicio de que el modelo de Ghetti & Di Silvio es quizá el que mejor representa el fenómeno físico y de allí su cercanía a los datos medidos en el prototipo. No obstante, al igual que para el presente caso de estudio, únicamente se tiene la demanda de aire para dos aperturas de compuerta lo que restringe un poco el análisis. Con dos puntos no es posible construir una gráfica de la relación entre el número de Froude en la vena contracta y la demanda de aire o la relación entre el porcentaje de apertura de la compuerta y el caudal de aire demandado por esta, las cuales son las gráficas típicas a partir de las cuales se puede obtener la función matemática que determina la demanda de aire en la compuerta. Por tal razón se propuso en este análisis completar todo el rango de variación de la compuerta radial, para las aperturas del 100%, 90%, 80%, 70%, 60% y 54%. Para aperturas inferiores al 54% de la compuerta radial, ya no es posible descargar el caudal ecológico del río a través de la descarga de fondo y se debe utilizar el vertedero de excesos, es por esto, que dichos casos no se analizan ya que el interés del presente estudio es la operación atípica de la compuerta durante el llenado del embalse, en donde se varía la presión hidrostática y la apertura de la compuerta para asegurar una descarga de un caudal constante durante todo el lapso de la operación de llenado. Los resultados obtenidos se resumen en la **Tabla 16**.

3-76 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Tabla 16. Caudales de aire por cada aireador para todas las aperturas de compuerta simuladas.

% Apertura	Presión Hidrostática (m.c.a)	Caudal Aireador 1 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal aireador 2 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal aireador 3 (m <sup>3</sup> /s)	Caudal Total (m <sup>3</sup> /s)
100.0	32.2	2.3	2.3	193.6	198.2
90.0	57.2	18.0	18.0	300.0	336.0
80.0	73.2	17.0	17.0	500.0	534.0
70.0	94.2	22.0	22.0	760.0	804.0
60.0	124.2	27.6	27.6	1056.0	1111.2
54.0	147.2	30.0	30.0	1100.0	1160.0

En la **Tabla 16** se puede apreciar que, para todos los casos simulados, más del 90% de la demanda de aire por la compuerta es suministrada por el aireador superior. Este resultado es muy importante, ya que como se mencionó anteriormente, la distribución de la demanda de aire no ha sido estudiada o por lo menos no se encuentra reportada en estudios referentes al tema analizado, razón por la cual, se convierte en un dato novedoso y de interés práctico y teórico. A partir del análisis de la distribución de la demanda de aire y de las velocidades medias obtenidas para cada uno de los aireadores en cada una de las aperturas analizadas, también se concluye algo importantísimo y fundamental sobre el flujo de aire: en todos los casos simulados, el número de Mach calculado para el flujo de aire fue menor a 0.1, indicando que el flujo de aire es incompresible.

Con los resultados presentados en la **Tabla 17**, y los datos de campo tomados para dos centrales hidroeléctricas existentes y en operación (San Carlos y Porce III), es posible obtener una relación entre el número de Froude en la vena contracta, que como ya se explicó anteriormente es el parámetro básico que resume todas las variables que intervienen en el fenómeno estudiando, y la tasa de demanda de aire, es decir, la relación entre caudal de aire y caudal de agua

3-77 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Tabla 17. Comparación entre demandas de aire empíricas obtenidas por metodologías empíricas y el cálculo computacional.

% Apertura	Presión Hidrostática (m.c.a)	Beta USACE	Beta LEVIN	Beta Ghetti & Di Silvio	Beta SHARMA	Beta CFD
100	32.2	0.10	0.15	0.36	0.36	0.44
90	57.2	0.17	0.25	0.62	0.53	0.75
80	73.2	0.24	0.33	0.88	0.68	1.19
70	94.2	0.32	0.42	1.21	0.85	1.79
60	124.2	0.43	0.55	1.71	1.09	2.47
54	147.2	0.52	0.66	2.14	1.27	2.58

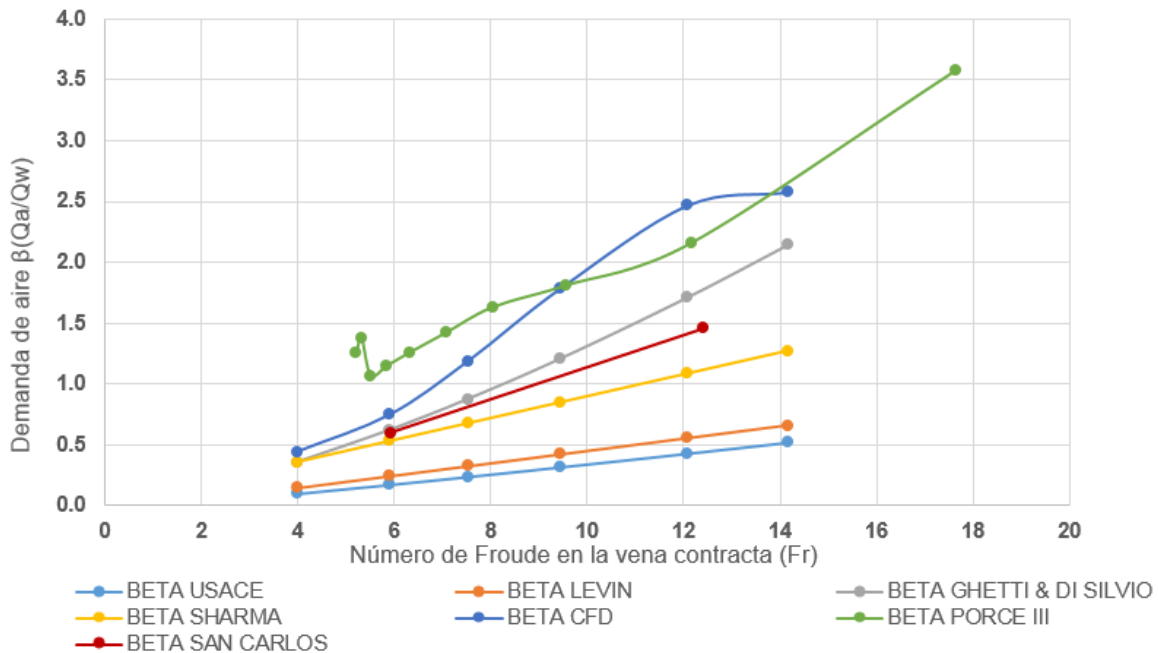


Figura 46. Relación entre el número de Froude en la vena contracta y la tasa de demanda de aire.

Con los resultados mostrados en la **Figura 46**, se concluye una vez más que el modelo empírico que más se acerca al cálculo computacional es el modelo de Ghetti & Di Silvio. Este modelo también es el más cercano a los datos experimentales mostrados en la **Figura 46** (Porce III en línea verde y San Carlos en línea Roja). Al analizar la curva de la demanda de aire obtenida con el estudio CFD, se concluye que los métodos empíricos subestiman

3-78 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

las demandas de aire, tanto para aperturas pequeñas como para aperturas grandes de la compuerta.

Para números de Froude inferiores a 10, se observa que la curva obtenida con CFD está por debajo de la curva medida en el caso de PORCE III, mientras que en cercanías al número 10 se presenta un punto de inflexión en donde la curva obtenida con CFD muestra valores de demanda de aire mayores a los registrados o medidos en PORCE III. Adicionalmente, al revisar la **Figura 46** se encuentra que al parecer todas las curvas obtenidas con metodologías empíricas tienden a aumentar la demanda de aire en función del aumento del número de Froude, mientras que la curva obtenida con CFD tiende a estabilizarse para números de Froude mayores a 14.

La literatura especializada reporta que la relación entre el número de Froude ( $Fr$ ) en la vena contracta y la demanda de aire es una relación potencial como la mostrada en la ecuación (20), en donde los coeficientes  $k$  y  $n$  son determinados generalmente a partir de ensayos de laboratorio en modelos hidráulicos a escala. Con la curva de aireación obtenida con la simulación numérica, se decidió entonces obtener la ecuación de demanda de aire a través de una regresión de potencias. Adicionalmente se realizaron otros dos ajustes para tratar de obtener un mejor ajuste (polinómico y exponencial). En la **Figura 47** se muestra la curva obtenida a través del modelo CFD y los 3 ajustes realizados. Se observa que ninguno de los 3 ajustes representa de forma correcta la forma de la curva para números de Froude superiores a 12, a partir de donde se presenta el punto de inflexión mostrado anteriormente; sin embargo, para números de Froude ( $Fr$ ) inferiores a 12 el ajuste que más se acomoda o que mejor describe el comportamiento o tendencia de la demanda de aire es una aproximación de potencias, tal como lo especifica la literatura especializada. Las ecuaciones de los diferentes ajustes y su grado de correlación entre las variables, son presentados en la **Tabla 18**, allí también se observa que la mayor correlación entre las variables se obtiene con un ajuste de tipo potencias.

Tabla 18. Ajustes realizados para la determinación de la correlación entre el número de Froude en la vena contracta y la demanda de aire en la compuerta radial.

TIPO DE AJUSTE	ECUACIÓN OBTENIDA	CORRELACIÓN
Potencias	$\beta = 0.0572(F_r)^{1.4848}$	0.9848
Polinómico	$\beta = -0.0053F_r^2 + 0.3276F_r - 0.8829$	0.9804
Exponencial	$\beta = 0.2676e^{0.1769F_r}$	0.9258

Se concluye entonces que la curva mostrada en la **Figura 47** puede ser utilizada para estimar la demanda de aire en una compuerta siempre y cuando el número de Froude en la vena contracta esté por debajo de 12. Para números de Froude mayores aún no se tiene una tendencia clara, por lo tanto se deben obtener más puntos, objeto que está por fuera

### 3-79 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

del alcance del presente estudio, y verificar si la curva se aplana y la demanda de aire no varía o si por el contrario, a mayor número de Froude mayor demanda de aire se presenta.

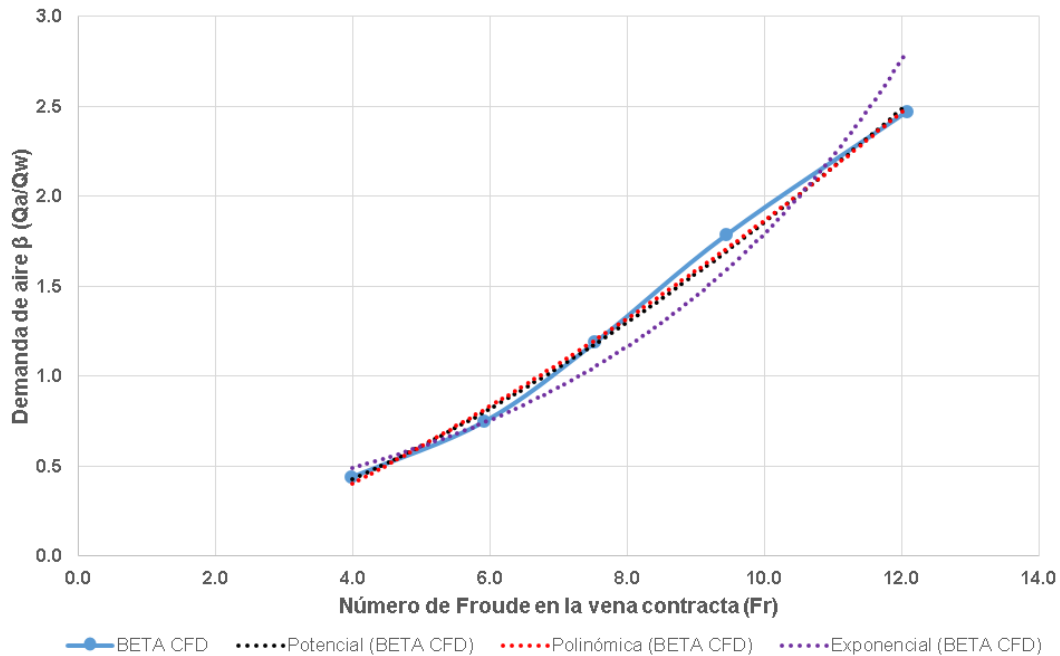


Figura 47. Posibles ajustes numéricos para la demanda de aire en función del número de Froude.

Como conclusión adicional, el ajuste de potencias es el ajuste que representa la tendencia de la demanda de aire. La ecuación obtenida está dada por la expresión  $\beta = 0.0572(F_r)^{1.4848}$ . Esta ecuación puede ser utilizada hasta números de Froude menores o iguales a 12, por las razones previamente mencionadas.

Al comparar este resultado con las ecuaciones empíricas de la **Tabla 1**, se observa que esta ecuación es muy similar a la propuesta por Ghetti & Di Silvio, que, de acuerdo con todos los cálculos mostrados previamente, es la ecuación con la que se pueden estimar las demandas de aire más cercanas a las medidas en los prototipos (Casos San Carlos y Porce III).

Finalmente, en la **Figura 48** se presenta la demanda de aire para las dos compuertas en función del porcentaje de apertura de las mismas. Se observa que la curva obtenida con la simulación numérica (coloreada en azul oscuro) está por encima de todas las curvas obtenidas con las metodologías empíricas. Lo anterior implica que las demandas de aire calculadas con metodologías empíricas, cuyas ecuaciones han sido obtenidas para casos particulares a través de la experimentación en modelos hidráulicos a escala, generalmente quedan subestimadas. Esta afirmación queda validada con los resultados de campo de dos proyectos hidroeléctricos en Colombia (San Carlos y Porce III) presentados previamente, en donde los valores de caudal de aire reales y medidos en campo fueron mayores a los estimados previamente. En la **Figura 48** se puede observar que para una apertura del 54%, en donde se están descargando 450 m<sup>3</sup>/s por la descarga de fondo y en donde la presión

### 3-80 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

hidrostática sobre la compuerta es 147 m.c.a, el caudal de aire requerido por las compuertas es de 2.57 veces el caudal de agua, es decir, un caudal de aire de 1160 m<sup>3</sup>/s.

A partir de los datos presentados y con la curva de demanda de aire obtenida a través de la simulación computacional, se habló con el diseñador para replantear el criterio adoptado para la estimación de la demanda de aire, el cual en principio y desde la concepción del diseño había sido el criterio de Sharma. Después de diversas discusiones y de forma conjunta con el fabricante de las compuertas, se determinó que la distribución del aire podría ser similar a la obtenida con la simulación numérica y presentada en la **Tabla 17**, es decir, que la mayor parte del caudal de aire entrará por el aireador superior de las compuertas y por lo tanto es posible eliminar una de las tuberías de aireación (que a su vez se demostró que se inundaba). El diseño final del sistema de aireación de las compuertas radiales de la descarga de fondo, se presenta en la **Figura 57** del anexo A y es el diseño realizado por el fabricante de las compuertas. Este diseño es una validación de los análisis realizados en el presente documento y por lo tanto de los resultados aquí presentados.

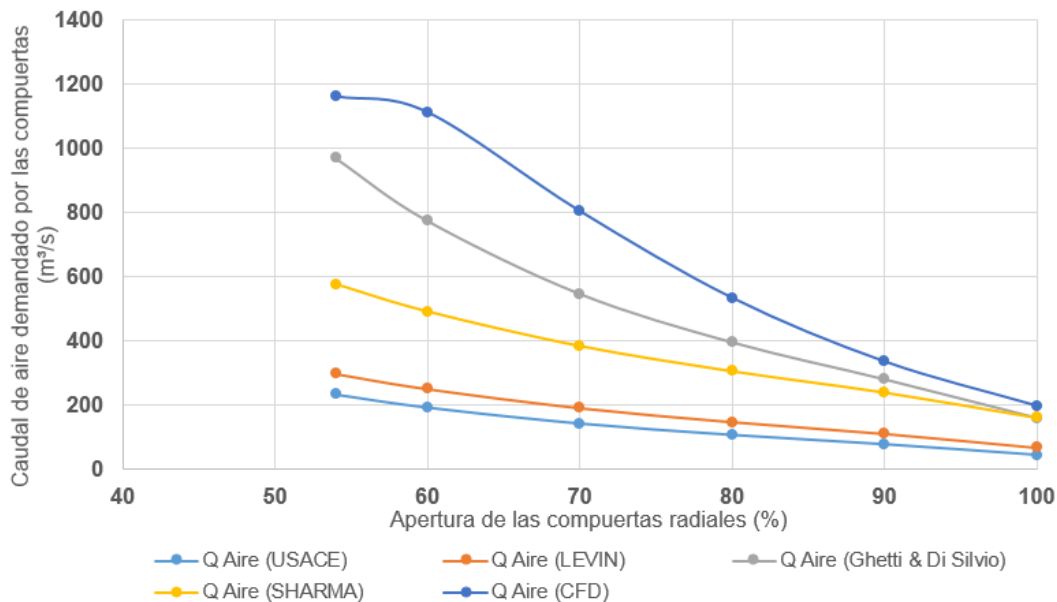


Figura 48. Relación para dos compuertas entre el caudal de aire y la apertura de la misma con diferentes metodologías empíricas y la simulación numérica.

## 4. Conclusiones y trabajo futuro

### 4.1 Conclusiones

- Este es el primer estudio de su tipo que se realiza en Colombia. Un estudio computacional, experimental y analítico sobre la hidrodinámica y demanda de aire en una compuerta radial de alta presión. Adicionalmente se presume que es la primera simulación computacional realizada en el mundo (de acuerdo con la revisión de la literatura especializada) para una condición de presión como la analizada (más de 140 m.c.a).
- Si bien cada modelo de turbulencia es sensible a la malla de cálculo, se determinó que con esquemas de segundo orden para todos los términos y esquemas de turbulencia K-epsilon-RNG o K-omega-SST, los resultados obtenidos son satisfactorios. Se concluyó que en el modelo K-epsilon la suposición implícita dentro de la formulación de clausura que trata la turbulencia como un fenómeno isotrópico, implica que la relación entre los esfuerzos de Reynolds y la tasa media de deformación del flujo es la misma en todas las direcciones, por lo que se espera que su comportamiento en problemas con geometrías complejas no sea muy acertado, por lo que se cree que los resultados obtenidos con este modelo hayan sido menos satisfactorios.
- Para la simulación del tramo a superficie libre se implementó el modelo VOF para calcular la superficie libre. Se ensayaron diferentes esquemas para la reconstrucción de la superficie libre y se determinó que el mejor esquema en términos de estabilidad, convergencia y por lo tanto esfuerzo computacional, así como de resultados obtenidos es el método *Modified HRIC*.
- Se encontró que el flujo de agua en el canal localizado aguas abajo de las compuertas radiales, en una sección que se ubicaba en cercanías a la frontera de salida del dominio de cálculo, el flujo ya se había estabilizado y la distribución de velocidades es semejante a la distribución teórica en un canal rectangular con flujo a superficie libre reportado en la literatura especializada.
- Para la simulación del sistema de aireación, se presenta como novedoso el cambio en las condiciones de frontera utilizadas por otros autores. La mayoría de los trabajos realizados para la determinación de la demanda de aire en compuertas de alta presión, se realizan utilizando una condición de frontera del tipo “*velocity inlet*” en los aireadores. Con este tipo de condición de frontera se condiciona el modelo y por lo tanto el cálculo o la estimación de la demanda de aire podría no ser correcta. En el presente estudio se plantea utilizar una condición de frontera del tipo “*Pressure inlet*”, condición que permite determinar de forma más apropiada y

#### 4-82 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

cercana a la realidad, la velocidad del aire por cada una de las entradas y así poder calcular el caudal y por tanto tener la demanda de aire real del sistema.

- Se concluye que, para todas las aperturas analizadas, el 10% del caudal de aire entra por las tuberías inferiores, localizadas aguas abajo del escalón, mientras que el 90% restante del caudal de aire entra por la parte superior de las compuertas. Se encuentra para todas las aperturas analizadas, las velocidades del aire están por debajo de los 25 m/s, por lo tanto, el flujo a través de los ductos es un flujo incompresible.
- Se compararon los valores de demanda de aire para cada una de las aperturas de las compuertas obtenidos a través de la simulación computacional, con los valores calculados con las ecuaciones empíricas tradicionales. Se concluye que la metodología empírica que más se acerca a la demanda de aire estimada a través de CFD es la metodología de Ghetti & Di Silvio. Sin embargo, todas las metodologías subestiman la demanda de aire.
- Se validan los resultados de aireación con información de caudales de aire registrados para diferentes aperturas de compuertas en dos proyectos hidroeléctricos de Colombia (San Carlos y Porce III). En estos proyectos, la metodología empírica que más se acerca a los valores medidos es la metodología de Ghetti & Di Silvio, pero los valores estimados por esta, están por debajo de los valores medidos.

## 4.2 Trabajo futuro

1. Cuando se vaya a realizar la puesta en servicio de la descarga de fondo del proyecto estudiado, pedir a la autoridad correspondiente, que se instrumente la cámara de compuertas para poder medir las principales variables de interés, tales como:
  - Caudal de agua para cada una de las aperturas de las compuertas
  - Caudal de aire asociado a cada caudal de agua descargado
  - Medición de la distribución de caudal a través de la galería superior y de los aireadores inferiores
  - Determinación de la sub-presión aguas abajo de la compuerta
2. En la simulación computacional, aumentar los casos analizados, por ejemplo, fijar la presión de la compuerta en un caso crítico y cambiar la apertura de la misma para evaluar el caudal de agua descargado y estudiar la variación de la demanda de aire.
3. Ya que la hidrodinámica del sistema es conocida, se podría pensar en calcular las vibraciones inducidas por el flujo y posteriormente realizar un análisis modal para determinar los modos de vibración de las compuertas. Con la comparación de los



4-83 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

resultados, se podría determinar si existe la posibilidad de ocurrencia del fenómeno de resonancia y por lo tanto si hay o no vulnerabilidad de la estructura.

4. En Colombia aún quedan tres grandes proyectos hidroeléctricos por construir. El proyecto Espíritu Santo (600 MW) el proyecto, el proyecto Piedra Del Sol (157 MW), el proyecto Cañafisto (937 MW). Todos estos proyectos tendrán descargas de fondo con compuertas radiales y las presiones a las cuales estarán sometidas serán superiores a los 25 m.c.a, por lo tanto, son consideradas compuertas de alta presión. Se espera entonces que este trabajo sirva como un primer paso para que otros ingenieros realicen los estudios pertinentes sobre las descargas de fondo y aseguren un funcionamiento correcto de estas estructuras de control a través de la implementación de técnicas como el CFD para evitar problemas en la puesta en operación de las mismas que puedan generar deterioro en el medio ambiente y en las poblaciones cercanas a los proyectos.

## Bibliografía

- Abdolahpour, M., & Roshan, R. (2014). Flow Aeration after Gate in Bottom Outlet Tunnels. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39(5), 3441–3448. <http://doi.org/10.1007/s13369-014-0954-5>
- Sagar, B. T. A. (1995). Hydrogates task committee design guidelines for high-head gates. *Journal of Hydraulics Engineering, ASCE*. 121(12), 845-852
- Benavides Morán, A. (2015). Curso CFD. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín, Medellín.
- Pinto, N.L.S & Neidert, S.H. (1986). Modelling Aerator Devices. CEHPAR, Curitiba, Paraná.
- Aydin, I., Telci, I. T., & Dundar, O. (2006). Prediction of downpull on closing high head gates. *Journal of Hydraulic Research*, 44(July 2013), 822–831. <http://doi.org/10.1080/00221686.2006.9521733>
- MIGOYA VALOR, E. (2002). MODELO ZONAL PARA LA SIMULACIÓN DEL MOVIMIENTO DE HUMOS Y GASES CALIENTES EN INCENDIOS. APLICACIÓN A TÚNELES DE CARRETERA. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
- Betancur Pérez, G. . (Universidad N. de C. (2013). Metodología para la selección de modelos hidrodinámicos tridimensionales.
- Cihat Tuna, M., Ozkan, F., & Baylar, A. (2014). Experimental investigations of aeration efficiency in high-head gated circular conduits. *Water Science & Technology*, 69(6), 1275. <http://doi.org/10.2166/wst.2014.021>
- Falvey, H. T. (1980). Air-Water Hydraulic Flow in Structures, (Engineering Monograph No. 41), 146. Retrieved from [http://www.arlis.org/docs/vol2/hydropower/APA\\_DOC\\_no.\\_899.pdf](http://www.arlis.org/docs/vol2/hydropower/APA_DOC_no._899.pdf)
- Naudascher, E. (1991). Hydrodynamic forces. Hydraulic Structures design manual: Hydraulic Design considerations. The International Association for Hydraulic Research (IAHR). A.A. Balkema/Rotterdam/Brookfield
- Kalinske, A. A. (ASCE), & Robertson, J. M. (ASCE). (1943). Closed Conduit Flow. *Journal of Hydraulic Engineering*, 108(Paper No. 2205), 1435–1447.
- Rodi, W., 1993. Turbulence Models and Their Applications in Hydraulics. A-state-of-the-art
- Kolachian, R., Abbaspour, A., & Salmasi, F. (2012). Aeration in Bottom Outlet Conduits of Dams for Prevention of Cavitation, 2(5), 196–201.
- Liu, T. (2014). *Modelling air—water flows in bottom outlets of dams*. Retrieved from <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:695501>

4-85 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

- Erbisti, P.C. (2004). Design of hydraulic gates. Balkema Publishers. Netherlands
- Moshari, S., Nikseresht, A. H., & Mehryar, R. (2014). Numerical analysis of two and three dimensional buoyancy driven water-exit of a circular cylinder, 219–235.
- Najafi, M. R., Kavianpour, Z., Najafi, B., Kavianpour, M. R., & Moradkhani, H. (2012). Air demand in gated tunnels – a Bayesian approach to merge various predictions. *Journal of Hydroinformatics*, 14(1), 152. <http://doi.org/10.2166/hydro.2011.108>
- Ozkan, F., Tuna, M. C., Baylar, A., & Ozturk, M. (2014). Optimum air-demand ratio for maximum aeration efficiency in high-head gated circular conduits. *Water Science & Technology*, 70(5), 871. <http://doi.org/10.2166/wst.2014.305>
- Pinto, N. (Universidade F. do P. (1976). CONSIDERACOES SOBRE O ARRASTAMENTO DE AR A JUSTANTE DE DESCARGAS DE FUNDO.
- Sagar, B. (ASCE). (1995). ASCE HYDROGATES TASK COMMITTEE DESIGN GUIDELINES FOR HIGH-HEAD GATES. *Journal of Hydraulic Engineering*, 121, NO. 1(Paper No. 5480), 845–852.
- Salazar, F., Morán, R., Oñate, E., Toledo, M. A., & Riquelme, F. J. (2012). NUMERICAL MODELING OF AIR-WATER INTERACTION IN BOTTOM OUTLETS . APPLICATION TO SUSQUEDA DAM, (February), 9–11.
- Schneider, B. J., Mayr, D., Heigerth, G., & Klasinc, R. (n.d.). The model tests of the bottom outlet of the Kárahnjúkar hydro-electric project, (027), 1–14.
- Shamsai, a., & Soleymanzadeh, R. (2006). Numerical simulation of air-water flow in bottom outlet. *International Journal of Civil Engineering*, 4(1), 14–33.
- Gyllenram, W. (2008). Analytical and Numerical Studies of Internal Swirling Flows. Division of Fluid Mechanics. Department of Applied Mechanics. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY. Goteborg. Sweden
- Sharma, H. R. (ASCE). (1976). AIR-ENTRAINMENT IN HIGH HEAD GATED COBDUITED. *Journal of Hydraulic Engineering*, 102(HY11), 1630–1645.
- Vahdati, P. (2010). MASTER ' S THESIS CFD Simulation of Water Behavior Downstream of the Storfinnforsen Dam.
- Vera Rodriguez, J. D. (Universidad N. de C. (2013). Metodología para el control de riesgos en compuertas radiales de descargas de fondo para grandes presas.
- Thomas, V., 2014. Application of numerical models and codes. Plymouth: s.n.
- Villegas, F. (ASCE), & Mejía, Ó. (ASCE). (1988). DIVERSION CONDUIT AND LOW-LEVEL OUTLET FOR PUNCHINÁ DAM. *Journal of Hydraulic Engineering*, 114, 396–407.

4-86 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

Yazdi, J., & Zarrati, A. R. (2011). An algorithm for calculating air demand in gated tunnels using a 3D numerical model. *Journal of Hydro-Environment Research*, 5(1), 3–13.  
<http://doi.org/10.1016/j.jher.2010.07.002>

Nichols, C. W. & Hirt, B. D., 1981. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries.. *Journal of computation Physics*.

Hodges, B., 2009. *Hydrodynamical Modelling*.

## A. Anexo: Gráficas adicionales

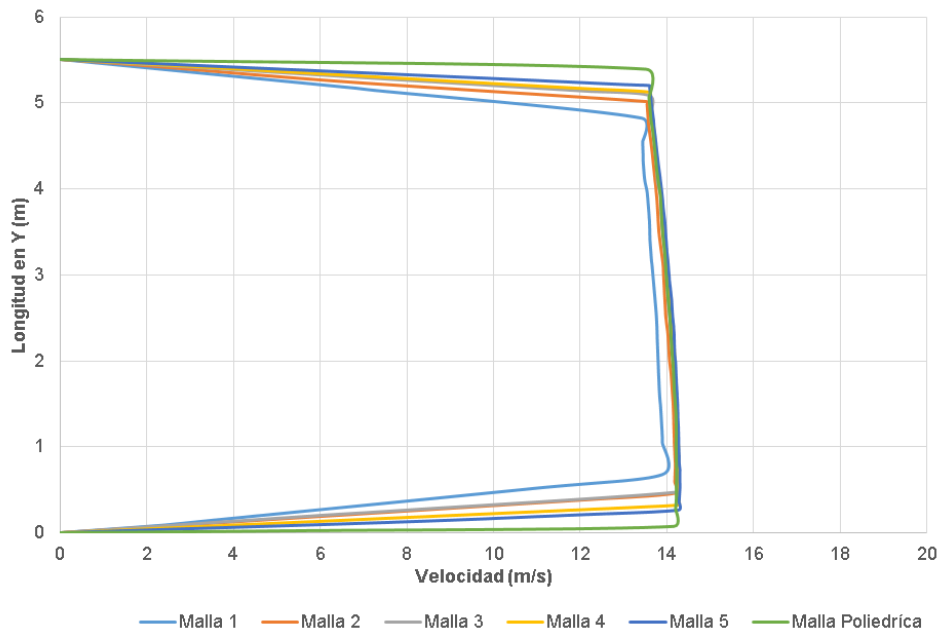


Figura 49. Perfil de velocidad sección transversal 1, para una apertura del 100%

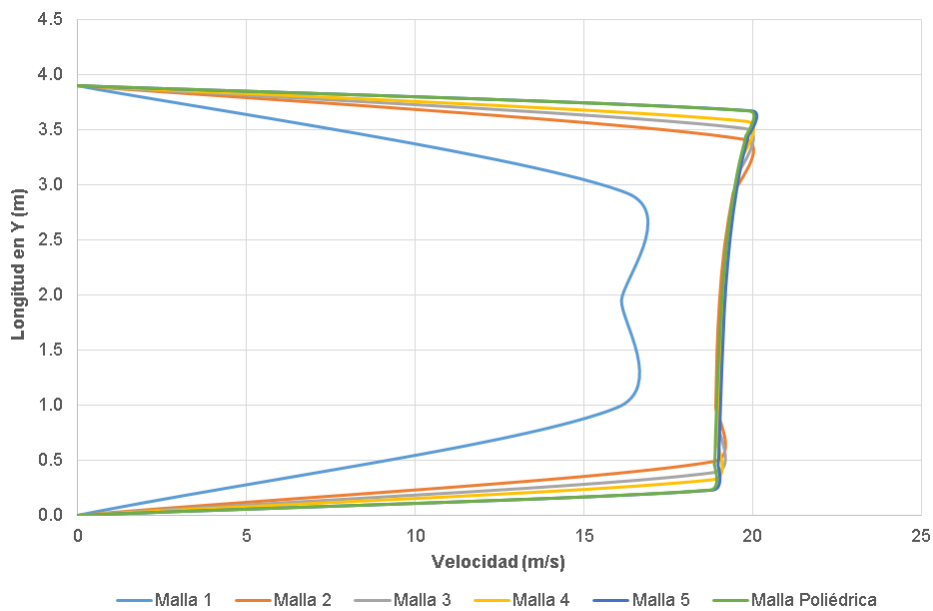


Figura 50. Perfil de velocidad sección transversal 2, para una apertura del 100%

4-88 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

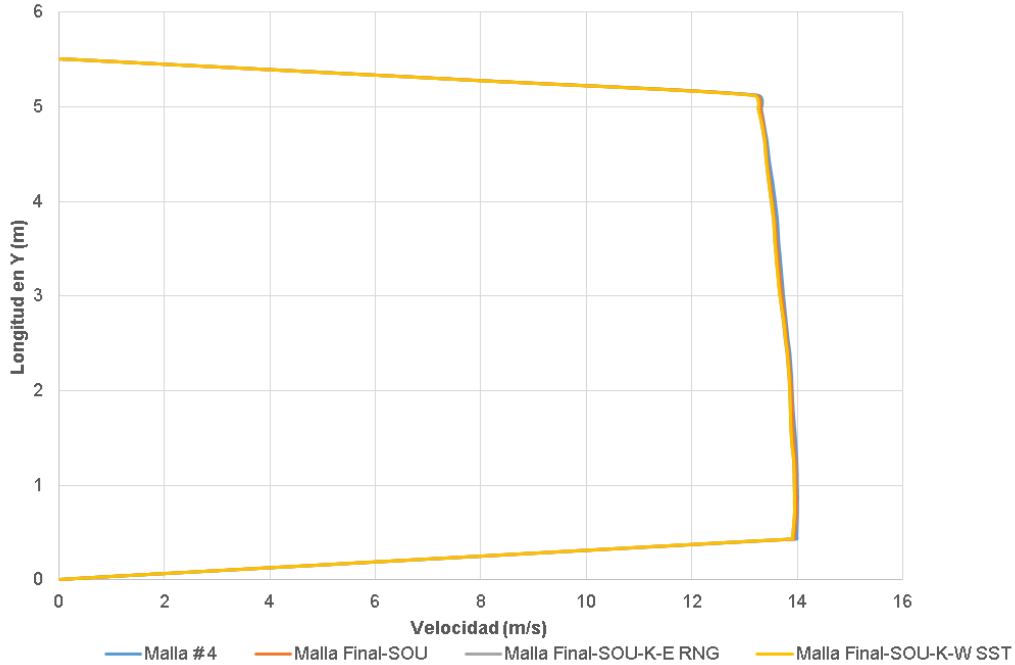


Figura 51. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 1 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%.

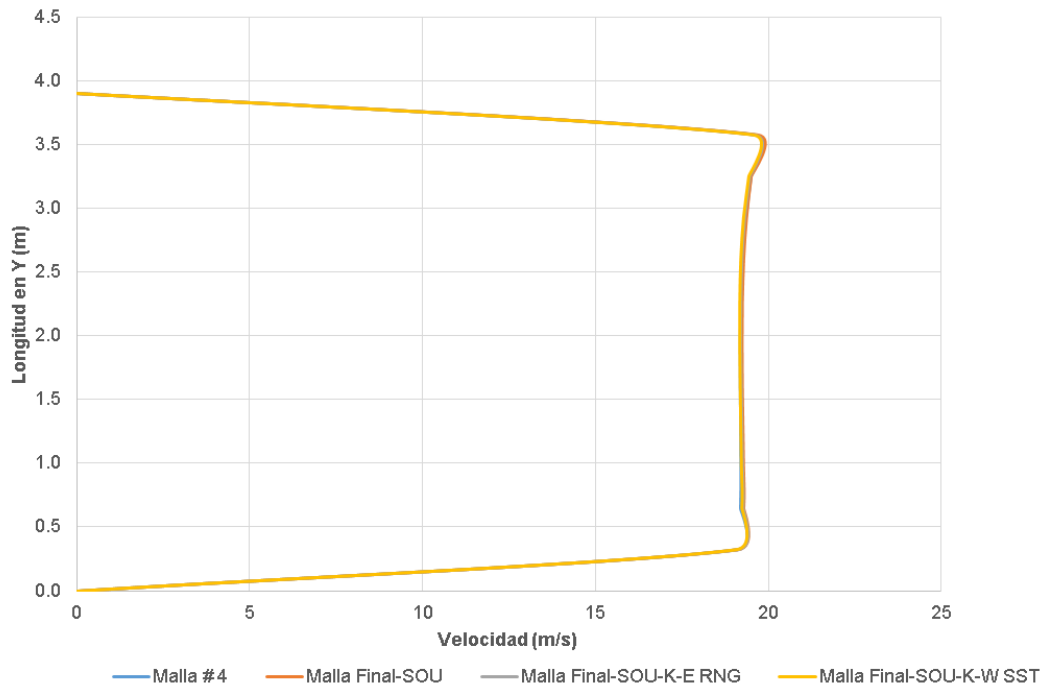


Figura 52. Análisis de sensibilidad en la sección transversal 2 para esquemas numéricos y modelos de turbulencia para una apertura del 54%.

4-89 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

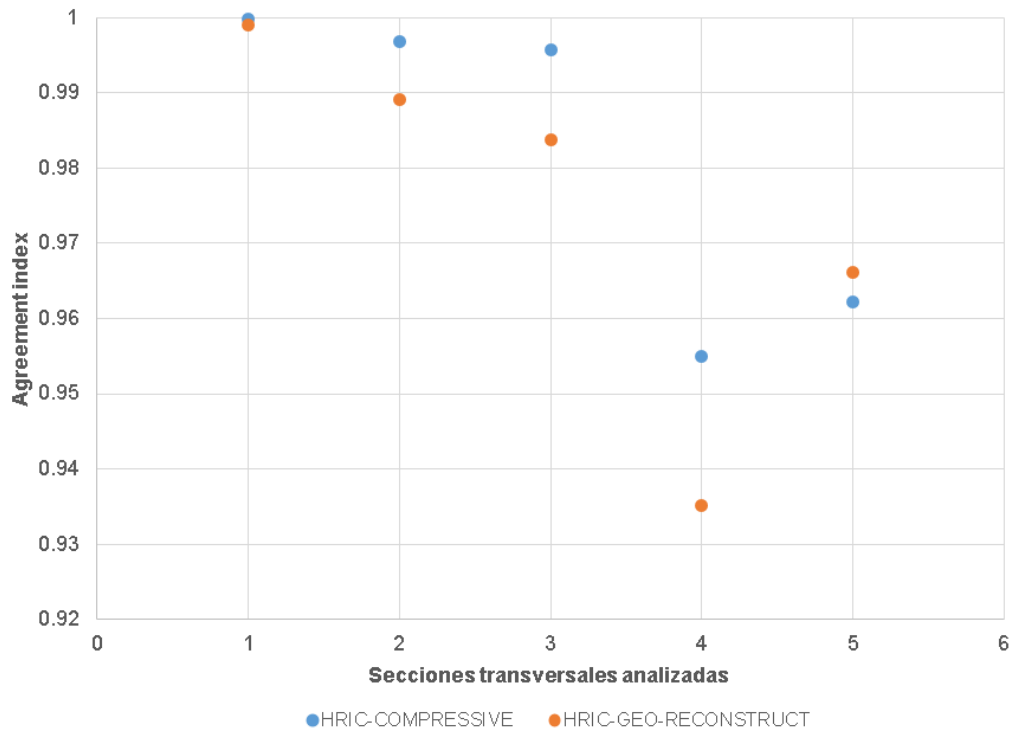


Figura 53. Sensibilidad método de reconstrucción fracción volumétrica.

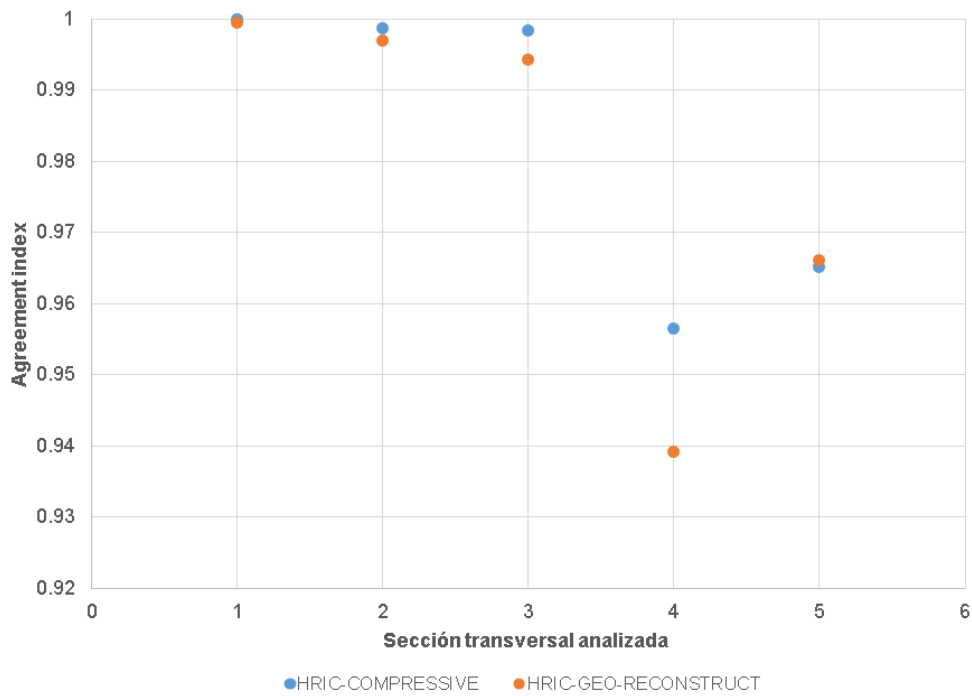


Figura 54. Sensibilidad método de reconstrucción "Z-Velocity-Water".

4-90 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

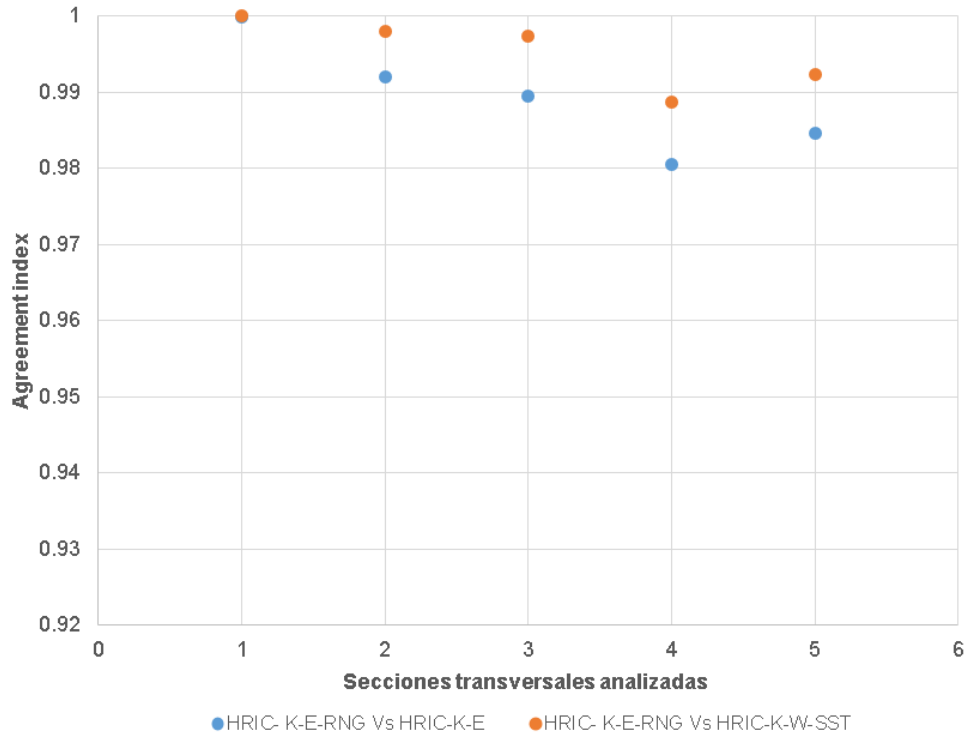


Figura 55. Sensibilidad esquemas de turbulencia fracción volumétrica.

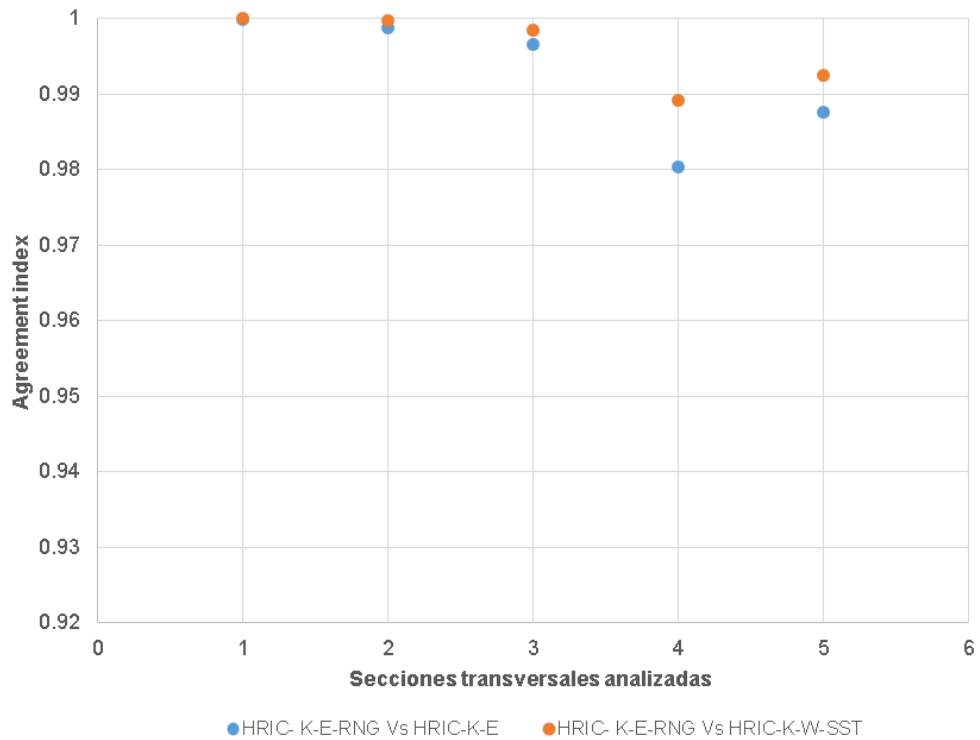


Figura 56. Sensibilidad esquemas de turbulencia "Z-Velocity-Water".



4-91 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

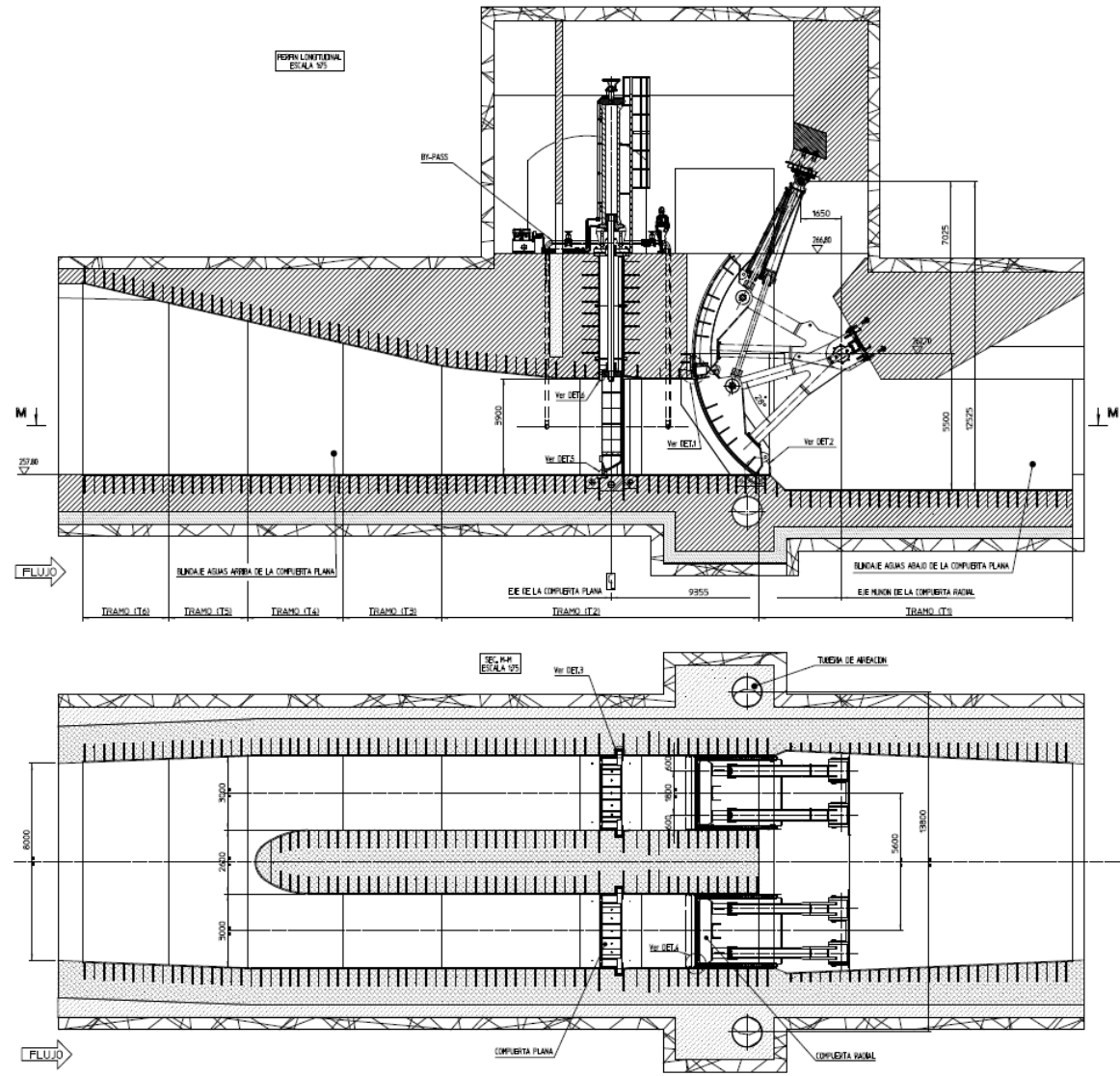


Figura 57. Diseño definitivo del sistema de aireación de las compuertas radiales de la descarga de fondo del proyecto en estudio.

## B. Anexo: Modelo hidráulico

El modelo hidráulico a escala reducida, para el proyecto hidroeléctrico en estudio, fue construido por la Universidad Nacional de Colombia, sede Manizales como proyecto de extensión. La empresa diseñadora del proyecto hidroeléctrico decidió realizar un modelo hidráulico a escala de la descarga de fondo en estudio debido a su condición especial de presión. En principio, se tenía incertidumbre sobre el funcionamiento de unos aireadores diseñados en el tramo a superficie libre aguas abajo de la zona de compuertas.

A continuación, se describen los objetivos, instrumentación y la información general sobre el modelo hidráulico a escala reducida

### Objetivo general modelo hidráulico a escala

Verificar el funcionamiento del flujo a lo largo de la descarga intermedia para diferentes condiciones de apertura de las compuertas, analizar los efectos de aireación sobre el flujo y validar la geometría de las estructuras que la componen.

### Objetivos específicos modelo hidráulico a escala

- Verificar las curvas de calibración de la descarga de fondo para diferentes aperturas de las compuertas radiales.
- Determinar las características de las fluctuaciones de las presiones dinámicas a lo largo del túnel de la descarga intermedia, tanto en losa de piso como en hastiales y bóveda.
- Evaluar las condiciones de flujo que se puedan generar a lo largo del túnel, durante la descarga de diferentes caudales y operaciones.
- Analizar el funcionamiento de los aireadores y la demanda de aire en la zona de compuertas
- Determinar la trayectoria y forma del chorro a la salida del deflector y analizar el funcionamiento del pozo de impacto o aquietamiento.

### Generalidades

Se construye un modelo a escala 1:50, con criterios de similitud de Froude, para los cuales se tienen las siguientes relaciones modelo-prototipo:

$$L_P = L_M \lambda \text{ (Relación de longitudes)}$$

$$V_P = V_M \lambda^{\frac{1}{2}} \text{ (Relación de velocidades)}$$

$$Q_P = Q_M \lambda^{\frac{5}{2}} \text{ (Relación de caudales)}$$

4-93 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

$$T_P = T_M \lambda^{1/2} \text{ (Relación de tiempos)}$$

En donde  $\lambda$  es la relación de escalas

La escala se escogió considerando las dimensiones del espacio del laboratorio de hidráulica de la universidad, el caudal máximo de operación del modelo y su relación con la capacidad de bombeo del laboratorio.

Para tener en cuenta el efecto de la rugosidad del túnel en el prototipo respecto de la rugosidad del túnel en el modelo, se tuvo en cuenta una rugosidad equivalente del túnel de 0.021 (datos suministrado por la empresa consultora) y se calculó de acuerdo con la teoría de la modelación hidráulica una rugosidad equivalente para el material a utilizar en el modelo, de la siguiente manera.

$$\frac{n_P}{n_M} = \lambda^{1/6}$$

Puesto que se obtuvo una rugosidad equivalente de  $n_M = 0.0109$  mayor que la que se puede obtener con el material de construcción del modelo (acrílico), se pensó entonces en utilizar como artificio un elemento que genere una pérdida local equivalente. En la **Tabla 19** se resumen las características generales del modelo y en la **Figura 58** se muestra tanto el tramo a presión como la zona de compuertas y el tramo a superficie libre.

Tabla 19. Características generales modelo.

Parámetro	Dimensión en el prototipo	Dimensión en el modelo
Longitud total	1200 m	24 m
Altura total	230 m	4.60 m
Longitud del túnel	909	18,27 m
Ancho y altura del túnel	8 x 8 m	0.16 x 0.16 m
Ancho y altura de las compuertas	3 x 3.9 m	0.06 x 0.078 m

#### 4-94 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión



Figura 58. Configuración del modelo hidráulico a escala.

### Instrumentación

La lectura de presiones en el tramo presurizado se realizó con 209 piezómetros instalados en el túnel, permitiendo cuantificar las presiones a lo largo de la descarga de fondo tanto en hastiales (109 piezómetros), como en el fondo (83 piezómetros) y en la bóveda (17 piezómetros).

Los piezómetros se conectan con mangueras a tableros piezométricos. Las zonas a instrumentar, distintas a las zonas de aireadores y zona de compuertas, son:

- Una cada cien metros prototipo, equidistantes: piezómetros en piso, paredes y bóveda de la siguiente manera: uno en el centro del piso, uno en cada extremo del piso (cercano al hastial) dos en cada uno de los hastiales y uno en el punto más alto de la bóveda. En la **Figura 59** se observa la distribución realizada.
- En la zona de compuertas: se instrumentó una sección aguas arriba de las compuertas, y dos inmediatamente aguas abajo. En cada uno de los ductos se instrumentó el fondo, el hastial izquierdo, el hastial derecho y el techo como se muestra en la **Figura 60**.

4-95 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

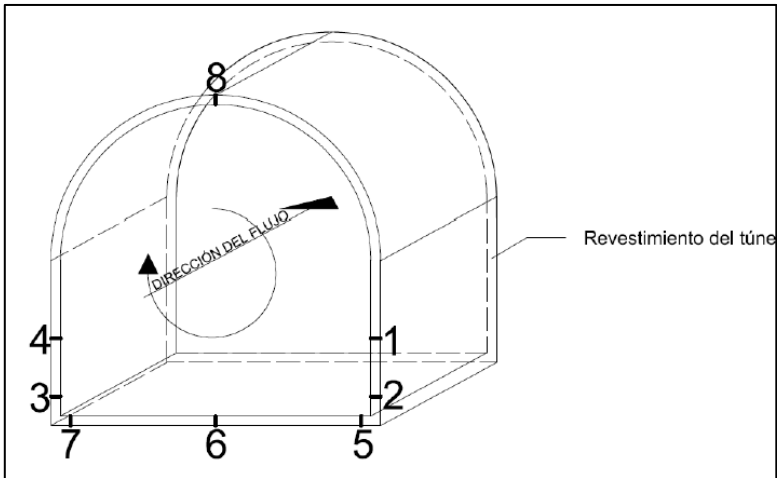


Figura 59. Disposición de piezómetros en el tramo a presión. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado)

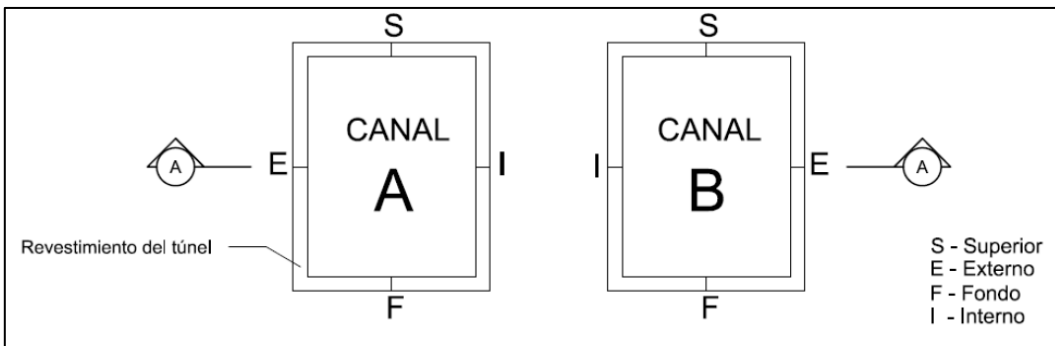


Figura 60. Disposición piezómetros en la zona de compuertas. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado)

En cuanto a la velocidad del flujo se refiere, únicamente se tomaron medidas en el flujo a superficie libre. La toma de la velocidad se realizó a través de un tubo Pitot como el que se muestra en la **Figura 61**.

4-96 Estudio de computacional de la hidrodinámica y del sistema de aireación en descargas de fondo con compuertas de alta presión

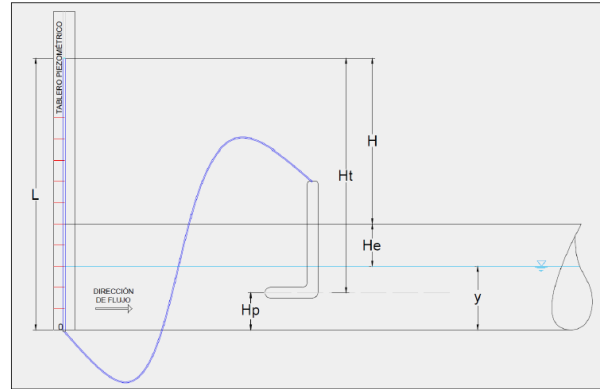


Figura 61. Sistema para medición de velocidades en el flujo a superficie libre. Tomado de (Informe Final modelo hidráulico Descarga de Fondo Proyecto estudiado)