



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA

“APLICACIÓN DEL PRINCIPIO DE UN VENTURI EN EL
PROCESO DE AIREACIÓN EN UN ESTANQUE ACUÍCOLA DE
UN SISTEMA DE RECIRCULACIÓN, APLICANDO DINÁMICA
DE FLUIDOS COMPUTACIONAL”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
INGENIERA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS SUSTENTABLES

PRESENTA:
ERIKA MEJÍA RÓMULO

ASESOR: DR. BORIS MIGUEL LÓPEZ REBOLLAR

TOLUCA, ESTADO DE MÉXICO, SEPTIEMBRE DE 2020.

RESUMEN

En los últimos años, la tecnología de recirculación de agua ha sido implementada en acuicultura para continuar con el cultivo de especies acuáticas en lugares con escasez del líquido vital. La demanda de productos acuáticos incrementa mientras que la producción por captura disminuye, como consecuencia no será posible, a corto plazo, la oferta de productos acuáticos, dirigida a una población que constantemente crece y demanda peces.

El parámetro más importante para el pleno desarrollo de los peces es el oxígeno disuelto en el agua del cultivo. El objeto de estudio del presente trabajo es diseñar un aireador tipo Venturi para un sistema de recirculación acuícola, que funcione de manera no asistida (por gravedad) y, además, que el comportamiento de la mezcla agua - aire sea estable para todo el rango de carga hidráulica propuesto del sistema. Para ello se modificaron las dimensiones geométricas del Venturi, la relación de diámetros ($\beta = D_2/D_1$), la longitud de la sección divergente (L_D) y el diámetro del ducto de succión (d), y la carga hidráulica del sistema.

Los resultados que se obtuvieron de las simulaciones fueron, principalmente, los perfiles de velocidad y presión a lo largo del Venturi. También, las relaciones del caudal de aire y el caudal de agua, de cada prototipo. Los resultados demuestran que los principales factores que influyen en la cantidad de aire succionado son la β y la L_D . El efecto, en la mezcla, de modificar las dimensiones del Venturi fue la variación en la presión a lo largo del Venturi, especialmente de la presión máxima negativa, la cual se localiza en la salida de la garganta. Esto repercutió en la cantidad de aire succionado, afectando la difusión de oxígeno para el óptimo desarrollo de peces y la sedimentación de partículas.

Con los resultados obtenidos mediante la aplicación de la CFD fue posible relacionar la hidrodinámica del dispositivo Venturi con una β y una L_D , logrando diseñar dispositivos Venturi que succionen aire de manera estable. El flujo máximo de aire succionado fue de 1.15 litros por minuto. Finalmente, se propuso una guía básica para el diseño de aireadores tipo Venturi que funcionen de manera no asistida, y las características geométricas y el comportamiento del flujo del prototipo que succionó más aire.

ÍNDICE

RESUMEN	vii
ÍNDICE	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES	xix
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
<i>1.1. Problemática</i>	<i>4</i>
<i>1.2. Justificación</i>	<i>5</i>
<i>1.3. Hipótesis</i>	<i>6</i>
<i>1.4. Objetivo general</i>	<i>6</i>
1.4.1. Objetivos específicos.....	6
CAPÍTULO 2. AIREACIÓN EN SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA	9
<i>2.1. Acuicultura</i>	<i>9</i>
2.1.1. Acuicultura sustentable	10
<i>2.2. Calidad del agua en acuicultura</i>	<i>11</i>
2.2.1. Importancia del oxígeno en agua para cultivar peces	12
2.2.2. Pasos para mejorar las propiedades de la calidad del agua en acuicultura.....	13
<i>2.3. Especies cultivadas en acuicultura</i>	<i>13</i>
<i>2.4. Sistemas de Recirculación de Agua en acuicultura</i>	<i>14</i>
2.4.1. Tanque de cultivo de peces.....	16
2.4.2. Filtro mecánico	17
2.4.3. Filtro biológico.....	17
2.4.4. Desinfección	17
2.4.5. Aireación y oxigenación.....	18
2.4.5.1. Clasificación de los sistemas de aireación	19
2.4.5.1.1. Aireación asistida	19

2.4.5.1.2. Aeración no asistida	22
2.4.5.2. Clasificación de los sistemas de oxigenación	22
2.4.5.3. Evaluación del rendimiento de aireadores	23
2.5. Dispositivos Venturi	24
CAPÍTULO 3. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)	29
3.1. Antecedentes.....	29
3.2. Hidrodinámica	31
3.2.1. Ecuaciones que gobiernan un fluido en movimiento.....	31
3.2.1.1. Ecuación de continuidad.....	32
3.2.1.2. Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento	34
3.2.1.3. Ecuación de la conservación de la energía	34
3.2.2. Número de Reynolds	36
3.3. Modelos y ecuaciones de la CFD	38
3.3.1. Las ecuaciones de Navier Stokes.....	38
3.3.2. Turbulencia y modelos de predicción	40
3.3.2.1. Ecuaciones Reynolds - Averaged Navier Stokes (RANS)	41
3.3.2.2. Modelo de turbulencia $k - \epsilon$	42
3.3.2.3. Modelos multifásicos	44
3.3.2.3.1. Modelo multifásico de mezcla (Mixture)	46
3.4. Proceso general de la CFD.....	49
3.5. Proceso de CFD ANSYS - FLUENT.....	51
3.5.1. Modelo geométrico	51
3.5.2. Generación de malla	51
3.5.3. Set - Up en FLUENT	51
3.5.4. Condiciones iniciales y de frontera.....	52
3.5.5. Monitoreo de la simulación.....	52
3.5.6. Post – procesamiento	53

CAPÍTULO 4. METODOLOGÍA	55
4.1. Cronograma de actividades.....	55
4.2. Estudio del medio ambiente del experimento.....	57
4.2.1. Sistema de Recirculación Acuícola.....	57
4.2.1.1. Características físico-hidráulicas.....	57
4.2.2. Dispositivo Venturi	59
4.2.2.1. Características físico-hidráulicas.....	59
4.3. Planteamiento de experimentos	60
4.3.1. Variación de la relación de diámetros	60
4.3.2. Variación de la longitud de la sección divergente	61
4.3.3. Variación de carga hidráulica del sistema.	61
4.4. Modelación y simulación de escenarios de operación del dispositivo Venturi mediante el modelo de mezcla (Mixture)	65
4.4.1. Modelo conceptual de los dispositivos Venturi en Solid Works	65
4.4.2. Etapas de la simulación	66
4.4.2.1. Definición de la geometría del dispositivo Venturi.....	67
4.4.2.2. Proceso de mallado	67
4.4.2.3. Establecimiento de parámetros del software ANSYS-FLUENT (ecuaciones y modelaciones).....	70
4.4.2.4. Esquemas numéricos de solución.....	72
4.4.2.5. Simulación de escenarios con ANSYS - FLUENT	72
 CAPÍTULO 5. RESULTADOS Y ANÁLISIS	 75
5.1. Resultados de los escenarios planteados.....	75
5.1.1. Resultados de los prototipos Venturi V1, V2 y V3.....	76
5.1.1.1. Prototipo Venturi V1	77
5.1.1.2. Prototipo Venturi V2.	82
5.1.1.3. Prototipo Venturi V3	87
5.1.2. Resultados de los prototipos Venturi V4, V5 y V6.....	93
5.1.2.1. Aire succionado	95
5.1.2.1.1. Análisis de la concentración de oxígeno en el tanque de cultivo	97
5.1.2.2. Perfiles de velocidad.....	100
5.1.2.3. Perfiles del número de Reynolds.....	103

5.1.2.4. Perfiles de presión	105
5.1.3. Análisis de la longitud de la sección divergente	107
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	113
REFERENCIAS	117
ANEXO	121
A. Guía metodológica para el diseño de un aireador tipo Venturi utilizando CFD..	121
B. Prototipo V5.....	124

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.	Diagrama de un dispositivo Venturi.....	24
Figura 2.2.	Aplicaciones del principio de Venturi.....	26
Figura 2.3.	Esquema de un aireador tipo Venturi	27
Figura 3.1	Esquema de un tramo de conducción (Ecuación de continuidad).....	32
Figura 3.2.	Proceso general para simular en CFD propuesto por la NASA (modificado de López, 2015).	50
Figura 4.1.	Cronograma de actividades y tareas de investigación.	56
Figura 4.2.	Sistema de Recirculación Acuícola a escala (Flores y López, 2012).	58
Figura 4.3.	Geometría de un Venturi.	59
Figura 4.4.	Elementos del SRA en el balance de energía.....	62
Figura 4.5.	Modelo conceptual del dispositivo Venturi.	66
Figura 4.6.	Prototipos Venturi modelados en SolidWorks.	66
Figura 4.7.	Volumen del fluido extraído a partir del solido del dispositivo Venturi.	67
Figura 4.8.	Detalle de la malla en la geometría del fluido del Venturi.	68
Figura 4.9.	Escala de la calidad ortogonal de la malla.	68
Figura 4.10.	Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V1.....	69
Figura 4.11.	Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V2.....	69
Figura 4.12.	Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V3.....	70
Figura 4.13.	Esquema de las condiciones iniciales de entrada y de frontera del dispositivo Venturi.....	71
Figura 4.14.	Escenarios de operación de las simulaciones de Etapa 1 y la Etapa 2.....	73
Figura 5.1.	Resultados de las simulaciones de prototipo V1, a) Residuales carga 1.00 m, b) Residuales carga 2.50, c) Balance de fase agua carga 1.00 m, d) Balance de fase agua carga 2.50 m, e) Balance de fase aire carga 1.00 m y f) Balance de fase aire carga 2.50 m.	78
Figura 5.2.	Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50 m.....	79
Figura 5.3.	Campos de velocidad del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.	80

Figura 5.4.	Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.....	80
Figura 5.5.	Campos de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.....	81
Figura 5.6.	Perfiles de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.	82
Figura 5.7.	Resultados de las simulaciones del prototipo V2, a) Residuales carga 1.00m, b) Residuales carga 1.25 m, c) Balance de fase agua carga 1.00 m, d) Balance de fase agua carga 1.25m, e) Balance de fase aire carga 1.00 m y f) Balance de fase aire carga 1.25 m.....	83
Figura 5.8.	Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.....	84
Figura 5.9.	Campos de velocidad del flujo del prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.....	85
Figura 5.10.	Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.....	85
Figura 5.11.	Campos de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m y b) Carga 1.25 m.....	86
Figura 5.12.	Perfiles de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m y b) Carga 1.25 m.	87
Figura 5.13.	Resultados de las simulaciones del prototipo V3, a) Residuales carga 2.50 m, b) Residuales carga 2.00 m, c) Balance de fase agua carga 2.50 m, d) Balance de fase agua carga 2.50 m, e) Balance de fase aire carga 2.50 m, f) Balance de fase aire carga 2.00 m.....	89
Figura 5.14.	Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V3, a) Carga 2.50 m, b) Carga 2.00 m.....	90
Figura 5.15.	Campos de velocidad del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.	91
Figura 5.16.	Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.	91
Figura 5.17.	Campos de presión del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.	92

Figura 5.18.	Perfiles de presión del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 m y b) Carga 2.00 m.	93
Figura 5.19.	Caudal de agua y de aire de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica.	95
Figura 5.20.	Flujo de aire succionado por los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga.	96
Figura 5.21.	Relación Q_{aire}/Q_{agua} de los prototipos V4, V5 y V6.	97
Figura 5.22.	Gráfica de funcionamiento del Venturi con $D_s/D_1 = 0.12$, para diferentes cargas de operación (López, 2019).....	98
Figura 5.23.	Caudal de aire y caudal de agua de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica.	99
Figura 5.24.	Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en la velocidad del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.	101
Figura 5.23.	Velocidad de salida de los prototipos V4, V5 y V6.	102
Figura 5.26.	Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en Re del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.	104
Figura 5.27.	Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en la presión del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.	106
Figura 5.28.	Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.20$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.	108
Figura 5.29.	Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.25$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.	110
Figura 5.30.	Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.30$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.	112
Figura A.1.	Procedimiento para seleccionar la longitud divergente de un aireador tipo Venturi.....	122
Figura B.1.	Dimensiones del prototipo V5.	124
Figura B.2.	Perfiles de velocidad del prototipo V5 para todas las cargas propuestas. ...	125
Figura B.3.	Perfiles de velocidad del prototipo V5 para todas las cargas propuestas. ...	126
Figura B.4.	Caudal de agua y aire del prototipo V5 en función de la carga hidráulica. .	126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1.	Parámetros de calidad del agua para el cultivo de trucha arcoíris.	14
Tabla 2.2.	Aireadores asistidos.	20
Tabla 2.3.	Dispositivos de oxigenación.	23
Tabla 4.1.	Geometría de los dispositivos Venturi V1, V2 y V3.	61
Tabla 4.2.	Datos de accesorios y tuberías de la Figura 4.4.	63
Tabla 4.3.	Condiciones de operación de entrada de los dispositivos Venturi.	64
Tabla 4.4.	Características de la malla de los prototipos V1, V2 y V3.	68
Tabla 4.5.	Propiedades de las sustancias utilizadas en la modelación.	71
Tabla 4.6.	Métodos y esquemas numéricos utilizados para la interpolación.	72
Tabla 5.1.	Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V1. .	77
Tabla 5.2.	Balance de flujo másico por fase del prototipo V1.	79
Tabla 5.3.	Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V2. .	82
Tabla 5.4.	Balance de flujo másico por fase del prototipo V2.	84
Tabla 5.5.	Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V3. .	87
Tabla 5.6.	Balance de flujo másico por fase del prototipo V3.	90
Tabla 5.7.	Dimensiones de los prototipos V4, V5 y V6.	94
Tabla 5.8.	Condiciones iniciales de operación de los prototipos V4, V5 y V6	94
Tabla 5.9.	Comparación del caudal de agua y aire que pasan por los dispositivos Venturi a una carga hidráulica de 1.25 m.	98
Tabla 5.10.	Velocidad de entrada, máxima y de salida de los prototipos V4, V5 y V6 para las cargas de 1.00 m y de 2.50 m.	102
Tabla A.1.	Dimensiones de un aireador tipo Venturi de acuerdo a la ASME-MFC-3C-1993.	121
Tabla B1.	Condiciones de operación del prototipo V5.	125

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES

A	Área transversal en diferentes secciones del Venturi	m ² , cm ² , mm ²
\vec{a}	Aceleración de la partícula de la fase secundaria p	m/s ²
C	Constante ajustable en función de datos obtenidos experimentalmente	-
C _p	Calor específico del fluido	J/kg-k
D	Diámetro de tubería	m, cm, mm
D'	Término de destrucción	-
D ₁	Diámetro del tubo de entrada del Venturi	m, cm, mm
D ₂	Diámetro de la garganta del Venturi	m, cm, mm
D ₃	Diámetro de salida	m, cm, mm
D _G	Diámetro de la garganta del Venturi	m, cm, mm
d	Diámetro del ducto de succión del Venturi	m, cm, mm
\vec{F}	Fuerza de un cuerpo	N
f	Factor de fricción	-
f_{drag}	Función de arrastre de Chiller y Naumann	-
g	Gravedad	m/s ²
h _f	Perdidas de carga por fricción	m
h _l	Perdidas de carga locales	m
K	Coefficiente de perdidas locales en función del tipo de pérdida	-
k	Energía cinética de turbulencia	J/kg
L	Longitud de tubería	m, cm, mm
L _E	Longitud del tubo circular (entrada del Venturi)	m, cm, mm
L _C	Longitud de la sección convergente	m, cm, mm
L _G	Longitud de la garganta	m, cm, mm
L _D	Longitud de la sección divergente	m, cm, mm
M _x	Momentum x	N-s
M _y	Momentum y	N-s
M _z	Momentum z	N-s
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
\dot{m}_E	Flujo másico de agua en la entrada del Venturi	kg/s
\dot{m}_{pq}	Flujo másico de la fase secundaria p y la fase primaria q	kg/s
n	Número de fases	-
P	Presión en cualquier punto del sistema	Pa, N/m ²
P'	Término de producción	-
P _E	Presión del agua en la entrada del Venturi	Pa, N/m ²
p	Presión absoluta	Pa, N/m ²

\bar{p}	Presión media	Pa, N/m ²
p'	Presión de fluctuación	Pa, N/m ²
Q	Caudal de agua	m ³ /s, lpm, lps
Q _E	Caudal de agua en la entrada del Venturi	m ³ /s, lpm, lps
Q _{agua}	Caudal de agua que pasa por el Venturi	m ³ /s, lpm, lps
Q _{aire}	Caudal de aire succionado por el Venturi	m ³ /s, lpm, lps
Re	Número de Reynolds	-
SOT	Cantidad de oxígeno agregado por hora	kgO ₂ /hr
T	Cantidad de calor de un fluido	J/kg-k
u	Velocidad en eje x	m/s, cm/s
\bar{u}	Velocidad media en dirección x	m/s, cm/s
u'	Velocidad de fluctuación en dir. X	m/s, cm/s
\vec{u}_m	Velocidad de la masa de mezcla ponderada	m/s, cm/s
\vec{u}_k^r	Velocidad de derivada de la fase secundaria k	m/s, cm/s
\vec{u}_{pq}	velocidad de la fase secundaria p relativa a la fase primaria q	m/s, cm/s
v	Velocidad	m/s, cm/s
v_E	Velocidad de agua en la entrada del Venturi	m/s, cm/s
v	Velocidad en eje y	m/s, cm/s
\bar{v}	Velocidad media en dirección y	m/s, cm/s
v'	Velocidad de fluctuación en dir. Y	m/s, cm/s
w	Velocidad en eje z	m/s, cm/s
\bar{w}	Velocidad media en dirección z	m/s, cm/s
w'	Velocidad de fluctuación en dir. z	m/s, cm/s
x	Eje radial	m, cm
y	Eje tangencial	m, cm
z	Eje vertical	m, cm
Z	Carga hidráulica del sistema acuícola	m, cm
α_1	Angulo convergente	°
α_1	Angulo divergente	°
α_k	Fracción de volumen de la fase k	-
β	Relación de diámetro de D ₁ entre D ₂	-
ε	Tasa de disipación de la energía cinética	-
γ	Peso específico del agua	N/m ³
λ	Conductividad térmica	W/m-k
ν	Viscosidad cinemática	N-s/m ²
μ	Viscosidad dinámica	kg/m-s
μ_m	Viscosidad de la mezcla	kg/m-s
μ_T	Viscosidad turbulenta	kg/m-s

ρ	Densidad	kg/m ³
ρ_m	Densidad de la mezcla	kg/m ³
σ	Constante ajustable en función de datos obtenidos experimentalmente	-
ω	Relación de tasa de disipación y energía cinética	-
∂t	Tiempo de relajación de la partícula de la mezcla	hr, min, s

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Desde hace tiempo la contaminación del agua es un problema mundial. La desigualdad de la distribución del agua, la contaminación por actividades productivas, la falta de tratamiento de agua y el mantenimiento insuficiente en infraestructuras han puesto en riesgo la calidad del agua, de la salud y de la naturaleza. Otros aspectos que intervienen en una buena gestión del agua están relacionados con el cambio climático, con su creciente demanda y con aspectos económicos tan solo por mencionar algunos (Acosta y Martínez, 2010). Diversas actividades dependen del uso del agua.

La acuicultura ha sido un proveedor de empleo y otros beneficios para la sociedad. Debido a la escasez del agua se han desarrollado Sistemas de Recirculación Acuícola (SRA). Estos sistemas están conformados por componentes que se encargan de tratar y recircular el agua. La implementación de los SRA ha tenido mucho éxito en el Estado de México (López, 2015).

Diversas investigaciones han desarrollado Sistemas de Recirculación Acuícola enfocándose en los componentes de tratamiento del agua, con el objetivo de mantener las condiciones bioquímicas óptimas para el bienestar de los peces. La mayoría de los SRA implementa aireadores para aumentar la concentración de oxígeno, especialmente en el tanque de cultivo. Existen diferentes dispositivos para airear el agua de peces, sin embargo, no todos pueden ser implementados ya que algunos causan fluctuaciones que perjudican la sedimentación de partículas y la estabilidad de peces. Aunque el estudio de aireadores tipo Venturi sea escaso, se pueden implementar en Sistemas de Recirculación de Acuícola. Las principales ventajas de este tipo de aireadores son que el suministro de aire es puntual, la velocidad de la mezcla se puede controlar y, por ende, el gasto también. Si bien existen aireadores Venturi que transfieren aire hacia el agua de cultivo, no hay parámetros que garanticen un buen diseño y que, además, funcionen de manera no asistida y beneficie la auto - limpieza del tanque de cultivo.

Los dispositivos Venturi han sido estudiados en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) y experimentalmente. En investigaciones realizadas se ha modificado la geometría, el ducto de succión, por donde ingresa el oxígeno, y la longitud de la sección divergente. Para diseñar dispositivos Venturi se utilizan estándares, tal es el caso de la ASME-3C-1993 que propone dimensiones para diseñar dispositivos Venturi que funcionen como caudalímetros. El cual se utilizó en la presente investigación. La mayoría de los dispositivos Venturi empleados para airear agua, en sistemas acuícolas, funcionan con bombas hidráulicas (aireación asistida). Un aireador Venturi funciona con o sin energía eléctrica. Algunas investigaciones realizadas con CFD han sido corroboradas experimentalmente, y los resultados son similares (Sundararajai, 2012).

La Dinámica de Fluidos Computacional (Dynamics Fluent Computational [CFD]) se ha utilizado en los últimos años para describir los campos de flujos en dispositivos Venturi en 2D y 3D, principalmente para medir flujos y fertilizar campos agrícolas. Una de las remuneraciones de aplicar CFD en diferentes áreas de la ingeniería es el ahorro económico debido a que no es necesario realizar pruebas físicas, otro beneficio es que se pueden modificar los escenarios y determinar las variables que influyen en la eficiencia y rendimiento de los componentes (López, 2015).

Es por eso que, para estudiar el comportamiento del flujo y la hidrodinámica generada por los componentes del sistema de recirculación, especialmente en el dispositivo Venturi que funciona de manera no asistida, y aumentar el área de contacto agua - aire en un tanque de cultivo de peces con características de auto - limpieza, es preferible realizar un análisis confiable y de bajo costo.

La presente investigación, se enfoca en diseñar, simular y analizar la hidrodinámica de un dispositivo Venturi para airear un tanque acuícola que forma parte de un Sistema de Recirculación a escala. Este sistema se encuentra en el Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua (IITCA), específicamente en el laboratorio de modelos hidráulicos. El aireador Venturi se simuló aplicando herramientas computacionales basadas en la Dinámica de Fluidos Computacional. La principal ventaja de utilizar CFD es simular diversos escenarios de operación, teniendo la opción de modificar a conveniencia la geometría del Venturi y la carga hidráulica del sistema. Así, de manera óptima y eficiente se podrá proponer una relación de diámetros y una longitud de sección divergente para el Venturi, y las cargas hidráulicas del sistema que garanticen succión de aire para toda la carga del sistema estudiado en la presente investigación. De esta manera, aumentar el área de contacto entre aire y agua, lo que a su vez permite aumentar la disolución de oxígeno para el pleno desarrollo de peces y generar una hidrodinámica óptima para sedimentar y remover partículas que se encuentran dentro del tanque.

En 2012, Flores y López realizaron una investigación con el mismo SRA a escala para identificar los flujos generados por los componentes del tanque y proponer alternativas de mejora, principalmente, en la sedimentación. También, López (2019) realizó una investigación sobre sedimentación y parámetros que afectan la oxigenación del agua en el estanque acuícola, modificando las condiciones de operación, el diámetro de succión y ubicación del Venturi dentro del estanque con el fin de aumentar la concentración de oxígeno y generar la hidrodinámica para sedimentar las partículas cohesivas. La presente investigación consistió en proponer un aireador Venturi, modificar su relación de diámetros y su longitud divergente, así como las condiciones de operación para el mismo sistema. Con esta propuesta se logró identificar tanto la geometría del Venturi como las condiciones de operación que succionaron más aire, promoviendo así el incremento del área y el tiempo de contacto entre aire y agua, y la sedimentación de partículas de manera no asistida.

Para entender mejor los alcances de la presente investigación, el trabajo se dividió en los siguientes apartados: en el capítulo 2, se muestra información sobre los sistemas de recirculación de agua y aireadores empleados en acuicultura, especialmente los aireadores Venturi. También se describen algunos estándares utilizados para establecer las dimensiones de dispositivos Venturi.

En el capítulo 3, se mencionan antecedentes de aireadores Venturi. Se describen las principales técnicas de modelación y simulación con CFD, específicamente para fluidos. Se mencionan las ecuaciones y modelos que describen el movimiento de fluidos y turbulencia. También se explica el proceso general y las etapas para simular mediante CFD.

En el capítulo 4, se explica la metodología aplicada para desarrollar la presente investigación, que incluye la descripción del método y las técnicas empleadas en este trabajo. También se explica el procedimiento y obtención de los resultados.

El capítulo 5 muestra los resultados, principalmente los campos y perfiles de velocidad y presión del flujo agua - aire dentro del Venturi, cuya hidrodinámica se modifica bajo las diferentes condiciones de operación propuestas. Así mismo, se compara el flujo de aire succionado por los prototipos seleccionados, en función de la geometría del Venturi y la carga hidráulica.

En el capítulo 6, se muestran las conclusiones y recomendaciones para futuras investigaciones. Finalmente, se presenta un anexo que incluye una metodología básica para el diseño de aireadores tipo Venturi y describe la geometría y las características del Venturi que succionó más aire.

1.1. Problemática

La aireación en tanques para el cultivo de peces en Sistemas de Recirculación Acuícola (SRA) es casi nula debido a que la difusión de oxígeno entre agua y aire únicamente ocurre en la superficie del agua, tanto del tanque de cultivo de peces como en los otros depósitos de agua. Una de las características principales en los tanques para el cultivo de peces, en este tipo de sistemas, es la sedimentación de las partículas, en el centro del fondo de tanque, con la finalidad de mantener las condiciones óptimas del agua para la estabilidad de los peces. Debido a esto, no se pueden utilizar ciertos aireadores comerciales como los de paletas y de turbina. Por otra parte, otros funcionan de manera asistida, utilizando energía eléctrica o combustibles. Un aireador tipo Venturi es una solución para incrementar el volumen de aire en el fondo del tanque de cultivo de peces, donde la concentración de aire es cero. Además, el aireador tipo Venturi que se pretende implementar funciona por gravedad. Puede tomar el lugar de los difusores, los cuales son necesarios para generar la hidrodinámica con el fin de propiciar la sedimentación de partículas dentro del tanque.

Cuando el cultivo es intensivo es necesario utilizar aireadores que aumenten el área de contacto entre aire y agua. Algunos de los inconvenientes de los aireadores al implementarlos en un SRA son que generan grandes cantidades de sólidos suspendidos, interfieren en la cosecha y sus costos son elevados (Talavera, 2001). Los aireadores tipo Venturi son una alternativa para aumentar el flujo de aire en el agua del tanque de cultivo de peces. Sin embargo, existe escasa información sobre su aplicación en tanques de cultivo de SRA y que funcionen de manera no asistida. La problemática que limita el estudio y diseño de aireadores Venturi son los equipos especiales empleados para medir la cantidad de aire succionado, así como la transferencia de oxígeno dentro del agua. En la mayoría de los casos, estos equipos únicamente pueden ser adquiridos por instituciones educativas o gubernamentales.

En la actualidad, se han desarrollado modelos y esquemas numéricos de solución en la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) en 3D. Existen excelentes softwares de simulación que permiten analizar y visualizar el comportamiento de fenómenos relacionados con el flujo de fluidos en 3D. La modelación numérica considera diversos factores en la evolución del flujo como velocidad, presión, turbulencia, fenómenos relacionados con capa límite, entre otros. El uso de CFD empleado para estimar los campos de flujo ofrece una primera aproximación del fenómeno en estudio, de manera rápida y con valores cercanos a la realidad. Además, la CFD tiene la capacidad de simular diferentes fenómenos, sin necesidad de invertir exceso de material para uno o varios prototipos en el análisis del diseño (López, 2015).

1.2. Justificación

Como se mencionó anteriormente, una alternativa para el cultivo de peces en zonas con escasas de agua son los Sistemas de Recirculación de Agua (SRA), su característica principal es el reúso y ahorro del líquido vital. Su funcionamiento depende de la hidrodinámica y de un buen diseño. Uno de los aspectos más importantes por estudiar en los tanques de cultivo de los SRA es la aireación, incrementar el área de contacto entre agua y aire, para que la difusión de oxígeno no solo sea por medio de la superficie del agua, sino también en otros puntos del tanque donde la aireación es nula, sin perjudicar la hidrodinámica. Los aireadores Venturi, propuestos para el SRA a escala funcionan de manera no asistida y su objetivo principal es incrementar el área y tiempo de contacto entre aire - agua, además de generar un flujo homogéneo y estable, apropiado para el desarrollo de los peces, que a su vez favorezca la sedimentación de forma natural (no asistida). Un inconveniente para implementar aireadores Venturi es la escasa información existente. Los aireadores son estudiados mediante métodos numéricos, experimentos, laboratorios, entre otros, resultando en la mayoría de los casos costosos o poco prácticos (López, 2015).

El análisis del funcionamiento del Venturi se realizó aplicando las técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics [CFD]), para realizar las simulaciones de la mezcla agua - aire dentro del Venturi, que forma parte de un SRA. Con ello se identificó y se obtuvo el comportamiento óptimo de la mezcla bifásica ante diferentes relaciones de diámetro de la garganta, diámetro de entrada y la longitud de la sección divergente, considerando la variación de la carga del sistema. Con la finalidad de aumentar el área de contacto entre las burbujas de aire y el agua del tanque de cultivo de peces para el sano desarrollo de estos, y que a su vez promueva la remoción de sedimentos dentro del tanque de manera no asistida. Así, con el uso de CFD en el análisis del flujo de aireadores Venturi se realizó una guía básica para el correcto y eficiente diseño de un aireador Venturi para aumentar la difusión de oxígeno en un tanque acuícola, que forma parte de un SRA a pequeña escala. Con este trabajo se beneficia parte del sector acuícola, dado que, la economía de varias regiones está basada en actividades relacionadas con el uso de agua, como es el caso de la pesca. De igual manera, esta actividad es una fuente indispensable de alimentación ya que los peces contienen proteínas que necesitan los seres vivos (FAO, 2011).

1.3. Hipótesis

Es posible diseñar dispositivos Venturi que funcionen como aireadores no asistidos y que permitan mantener una concentración mínima de $3 \text{ mgO}_2/\text{L}_{\text{agua}}$ en un tanque de cultivo de peces de un Sistema de Recirculación Acuícola..

1.4. Objetivo general

Diseñar un dispositivo Venturi utilizando herramientas de Dinámica de Fluidos Computacional que permitan estimar y analizar el flujo de aire succionado y el comportamiento de la mezcla agua - aire, modificando la geometría del Venturi bajo distintas cargas hidráulicas de operación, con el fin de ingresar al tanque la mayor cantidad de la mezcla agua – aire y por ende una mayor cantidad de oxígeno.

1.4.1. Objetivos específicos

1. Recopilar datos y características del Sistema de Recirculación de Agua a escala y de parámetros de diseño de Dispositivos Venturi.
2. Plantear y obtener los escenarios de operación del Venturi para ser simulados en ANSYS - FLUENT, considerando principalmente la modificación de la geometría del Venturi (relación de diámetros y longitud de sección divergente) y la carga hidráulica del sistema.
3. Obtener las condiciones de operación de entrada del Venturi, velocidad y presión del agua, analizando el sistema por medio de la ecuación de Bernoulli.
4. Elaborar el modelo conceptual de los prototipos, propuestos en la etapa 1 de las simulaciones, en SolidWorks, e identificar las secciones de las condiciones de entrada, de salida y de frontera para ser simulados en ANSYS-FLUENT.
5. Simular con ANSYS-FLUENT los escenarios de operación propuestos en la etapa 1. Identificar y visualizar los patrones del flujo bifásico para proponer otras dimensiones de la longitud de la sección divergente de cada Venturi que permita aumentar la cantidad de aire succionado.
6. Elaborar el modelo conceptual de los prototipos propuestos en la etapa 2. Simular los dispositivos Venturi bajo las condiciones de operación propuestas. Seleccionar los aireadores

que succionen aire y presente un comportamiento estable de la mezcla agua - aire para todo el rango de la carga del sistema propuesto.

7. Realizar un análisis paramétrico para identificar la relación que existe entre la carga del sistema, la geometría del Venturi y la cantidad de aire succionado como una herramienta para el diseño de dispositivos Venturi.
8. Redactar un método para diseñar dispositivos Venturi para airear un SRA, partiendo del análisis y los resultados de la presente investigación, con el propósito de aumentar la concentración aire disuelto en el fondo del tanque de cultivo y por ende mejorar el desarrollo de los peces.

Para alcanzar los objetivos propuestos fue necesario conocer las variables que intervienen en el proceso. Por ello, se recopiló información sobre dispositivos Venturi como aireadores y sobre técnicas de modelación de flujos con CFD. Con este orden se describe el contenido de cada capítulo de la presente investigación que permitió cumplir con los objetivos planteados.

CAPÍTULO 2

AIREACIÓN EN SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

2.1. Acuicultura

La acuicultura consiste en cultivar y asegurar la existencia de organismos acuáticos, animales y plantas, en agua dulce, salobre o marina, en condiciones controladas o semi - controladas, donde interviene la mano del hombre. En la mayoría de los proyectos los individuos son cultivados en tanques construidos sobre el suelo o tanques excavados en la tierra. La acuicultura abarca varios aspectos y una gran gama de especies, sistemas y prácticas. Las principales especies producidas son: peces, moluscos, crustáceos y otros invertebrados. (Hernández, et al., 2009; Meyer, 2004).

La acuicultura, en México, ha sido desarrollada de diferentes maneras. Casi en todo el territorio se utilizan distintas prácticas y sistemas de producción, ya sea intensivos, semi-intensivos y extensivos, en jaulas, canales, líneas suspendidas y estanques de concreto. En México, las principales especies cultivadas son: carpa china, bagre, tilapia, trucha, langostino, ostras japonesas, mejillón y cinco especies nativas de camarón blanco del pacífico, ostras americanas, abulón, por mencionar algunas (Hernández, et al., 2009).

La trucha es la especie más cara de producir y, por ello, en el mercado es la de mayor costo. Su valor nutricional y económico son factores que la han colocado como la especie más cultivada. En 2017, la SAGARPA registró una producción de 14 197 toneladas de trucha arcoíris (*Oncorhynchus mykiss*) a nivel nacional. El Estado de México fue el que más produjo, con una cantidad de 6 471 toneladas. El cultivo de peces requiere mucha atención, especialmente en el Estado de México, ya que gran parte de la economía dependen de este sector.

SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

La acuicultura constituye una fuente vital de alimento, particularmente donde las provisiones alimenticias son limitadas. El objetivo principal de la acuicultura es maximizar la producción dentro de limitadas condiciones, con respecto al recurso hídrico y la capacidad biológica de los animales (Kubitza, 2010). Lo cual significa, establecer en el cultivo una densidad de siembra óptima para lograr una alta producción, cosechando peces de buena calidad, tomando en cuenta las exigencias de los mercados locales (Meyer, 2004). Otros aspectos importantes de la acuicultura son los siguientes:

- Producir alimentos de alto nivel nutricional
- Contribuir a la creación de empleos y, por lo tanto, a ingresos rurales.
- Mejorar la captura y la pesca deportiva
- Cultivar especies ornamentales con propósitos estéticos
- Controlar malezas acuáticas o riesgos de plagas y enfermedades, ya que no solo afectan a la acuicultura como actividad, sino, también a los seres humanos.
- Recuperar suelos agrícolas

La acuicultura tiene extraordinarias perspectivas en el sector económico. Al implementar un sistema acuícola es indispensable diseñarlo a partir de las necesidades de los individuos. Así mismo, se deben considerar las características físicas y biológicas del lugar (Hernández, 2009).

Algunos sistemas acuícolas operan bajo circunstancias poco sostenibles, relacionadas con aspectos biológicos, ecológicos y socioeconómicos que limitan el cultivo.

2.1.1. Acuicultura sustentable

En el mundo, el crecimiento de la acuicultura es grande. México tiene un amplio campo para crecer en potencia y cantidad en este sector. Esto representa un gran reto para fomentar, organizar y regular una acuicultura sustentable.

La definición más empleada de sustentabilidad a largo plazo es: La sustentabilidad a largo plazo tiene como objetivo atender las necesidades del ser humano como renta, alimento, servicio o bienestar en general, manejando de forma eficiente e integra los recursos naturales para mantener y mejorar la calidad del medio ambiente, conservando los recursos naturales para generaciones futuras.

Kubitza (2010) relaciona las actividades sustentables con la economía, la sociedad y el medio ambiente. En el sector económico debe existir un retorno adecuado de inversión y contribución al desarrollo económico a nivel regional y local. En la sociedad se debe promover el bienestar por medio de la oferta de empleo y rentabilidad, además, crear oportunidades de desarrollo social. En el medio ambiente los sistemas de producción que están relacionados de forma directa o indirecta deben contribuir a la conservación de los recursos naturales.

Desde una perspectiva ambiental, el camino para alcanzar una acuicultura sustentable es complejo. Abarca diferentes aspectos: preservar y restaurar la calidad del medio ambiente, limitar la producción biológica de los sistemas e integrar el uso de los recursos naturales (Kubitza, 2019). La sustentabilidad utiliza los recursos de manera ética con el fin de obtener mayor crecimiento socioeconómico con menor impacto ecológico, ambiental, social y cultural, y así preservar los recursos para futuras generaciones (Thia-Eng, 1997; Singh-Renton, 2002). Para lograr una sustentabilidad en las actividades cotidianas se necesita la participación de la sociedad y la política basadas en las necesidades humanas sin anteponer los intereses económicos a los biológicos (Murillo, 1997).

2.2. *Calidad del agua en acuicultura*

El crecimiento de los peces depende en gran medida de la calidad del agua. Múltiples factores interactúan, raramente por separado, para alterar las propiedades fisicoquímicas del agua. La calidad del agua es controlada por parámetros físicos, biológicos y químicos que intervienen en la salud de los peces. La calidad del agua influye en la composición, densidad y abundancia de organismos que viven en ella. La naturaleza y la salud de las comunidades son parte de la calidad del agua (Feitas, 2015).

Para producir especies acuáticas se deben mantener las condiciones biológicas y químicas (concentración de nutrientes dentro del agua, floración de agua, densidad de la siembra) requeridas por el cultivo (Meyer, 2004). La productividad mejora cuando los factores que influyen en el crecimiento de los organismos se acercan a los adecuados.

Por otro lado, cuando la calidad del agua es baja, las propiedades y la conversión alimenticia disminuyen, ocurren eventuales mortalidades e incrementan las enfermedades causadas por patógenos. Al diseñar un proyecto acuícola se debe priorizar la calidad del agua, para ello se requiere estudiar la procedencia del agua e implementar el equipo que garantice mantener la calidad del agua. Los parámetros que determinan la calidad del agua son los siguientes:

- 1) Estado físico y energía del agua
- 2) Temperatura
- 3) pH
- 4) Concentración de oxígeno disuelto
- 5) Concentración de bióxido de carbono
- 6) Concentración de amoníaco (amonio no ionizado)
- 7) Alcalinidad y dureza del agua
- 8) Salinidad del agua

Otros factores que limitan el desarrollo del cultivo son los residuos generados en el tanque. El alimento de los peces y sus actividades son fuentes constantes de contaminantes. Los peces son alimentados varias veces al día, comen alimento y lo digieren. La comida es usada para su metabolismo, proporcionando nutrimentos para su crecimiento y procesos biológicos. El oxígeno entra a las branquias, se transforma en energía para descomponer proteínas. A partir de este proceso se produce Dióxido de Carbono (CO_2) y amoníaco (HN_3). Los peces excretan nitrógeno por medio de sus branquias y orina. La comida no digerida es excretada como heces, las cuales forman parte de sólidos suspendidos y materia orgánica. Estas partículas consumen O_2 y producen CO_2 . Los valores de nitrógeno y amoníaco son elevados en el tanque de cultivo y son letales para los peces (Arredondo, et al., 2003).

2.2.1. Importancia del oxígeno en agua para cultivar peces

El oxígeno es el elemento más importante para el desarrollo de organismos acuáticos. Como se mencionó anteriormente, los animales respiran el oxígeno que se encuentra en el agua, puesto que es necesario para la conversión alimento - energía. También, es un buen indicador del estado general del medio ambiente y es el parámetro más influyente en el crecimiento de los organismos (Meyer, 2004).

El oxígeno es un factor importante en el proceso de nitrificación. Los niveles de oxígeno en el biofiltro son bajos y su demanda es competitiva por bacterias heterotróficas. Para transformar un gramo de nitrógeno amoniacal oxidado a nitrógeno nítrico, se requieren 4.5 gramos de oxígeno. Wheaton (1993) menciona que 2 ppm (partículas por minuto) de oxígeno en el efluente del biofiltro son suficientes para mantener a un máximo la tasa de nitrificación.

2.2.2. Pasos para mejorar las propiedades de la calidad del agua en acuicultura

Muchas investigaciones se han realizado para mantener una buena calidad del agua. Los componentes de un sistema de cultivo acuícola juegan un papel muy importante. Se debe contar con un plan de trabajo para monitorear, mantener y mejorar las variables químicas del sistema y del agua. Manejar una producción acuícola sin herramientas para medir las propiedades del agua es complicado. Todos los parámetros deben ser medidos. Los dispositivos deben estar calibrados con el fin de tener una base para comparar las variables actuales dentro del depósito del cultivo.

Los pasos para mantener las condiciones óptimas de calidad del agua son:

- 1) Medir los parámetros físico-químicos. Especificar horarios y puntos de medición con el fin de mantener condiciones similares en el tiempo, y los datos no se vean afectados por el punto y la posición.
- 2) Elaborar un registro con los valores obtenidos
- 3) Analizar e interpretar los datos recopilados. Después, ordenados y analizados para realizar pruebas estadísticas y tomar decisiones en los componentes del sistema. Si la calidad del agua es suficientemente buena, los componentes se quedarán como están. De lo contrario se procede a proponer un cambio en el sistema.

2.3. Especies cultivadas en acuicultura

Generalmente el tipo y los componentes del sistema dependen de la especie a cultivar, ya sea que la especie sea de agua fría o caliente, dulce o salina. También se considera la ubicación que ocupa el individuo en el tanque. Si el pez vive en el fondo del agua, la superficie de un tanque es más importante, mientras que la profundidad y velocidad del agua pueden disminuir, tal es el caso del rodaballo, lenguado, pez plano. En cambio, los peces pelágicos, como los salmones, son beneficiados por largos volúmenes de agua y mejora su desarrollo cuando la velocidad del agua aumenta.

Como se mencionó anteriormente, la especie que más cultiva en el Estado de México es la trucha arcoíris (*Oncorhynchus mykiss*) y la carpa común (*Cyprinus Carpio*). Las investigaciones realizadas en el sistema de recirculación acuícola a escala del Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua (IITCA) han sido sin peces. Sin embargo, la trucha arcoíris es la especie que se pretende cultivar. A continuación se especifican las condiciones del agua requeridas para su óptimo desarrollo.

Tabla 2.1. Parámetros de calidad del agua para el cultivo de trucha arcoíris.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor requerido</i>	<i>Observaciones</i>
Oxígeno disuelto	> 5.5 ppm	
Nitrógeno	< 110%	
CO ₂	< 2 mg/l	
Ácido Sulfhídrico	< 0.002 mg/l	
Temperatura	16 – 25 °C	Temperatura ideal 16 °C
PH	6 – 9	Si es ácido se recomienda agregar cal
Alcalinidad	20 – 200 mg/l, para	Valores recomendables para mantener los niveles del pH
Nitritos	< 0.55	Valor en concentración
Sólidos suspendidos	< 80 mg/l	
Sólidos disueltos	< 400 mg/l	
Metales pesados	< fierro1, zinc 0.004 y cobre 0.006	Valores en concentración

2.4. *Sistemas de Recirculación de Agua en acuicultura*

El agua es contaminada por diversos factores. El sector industrial es el que más contamina corrientes naturales. El agua usada en sistemas acuícolas abiertos también es vertida en flujos de agua limpia. El agua de los depósitos artificiales para el cultivo de peces contiene materia orgánica, patógenos, medicamentos que alteran los ecosistemas cercanos.

En las últimas décadas se ha concientizado sobre los efectos de descargar agua residual en corrientes de agua, como lo son: ríos, lagos y océanos. Como resultado, en México, se han implementado las Normas Oficiales Mexicanas: NOM-001-SEMARNAT-1996, NOM-002-SEMARNAT-1996 y la NOM-003-SEMARNAT-1997 (CONAGUA). Estas normas especifican los valores y características para poder descargar aguas residuales. Una opción para disminuir el nivel de los contaminantes del agua son los Sistemas de Tratamiento de Agua.

El objetivo de una unidad de tratamiento de agua es eliminar sustancias inertes, destruir gérmenes y patógenos, y permitir el intercambio entre la fase líquida y la fase gaseosa. Esto mejora las variables

SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

físico - químicas y sanitarias del agua. La tecnología para el tratamiento de agua también se emplea en acuicultura, en Sistemas de Recirculación Acuícola (SRA).

Al principio, los SRA eran proyectos financiados por el gobierno, instituciones y laboratorios de producción de acuicultura fina (organismos ornamentales). Los costos del sistema de tratamiento eran altos, y no existía un retorno beneficio social ni económico, mayor al del cultivo. La viabilidad de los SRA depende de la calidad del agua. Es por ello que los componentes del SRA han sido estudiados con el fin de mejorar su eficiencia.

En un SRA, los parámetros son controlados y monitoreados, el agua circula a través del sistema, una pequeña porción es reemplazada diariamente. Los residuos son filtrados y removidos. Se agrega oxígeno al sistema para mantener los niveles de los parámetros que requieren los individuos. El efluente es enviado al biofiltro para convertir el nitrógeno amoniacal a nitrato (Timmons, 2002).

Frecuentemente, los SRA se implementan en comunidades productoras de peces con problemas de agua para asegurar la producción. De esta manera, se maximiza el cultivo de peces con la menor cantidad de agua posible. Los sistemas de recirculación, de agua fresca, se emplean en la producción de peces de alto valor nutricional y especies que pueden ser vendidas a los mercados. También se están implementando en agua salada, fría o caliente, no solo para producir alevines sino también para consumo humano.

Las ventajas de los SRA son que permiten monitorear y controlar los parámetros del agua, especialmente la temperatura, lo cual no es posible en sistemas acuícolas tradicionales. Implementar elementos de seguridad en sistemas cerrados, que en sistemas abiertos, resulta ser más flexible, incrementa la bioseguridad, disminuye el ingreso de patógenos debidos a la incorporación de agua de otros espacios, como ríos y presas. Se pueden implementar en lugares cercanos a la demanda del cultivo, para ofrecer productos de mejor calidad y frescos. Los SRA permiten aumentar la conversión alimentaria, mejorar la producción, y disminuir el precio en el tratamiento de enfermedades lo cual maximiza la eficiencia del sistema.

Por el contrario, los SRA requieren componentes especiales para el tratamiento de agua. Se necesita capital extra para la inversión, los costos de operación aumentan, los riesgos de pérdida por el fallo de sus componentes incrementan, operan de manera compleja y necesitan mano de obra especializada.

Un sistema de recirculación cuenta con cierto número de depósitos de agua para atender las necesidades de los peces, una unidad de tratamiento, bombas y tuberías para el suministro y retorno de agua.

2.4.1. Tanque de cultivo de peces

Los tanques para el cultivo de peces son usados para criar y engordar organismos acuáticos. Las condiciones del ambiente del cultivo están regidas por la calidad del agua y por el diseño del tanque. Para seleccionar el tanque correcto se tiene que considerar la forma, el tamaño, profundidad del agua, habilidad de limpieza, entre otras características. Estas impactan considerablemente el desarrollo de la especie en crecimiento.

Los tanques más conocidos en acuicultura son los tanques circulares y los cuadrados. Actualmente, los tanques híbridos están en desarrollo. Los tanques circulares ocupan más espacio que los tanques cuadrados, además, el costo de los primeros es mayor. Un tanque cuadrado con esquinas redondeadas ocupa menos espacio que uno cuadrado. Cuando se implementan tanques grandes se recomiendan los circulares, porque su construcción es más fácil y el precio disminuye.

En los tanques circulares, o tanques cuadrados con esquinas redondeadas, el patrón del flujo es circular, crea una columna vertical en el centro del tanque y la corriente del flujo gira alrededor de esta columna. El tiempo de residencia de las partículas es relativamente corto (de pocos minutos), depende del tamaño del tanque y del patrón hidráulico. Una entrada vertical con ajustamiento horizontal es una forma eficiente de controlar la corriente dentro del tanque. Los canales rectangulares también se conocen como raceways; no tienen un efecto positivo en la remoción de partículas.

Si un tanque es llenado eficientemente de peces, la actividad de los peces influye más que el diseño del tanque en el efecto de auto-limpieza. La inclinación del fondo del tanque tiene poca o nula influencia en el efecto de auto-limpieza, pero hace más fácil el drenado de partículas cuando el tanque está lleno.

Los tanques híbridos, también llamados “D - ended raceways”, son la combinación de un tanque circular con uno rectangular. Estos tanques remueven de manera eficiente las partículas y utilizan óptimamente el espacio. Los tanques híbridos rara vez se usan ya que su instalación requiere de trabajo extra y nuevas formas de operación.

En general, el problema principal de los tanques de cultivo de peces es la baja calidad del agua. Tratar el agua y oxigenarla constantemente disminuye las concentraciones de amoníaco y residuos. Los niveles de sustancias perjudiciales para los organismos acuáticos son significativamente menores en otros componentes del sistema.

2.4.2. Filtro mecánico

Los filtros mecánicos se colocan en la salida de los tanques de cultivo. Resultan ser la única solución práctica para remover los desechos orgánicos. La mayoría de los SRA utilizan filtros de micro - cortinas ajustados con filtros de tela de 40 a 100 micrones. Este tipo de filtros reduce la carga de residuos orgánicos en los biofiltros, remueve las partículas del agua y mejora las condiciones de nitrificación para no obstruir al biofiltro.

2.4.3. Filtro biológico

El filtro mecánico no remueve toda la materia orgánica. Partículas muy finas y compuestos disueltos, como fosfato y nitrógeno, logran pasar. El fosfato es una sustancia inerte, que no tiene efecto tóxico. Por el contrario, el nitrógeno en forma de amoníaco libre (NH_3) es tóxico y necesita ser transformado en nitrógeno inocuo. En el biofiltro se encuentran bacterias que, mediante un proceso biológico, descomponen materia orgánica y amonio. Las bacterias nitrificantes convierten el amonio a nitrito y finalmente a nitrato.

2.4.4. Desinfección

La desinfección destruye organismos biológicos. Las bacterias patógenas y organismos de una célula son el objetivo de eliminación por desinfección. El crecimiento de materia orgánica es acelerado y el control de muchas bacterias en sistemas para el cultivo de peces tradicionales es limitado. La desinfección se emplea después del filtro mecánico y del filtro biológico. Los métodos de desinfección más comunes son por radiación UV, calor, cloro y por ozono. Su eficiencia depende del tipo y tamaño del organismo y, también, de la turbulencia del agua.

2.4.5. Aireación y oxigenación

Los sistemas de aireación y oxigenación son implementados especialmente en sistemas intensivos que tienen el propósito de mantener el nivel de oxígeno requerido por el cultivo. El intercambio de gases depende del nivel de saturación de oxígeno en el agua. Cuando el agua pasa a través del tanque y del biofiltro, por lo general, el contenido de oxígeno disminuye a un 70%. La concentración de oxígeno en el tanque de cultivo aumenta alrededor del 90%, en algunos casos alcanza el 100%. Cuando la saturación es mayor del 100%, significa que, la cantidad de oxígeno es suficiente para cubrir la demanda del sistema. Es importante conocer los factores que influyen en la concentración de oxígeno.

La temperatura, presión y salinidad del agua influyen en la solubilidad del oxígeno. El agua pierde la capacidad de mantener oxígeno en solución cuando su temperatura aumenta. Es común tener problemas de concentración de oxígeno en la época más caliente del año. La solubilidad del oxígeno es menor cuando la presión atmosférica es baja. Las presiones que influyen en la solubilidad del oxígeno son la presión del lugar y la presión que contienen el gas. Cuando la presión disminuye las moléculas de oxígeno escapan, y las moléculas de sal ocupan lugares que podrían ocupar las de oxígeno. El agua salada tiene menor capacidad de mantener un gas en solución que el agua dulce. En conclusión, con lo antes mencionado, los niveles más bajos de oxígeno se presentan cuando la temperatura aumenta, en los sitios de mayor elevación y en agua con cantidades considerables de sal.

La difusión es otro parámetro que influye en la concentración de oxígeno. El aire siempre contiene mayor concentración de oxígeno que el agua. Por ejemplo, a una temperatura de 10 °C, el agua contiene 11 mg/l de oxígeno, mientras que el aire contiene 211 mg/l. Siendo así, siempre existirá un gradiente considerable en la concentración de oxígeno que permitirá transferir oxígeno del aire hacia el agua. El proceso de difusión es limitado debido a la alta densidad del agua y al movimiento lento de las moléculas de oxígeno a través del medio acuoso. La difusión de aire ocurre únicamente donde el agua y el aire están en contacto. En un cuerpo de agua estático, solamente la superficie del agua recibe oxígeno por difusión, y por ende, muchas veces el efecto neto de difusión es mínimo.

Cualquier proceso o factor que aumente el área y tiempo de contacto entre agua y aire incrementa la transferencia de O₂ por medio del proceso de difusión (Meyer, 2004). Al comprar aire, su disolución en agua mejora, los niveles de oxígeno se elevan y, al mismo tiempo, aumentan la concentración de nitrógeno (Galli y Miguel, 2007). Los dispositivos de aireación extienden el tiempo y el área de contacto entre el gas y el agua. El proceso de aireación puede suplir O₂ al tanque de cultivo en cualquier momento

del día. Otra de las finalidades de los aireadores implementados en SRA es mantener limpio el fondo del estanque. El efecto de auto limpieza depende de la geometría del tanque y de la fuerza centrífuga del flujo de agua a la entrada del tanque. Los difusores originan un efecto de auto - limpieza para mantener la materia orgánica en el centro del tanque (Talavera, 2001).

Al elegir un dispositivo de aireación se toman en cuenta las características del sistema acuícola (superficie del agua, geometría del tanque, carga hidráulica, accesorios, bomba), uso por año (amortización) y eficiencia (demanda de oxígeno disuelto por hora y rendimiento energético). En el siguiente apartado se presentan los dispositivos de aireación y oxigenación más empleados en acuicultura.

2.4.5.1. Clasificación de los sistemas de aireación

Los aireadores se clasifican en asistidos y no asistidos. A continuación, se describe a que grupo pertenecen y sus principales características.

2.4.5.1.1. Aireación asistida

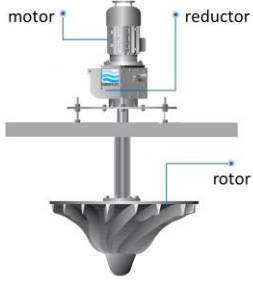
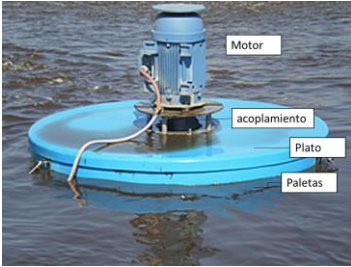
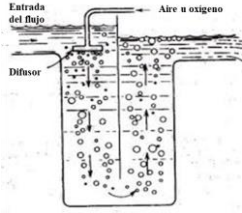

La aireación asistida necesita energía mecánica para romper agua en gotas o comprimir aire. La transferencia de oxígeno se logra por la interface aire - agua. Estos aireadores pueden ser de eje vertical o de eje horizontal. Los de eje vertical explosionan gotas a la atmosfera, por la turbulencia del agua y por el arrastre del aire (Tchobanoglous y Schroeder, 1985; citado por Galli y Miguel, 2007). La transferencia de oxígeno en aireadores de eje horizontal es por turbulencia, por arrastre de aire o por bombeo. Estos pueden ser eléctricos o de combustión. La Tabla 2.2 muestra los aireadores mecánicos más usados en acuicultura.

SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

Tabla 2.2. Aireadores asistidos.

Aireador	Representación	Descripción
Bomba Vertical	 <p style="text-align: center;">(Sulzer Ltd, 2019)</p>	<p>Una bomba vertical, también, es llamada aireador chafariz o splash. Tienen un motor eléctrico sumergido con una hélice ubicada mirando hacia la superficie. El giro rápido de la hélice hace que el agua salga impulsada hacia el aire cree un denso flujo. Su potencia va de 1 kW a 100 kW, pero en acuicultura raramente es mayor a 3KW.</p>
Bomba pulverizadora	 <p style="text-align: center;">(Alibaba, 2019)</p>	<p>Una bomba pulverizada es una bomba de alta presión que descarga agua por múltiples orificios y ranuras (de diferentes formas) en una pipa múltiple. Su potencia va de 7.5 a 15 kW (Lawson, 1995).</p>
Difusor - hélice	 <p style="text-align: center;">(Alibaba, 2019)</p>	<p>El funcionamiento de un difusor- hélice está basado en el principio de Venturi. Consisten en un eje hueco sumergido, que rota por la acción de un motor eléctrico. Una hélice y un difusor se encuentran al final del eje. En el ducto hueco se coloca un tubo vertical que sobresale del agua. Por el eje principal pasa una corriente que provoca la succión de aire. Su potencia va de 0.37 kW a 11 kW (Lawson, 1995).</p>
Aireadores de paleta	 <p style="text-align: center;">(Importadora y rectificadora de motores Troya, 2018)</p>	<p>Los aireadores de paleta tienen un eje rotatorio, propulsado por un motor eléctrico, con una serie de paletas. Su potencia es de 15 kW. Algunos aireadores de paletas funcionan con motores de combustión.</p>

SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

<p>Aireadores de turbina lenta</p>	 <p>(Modificado de EUROPELEC, 2016)</p>	<p>Los aireadores de turbina lenta se caracterizan por un reductor entre el motor (1500 rpm) y la turbina (400 a 700 rpm). Los acuicultores prefieren este tipo de turbinas debido a su eficacia y la posibilidad de colocarlas en tanques acuícolas sin necesidad de protegerlos.</p>
<p>Aireadores de turbina rápida</p>	 <p>(Modificado de TYBSA, 2013)</p>	<p>La corriente eléctrica de los aireadores de turbina rápida es directa del motor, esta provista por una hélice que bombea y proyecta agua. Están disponibles en el mercado desde 47 kW a 103 kW (Wheaton, 1993). Comúnmente se usan en tanques poco profundos. Los inconvenientes de su instalación en sistemas acuícolas son: aislar las hélices por los peces y el motor tiene que ser irreversible para poder limpiar las rejillas de protección.</p>
<p>Tubo U</p>	 <p>(Galli y Miguel, 2007)</p>	<p>Es un tubo en forma de U. El agua baja por uno de los extremos inyectando aire por medio de un difusor, mezclando ambos fluidos. La mezcla sale por el otro extremo del tubo.</p>
<p>Conos de aireación</p>	 <p>(Modificado de Alibaba, 2019)</p>	<p>Los conos de aireación están invertidos y sumergido en agua. Aire y agua se mezclan en el cono y, después, se bombean este flujo hacia abajo.</p>

2.4.5.1.2. Aeración no asistida

La aireación no asistida aprovecha la energía liberada del agua producida por una diferencia de alturas. Las cascadas (o cataratas) o dispositivos Venturi son métodos de aireación de manera no asistida. En la aireación por medio de cascadas o cataratas, la concentración de oxígeno mejora cuando el agua que cae libera energía y aumenta la superficie del agua. Por el diseño de este método de aireación, se clasifica en: Vertedero simple, con espumador, con rueda de paletas, con cepillos rotativos y Vertedero plano inclinado corrugado con o sin orificio (Galli y Miguel, 2007).



Por otro lado, los aireadores tipo Venturi funcionan de manera asistida y no asistida. Se basan en el principio de Venturi. La succión de aire se origina por la diferencia de presiones entre la entrada y la garganta del Venturi. Cuando la aireación es de manera no asistida, o lo que es lo mismo por gravedad, el dispositivo Venturi funciona por la diferencia de alturas (carga hidráulica), entre la superficie del depósito de agua y la ubicación del Venturi, el cual se encuentra en el tanque acuícola. El tanque de almacenamiento de agua debe estar más elevado que el Venturi. Una de las principales Ventajas de los aireadores tipo Venturi es que comprime el aire succionado, después sale en forma de pequeñas burbujas, esto provoca que la disolución mejore. Otra ventaja de un dispositivo Venturi es que puede incrementar la concentración de oxígeno en el fondo del tanque de cultivo, esto permite aumentar el tiempo de contacto entre gas y agua. Además, si forma parte de un SRA, funciona de manera no asistida y, al modificar la carga hidráulica del sistema se controla la velocidad de salida del Venturi y, por ende, controla la hidrodinámica del tanque de cultivo, favoreciendo la remoción de sedimentos.

2.4.5.2. Clasificación de los sistemas de oxigenación

El uso de oxígeno puro se justifica cuando la temperatura del sistema es elevada y la concentración de oxígeno debe ser cercana a la saturación. También, cuando se requiere sobresaturar de oxígeno al sistema sin riesgo de embolia por nitrógeno. En estos casos la oxigenación por aireación es nula. El oxígeno puro se encuentra en estado líquido en tanques, pero también puede ser producido en un sistema generador de oxígeno. Hay diferentes formas de súper saturar agua, alcanzando hasta el 200 y 300%.

Algunos aireadores también se utilizan para mezclar oxígeno puro, tal es el caso de los tubos U y los conos de oxigenación. Otro dispositivo que aumenta la concentración de oxígeno es el oxigenador de baja carga. La Tabla 2.3 resumen las características de los conos de oxigenación y oxigenadores de baja carga.

Tabla 2.3. Dispositivos de oxigenación.

Sistema de oxigenación	Descripción
<p data-bbox="289 310 669 338">Cono de oxígeno de alta presión</p>  <p data-bbox="367 653 591 680">(Bregnballe, 2015)</p>	<p data-bbox="743 310 1349 489">El cono se acopla a una bomba para crear una presión grande, alrededor de 1.4 bares. Cuando el agua es bombea, bajo presión, ocupa mucha electricidad.</p> <p data-bbox="743 569 1349 646">Este sistema usa una pequeña porción del agua del sistema para funcionar.</p>
<p data-bbox="329 716 630 743">Oxigenador de baja carga</p>  <p data-bbox="367 993 591 1020">(Bregnballe, 2015)</p>	<p data-bbox="743 716 1349 940">Los sistemas de oxigenación de baja carga, también se conocen como plataformas de oxígeno. Normalmente, su presión es menor que 0.1 bar. El agua es enviada a una plataforma, y se mezcla con oxígeno.</p> <p data-bbox="743 1020 1349 1098">La plataforma y una bomba se utilizan para recircular el flujo principal en todo el sistema.</p>

2.4.5.3. Evaluación del rendimiento de aireadores

Raramente se evalúa la tasa de transferencia de oxígeno de los sistemas de aireación. La evaluación se realiza por diferentes métodos. Cuando el tanque es grande las condiciones deben ser estándar. Las condiciones estándar del agua son: agua limpia a temperatura de 20° C y libre de oxígeno disuelto.

Generalmente la terminología empleada para comparar la eficiencia de los aireadores son: a) Tasa Estándar de Transferencia de Oxígeno (SOT, por sus siglas en ingles), que es la cantidad de oxígeno agregado por hora (kgO_2/hr), b) Eficiencia Estándar de Aireación, que es la tasa estándar de transferencia de oxígeno dividida por la potencia requerida, si se usa un motor de combustión se expresa $\text{kgO}_2/\text{hr}*\text{HP}$, o bien para un motor eléctrico $\text{kgO}_2/\text{hr}*\text{KW}$.

2.5. Dispositivos Venturi

Los dispositivos Venturi se basan en el efecto Venturi, llamado así en honor al italiano Giovanni Venturi. Este principio se refiere a la caída de presión y aumento de velocidad, provocados por un fluido compresible que atraviesa una sección reducida. Cuando un fluido atraviesa un tubo con sección transversal variable, su velocidad y presión cambian a lo largo del ducto.

El efecto Venturi relaciona la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli. La ecuación de continuidad se cumple cuando la velocidad aumenta en una sección reducida. De acuerdo a ley de conservación de la energía, en este caso, la presión disminuye y esto ocasiona que la energía cinética aumente.

Para entender mejor el comportamiento del flujo en un Venturi, se realiza un análisis entre la posición 1 y la posición 2, que corresponden a la sección convergente. La Figura 2.1 muestra el diagrama de un Venturi. Para hacer el análisis, el Venturi debe estar en posición horizontal.

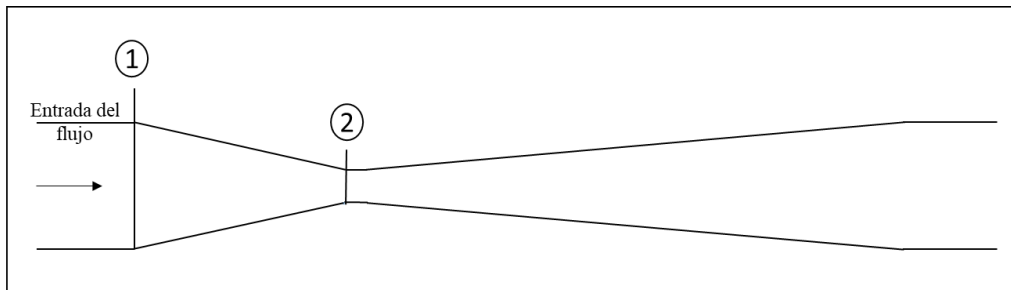


Figura 2.1. Diagrama de un dispositivo Venturi

La ecuación de la energía se aplica en el Venturi, y se refiere a que el gasto siempre es el mismo en cualquier sección del Venturi, así que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 2.1$$

El flujo másico se expresa como:

$$\dot{m} = \rho v A \quad 2.2$$

Entonces la ecuación de conservación de la energía, aplicada en la posición 1 y en la posición 2 de un Venturi, se define de la siguiente manera:

$$v_1 A_1 \rho = v_2 A_2 \rho \quad 2.3$$

La densidad se elimina porque es constante. Al despejar V_2 se obtienen la siguiente ecuación.

$$V_2 = \frac{V_1 A_1}{A_2} \quad 2.4$$

Como se sabe, y se observa en esta ecuación, entre más pequeño sea el diámetro de la garganta mayor será la velocidad.

Cuando se aplica la ecuación de Bernoulli en los puntos 1 y 2, la ecuación se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + z_1 g = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + z_2 g \quad 2.5$$

La diferencia de alturas ($z_2 - z_1$), se elimina porque la posición del Venturi es horizontal. Al simplificar la ecuación 2.5 queda de la siguiente forma:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} \quad 2.6$$

Con la ecuación 2.6 podemos deducir que, en la entrada de la sección convergente (punto 1) la velocidad disminuye y la presión aumenta. Para que esta ecuación se cumpla, tiene que pasar lo contrario en la salida de la sección convergente (punto 2), la velocidad aumenta mientras la presión disminuye.

Los dispositivos Venturi han evolucionado a partir del caudalímetro. Debido al principio de Venturi, este tipo de dispositivos se emplean en muchas actividades. La Figura 2.2 describe algunos ejemplos de la aplicación de dispositivos Venturi en diferentes campos de la industria.

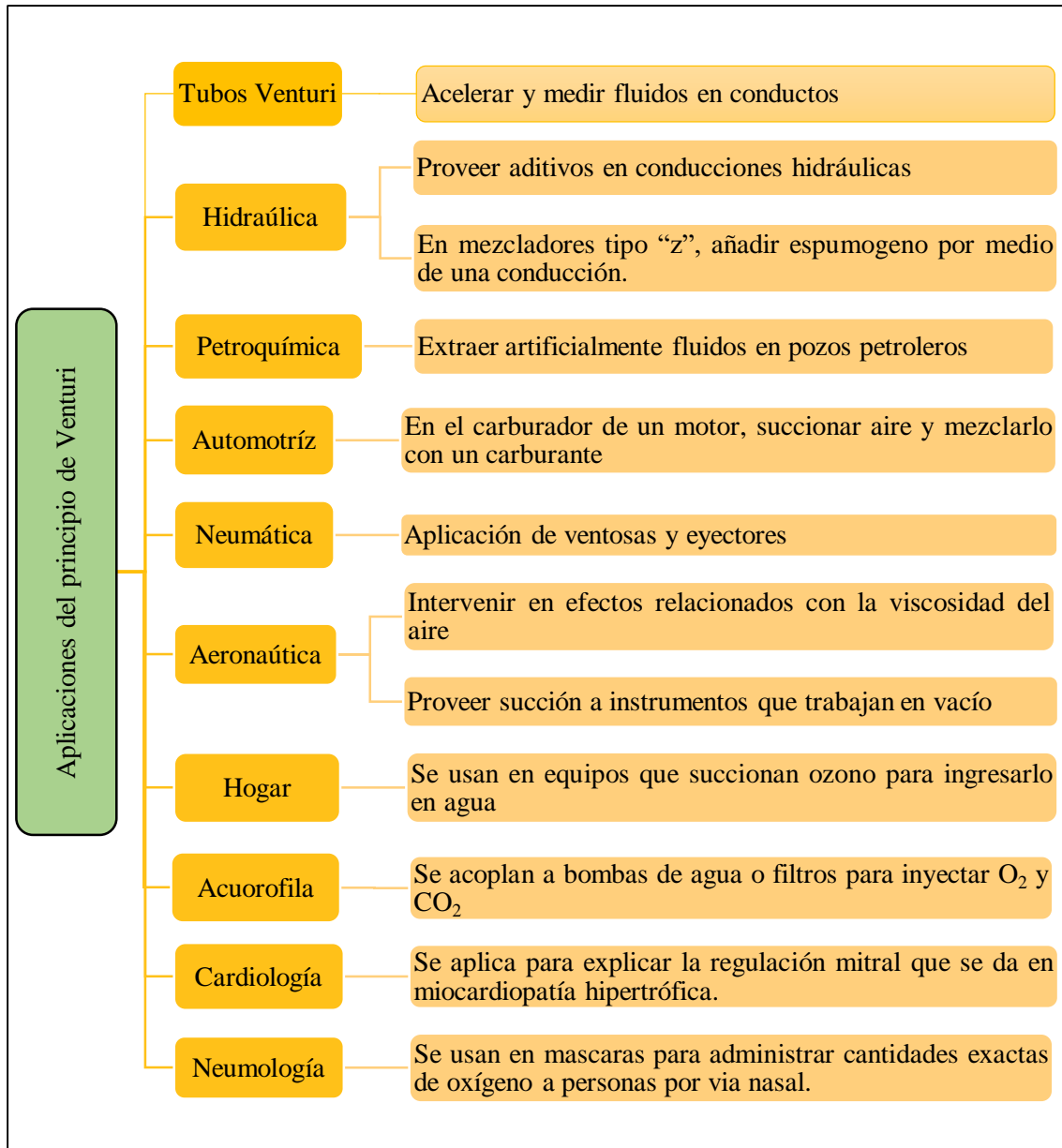


Figura 2.2. Aplicaciones del principio de Venturi

En acuicultura, el principio de Venturi no solo se emplea en tubos, sino también en ductos y canales con el fin de incrementar la velocidad de la corriente de un flujo al pasar por una sección estrecha. Los dispositivos Venturi succionan grandes cantidades de aire, además, mezclan homogéneamente agua y aire, en especial los tubos.

Los dispositivos Venturi están compuestos principalmente por una sección convergente (tobera), una sección estrecha (garganta) y una sección divergente (difusor). La Figura 2.3 muestra las partes de un Venturi, y la dirección de entrada del flujo principal y la del flujo de succión.

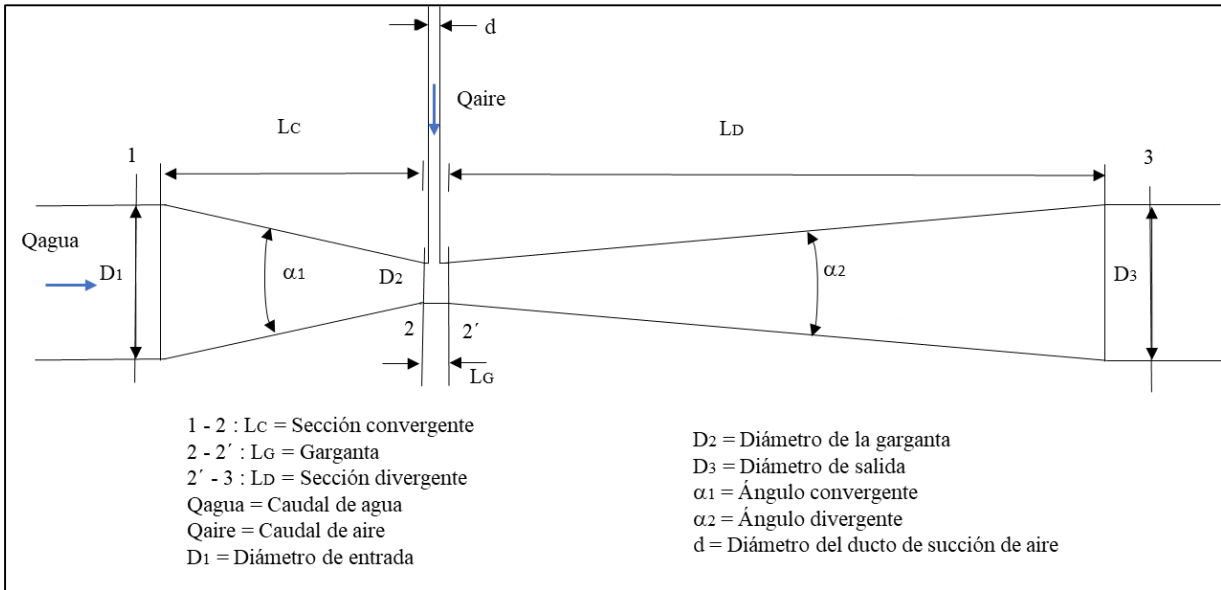


Figura 2.3. Esquema de un aireador tipo Venturi

Como se mencionó anteriormente, los dispositivos Venturi han evolucionado a partir de los caudalímetros. Se han modificado sus dimensiones. El flujo de un Venturi representa un estado permanente donde la pérdida de presión es mínima, por esta razón el Venturi es usado como un dispositivo de medición.

Existen normas que establecen la geometría y las reglas de instalación y operación de estos dispositivos. El diseño de los dispositivos Venturi se debe basar en la norma que corresponde a su aplicación. En el presente trabajo se hace énfasis en la geometría. Las normas internacionales más conocidas y validas son: ISO 5167-1 y ASME-3M-1989 (Rosas, 2001). Esta última indica los estándares de la geometría y comportamiento de dispositivos Venturi empleados como caudalímetros. Las dimensiones de referencia que sobresalen de la ASME-3M-1989 son:

$$L_G > D_2/3$$

$$R_1 = 1.375D_1 \pm 20\%$$

$$R_2 = 3.625D_2 \pm 0.125D_2$$

$$\alpha_1 = 21 \pm 1^\circ$$

$$7 \leq \alpha_1 \leq 15^\circ$$

SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN ACUÍCOLA

El diseño de un Venturi no solo se fundamenta con las normas, sino también se deben realizar pruebas para observar su comportamiento y obtener conclusiones. Los parámetros geométricos y las características del flujo que determinan la cantidad de aire succionado por un aireador tipo Venturi son: la longitud de la garganta, el diámetro de succión de aire, la relación de diámetros ($\beta=D_2/D_1$), la velocidad del flujo principal, la presión de entrada y los ángulos convergentes y divergentes. Los factores provocan más pérdidas son: un ángulo del difusor mayor a 15° y relaciones de diámetro muy pequeñas.

El funcionamiento de un Venturi también depende del caudal y la presión en la entrada (Manzano, 2008). Si el caudal que circula es suficientemente grande, la presión en la garganta llega a ser lo suficientemente negativa. Si en la garganta se conecta una conducción hacia el ambiente se establece un flujo entre la garganta y el ambiente. Presiones altas en un Venturi facilitan la entrada de aire en el agua.

El tubo Venturi puede construirse de casi todo tipo de material, incluso plástico. Cuando el Venturi es pequeño (diámetro de 10 a 20 pulgadas) puede construirse en una sola pieza (Rosas, 2001).

CAPÍTULO 3

DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

En este capítulo se presentan las aplicaciones de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) e investigaciones sobre dispositivos Venturi aplicando CFD. Se definen las ecuaciones que rigen el movimiento de fluidos (hidrodinámica). Se describen las ecuaciones y modelos matemáticos que utiliza la CFD para simular de flujos. Así como los modelos de turbulencia y esquemas numéricos de solución más comunes en CFD. Además, se describen las etapas generales para realizar una simulación en CFD ANSY - FLUENT.

3.1. Antecedentes

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es un software que mediante algoritmos y métodos numéricos representa el flujo de masa y momentum. La CFD se basa en las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de fluidos: masa y momentum. La geometría y la interacción de las partículas hace complicado resolver las ecuaciones de manera analítica, por lo que se recurre a soluciones numéricas generadas por ordenadores, tal es el caso de la CFD. Las supercomputadoras resuelven ecuaciones algebraicas complejas de manera rápida y de bajo costo.

La CFD se aplica en diversos campos de la ingeniería, como en la industria aeronáutica para el diseño aerodinámico de aviones y automóviles; en turbomáquinas, bombas y turbinas; transferencia de calor, sistemas de calentamiento o enfriamiento; ingeniería costera, cargas en estructuras costeras y “offshore”; electrónica, refrigeración de circuitos; por mencionar algunos (Bordón, 2011). En hidrodinámica, la CFD se utiliza principalmente en el estudio del comportamiento de flujos o fluidos dentro de un medio.

En cuanto a un flujo dentro de un Venturi, una de las aplicaciones de la CFD es la evaluación y modificación de la geometría de los dispositivos Venturi para succionar fluidos, debido a una diferencia de presión en la garganta. En algunos casos se aplica para el diseño de dispositivos Venturi con el fin de usarlos en sistemas de tratamiento de agua. Escasamente y en actual desarrollo se aplica CFD para diseñar dispositivos Venturi con el fin de airear tanques acuícolas de sistemas de recirculación de agua.

A finales de la década de los 90's, comenzó el estudio de la hidrodinámica en dispositivos Venturi. Desde entonces, muchos autores han realizado diversas investigaciones relacionadas con estos dispositivos, centrándose en la tasa de succión de oxígeno y eficiencia de oxigenación, tomando en cuenta la geometría y las condiciones de frontera de los dispositivos Venturi (Baylar et al., 2008; Baylar y Özkan, 2006; Baylar, et al, 2007; Emiroglu y Baylar, 2003; Laksitanonta y Singh, 2003; Sundararajai y Selladura, 2012).

En 2006, Baylar y Özkan realizaron experimentos modificando el ángulo divergente de un prototipo Venturi, velocidad y densidad del flujo principal. Más adelante, Baylar, Ünsal y Özkan (2007) estudiaron la relación de la rapidez de la inyección de aire en relación con el diámetro del ducto de succión y la longitud de entrada de un dispositivo Venturi.

Baylar, Aydin, Üsamal y Özkan (2008) estudiaron la velocidad de inyección de aire en tubos Venturi usando CFD. La investigación se llevó a cabo mediante el software de CFD FLUENT 6.2, el cual usa el método finito. Concluyeron que la CFD puede ser utilizada para determinar el diámetro óptimo que maximice la inyección de aire.

Emiroglu y Baylar (2003) realizaron una investigación sobre la eficiencia de transferencia de oxígeno de un dispositivo Venturi mediante CFD, variaron el número y la posición de orificios de succión a lo largo de la garganta. Además, compararon la eficiencia de transferencia de oxígeno con otros aireadores. Observaron que el número y la posición de los ductos de succión están relacionados con la caída de presión, lo cual afecta la expansión del flujo en la salida, el tiempo de succión y el contacto de la burbuja aire - agua, y esto a la vez influye en la transferencia de oxígeno. Se demostró que tanto el tiempo de succión como la eficiencia de transferencia de oxígeno de los aireadores tipo Venturi son bastante superiores que las boquillas circulares.

En 2012, Sundadararajai y Selladura realizaron un estudio sobre la influencia del ángulo de un jet tipo Venturi, el número de Reynolds del flujo agua - aire, la relación de la velocidad del flujo principal con

la velocidad de la mezcla. Propuso cinco ángulos. Con CFD analizó el comportamiento del flujo bifásico y, después, lo corroboró de forma experimental. Observaron que la cantidad de aire succionado aumenta cuando el ángulo de inyección es mayor, también aumenta al incrementar la relación de velocidades. Esto ocasiona que el número de Reynolds aumente y su vez el flujo principal se desvíe, y la transferencia de aire disminuya. Los flujos de agua y de aire se mezclan mejor cuando la presión disminuye moderadamente. Los resultados de las simulaciones se corroboraron con resultados experimentales.

Laksitanonta y Singh (2003) realizaron diferentes investigaciones en un tanque acuícola sobre dispositivos Venturi en conjunto, modificaron la velocidad del flujo principal, el número de dispositivos y la posición de los Venturi dentro del tanque. Parte de la investigación consistió en observar el cambio de temperatura y la totalidad de sólidos disueltos (TDS, por sus siglas en inglés). Los resultados muestran que la posición de los dispositivos no tiene efecto notable en su rendimiento. El escenario de menor flujo de agua, con el menor número de boquillas presenta el mayor estándar de aireación (SAE, por sus siglas en inglés). Los resultados del rendimiento de los dispositivos Venturi fueron comparados con otros aireadores. Aunque el Venturi fue de los menos eficientes comparado con otras tecnologías, se propone colocar dispositivos Venturi en el fondo para aumentar su rendimiento a un nivel más atractivo de bajos recursos.

3.2. Hidrodinámica

La hidrodinámica estudia los fluidos en movimiento, teniendo en cuenta las causas que lo producen y las fuerzas que actúan (Mata, 2017). En los dispositivos Venturi como aireadores es importante su estudio para incrementar la cantidad de aire succionado por el flujo de la corriente principal (agua) cuando pasa por la garganta para caracterizar el comportamiento de la presión, velocidad y turbulencia, especialmente en la garganta y en la sección divergente. La hidrodinámica se basa en las ecuaciones fundamentales que gobiernan un fluido en movimiento, las cuales son: continuidad, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía. A continuación, se describen estas ecuaciones.

3.2.1. Ecuaciones que gobiernan un fluido en movimiento

Un esquema teórico matemático de un sistema o realidad compleja se elabora para facilitar su comprensión y comportamiento. Un modelo es una representación matemática simplificada de una realidad compleja. Modelar es la acción de construir un modelo, implica la relación de dos personas: el modelador (el encargado de especificar y desarrollar el modelo) y el experto de la realidad (encargado

del desarrollo del modelo y la especiación). Un modelo debe contemplar todos los detalles con la finalidad de encontrar técnicas de solución adecuadas.

Un modelo es una herramienta que te ayuda a la toma de decisiones, por esta razón sus resultados deben ser entendibles y útiles. Modelar es ciencia y arte al mismo tiempo. Es una ciencia porque se basa en un conjunto de procesos estructurados, análisis y detección de la relación de los datos, establecimiento de suposiciones y aproximaciones en la presentación de los resultados de los problemas planteados, desarrollo o uso de algoritmos específicos de solución. Es un arte porque materializa una visión o interpretación de la realidad, siempre unívoca, cada persona imprime su estilo en el mismo modelo y en la especificación, en el desarrollo y en la documentación. Características como elegancia y simplicidad describen a un modelo (Barquín, et al., 2010).

3.2.1.1. Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad es la ecuación de conservación de masa. Si v_1 es la velocidad de la partícula en el punto 1 y v_2 la velocidad de la partícula en el punto 2. A_1 y A_2 son las secciones transversales de los puntos perpendiculares a las corrientes de los flujos (Figura 5.1) en dichos puntos.

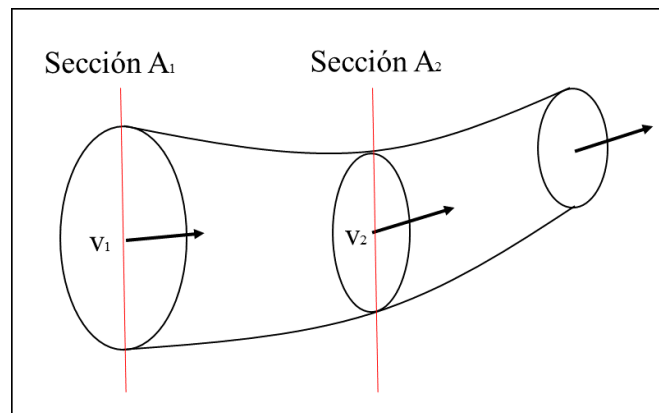


Figura 3.1 Esquema de un tramo de conducción (Ecuación de continuidad)

Si v_1 y v_2 son uniformes en las áreas A_1 y A_2 , en un intervalo de tiempo dt , un elemento del fluido recorre una distancia vdt , por lo que en el tiempo dt pasara por A_1 , la masa del fluido es:

$$dm_1 = \rho_1 A_1 v_1 dt \quad 3.1$$

Donde, ρ_1 es la densidad de flujo al pasar por la sección 1. El flujo de masa o caudal másico (Qm) se define como la masa que atraviesa una sección por unidad de tiempo, y viene dado por:

$$Qm = \frac{dm_1}{dt} = \rho_1 A_1 v_1 \quad 3.2$$

Cuando se considera implícitamente que en ese intervalo de tiempo A y v son diferentes, el caudal en la sección A_1 es $\rho_1 A_1 V_1$ y en la sección A_2 es $\rho_2 A_2 V_2$. Como las partículas del flujo no pueden atravesar las paredes del tubo, el flujo es estacionario, además, no hay fuentes ni sumideros de partículas, debe cumplirse que ambos caudales son iguales.

$$Qm = \rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad 3.3$$

Y analógicamente para cualquier otra sección perpendicular al tubo del flujo, por lo que esta Ley de la conservación de la masa o ecuación de continuidad se puede escribir simplemente como:

$$\rho A v = cte \quad 3.4$$

Para el caso particular del flujo incompresible, ρ no depende del punto y esta ecuación puede escribirse como:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad 3.5$$

En la descripción se considera implícitamente que la velocidad es uniforme en cada sección. Esto no es general, pero la ecuación sigue siendo válida para las mismas condiciones si la densidad es uniforme en la sección y en vez de la velocidad del punto se utiliza la velocidad promedio en la sección.

$$v = \frac{1}{A} \int_A \mu dA \quad 3.6$$

3.2.1.2. Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento

El principio de la conservación de la cantidad de movimiento se deduce de la segunda ley de Newton. La segunda Ley de Newton nos da una relación fundamental, no relativista, entre las sumas de las fuerzas que actúan en una partícula y la rapidez de su variación de cantidad de movimiento. Por lo tanto, la segunda Ley de Newton establece que (Flores y López, 2012):

La suma vectorial de todas las fuerzas F que actúan sobre la masa de un fluido (m), es igual a la rapidez del cambio de la masa por la velocidad con respecto al tiempo (vector lineal cantidad de movimiento de la masa de un fluido), es decir:

$$\Sigma F = \frac{d(mv)}{dt} \quad 3.7$$

Las fuerzas externas son de dos tipos:

- 1) Fuerzas de frontera:
 - i) Aquellas que son normales a las fronteras de control y pueden ser medidas en término de las intensidades de las presiones en los sistemas de fluidos, F_p .
 - ii) Aquellas que actúan paralelamente a las fronteras de control y que pueden ser medidas en función de los esfuerzos tangenciales, F_s .
- 2) Fuerza de cuerpo o de campo, generadas por campos magnéticos

3.2.1.3. Ecuación de la conservación de la energía

La energía que posee un fluido en movimiento en un punto puede ser: energía potencial que depende de su posición, energía de presión que depende de su compresión y energía cinética que depende de la velocidad y de la masa del fluido.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad 3.8$$

La ecuación anterior es la ecuación de Bernoulli o ecuación de la conservación de la energía para fluidos ideales, se aplica a fluidos con viscosidad nula y partículas que están próximas. Esta ecuación indica que un fluido sometido a las fuerzas de gravedad, la suma de la carga de posición (Z), la carga de presión ($\frac{P}{\gamma}$) y la carga de velocidad ($\frac{V^2}{2g}$), es la misma en dos puntos del sistema.

En un principio de la física siempre hay degradación de la energía, esto significa que en la transformación de energía se libera calor. Si analizamos la energía en dos puntos del sistema, de izquierda a derecha, el término de la derecha se ve disminuido, por lo cual se deben considerar las pérdidas del miembro derecho, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h \quad 3.9$$

El término $\sum_1^2 h$ se refiere a las pérdidas de un fluido que pasa a través un ducto, tubo o algún otro dispositivo, por la transformación de la energía, llamadas también perdidas de carga. Tales pérdidas traen como resultado una disminución de presión entre dos puntos del sistema del flujo. Las pérdidas pueden ser de dos tipos:

Pérdidas de carga continuas o por rozamiento ($\sum_1^2 h_f$): Una componente de pérdida de energía se debe a la fricción entre las paredes del ducto y el fluido en movimiento. Se expresa como el producto de la pérdida de la carga unitaria (J) por la longitud del tramo considerado (L) entre el diámetro de la tubería (D). La fórmula universal para las pérdidas de carga se expresa con la formula universal de Darcy – Weisbach:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad 3.10$$

Donde f es el factor de fricción que depende del material de la tubería, comúnmente se calcula con el diagrama de Moody.

Pérdidas de carga locales, accidentales o singulares ($\sum_1^2 h_l$): son las pérdidas de energía de las perturbaciones del flujo ocasionadas por un cambio de dirección, una ampliación, reducción, bifurcación u obstrucción. Se plantea en términos de una constante de proporcionalidad de la carga de velocidad de la forma siguiente.

$$h_l = K \frac{v^2}{2g} \quad 3.11$$

K es un coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del número de Reynolds y de la rugosidad de la tubería.

3.2.2. Número de Reynolds

Los flujos reales presentan inestabilidades, importantes de considerar en un análisis hidrodinámico. La viscosidad es la propiedad de los flujos que presenta esfuerzos cortantes, y también es un medio en el cual se desarrollan irreversibilidades y pérdidas. En flujos turbulentos, los movimientos aleatorios de flujos superpuestos al movimiento promedio crean esfuerzos cortantes aparentes que son más importantes que los debidos al corte viscoso. En esta parte se presentan las características que diferencian el flujo laminar del flujo turbulento.

En flujo laminar se describe como aquel que el fluido se mueve en capas o laminas, deslizándose suavemente una capa sobre otra adyacente con solo un intercambio molecular de cantidad de movimiento. Cualquier cambio que sea tendencia a la inestabilidad y turbulencia, es amortiguada por fuerzas cortantes viscosas que resisten el movimiento a las capas adyacentes. Sin embargo, en el flujo turbulento, las partículas se mueven de forma impredecible y el intercambio de cantidad de movimiento transversal es muy violento. La naturaleza del flujo laminar o turbulento, y su tendencia de turbulento a laminar, son indicadas por el número de Reynolds.

En el último siglo, Osborne Reynolds dedujo la ecuación 3.12. Conocida como el número de Reynolds.

$$Re = \frac{vD\rho}{\mu} \quad 3.12$$

Donde, v es la velocidad promedio, D el diámetro del tubo, ρ la densidad del fluido y μ la viscosidad. En un tubo circular de vidrio, al aumentar la velocidad del flujo aumenta el número de Reynolds, ya que

D , ρ y μ son constantes y v es directamente proporcional a la velocidad del flujo. Cuando un flujo cambia de laminar a turbulento se produce un intercambio de cantidad de movimiento de manera violenta, lo cual interrumpe completamente el movimiento ordenado del flujo laminar. Reynolds obtuvo que un flujo turbulento se establece con Re mayor a 12 000, este valor es referido como número crítico superior de Reynolds.

Un flujo turbulento, en un tubo de vidrio, siempre se vuelve laminar, cuando se reduce la velocidad, hasta que Re sea menor a 2 000. Este es el número crítico inferior de Reynolds para flujos en tubos, y es de importancia práctica. Con una instalación común de tubos, el flujo cambiara de laminar a turbulento en los límites de los números de Reynolds de 2 000 a 4 000. En un flujo laminar las pérdidas son directamente proporcionales a la velocidad promedio. Mientras que en un flujo turbulento las pérdidas son proporcionales a la velocidad elevada a una potencia que varía de 1.7 a 2.0.

La naturaleza de un flujo dado por un fluido incompresible se caracteriza por su número de Reynolds. Los términos del numerador están relacionados con fuerzas inerciales o con fuerzas debidas a la aceleración o desaceleración del flujo. El término del denominador es la causa de las fuerzas cortantes viscosas. Así que, Re se puede considerar como una razón de fuerzas inerciales y viscosas. Un Re grande indica un flujo altamente turbulento con pérdidas proporcionales al cuadrado de la velocidad. La turbulencia puede ser a escala fina compuesta por un gran número de pequeños remolinos que rápidamente convierten la energía mecánica en irreversibilidades, por medio de la acción viscosa; o puede ser a escala grande. Los remolinos grandes generan otros remolinos pequeños que a su vez generan turbulencia a escala fina. Un flujo turbulento se puede considerar como un flujo suave, posiblemente uniforme, con un flujo secundario sobrepuesto en él. Un flujo turbulento de escala fina tiene pequeñas fluctuaciones de velocidad que ocurren con alta frecuencia. El valor de la raíz media cuadrática de las fluctuaciones y la frecuencia de cambio de signo de las fluctuaciones son magnitudes cuantitativas de turbulencia. En general, la intensidad de la turbulencia aumenta al incrementar el número de Reynolds (Streeter y Wylie, 1988).

Para valores intermedios de Re , los efectos viscosos e inerciales son importantes y los cambios de viscosidad alteran la distribución de velocidad así como la resistencia del flujo. El número de Reynolds permite utilizar resultados experimentales para predecir los resultados en un caso análogo con otro fluido.

3.3. Modelos y ecuaciones de la CFD

La CFD estudia diferentes áreas de la ingeniería, destacando en el análisis de fluidos. La CFD se basa en las ecuaciones de Navier Stokes, las cuales se derivan de las ecuaciones de masa, momentum y energía. La mayoría de los flujos son turbulentos. La energía de turbulencia presente en un flujo se obtiene al promediar las ecuaciones de tiempo en un intervalo de tiempo y se aplica una descomposición de Reynolds. El desarrollo de cualquier fluido se puede predecir con CFD, ya sea de régimen laminar o régimen turbulento.

3.3.1. Las ecuaciones de Navier Stokes

Las bases teóricas de la CFD son las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales describen el comportamiento de los parámetros de un grupo de partículas de un flujo, como velocidad, temperatura y presión. Xu (2010) plantea que la residencia de las partículas se obtiene por medio de la trayectoria de las partículas, las cuales a su vez se obtienen a partir de la velocidad de estas (referenciado en López, 2015).

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen el comportamiento de las partículas de una pequeña región o volumen de un fluido. También, referencian que la suma de los esfuerzos de un fluido es igual al término difuso viscoso más el término de presión. Las ecuaciones de Navier-Stokes se derivan de la aplicación de la segunda Ley de Newton a fluidos en movimiento. La forma general de expresar las ecuaciones de Navier Stokes en coordenadas cartesianas para un flujo incompresible es la siguiente:

- Ecuación de conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad 3.13$$

- Ecuaciones cantidad de movimiento (momentum)

$$M_x \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2(u)}{\partial z^2} \quad 3.14$$

$$M_y \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \frac{\partial^2(v)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2(v)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2(v)}{\partial z^2} \quad 3.15$$

$$M_z \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2(w)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2(w)}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2(w)}{\partial z^2} \quad 3.16$$

Aceleración local + tres términos de advección = gradiente de presión + tres términos de difusión

- Ecuación de la energía

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad 3.17$$

Aceleración local + tres términos de advección = difusión

En las ecuaciones anteriores los ejes del sistema coordenado son x , y , w . Los ejes radial, tangencial y vertical de la velocidad son u , v y w , respectivamente. La densidad del fluido es ρ . La presión absoluta es p . La cantidad de calor del fluido es T . El calor específico del fluido es C_p . La conductividad térmica es λ y la viscosidad cinemática del fluido es ν .

El desarrollo de las ecuaciones de Momentum tridimensionales y tridireccionales para un flujo incompresible y de viscosidad baja (características parecidas a las del agua) es:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad 3.18$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad 3.19$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad 3.20$$

La ecuación de la energía para un flujo incompresible se define de la siguiente forma.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad 3.21$$

Los términos faltantes en las ecuaciones anteriores son ρ y μ debido a que se considera como un flujo incompresible y de viscosidad baja. Derivado de ello, las únicas incógnitas de las ecuaciones son u , v , w y p . Las ecuaciones de Navier Stokes son ecuaciones diferenciales parciales acopladas, no lineales y pertenecen al grupo de las ecuaciones más conocidas y difíciles de resolver en ingeniería. Por otro lado,

estas ecuaciones pueden ser utilizadas para condiciones especiales en los flujos, por ejemplo, para un flujo estacionario, bidimensional, además, es importante eliminar los términos necesarios.

El desarrollo de las ecuaciones originales de Navier Stokes es imposible de resolver excepto para ciertos flujos especiales y muy simplificados. En la actualidad, con la evolución de las supercomputadoras las ecuaciones que representan diferentes fenómenos son resueltas, y aunque, la solución de dichas ecuaciones son aproximaciones muchas han resultado ser correctas.

3.3.2. Turbulencia y modelos de predicción

Existen diferentes definiciones de turbulencia. En 1937, Yaylor y Von Karman (referenciado en Noahpat, 2004) definieron la turbulencia como un movimiento irregular dependiente del tiempo en casi todos los flujos, líquidos y gases, cuando existe variación en la energía, cuando el flujo se encuentra en una superficie o cuando dos corrientes del mismo flujo se encuentran. Hinze (1975) menciona que la turbulencia es un flujo irregular que muestra variación aleatoria de los parámetros de un flujo (velocidad, presión, temperatura, viscosidad) con respecto al espacio y al tiempo. Actualmente, la turbulencia no tiene una definición única, por esta razón se mencionan las características más sobresalientes del movimiento turbulento.

- Flujo irregular
- Flujo altamente difuso
- Flujo con altos Re
- Flujo tridimensional
- Flujo con efectos de inercia grandes

El número de Reynolds cuantifica que tanto es afectado el flujo por las fuerzas inerciales. López (2015) menciona que se cree que las ecuaciones de Navier Stokes describen el comportamiento de la turbulencia apropiadamente.

Las ecuaciones de Navier Stokes para un fluido turbulento son muy difíciles de resolver por el comportamiento inestable de la mezcla longitudinal en la trayectoria del fluido. Para que los resultados del comportamiento de un fluido sean estables se debe realizar una discretización muy fina del dominio en estudio. Por ejemplo, una discretización espacial de 0.1 x 0.1 m presenta vórtices de 10 - 100 micrómetros, la malla discretizada es por lo menos de $10^9 - 10^{12}$ puntos. La solución requiere una

discretización temporal de 100 microsegundos, lo cual es imposible de cubrir con un sistema de cómputo. Los modelos utilizados en CFD para analizar el comportamiento de un fluido son las ecuaciones de Reynolds-Averaged Navier Stokes, descritas a continuación.

3.3.2.1. Ecuaciones Reynolds - Averaged Navier Stokes (RANS)

Las ecuaciones de Reynolds - Averaged Navier Stokes (RANS) son las ecuaciones más antiguas y más usadas en el análisis de fluctuaciones turbulentas de flujos incompresibles, además, evitan calcular los pequeños vórtices de turbulencia en todo el flujo. Estas ecuaciones se obtienen al promediar las ecuaciones de Navier Stokes (energía y momentum) en función del tiempo. Las ecuaciones resultantes describen los parámetros medios del flujo de velocidad, presión, temperatura y transporte, más no los detalles instantáneos de las fluctuaciones turbulentas. Las ecuaciones llamadas RANS se presentan a continuación.

- Ecuación de la energía

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad 3.22$$

- Ecuaciones de Momentum

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}\bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}\bar{u}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right] - \left[\overline{\partial u' u'} + \overline{\partial v' u'} + \overline{\partial w' u'} \right] \end{aligned} \quad 3.23$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}\bar{v}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right] - \left[\overline{\partial u' v'} + \overline{\partial v' v'} + \overline{\partial w' v'} \right] \end{aligned} \quad 3.24$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}\bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}\bar{w}}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial x} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right] - \overline{u' w'} \left[\frac{\partial u' w'}{\partial x} + \frac{\partial v' w'}{\partial y} + \frac{\partial w' w'}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad 3.25$$

Donde \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} y \bar{p} son valores medios, y u' , v' , w' y p' son fluctuaciones de la turbulencia. Las ecuaciones de RANS son parecidas a las ecuaciones de flujo laminar excepto por los esfuerzos de Reynolds ($\overline{a'b'}$),

que es el esfuerzo inercial medio que ejercen los remolinos de la turbulencia sobre el flujo medio. El tensor de Reynolds es la variable central del estudio de la turbulencia, de cuya modelización depende en buena medida la precisión del análisis de CFD. Su componente isótropo - esférica es la energía cinética de turbulencia. El flujo turbulento se comporta como un fluido que transmite mayores tensiones que uno laminar. Boussinesq, menciona que los esfuerzos de Reynolds son proporcionales a la tasa media de deformación (anisotropía), como si la anisotropía de la turbulencia estuviera en equilibrio con el flujo medio. De esta manera se obtiene que:

$$-\overline{\rho u' u'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \frac{2}{3} \rho k \quad 3.26$$

$$-\overline{\rho v' v'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \frac{2}{3} \rho k \quad 3.27$$

$$-\overline{\rho w' w'} = 2\mu_T \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \frac{2}{3} \rho k \quad 3.28$$

$$-\overline{\rho u' v'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad 3.29$$

$$-\overline{\rho u' w'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \quad 3.30$$

$$-\overline{\rho v' w'} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) \quad 3.31$$

De las ecuaciones anteriores, los términos del lado izquierdo corresponden a la segunda ley de Newton, excepto por los términos de turbulencia o viscosidad turbulenta, μ_T , y energía cinética de turbulencia, k .

Lauder y Spalding (1974) configuraron las ecuaciones de Navier Stokes para adaptar la cantidad de turbulencia k y la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta ε . La denominaron modelo estándar de turbulencia $k - \varepsilon$. Son utilizadas comúnmente para flujos turbulentos.

3.3.2.2. *Modelo de turbulencia $k - \varepsilon$*

Los modelos más utilizados para el análisis de los flujos son $k - \omega$ y $k - \varepsilon$. En el modelo $k - \omega$, el primer término corresponde a la intensidad de la energía cinética de turbulencia y el segundo a la tasa de disipación de energía cinética de turbulencia. El otro modelo de turbulencia es el modelo $k - \varepsilon$, el término k también se refiere a la intensidad de energía cinética de turbulencia, y el término ε representa la tasa de disipación de la energía cinética de turbulencia dentro del sistema.

Ambos modelos dan buena precisión a un coste “ingenieril”. El modelo k - ε se utiliza comúnmente en flujos circulares y confinados con esfuerzos de Reynolds significativos. Además, utilizan poca demanda computacional y óptima demanda para su solución. Este modelo se utilizó en el presente trabajo. A continuación, se describen las ecuaciones de las variables k y ε.

$$(k) \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right] + (P' - D) \quad 3.32$$

$$(\varepsilon) \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_1 P' - C_2 D) \quad 3.33$$

$$P' = 2\mu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu_T \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu_T \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} \rho \mu_T k \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad 3.34$$

Donde

$$D = \rho \quad 3.35$$

$$k = \frac{1}{2} u'_i u'_i, \text{ con } i = 1,2,3 \quad 3.36$$

$$\varepsilon = \mu_T \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right) \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)}, \text{ con } i, j = 1,2,3 \quad 3.37$$

$$\mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad 3.38$$

De acuerdo con las ecuaciones anteriores, k es la energía cinética de turbulencia, ε es la tasa de disipación de la energía cinética, μ es el coeficiente de viscosidad dinámica, μ_T es la viscosidad local de turbulencia, P' es el término de producción, D' es el término de destrucción, σ y C son constantes ajustables de acuerdo con los datos que Launder y Spalding (1974) obtuvieron experimentalmente. Este modelo se utilizó para determinar la relación de la energía cinética de turbulencia con la velocidad del flujo bifásico dentro del Venturi.

3.3.2.3. *Modelos multifásicos*

Un flujo multifásico es un flujo de fluidos con más de una fase o componentes. Una fase se puede definir como una clase de material que tiene una respuesta inercial particular a la interacción con el flujo y el campo potencial en el que está inmerso. Un ejemplo de esto es que partículas del mismo material pueden ser tratadas como si fueran de diferentes fases, y partículas del mismo tamaño suelen tener respuestas similares a otras partículas del flujo con el mismo tamaño.

Las fases físicas más usuales de la materia que toma en cuenta la CFD son líquido, sólido y gas. Las mezclas de fases más evidentes son cuatro: gas - líquido o líquido - líquido, gas - sólido, líquido - sólido y trifásico. En este apartado se excluyen los flujos que se mezclan por encima de un nivel molecular. Los elementos de una mezcla se dividen en fase primaria y fase secundaria. La fase primaria también es llamada fase continua y se caracteriza por envolver a la fase secundaria. Mientras que, la fase secundaria se distribuye por toda la fase primaria. Cada fase puede ser laminar o turbulenta, lo cual significa que el flujo puede contener una variedad de regímenes por cada fase (Zamora, 2016).

Los modelos multifásicos son herramientas de CFD, se utilizan en diversas aplicaciones de la ingeniería. El objetivo principal de un modelo multifásico de mezcla (Mixture), es modelar el comportamiento de dos o más fluidos de diferente material para analizar la dinámica y el régimen de los fluidos, así como determinar los parámetros hidrodinámicos que intervienen en el proceso.

El primer paso para realizar un estudio de un flujo multifásico es conocer las propiedades del flujo que se analizará. Cuando se conocen las propiedades hidrodinámicas y físicas de las fases es posible obtener resultados confiables y representativos del fenómeno de estudio. Por lo cual es importante hacer un estudio de las propiedades de los fluidos. Enseguida de obtener los datos de los fluidos se determina el modelo de solución adecuado para el análisis de la mezcla (López, 2019). La Dinámica de Fluidos Computacional incluye el estudio de fluidos multifásicos. Los modelos principales para el cálculo numérico de flujos multifásicos son: El modelo Euler- Lagrange y El modelo Euler- Euler. A continuación, se describe en que consiste cada uno.

a) Enfoque Euler – Lagrange

Este enfoque resuelve las ecuaciones de Navier Stokes promediadas entre el tiempo para una fase continua. La resolución de la fase dispersa es explícitamente rastreada mediante la solución de la

ecuación de movimiento en un esquema Lagrangiano través del campo del flujo de la fase continua. La fase dispersa puede intercambiar impulso, masa y energía con la fase continua. Para que exista interacción entre la fase dispersa y la fase continua los modelos deben ser independientes de arrastre y fuerzas de arrastre (López, 2019).

En este enfoque un supuesto en la mezcla es que la fase dispersa ocupa una fracción de volumen baj, a pesar de que la carga másica es mayor ($m_{particulas} > m_{líquido}$). Este modelo es ideal para el análisis de sprays, combustión de carbono y combustibles líquidos, y algunos flujos de partículas cargadas, pero no es apropiado para el modelado de mezcla líquido - líquido, como lechos fluidizados, o cualquier otra aplicación donde la fase dispersa es significativa (Zamora, 2016).

b) Modelo Euler – Euler

Este método funciona bajo el supuesto de que una fase no puede ocupar el volumen de otras fases en una mezcla. De aquí se deriva el concepto de fracción de volumen fásico. La fracción de volumen fásico está en función del espacio y del tiempo, y la suma es igual a uno. Las ecuaciones de cada fase se derivan con el fin de obtener ecuaciones de estructura simular en ambas fases.

En FLUENT se tienen tres modelos multifase Euler – Euler diferentes. En este apartado se describen los primeros dos modelos, y después de forma detallada se describe el modelo de mezcla (Mixture), ya que este último es el que se utilizó en la presente investigación.

Modelo Volumen of Fluid (VOF): Es una técnica de seguimiento de superficie aplicada a una malla Euleriana fija. Diseñada para dos flujos inmiscibles, donde la interfaz entre los fluidos es de interés. Un conjunto de ecuaciones es compartido por todos los fluidos. Se realiza un seguimiento en todo el dominio de la fracción de volumen de cada uno de los fluidos en cada celda computacional. Este modelo se utiliza en aplicaciones de flujos estratificados, flujos de superficie libre, llenado, chapoteado, por mencionar algunos (Zamora, 2016).

Modelo Euleriano: El modelo Euleriano es el más complejo de los modelos multifásicos. Soluciona un conjunto de n ecuaciones de momentum y continuidad para cada fase. El acoplamiento entre fases se realiza por los coeficientes de presión y de interfase. El tipo de acoplamiento depende del tipo de fases que intervienen. El intercambio de momentum entre las fases depende también del tipo de mezcla que

se está modelando. Las aplicaciones del modelo Euleriano incluyen columnas de burbujas, tubos verticales, suspensión de partículas y lechos fluidizados (López, 2019; Zamora, 2016).

3.3.2.3.1. Modelo multifásico de mezcla (Mixture)

El modelo Mixture sirve para modelar flujos multifásicos con acoplamiento de fases moviéndose a la misma velocidad. El modelo Mixture calcula las propiedades de las fases mediante la resolución de las ecuaciones de Momentum, continuidad y energía para la mezcla. Resuelve una ecuación de fracción de volumen para la fase secundaria y algunas expresiones algebraicas para las velocidades relativas (López, 2019). La ventaja de emplear el modelo de la mezcla es que solo se computa un conjunto de ecuaciones, lo que conduce a una disminución significativa del esfuerzo computacional en comparación con el modelo completo de Euler.

Este modelo se aplica a flujos de partículas de baja carga, flujos burbujeantes, sedimentación, hidrociclón, flujos con bajas cargas de partículas y flujos con burbujas donde la fracción de gas es menor al 10 % con respecto a la primera fase (ANSYS, Inc., 2013; referenciado por López, 2015). Este método también se puede utilizar sin las velocidades relativas de las fases dispersas para modelar flujos multifásicos homogéneos.

Este modelo suele emplearse como sustituto del modelo Euleriano, cuando este último deja de ser factible, por ejemplo, donde se tiene amplia distribución de fase de partículas o cuando las leyes de interfase son desconocidas o de baja fiabilidad.

El modelo de mezcla Mixture, al igual que el modelo puramente Euleriano, resuelven un pequeño número de variables para estimar el comportamiento de ciertos flujos multifásicos. Algunas limitaciones del método Mixture son: el solucionador (Solver) se basa en presión y no en densidad, solo una fase puede ser un gas ideal incompresible y no permite flujos no viscosos (López, 2019). Es importante mencionar que, en la presente investigación las fases de estudio son: líquido (agua) y gas (aire). El software únicamente calcula el flujo de aire de forma ideal, no obtiene el diámetro y la cantidad de burbujas que salen del Venturi.

El modelo Mixture y el modelo Euleriano permiten la interpenetración entre fases, aunque el modelo Mixture se encuentra más limitado. Las tres diferencias principales entre estos modelos son:

- El modelo Mixture resuelve un conjunto de ecuaciones de momentum para la velocidad promedio en masa, la fracción de volumen de las fases es rastreada en el campo del flujo.
- La relajación de las partículas debe ser menor a 0.001 – 0.01.
- Se debe considerar un equilibrio local para modelar de manera algebraica la velocidad relativa.

El modelo Mixture se aplica a los campos de flujos donde las direcciones de las fases sean las mismas y no exista sedimentación. Las ecuaciones que resuelven el modelo Mixture son:

- Ecuación de continuidad de la mezcla de fases

$$\frac{\partial(\rho m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m) = 0 \quad 3.39$$

- Ecuación de momentum de la mezcla de fases

$$\frac{\partial(\rho m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \vec{u}_m) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{u}_m + \nabla \vec{u}_m^T)] + \rho m \vec{g} + \bar{F} + \nabla \cdot (\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_k^r \vec{u}_k^r) \quad 3.40$$

- Transporte de la fracción de volumen de cada fase secundaria:

$$\frac{\partial(\alpha_p \rho_p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{u}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{u}_p^r) \quad 3.41$$

Donde, \vec{u}_m es la velocidad de masa ponderada, ρ_m es la densidad de la mezcla, α_k es la fracción de volumen de la fase k , n es el número de fases, \bar{F} es una fuerza de un cuerpo, μ_m es la viscosidad de la mezcla, \vec{u}_k^r es la velocidad de derivada de la fase secundaria k .

- Densidad promedio

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad 3.42$$

- Viscosidad de la mezcla

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad 3.43$$

- Velocidad promedio ponderada de masa

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \quad 3.44$$

- Velocidad de derivada (transporte de la fase secundaria k , debido a la turbulencia)

$$\vec{u}_k^r = \vec{u}_k - \vec{u}_m \quad 3.45$$

- Velocidad de deslizamiento (también conocida como velocidad relativa: definida como la velocidad de la fase secundaria p relativa a la fase primaria q).

$$\vec{u}_{pq} = \vec{u}_p - \vec{u}_q \quad 3.46$$

- Relación entre las velocidades de derivada y deslizamiento

$$\vec{u}_k^r = \vec{u}_{pq} - \sum_{k=1}^n \frac{\alpha_k \rho_k}{\rho_m} \vec{u}_{qk} \quad 3.47$$

Donde: \vec{u}_p y \vec{u}_q son las velocidades de la fase secundaria y de la fase primaria, respectivamente.

Por otro lado, la velocidad relativa, sigue la dirección del flujo de la mezcla, y se define de la siguiente forma:

$$\vec{u}_{pq} = \frac{\overline{a\tau}_p}{f_{drag}} \cdot \frac{\rho_p - \rho_m}{\rho_p} \quad 3.48$$

$$\vec{a} = \vec{g} - \left(\vec{u}_m \cdot \nabla \vec{u}_m + \frac{\partial(\vec{u}_m)}{\partial t} \right) \quad 3.49$$

Donde: f_{drag} es la función de arrastre de Chiller y Naumann, la cual depende del número de Reynolds. Cuando $Re \leq 1000$, $f_{drag} = 1 + 0.15Re^{0.687}$, y si $Re > 1000$, $f_{drag} = 0.0183Re$. Por otra parte, \vec{a} es la aceleración de la partícula de la fase secundaria y ∂t es el tiempo de relajación de la partícula de la mezcla.

La ecuación de fracción de volumen de la fase secundaria es obtenida con la ecuación:

$$\frac{\partial(\alpha_p \rho_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{u}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{u}_k^r) + \sum_{q=1}^m (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad 3.50$$

Donde \dot{m}_{pq} es el flujo másico de las fases q y p .

3.4. *Proceso general de la CFD*

La Administración Nacional de la Aeronáutica y del Espacio (NASA, por sus siglas en inglés), en su artículo NPARC Alliance Verification and Validation, recomienda doce etapas generales para el uso y la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (López, 2015). El siguiente diagrama describe las etapas y los elementos más importantes para realizar una simulación de acuerdo con la NASA

DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

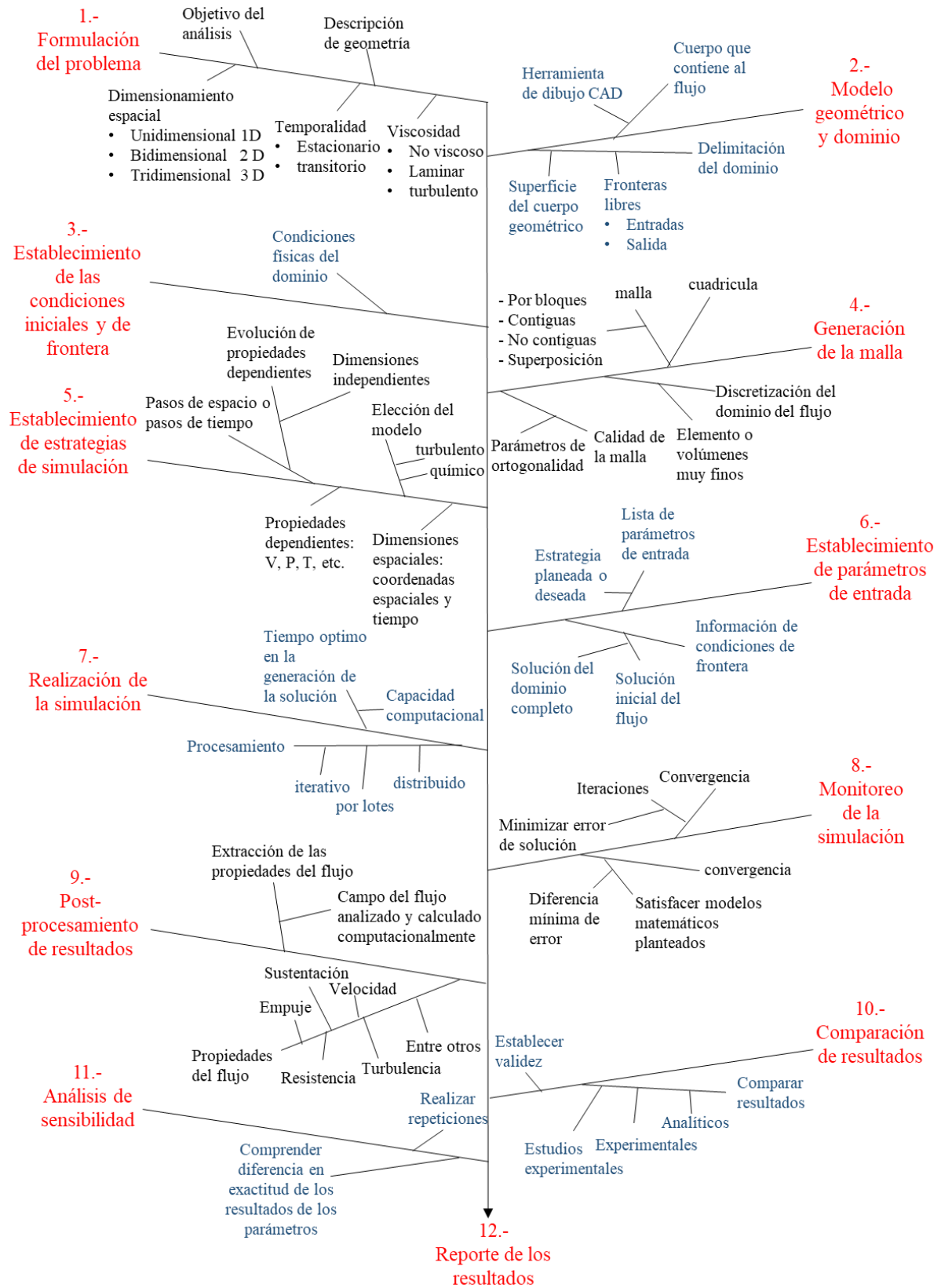


Figura 3.2. Proceso general para simular en CFD propuesto por la NASA (modificado de López, 2015).

3.5. *Proceso de CFD ANSYS - FLUENT*

Actualmente, muchas empresas han desarrollado códigos en softwares para resolver programas con CFD. Algunas de ellas son STAR – CCM+, OpenFoam, ANSYS - FLUENT, CODE_SATURN, entre otras. En el presente trabajo se simulo con ANSYS FLUENT. Este software cuenta con un código general multipropósito. Se basa en el método de volumen finito. El modelo por analizar se discretiza en una malla, en donde se aplica el método finito. ANSYS - FLUENT tiene la capacidad de analizar una gran variedad de modelos físicos con topologías elaboradas aplicados a la industria y a la ingeniería (referenciado por López, 2015; Xu, 2010). Tienen una paquetería completa para simular, en la cual destaca un módulo de dibujo 3D, modelos matemáticos, esquemas de solución, módulos de malla, post - procesamiento. A continuación, se describen las etapas para simular en ANSYS - FLUENT.

3.5.1. *Modelo geométrico*

ANSYS - FLUENT cuenta con una herramienta de dibujo 2D y 3D llamada Ansys – Desing Modeler. Esta paquetería sirve para diseñar la geometría del solido que se desea modelar para extraer el dominio del flujo que será discretizado en una malla. Ansys - Desing Modeler también cuenta con una herramienta que permite importar geometrías y solidos 2D o 3D de cualquier paquetería de dibujo, siendo SolidWorks la más utilizada. Además, la misma geometría exportada se puede detallar y mejorar en cualquier aspecto con el propósito de generar una malla de buena calidad.

3.5.2. *Generación de malla*

Ansys - Meshing es una paquetería de ANSYS - FLUENT que sirve para discretizar el dominio del flujo que se desea modelar. El dominio se fragmenta en pequeños elementos llamados volúmenes finitos, los cuales pueden ser hexaédricos, prismáticos, tetraédricos y piramidales. La combinación de los elementos hace posible discretizar la topología del dominio a modelar. La convergencia depende de los elementos de la malla. Esta herramienta cuenta con diversas escalas y métodos para evaluar la calidad de los elementos de la malla

3.5.3. *Set - Up en FLUENT*

La herramienta Set - Up sirve para seleccionar los parámetros, ecuaciones, modelos de turbulencia, esquemas numéricos, de acuerdo con los requerimientos de la simulación, el fenómeno a analizar, el

poder computacional disponible y el grado de exactitud que se requiera. Dentro de los parámetros se encuentran: los esquemas numéricos de solución, los cuales sirven para seleccionar si la simulación se basa en presión o se basa en densidad; el estado del flujo, estacionario o transitorio; los modelos de turbulencia, $k - \omega$, $k - \epsilon$, Reynolds Stress, etc.; los modelos multifásicos, Euleriano, VOF, Mixture; esquemas de solución, Prestol, SIMPLE, SIMPLEC, etc.; grado de solución, 1er orden, 2do orden, Implícito, Explícito, etc. También se especifican los pasos de tiempo (time - steps) y el número de iteraciones.

3.5.4. Condiciones iniciales y de frontera

Una opción para llevar a cabo la simulación consiste en establecer las condiciones de frontera de las entradas, salidas, paredes y orificios del dominio que será simulado. Las condiciones de frontera se pueden combinar siempre y cuando exista coherencia en la selección de los límites de la geometría. Se asignan los valores físicos que corresponden al dominio del flujo. Cuando los valores que se ingresan en el software se acercan a los valores reales es posible obtener una solución correcta.

3.5.5. Monitoreo de la simulación

ANSYS-FLUENT cuenta con herramientas para monitorear la solución, la cual muestra y reporta el comportamiento de los residuales en cada iteración. Esto permite verificar si los resultados tenderán a convergir o divergir. La convergencia es el criterio impuesto por el usuario para determinar la calidad de la simulación. Los residuales permiten controlar el proceso de convergencia. Los residuales se obtienen al resolver los términos de las ecuaciones de solución. Representan la diferencia entre dos valores de una variable obtenidos de dos iteraciones consecutivas. Teóricamente los residuales tienden a disminuir conforme se realizan las iteraciones. Los residuales son monitoreados mediante gráficas que muestra el software para verificar los resultados de cada uno de los parámetros monitoreados y las anomalías que no permiten obtener buenos resultados. Una forma de interrumpir una simulación es limitar el valor de los residuales a los valores aceptables. El proceso también puede ser interrumpido por iteraciones. El tiempo, la calidad y la capacidad de simulación dependen en gran medida del residuo máximo permitido y el número máximo de iteraciones

3.5.6. Post – procesamiento

Otra herramienta de ANSYS-FLUENT es ANSYS - Results, la cual sirve para visualizar el comportamiento de los resultados de forma gráfica y cuantitativa. Los resultados obtenidos en FLUENT son exportados a ANSYS - Results, en gráficas que muestran el comportamiento de las variables de interés de campos, perfiles y vectores de velocidad, presión, turbulencia, entre otros. La capacidad cuantitativa permite extraer fácilmente los valores e intereses para el diseñador y el analista. Los archivos de los resultados obtenidos por el software se pueden exportar a otro software como Excel y TecPlot para el tratamiento de los resultados. Todo lo anterior con el fin de comprender de manera eficiente y rápida el comportamiento de las variables de estudio.

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

En el siguiente apartado se describe la metodología empleada para desarrollar el presente trabajo. Se planteó un cronograma de actividades a realizar para cumplir ordenadamente cada una de las etapas de la tesis. Uno de los aspectos más importantes de mencionar es que el software no necesita ser calibrado debido a que está basado en métodos numéricos de las ecuaciones gobernantes de la hidrodinámica y mecánica de fluidos computacional. La primera actividad consistió en estudiar el Sistema de Recirculación Acuícola a escala y dispositivos Venturi para airear el tanque de cultivo de peces. Posteriormente, se procedió a plantear los experimentos para evaluar el comportamiento hidrodinámico del agua y aire dentro del Venturi, variando la relación de diámetros, el diámetro de succión de aire, la longitud divergente del Venturi y la carga hidráulica del sistema. Finalmente, se obtuvieron los perfiles de velocidad, presión, fases (agua - aire) y aire succionado, para cada escenario, identificando la influencia de la relación de diámetros, el diámetro del ducto de succión de aire, la longitud de sección divergente y la carga hidráulica que mejora la cantidad de aire succionado por un Venturi.

4.1. Cronograma de actividades

La Figura 4.1 muestra el cronograma completo, con cada una de las tareas llevadas a cabo, para realizar el trabajo. La primera fase del trabajo incluye la etapa 1 y la etapa 2. La etapa 1 consistió en conceptualizar el sistema de recirculación acuícola y dispositivos Venturi. En la etapa 2, se planteó la geometría de tres dispositivos Venturi, específicamente de la relación de diámetros, el diámetro del ducto de succión y la longitud de la sección divergente. Parte de la misma etapa, consistió en obtener las condiciones iniciales de operación del flujo de entrada (agua), del rango de carga propuesto, para realizar las simulaciones. La fase 2, incluye la etapa 3 y la etapa 4. En la etapa 3, se modelaron conceptualmente los prototipos Venturi en un programa de CAD y se simularon.

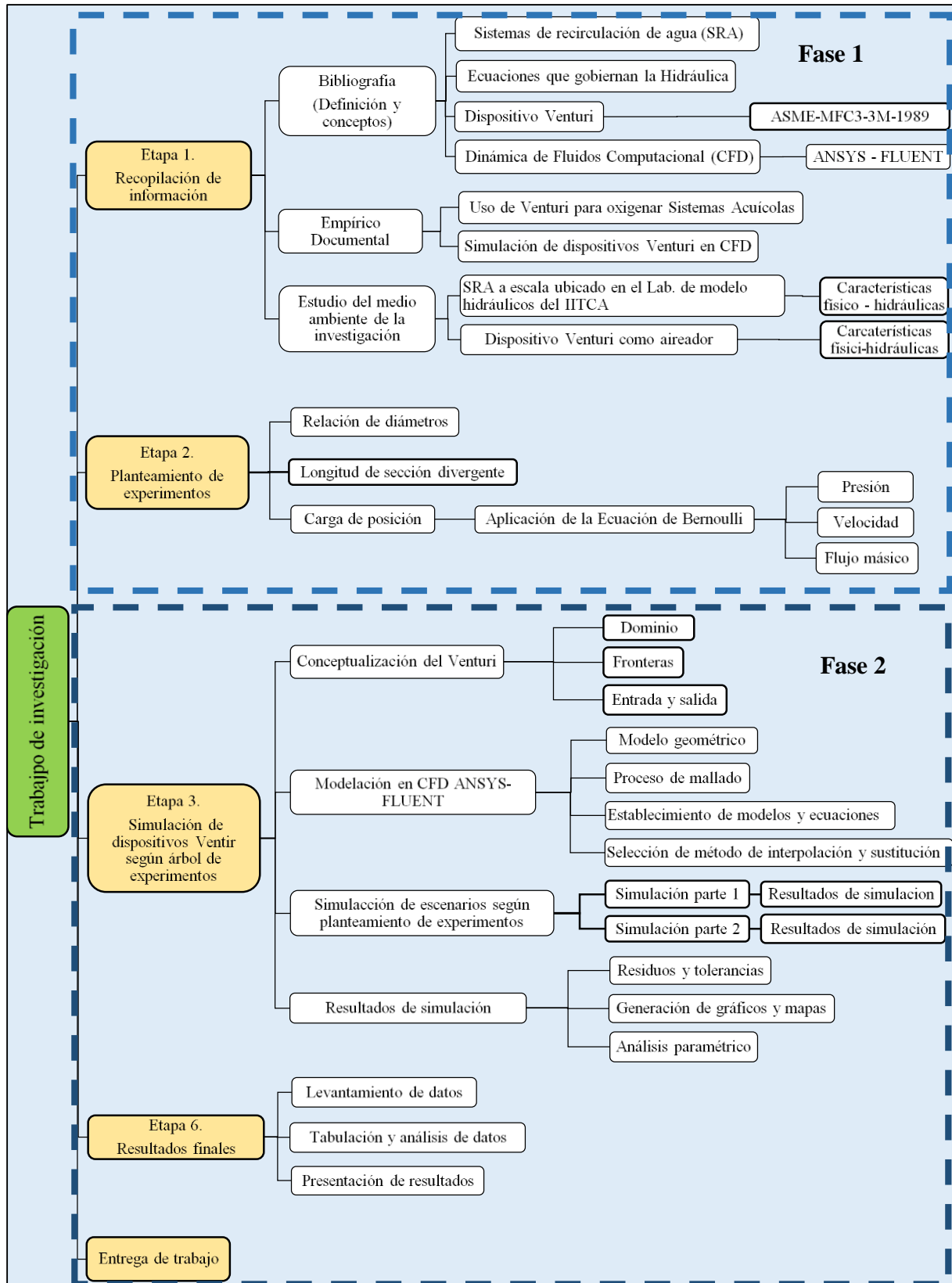


Figura 4.1. Cronograma de actividades y tareas de investigación.

Es importante mencionar que, las simulaciones se dividieron en dos etapas. La etapa 1 consistió en simular los primeros tres prototipos propuestos. En la etapa 2, se analizaron los resultados de la etapa 1 para modificar la longitud divergente de los prototipos, con el objetivo de diseñar un Venturi por cada relación de diámetros que succione aire y funcione bajo el rango de cargas propuesto.

4.2. Estudio del medio ambiente del experimento

En este apartado se describe el ambiente donde tiene lugar el fenómeno de estudio. El dispositivo Venturi forma parte del Sistema de Recirculación Acuícola. A continuación, se describen las características físico - hidráulicas de los componentes del SRA y del prototipo Venturi.

4.2.1. Sistema de Recirculación Acuícola

El Sistema de Recirculación Acuícola (SRA) a escala se encuentra en el Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua (IITCA), específicamente en el laboratorio de Modelos Hidráulicos. Este sistema ha sido objeto de estudio de muchas investigaciones, en especial el tanque de cultivo de peces. El tanque ha sido estudiado para mejorar la eficiencia de remoción de sedimentos, modificando la configuración de los dispositivos de entrada y salida. A continuación, se describen los componentes del sistema.

4.2.1.1. Características físico-hidráulicas

El sistema cuenta con un tanque circular para el cultivo de peces de dimensiones 103 cm y 35 cm, de diámetro y altura, respectivamente. El tirante de agua dentro del tanque es de 30 cm. El sistema cuenta con tubería y una bomba que permite controlar la carga del sistema, y caudal de entrada en el tanque de cultivo. Un tramo de tubería permite alimentar al tanque por gravedad, por medio de difusores. Las dimensiones de las tuberías son de 13 mm (1/2") y 19 mm (3/4") de diámetro, con boquillas de diferentes diámetros. Los difusores se ajustan de tal manera que presenten un buen comportamiento hidrodinámico. Al controlar la dirección y velocidad del flujo mejora la canalización de partículas dentro del sedimentador (López, 2015).

En el interior del tanque se encuentran dos tubos concéntricos para originar el principio de hidrociclón. El tubo exterior, en la parte inferior, tiene ranuras perimetrales que permiten la entrada de agua y

sedimentos. Otra aplicación de estos tubos es conservar la altura del agua ya que están diseñados para desviar el agua sobrante al sistema de salida del tanque.

El sistema cuenta con una bomba de 1.5 HP de potencia. El diámetro de la tubería de PVC hidráulico es de 25 mm (1”), es utilizada para enviar agua al tanque de almacenamiento. Además, para controlar el caudal del tanque de cultivo, el sistema de alimentación cuenta con tres válvulas de paso, una en la tubería principal y una por cada brazo en los difusores. La Figura 4.2 muestra los componentes del Sistema de Recirculación Acuícola a escala, utilizado para el desarrollo de la presente investigación.

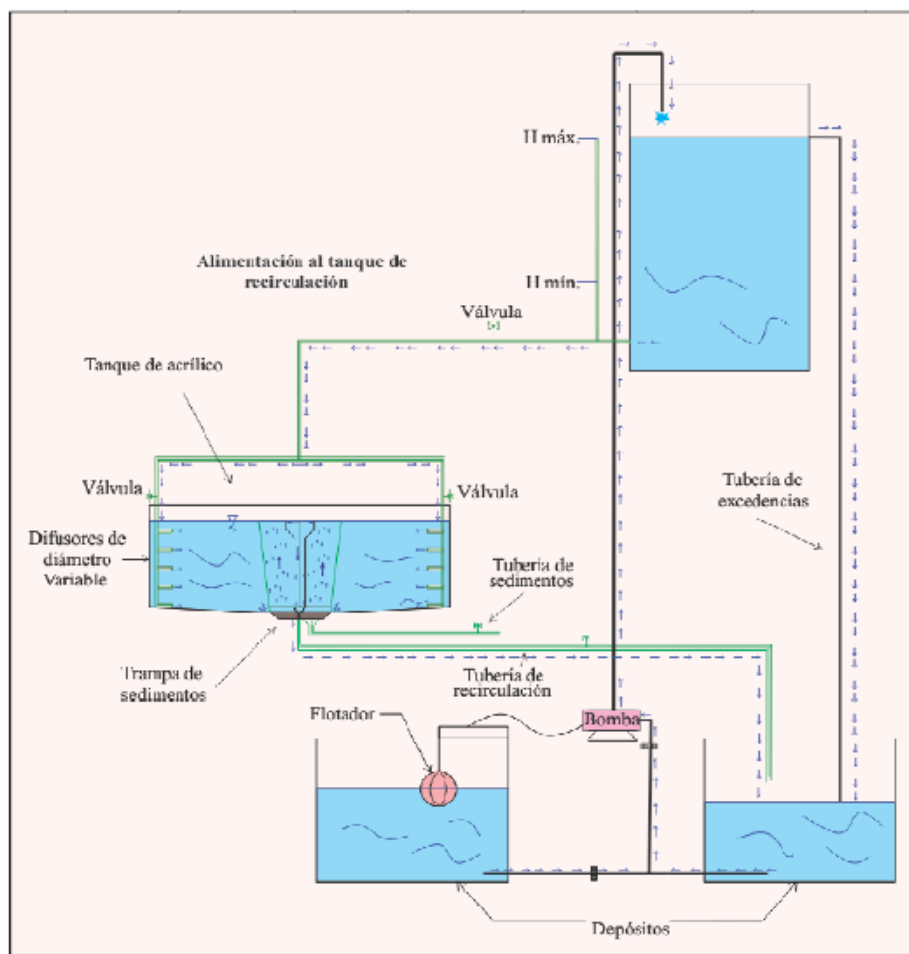


Figura 4.2. Sistema de Recirculación Acuícola a escala (Flores y López, 2012).

4.2.2. Dispositivo Venturi

El dispositivo Venturi es importante dado que es el medio donde se realizan las simulaciones. Este dispositivo Venturi fue propuesto para operar como un inyector de la mezcla agua - aire dentro del tanque de cultivo de peces. Así, se tiene una doble función: mantener la hidrodinámica dentro del tanque y promover la difusión de oxígeno en el agua del cultivo de peces mediante la inclusión de burbujas de aire. A continuación, se describe la geometría estándar de cada Venturi.

4.2.2.1. Características físico-hidráulicas

Para el diseño del Venturi se tomaron algunas recomendaciones de la ASME-MFC-3M-1989 en torno a la relación de diámetros (β) y a los ángulos de la sección divergente y convergente.

El Venturi está dividido en cuatro secciones: sección de tubería de entrada con diámetro D_1 , sección convergente (L_c), sección de garganta con longitud L_G y diámetro D_G (adyacente con el tubo de succión de aire), y sección divergente con longitud L_D y diámetro D_3 . La Figura 4.3 muestra las características de los dispositivos Venturi.

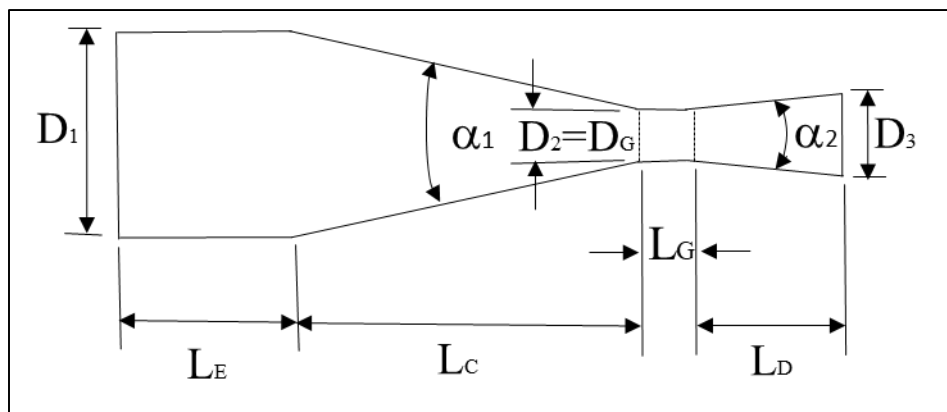


Figura 4.3. Geometría de un Venturi.

A continuación, se presenta la geometría que tienen en común los dispositivos Venturi propuestos de acuerdo a las recomendaciones de la ASME-MFC3-3M-1989.

Longitud de la entrada de la convergencia (L_E) = 32.3mm

Diámetro de entrada (D_1) = 16 mm

Ángulo de convergencia $\alpha_1 = 21^\circ$

Angulo de divergencia $\alpha_2 = 7^\circ$

El dispositivo Venturi se encuentra dentro del tanque de cultivo, sumergido a una profundidad de 30 cm. Para uso práctico, la longitud del tubo Vertical de succión del Venturi se estableció de 2.50 cm en todos los diseños. Para que el Venturi succione aire, en el tubo de succión se inserta un ducto hueco de 6.35 mm de diámetro interno que sobresale del agua, con una longitud de 32 cm.

4.3. Planteamiento de experimentos

La segunda etapa para el diseño de los dispositivos Venturi fue el planteamiento de los experimentos. Los escenarios de operación se establecieron con base a investigaciones relacionadas con la geometría de aireadores tipo Venturi y la aplicación de la ecuación de Bernoulli en tuberías (funcionamiento del Venturi por gravedad). Los escenarios se establecieron bajo una serie de combinaciones entre la relación de diámetros, la longitud en la sección divergente y la carga hidráulica. Como primer paso se plantearon las relaciones de diámetros (β) y una longitud de la sección divergente por cada β . Con un análisis preliminar del SRA y de la geometría del Venturi se plantearon diferentes escenarios de la carga hidráulica del SRA. A partir de los resultados de las simulaciones de los prototipos de la etapa 1 de las simulaciones se planteó otra longitud de sección divergente por cada β . Se propuso relacionar la carga hidráulica con la relación de diámetros y la longitud de la sección divergente. Esto con el objetivo de aumentar la cantidad de aire que ingresa por el Venturi y por ende incrementar la difusión de oxígeno en el fondo del tanque sin afectar la hidrodinámica y los procesos de sedimentación de partículas.

4.3.1. Variación de la relación de diámetros

Como se mencionó, diversos autores han propuesto valores de la relación de diámetros de dispositivos Venturi (como aireadores). Las relaciones recomendadas por la ASME-MFC-3M-1989 se encuentran dentro del rango $\beta = 0.1$ a $\beta = 0.3$. En este trabajo se propusieron tres relaciones de diámetro, con valores de 0.20, 0.25 y 0.30.

4.3.2. Variación de la longitud de la sección divergente

El planteamiento de la variación de la longitud de la sección divergente se basó, primero, en proponer una longitud para cada configuración de relación de diámetros. Después, se realizaron dos simulaciones por cada prototipo donde se eligieron dos escenarios del rango de carga de operación del sistema para analizar el comportamiento de la mezcla bifásica agua - aire. Estas simulaciones corresponden a la Etapa 1. La Etapa 2 consistió en analizar los resultados de la Etapa 1 para proponer otra longitud de sección divergente por cada prototipo. Nuevamente, se realizaron las simulaciones bajo los escenarios de operación correspondientes. Se siguió el mismo procedimiento, observar los resultados de las simulaciones, proponer otra longitud de la sección divergente y realizar las simulaciones, hasta obtener una geometría por cada relación de diámetros, que presente estabilidad en el flujo bifásico y succione aire para todo el rango de carga de operación del sistema propuesto.

Los dispositivos inicialmente propuestos fueron tres: V1, V2 y V3, donde la letra V corresponde a Venturi. En la Tabla 4.1 se especifica la geometría de cada prototipo. Para el prototipo V1 y V2 la longitud de la garganta, de cada geometría, es 3 veces el diámetro de su garganta, el diámetro interior del ducto de succión es el diámetro de la garganta. Por otro lado, la configuración del prototipo V3 es diferente, la longitud de la garganta es dos veces el diámetro de la garganta, el diámetro interior del ducto de succión es de 4 mm debido a que el diámetro interior de tubo que se inserta en el ducto de succión es de 6.35 mm. El diámetro de salida de los dispositivos Venturi depende de la longitud de la sección divergente.

Tabla 4.1. Geometría de los dispositivos Venturi V1, V2 y V3.

Nombre	β	D_2 [mm]	L_G [mm]	d [mm]	D_3 [mm]	L_D [mm]
V1	0.20	3.20	9.60	3.20	4.60	11.44
V2	0.25	4.00	12.00	4.00	5.83	15.00
V3	0.30	4.80	9.60	4.00	5.41	5.00

4.3.3. Variación de carga hidráulica del sistema.

El agua es la corriente principal que pasa a través de un Venturi como aireador. Cuando el Venturi funciona correctamente y el flujo de agua pasa por la garganta, la presión disminuye y esto ocasiona succión de aire. El flujo másico y la presión del agua, que entran al Venturi, son datos que se deben conocer puesto que son parte de las condiciones iniciales de las simulaciones. La velocidad de entrada se obtiene con el fin de verificar que el programa de simulación (ANSYS - FLUENT) trabaje con el flujo

másico deseado. El flujo másico, la velocidad y la presión de entrada se obtienen analizando el sistema, tomando en cuenta las características y dimensiones de la tubería, accesorios del sistema y carga de posición. En este trabajo se propusieron las cargas hidráulicas de 1.00 m, 1.25, 1.50, 1.75, 2.00, 2.25 y 2.50 m para analizar su influencia en la succión de aire en diferentes configuraciones de dispositivos Venturi.

La Figura 4.2 muestra que, el agua que ingresa al tanque de cultivo es por medio de 10 difusores distribuidos en dos brazos verticales equidistantes sumergidos, con 5 difusores en cada brazo. En el presente trabajo, para ingresar agua al tanque de cultivo, se propuso analizar un Venturi, el cual se encuentra en el fondo del tanque (Figura 4.4). El diámetro exterior de la entrada del Venturi por donde ingresa el agua es de 19.00 mm. El Venturi se acopla a presión a la tubería de 19.00 mm, de diámetro interior. Para asegurar la unión de las tuberías se recomienda utilizar un pagamento especial que resista el paso de agua, puede ser el pegamento Pattex Natural 92.

La Figura 4.4 indica las posiciones y componentes utilizados en el balance de energía, con el fin de obtener los datos requeridos en las simulaciones. Para el cálculo, se aplicó la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 2. Estos puntos corresponden a la superficie del agua del tanque de almacenamiento y la superficie del agua del tanque de cultivo de peces, respectivamente (mostrados en la Figura 4.4).

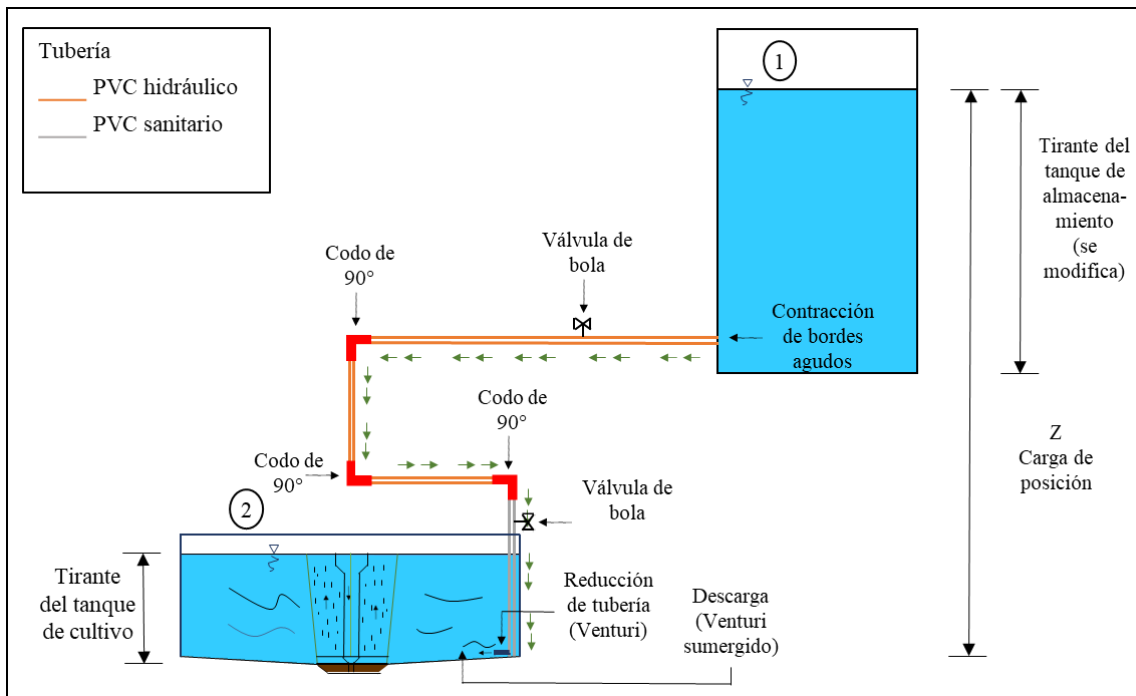


Figura 4.4. Elementos del SRA en el balance de energía.

Al simplificar la ecuación de la energía queda la siguiente igualdad.

$$z_1 = \Delta h_l + \Delta h_f \tag{4.1}$$

La Tabla 4.2 muestra las dimensiones y características de la tubería y los accesorios para obtener las pérdidas por fricción y las pérdidas locales.

Tabla 4.2. Datos de accesorios y tuberías de la Figura 4.4.

Pérdidas locales		Pérdidas por fricción		
Accesorios	Coefficiente de pérdida	Longitud de tubería [m]	Diámetro de tubería [m]	Material
Contracción de bordes agudos	0.50	1.96	0.013	PVC hidráulico
Válvula de bola	0.35	0.47	0.019	PVC sanitario
Codo 90°	2.20			
Codo 90°	2.20			
Codo 90°	0.27			
Válvula de bola	4.85			
Reducción	0.10			
Descarga	1.00			

Al sustituir los valores de la Tabla 4.2 en las ecuaciones de pérdidas locales y pérdidas por fricción, quedan las siguientes expresiones en función del diámetro de garganta y el coeficiente de fricción (f).

$$\Delta h_l = 0.3272m + \frac{1.60 \times 10^{-6}}{D_G^4} m \tag{4.2}$$

$$\Delta h_f = 7.9608fm \tag{4.3}$$

Las ecuaciones anteriores (4.2 y 4.3) se sustituyen en la ecuación inicial (4.1).

$$z_1 = \left(0.3272m + \frac{1.60 \times 10^{-6}}{D_G^4} m + 7.9608fm \right) v_3^2 \tag{4.4}$$

Donde, v_3 es la velocidad que se encuentra en la tubería de 19.00 mm, antes del acoplamiento de la tubería con el Venturi. Esta ecuación no tiene solución directa porque es una ecuación con dos incógnitas (v_3 y f). Para esto se requiere utilizar la ecuación de Reynolds y el diagrama de Moody. Por iteraciones se obtiene v_3 , y después el valor del flujo volumétrico. Se obtienen los datos que se requieren en las simulaciones. La velocidad en la entrada del Venturi se obtiene por medio de la ecuación de continuidad. Por último, para obtener la presión en la entrada del Venturi se aplica la ecuación de la energía entre el punto 1 del sistema (mostrado en la Figura 4.4) y en la entrada del Venturi. En la Tabla 4.3 se muestran las condiciones iniciales del agua, para la entrada correspondiente de cada configuración de Venturi.

Tabla 4.3. Condiciones de operación de entrada de los dispositivos Venturi.

Nombre	β	Z [m]	v_E [m/s]	Q_E [l/min]	\dot{m}_E [kg/s]	P_E [Pa]
V1	0.20	1.00	0.165	1.98	0.033	9 366
		1.25	0.185	2.22	0.037	11 716
		1.50	0.203	2.46	0.041	14 068
		1.75	0.219	2.64	0.044	16 420
		2.00	0.234	2.83	0.047	18 773
		2.25	0.248	3.01	0.050	21 126
		2.50	0.262	3.19	0.053	23 480
V2	0.25	1.00	0.252	3.07	0.051	8 863
		1.25	0.282	3.43	0.057	11 095
		1.50	0.309	3.73	0.062	13 328
		1.75	0.333	4.03	0.067	15 563
		2.00	0.357	4.33	0.072	17 801
		2.25	0.378	4.57	0.076	20 040
		2.50	0.399	4.81	0.080	22 279
V3	0.30	1.00	0.347	4.21	0.070	8 097
		1.25	0.388	4.69	0.078	10 146
		1.50	0.426	5.17	0.086	12 197
		1.75	0.46	5.53	0.092	14 251
		2.00	0.492	5.95	0.099	16 308
		2.25	0.523	6.31	0.105	18 367
		2.50	0.551	6.67	0.111	20 426

Donde:

Z: carga de posición en m

v_E : Velocidad de entrada en m/s

Q_E : Flujo volumétrico de entrada en l/min

\dot{m}_E : Flujo másico de entrada en kg/s

P_E : Presión de entrada en Pa

En la Tabla 4.3, se observan que conforme aumenta la relación de diámetros y la carga hidráulica incrementa el flujo másico. Por ejemplo, cuando se tiene una carga de 1.00 m, en las tres relaciones de diámetro, 0.20, 0.25 y 0.30, se tiene un flujo másico de 0.033 kg/s, 0.051 kg/s y 0.70 kg/s, respectivamente. Entonces se puede decir que el flujo másico solo depende de la carga hidráulica del sistema y de la relación de diámetros, dejando de lado la longitud de la sección divergente. Por esta razón cuando se modifica la longitud divergente se conservan las mismas condiciones de operación.

4.4. Modelación y simulación de escenarios de operación del dispositivo Venturi mediante el modelo de mezcla (Mixture)

El software de simulación ANSYS - FLUENT posee una variedad de parámetros, ecuaciones, modelos y esquemas numéricos de solución para llevar a cabo una simulación correcta. Es por ello que, en esta etapa se seleccionaron aquellos que mejor se ajustaron al comportamiento del flujo dentro del Venturi.

4.4.1. Modelo conceptual de los dispositivos Venturi en Solid Works

En esta parte se muestra la conceptualización gráfica de los prototipos Venturi que fueron simulados. En general, un modelo conceptual es una figura que representa las entradas, salidas y orificios de un dispositivo, donde se puede observar el flujo y las paredes. La Figura 4.5 representa las condiciones de frontera de un Venturi. Las geometrías fueron modeladas en SolidWorks y ANSYS - Design Modeler, que son softwares que incluyen herramientas de dibujo de CAD.

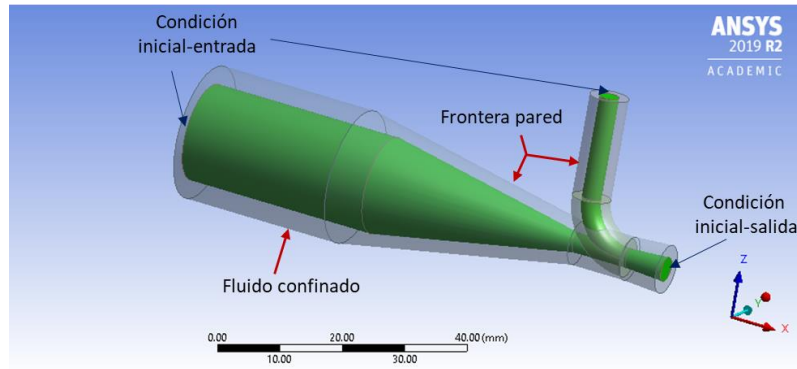


Figura 4.5. Modelo conceptual del dispositivo Venturi.

La Figura 4.6 muestra las tres configuraciones de los dispositivos Venturi usadas en las primeras simulaciones. El primer dato numérico del nombre se refiere al valor de la relación de diámetros, el segundo al diámetro de garganta y el tercero a la longitud de la sección divergente.

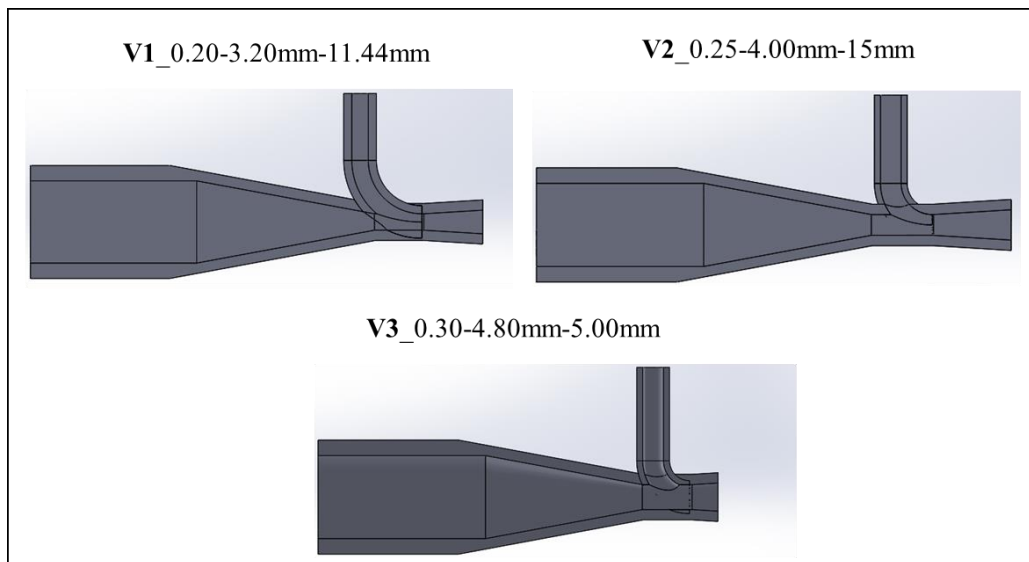


Figura 4.6. Prototipos Venturi modelados en SolidWorks.

4.4.2. Etapas de la simulación

Las etapas para realizar las simulaciones fueron: 1) Establecimiento de la geometría (Venturi), 2) Extracción de la geometría del fluido del Venturi, 3) Creación de la malla (método de volumen finito), 4) Establecimiento del dominio, condiciones iniciales y de frontera, 5) Determinación de los modelos, ecuaciones y métodos numéricos de solución, 6) Verificación de los resultados arrojados por el software (residuales, tolerancias, etc.) y 7) Recopilación de los resultados (gráficos).

4.4.2.1. Definición de la geometría del dispositivo Venturi

Después de obtener la geometría del dispositivo Venturi en SolidWorks se procedió a extraer el fluido que se encuentra adentro, ya que sobre el fluido confinado se realiza la simulación.

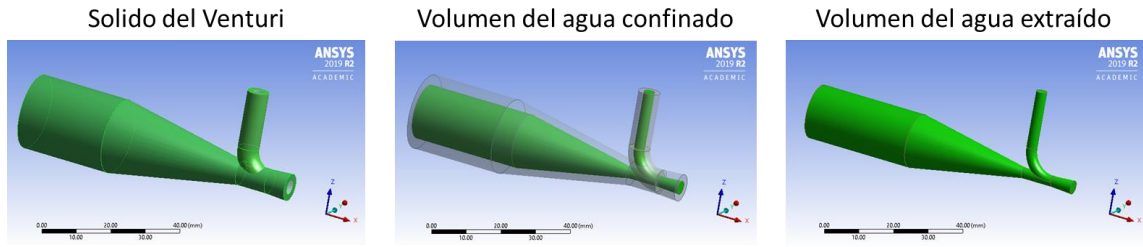


Figura 4.7. Volumen del fluido extraído a partir del solido del dispositivo Venturi.

El volumen del fluido extraído se dividió en elementos finitos con ayuda de la herramienta ANSYS - meshing.

4.4.2.2. Proceso de mallado

El proceso de mallado es un paso muy importante en la simulación porque la convergencia y veracidad de los datos dependen de una malla de buena calidad. El software ANSYS - meshing posee varios métodos para fragmentar el sólido en elementos finitos de control que conforman la malla. Para la creación de las mallas de los dispositivos Venturi se utilizó el método de tetraedros convencional, debido a que la geometría del Venturi es simple. La sección de la garganta y la sección divergente, de todos los dispositivos, se refinaron ya que estas secciones son de mayor interés porque aquí se observa el comportamiento de la mezcla bifásica (agua - aire). La Figura 4.8 muestra la malla del dominio del flujo del prototipo V1. Se observa que la malla es muy fina, los tamaños de elementos establecidos variaron de 3 a 5 mm. La garganta es aún más fina con tamaños de elementos de hasta 0.15 mm.

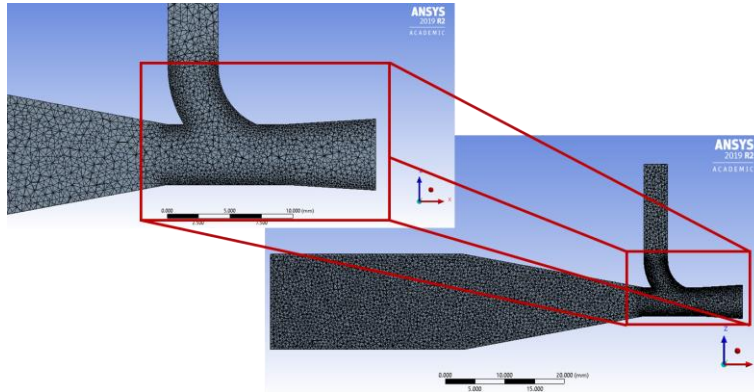


Figura 4.8. Detalle de la malla en la geometría del fluido del Venturi.

La calidad de la malla es aceptable cuando el usuario lo considere, pero ANSYS, Inc. (2013) tiene una escala que sirve para verificar la calidad. La convergencia, confiabilidad y aceptación de los resultados dependen de la calidad de la malla. En el presente trabajo se eligió la escala *Orthogonal Quality* (Figura 4.9), como su nombre lo indica se basa en la ortogonalidad de los elementos, lo que significa que compara los elementos finitos para verificar que tan perfecta es su geometría. La Tabla 4.4 muestra las características de las mallas realizadas para los prototipos Venturi de la Etapa 1.

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Figura 4.9. Escala de la calidad ortogonal de la malla.

Tabla 4.4. Características de la malla de los prototipos V1, V2 y V3.

Concepto	Prototipos		
	V1	V2	V3
Número de elementos	508 538	511 547	503 603
Número de nodos	95 709	95 756	95 101
Mín. Orthogonal quality	0.2305	0.2027	0.2011
Máx. Orthogonal quality	0.9938	0.9946	0.9966
Prom. Orthogonal quality	0.7820	0.7865	0.7801
Tamaño mín. elemento	0.165	0.170	0.190
Tamaño máx. elemento	0.640	0.616	0.665

La Figura 4.10, 4.11 y 4.12 muestran la calidad ortogonal de los elementos de los prototipos V1, V2 y V3, respectivamente. La calidad de malla en los tres prototipos es muy parecida. En general, los elementos tienen calidad “Buena” con valores mayores a 0.24, estos corresponden, en promedio, al 19% del total de elementos de cada malla. La mayor parte de los elementos tiene calidad “Muy Buena”, que van desde el 67% hasta el 70%. Finalmente, el 12% de los elementos de cada malla es de calidad “Excelente”.

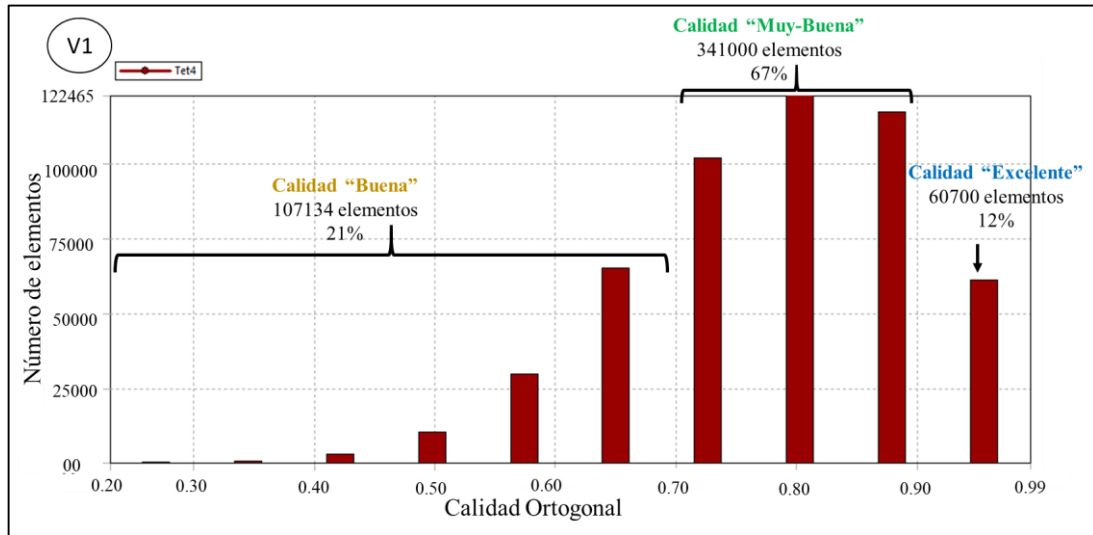


Figura 4.10. Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V1.

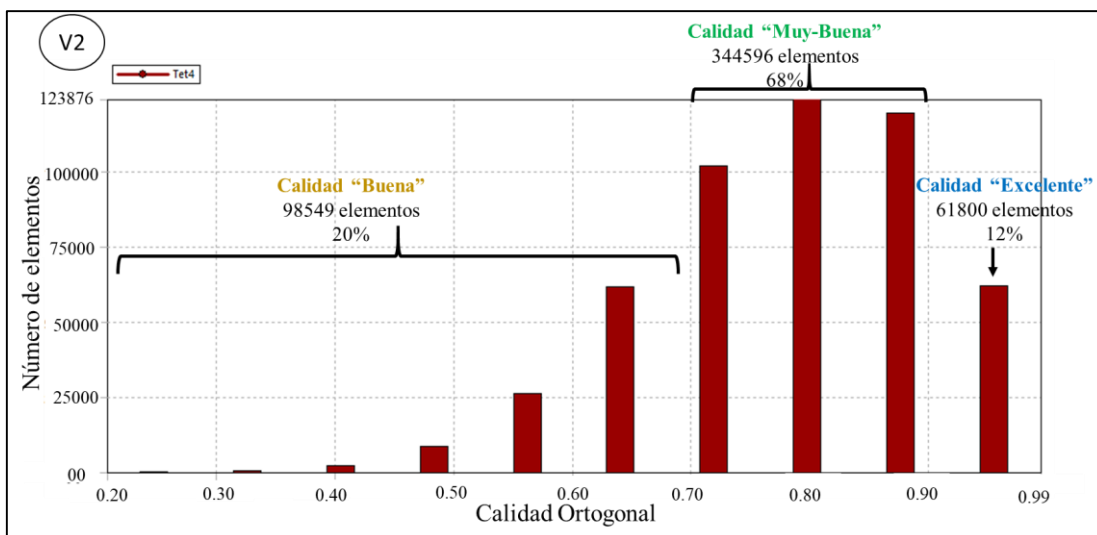


Figura 4.11. Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V2.

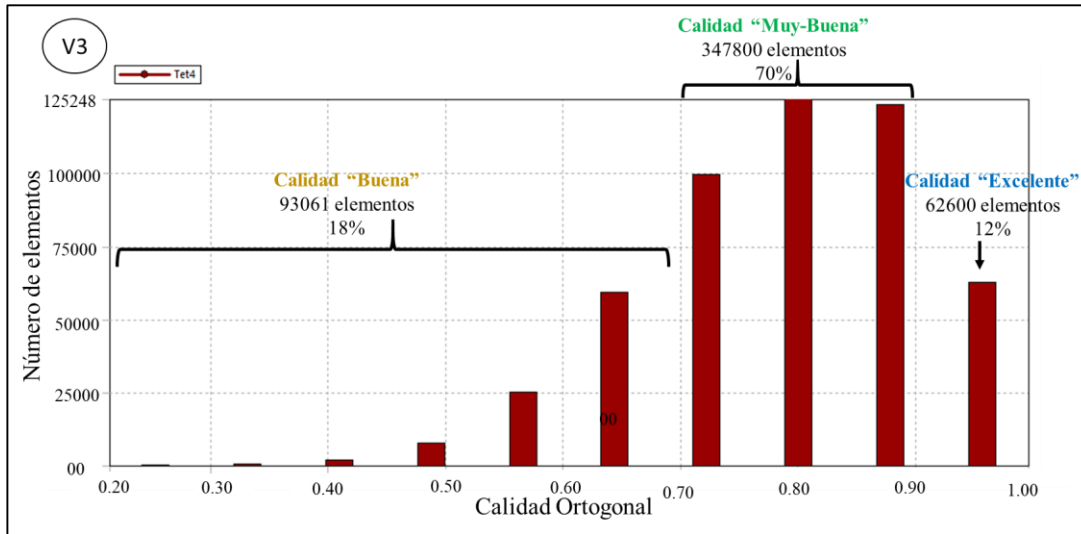


Figura 4.12. Gráficas de No. De elementos vs. Calidad Ortogonal del prototipo V3.

Con las mallas anteriores se garantizó que las características de las mallas creadas fueron aceptables y se continuó con el establecimiento de las condiciones de frontera para la simulación en ANSYS - FLUENT.

4.4.2.3. Establecimiento de parámetros del software ANSYS-FLUENT (ecuaciones y modelaciones).

Esta es la parte inicial de la simulación, se establecieron los modelos matemáticos, esquemas numéricos de solución y las condiciones iniciales y de frontera. Para la solución de la simulación del flujo bifásico aire - agua se utilizó el modelo de mezcla (Mixture) del software ANSYS - FLUENT, ya que este modelo solo computa un conjunto de ecuaciones lo que disminuye el esfuerzo computacional en comparación con el modelo completo de Euler. Este modelo calcula el flujo de aire que pasa por el Venturi de manera ideal, más no el diámetro y la cantidad de burbujas que salen. El solucionador seleccionado fue el basado en presión (Pressure - Based Solver). Este obtiene la velocidad a partir de la ecuación de Momentum. La ecuación de conservación de la masa (Continuidad) es calculada resolviendo una ecuación de corrección de presión. La ecuación de corrección se obtiene por el campo de velocidades. La presión se corrige hasta satisfacer la ecuación de Momentum. El fluido principal es agua, por ello se estableció que sea incompresible y estacionario (pseudo - transitorio), debido a que la velocidad es relativamente baja dentro del Venturi y en las fronteras. Además, el fluido que entra es el mismo que sale. El fluido succionado es aire. La Tabla 4.5 muestra las propiedades de los fluidos requeridos en las simulaciones.

Tabla 4.5. Propiedades de las sustancias utilizadas en la modelación.

Propiedad	Densidad [kg/m ³]	Viscosidad Dinámica [kg/m-s]
Agua	998.2	0.001003
Aire	0.92	1.7894 e-5

La ecuación de conservación de masa y la ecuación de momentum forman parte de los modelos y ecuaciones utilizadas para realizar las simulaciones bajo el concepto RANS. El fenómeno de turbulencia fue calculado por el modelo matemático k - ε (K - Épsilon, energía cinética y su tasa de disipación), porque el fluido está confinado y los esfuerzos cortantes del Reynolds son significativos. La Figura 4.13 muestra la geometría del Venturi, las fronteras del flujo confinado y las zonas donde se aplican las condiciones iniciales y de frontera.

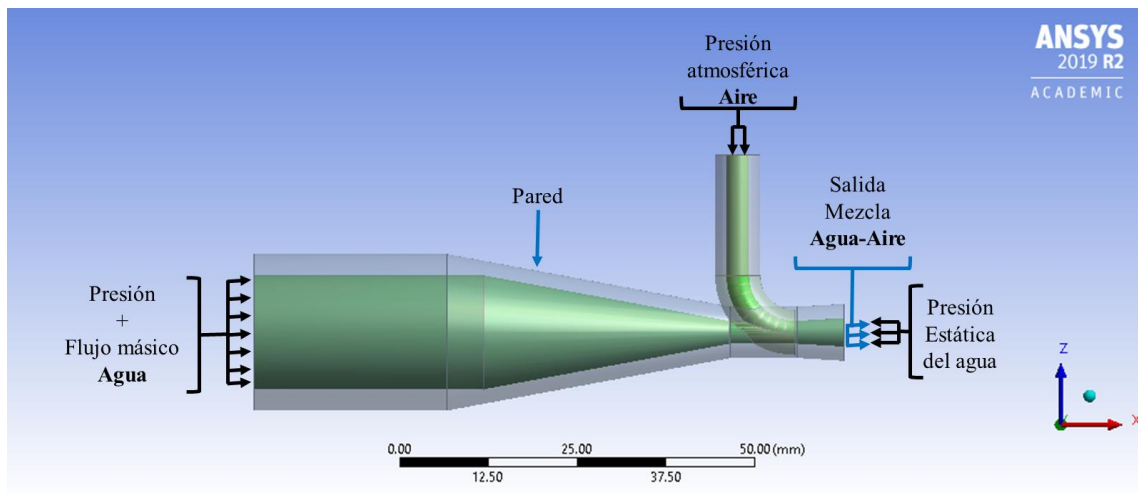


Figura 4.13. Esquema de las condiciones iniciales de entrada y de frontera del dispositivo Venturi.

Las condiciones de entrada del agua, para realizar las simulaciones, son presión y flujo másico, las cuales dependen de la carga hidráulica y el diámetro de garganta del Venturi. El tubo vertical succiona aire a presión atmosférica. Como el prototipo está sumergido en el tanque de cultivo a 30 cm, existe una presión estática de 3 000 Pa en la salida del Venturi.

4.4.2.4. Esquemas numéricos de solución

El esquema SIMPLE - COUPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linkage Equations) se utilizó para resolver las ecuaciones antes mencionadas. Este esquema resuelve la ecuación de Momentum. La ecuación de corrección de presión se obtiene por medio de la ecuación de conservación de la masa (Continuidad). La ecuación de corrección sirve para obtener los campos de presión y posteriormente los campos de velocidad. Primero se establece un valor para el campo de presiones, este valor se corrige con el mismo campo de presiones y con el campo de velocidades. Mediante iteraciones se mejora el campo de presiones hasta que ambos campos convergen. De acuerdo con el caso de estudio y con la literatura citada por López (2015) (Maher, A.R. Sadiq Al-Baghdali, 2011; Tu, Jiyun Yeoh, et al., 2011; Manual de Usuario ANSYS R15, Fluid Dynamics), los métodos iterativos de interpolación que mejor convergencia presentan son los que se muestran en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Métodos y esquemas numéricos utilizados para la interpolación.

Término	Factor de relajación	Método de interpolación
Gradiente	-	Green- Gauss Cell Based
Presión	0.3	Presto!
Momentum	0.7	First Order Upwind
Fracción de volumen	0.5	First Order Upwind
Energía cinética de turbulencia	0.8	First Order Upwind
Tasa de disipación de turbulencia	0.8	First Order Upwind

4.4.2.5. Simulación de escenarios con ANSYS - FLUENT

La Figura 4.14 muestra la combinación de los parámetros de diseño geométrico (β y L_D) de los prototipos Venturi y la variación de Z que corresponden a la Etapa 1 y a la Etapa 2 de las simulaciones. Primero se propusieron tres β . Las variables de color naranja corresponden a la Etapa 1, por cada β se propuso una longitud de sección divergente diferente y, de la misma manera, dos cargas hidráulicas por cada β , teniendo 6 escenarios en total, en esta Etapa. Las variables de color verde corresponden a la Etapa 2. En esta parte se propusieron diferentes longitudes de sección divergente para cada β , partiendo de los resultados de las simulaciones de la Etapa 1. Las simulaciones se realizaron en el orden que muestra la Figura 4.14. En la Etapa 2, primero se realizó la simulación para la carga de 1.00 m, la cual es la carga

mínima propuesta, en caso de que el Venturi haya succionado aire a estas condiciones se realizó la simulación para una carga de 2.50 m, con el objetivo de verificar que exista succión de aire y que el comportamiento de la mezcla bifásica sea estable. Siguiendo este procedimiento se aseguró, de una forma rápida, que los prototipos succionaron aire y la mezcla bifásica fue estable en el rango de carga propuesto, sin ser necesario de realizar las simulaciones para cada una de las cargas. Cuando se aseguró que la configuración de cada Venturi funciono correctamente para estas dos cargas, se realizaron las simulaciones para cada una de las cargas propuestas. La longitud de sección divergente seleccionada por cada β fue la que succionó aire y presentó un comportamiento estable en la mezcla bifásica para todas las cargas.

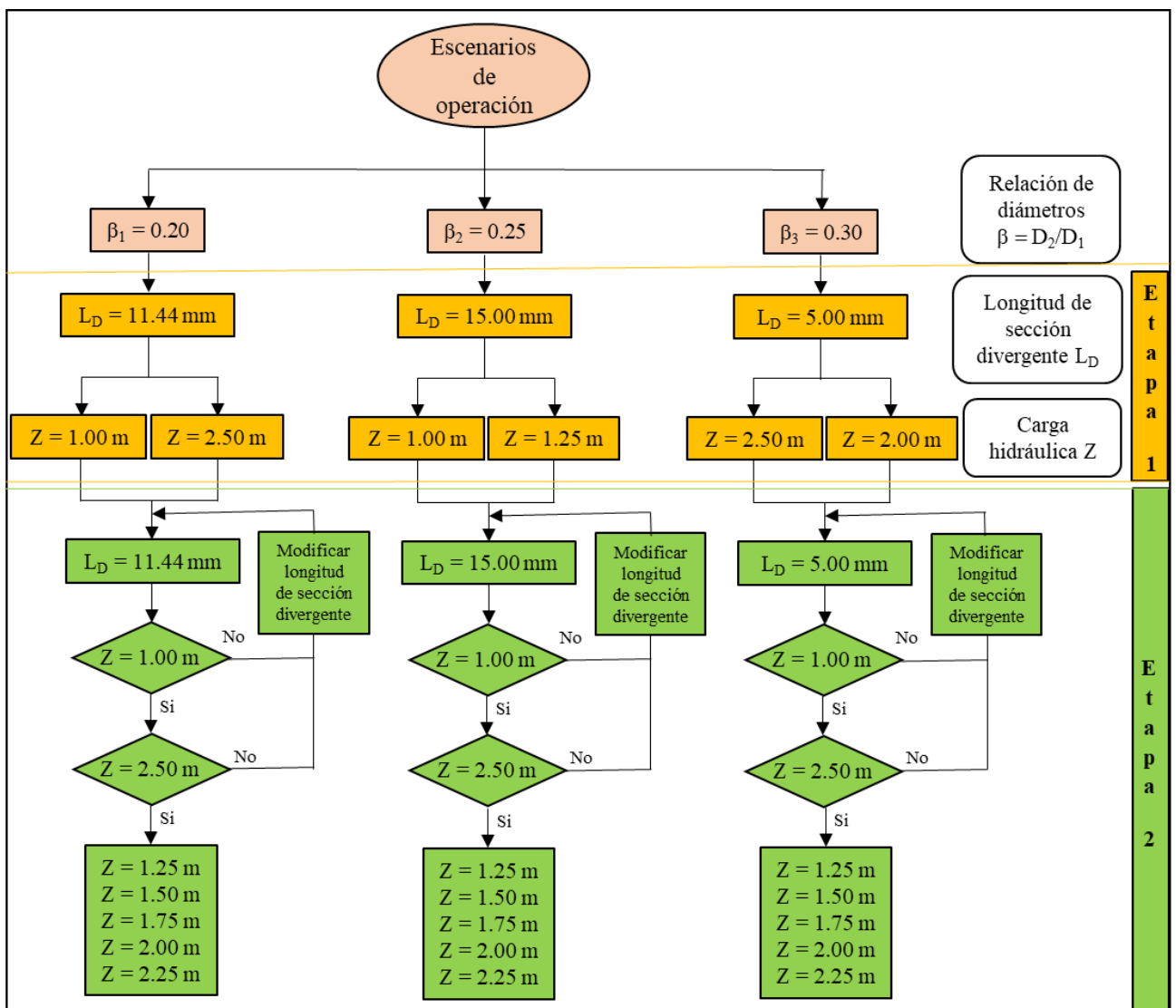


Figura 4.14. Escenarios de operación de las simulaciones de Etapa 1 y la Etapa 2.

En el capítulo siguiente se muestran los resultados de la Etapa 1 y de la Etapa 2 de las simulaciones. Se realizó una comparativa entre los resultados, se enfatizó en el impacto que tuvieron las diferentes configuraciones de relación de diámetros, longitud de la sección divergente y carga hidráulica en la cantidad de aire succionado. Además, de acuerdo con los resultados obtenidos se realizó una guía para el diseño de dispositivos Venturi con el fin de airear el agua de tanques acuícolas a pequeña escala que funcionan de manera no asistida. También se hizo una discusión sobre los alcances de la presente investigación.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se muestran los campos y perfiles de velocidad, presión y fracción de volumen de la fase aire, así como la cantidad de aire succionado por las simulaciones de los prototipos Venturi variando la relación de diámetros, longitud de la sección divergente y las condiciones del flujo en la entrada.

En la primera sección se describe la geometría de los prototipos Venturi V1, V2 y V3 con sus respectivas condiciones de operación, y se muestran los resultados de las simulaciones. Con base en estos resultados se propusieron longitudes de la sección divergente de cada β con el fin de obtener una longitud para cada relación de diámetros que permitan succionar aire y presenten un comportamiento estable de la mezcla bifásica bajo el rango de carga propuesto. En la segunda sección, se muestran el diseño de los prototipos (V4, V5 y V6) que succionaron aire de forma estable para todo el rango de carga propuesto. En seguida, se analizó la influencia de la relación de diámetros y la carga del sistema con la cantidad de aire succionado. Finalmente, se muestra el comportamiento de velocidad, número de Reynolds y presión del flujo bifásico, y la cantidad de aire succionado al variar la longitud de la sección divergente de los dispositivos Venturi.

5.1. Resultados de los escenarios planteados

Para asegurar que los valores de las simulaciones son correctos se revisó la convergencia de los esquemas numéricos de solución (continuidad, Momentum y turbulencia), llamados también residuales. ANSYS - FLUENT recomienda que el valor de los esquemas de solución sea menor a 1×10^{-3} . El software contiene herramientas que indican los valores de los residuales, mostrados en una gráfica o en el escritorio del programa. Otra forma de asegurar que los valores de las simulaciones son correctos es observar los modelos del flujo para verificar que la cantidad de agua y la cantidad de aire que entra sea la misma que sale, lo cual cumple la ecuación de la conservación de la masa. El flujo de agua es una

variable de entrada que se establece en las simulaciones, mientras que el aire succionado por el tubo vertical del Venturi es estimado y calculado por el software.

La confiabilidad de los resultados depende la estabilidad de los residuales. En muchos casos el modelo del flujo bifásico se establece antes de alcanzar las iteraciones propuestas, en otros casos es necesario ejecutar más iteraciones para que el modelo se estabilice, sin embargo, en otras simulaciones el modelo oscila mucho, por ende no se estabiliza. Para definir el patrón de los resultados de las simulaciones se propone realizar 5 000 iteraciones. Las gráficas de convergencia de agua y de aire están relacionadas con las gráficas de los esquemas numéricos de solución.

Las gráficas de convergencia de agua y de aire, así como, la cantidad de aire succionado por el Venturi permiten analizar el comportamiento de la mezcla bifásica y por ende diseñar un dispositivo Venturi por cada relación de diámetros.

A continuación, se presentan los resultados de las simulaciones de los prototipos Venturi V1, V2 y V3. Después se muestran los resultados de las simulaciones de los dispositivos que presentaron un comportamiento estable del flujo bifásico y succionaron aire para el rango de operación propuesto.

5.1.1. Resultados de los prototipos Venturi V1, V2 y V3

En este apartado se presentan los resultados de las simulaciones de los prototipos V1, V2 y V3. Se realizaron dos simulaciones por prototipo, eligiendo condiciones que estén dentro del rango de operación propuesto. Las condiciones iniciales de las simulaciones son presión y flujo másico de entrada, las cuales dependen de la relación de diámetros y de la carga del sistema.

Los resultados presentados por prototipo son: las gráficas del comportamiento del agua, aire y de los esquemas numéricos de solución, así como, diagramas de fracción volumétrica de aire, campos y perfiles de velocidad y presión del flujo. Los resultados de estas simulaciones sirven de base para modificar la longitud divergente de los prototipos, con el fin de obtener un diseño por cada relación de diámetros que presente un desarrollo estable de la mezcla bifásica y succione aire para el rango de cargas propuesto.

5.1.1.1. Prototipo Venturi V1

El prototipo V1 fue el primero en ser simulado, su diámetro de garganta es de 3.20 mm, β es de 0.20, longitud de sección divergente es de 11.44 mm, diámetro interior de succión es de 3.20 mm y su longitud de garganta es de 9.60 mm. Las simulaciones de este prototipo se realizaron para las cargas de 1.00 m y 2.50 m. Las condiciones iniciales de operación se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V1.

Z [m]	P _E [Pa]	ṁ _E [kg/s]	v _E [m/s]
1.00	9 366	0.033	0.17
2.50	23 480	0.053	0.26

Primero se realizó la simulación para una carga de 1.00 m y después para una carga de 2.50 m. La Figura 5.1 muestra los resultados de las simulaciones del prototipo V1. Las gráficas de la izquierda corresponden a los resultados de la carga de 1.00 m y las gráficas de la derecha corresponden a las gráficas de la carga de 2.50 m. La Tabla 5.2 muestra el balance de flujo másico del agua y del aire en kg/s y l/min.

Los esquemas numéricos de solución que corresponden a una carga de 1.00 m (Figura 5.1.a) alcanzan valores menores a 1×10^{-3} , lo cual indica que los resultados convergieron. La gráfica de agua (Figura 5.1 c) y la gráfica de aire (Figura 5.1 e) muestran que ambas fases son estables cuando la carga es de 1.00 m. El flujo de aire que entra es de 0.27 l/min y el que sale es de 0.26 l/min. Cuando la carga es de 2.50 m, los valores de la fase aire, k y ϵ (Figura 5.1 b) son mayores a los recomendados por ANSYS-FLUENT. En esta carga, el comportamiento del flujo de agua y del flujo de aire es oscilatorio. El flujo de agua que entra es de 0.053 kg/s (3.16 l/min), el flujo de agua que sale varía 0.030 kg/s (1.80 l/min). Mientras que el valor del aire en la entrada oscila 2.50×10^{-5} kg/s (1.63 l/min) y en la salida oscila 1.10×10^{-5} kg/s (0.72 l/min).

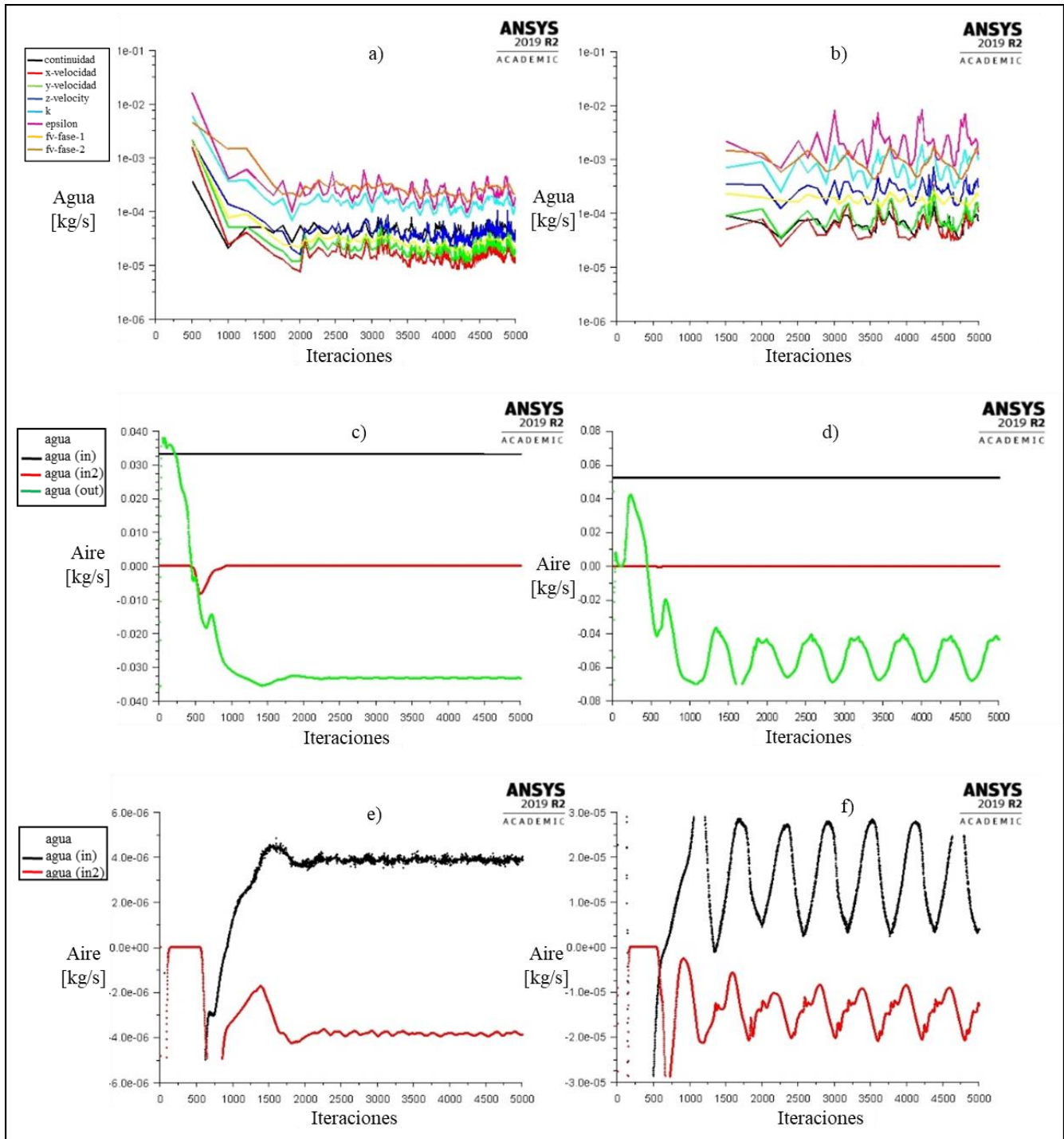


Figura 5.1. Resultados de las simulaciones de prototipo V1, a) Residuales carga 1.00 m, b) Residuales carga 2.50, c) Balance de fase agua carga 1.00 m, d) Balance de fase agua carga 2.50 m, e) Balance de fase aire carga 1.00 m y f) Balance de fase aire carga 2.50 m.

Tabla 5.2. Balance de flujo másico por fase del prototipo V1.

Z [m]	Fase	Balance del flujo másico [kg/s]		Flujo volumétrico [l/min]	Observaciones
		Entrada (in)	Salida (out)		
1.00	Agua	Entrada (in)	0.032	1.92	Fase primaria
		Salida (out)	0.032	1.92	Fase primaria
	Aire	Entrada (in)	4.11E-06	0.27	Fase secundaria
		Salida (out)	4.06E-06	0.26	Fase secundaria
2.50	Agua	Entrada (in)	0.053	3.16	Los espacios sin datos son valores que oscilan
		Salida (out)	-	-	
	Aire	Entrada (in)	-	-	
		Salida (out)	-	-	

La Figura 5.2 muestra la comparación de la fracción aire dentro del prototipo V1 con sus respectivas condiciones de operación. El aire que entra por el ducto vertical se mezcla con agua en la garganta y, después, esta mezcla pasa a la sección divergente. En ambos esquemas el ducto de succión contiene 100 % de fase aire, disminuye en el codo llegando a valores aproximadamente del 75 %, sigue disminuyendo en la sección divergente. La fracción volumétrica de aire es mayor a una carga de 2.50 m (Figura 5.2 a) que a una carga de 1.00 m (Figura 5.2 b). El tubo de succión del primer esquema contiene 100 % de fase aire, disminuye en la garganta, la fracción de aire en la garganta es aproximadamente del 80 % y disminuye en la sección divergente. En el segundo esquema, la fracción volumétrica de aire en el tubo Vertical es del 100 %, conforme pasa por el codo y la sección divergente disminuye, se observa que el aire que sale se localiza a la mitad, dejando la parte superior e inferior libre de aire.

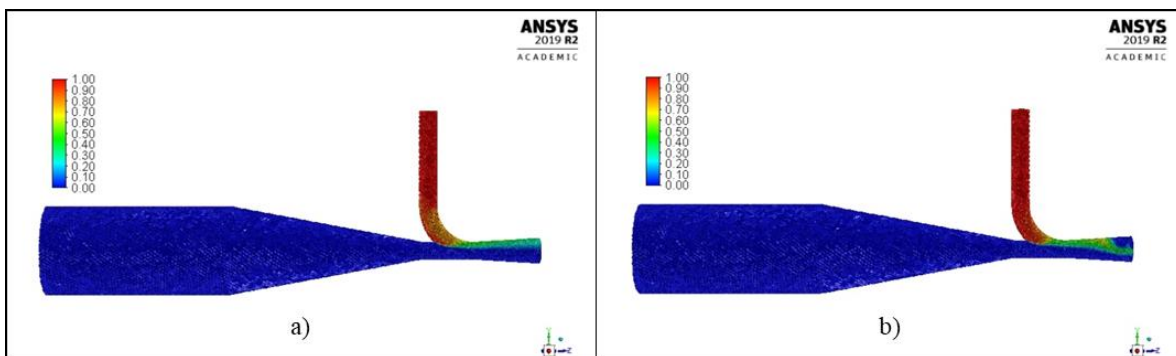


Figura 5.2. Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50 m.

La Figura 5.3 muestra el campo de velocidades del prototipo V1, y la Figura 5.4 muestra el perfil de velocidad a lo largo del mismo prototipo, a diferentes cargas. En ambos diagramas se observa que la velocidad en la entrada es similar. El campo de velocidades aumenta gradualmente en dirección del flujo

RESULTADOS Y ANÁLISIS

en la sección convergente. Con una carga de 1.00 m (Figura 5.3 a) la velocidad en el tubo de succión de aire es constante, aumenta en la garganta y disminuye en la sección divergente. El comportamiento de la velocidad a una carga de 2.50 m (Figura 5.3 b) es el mismo pero los valores de la velocidad son mayores. La velocidad del flujo dentro del Venturi es mayor cuando la carga es mayor. Sin embargo, esto no favorece la mezcla aire - agua. La velocidad máxima se localiza en la salida de la garganta.

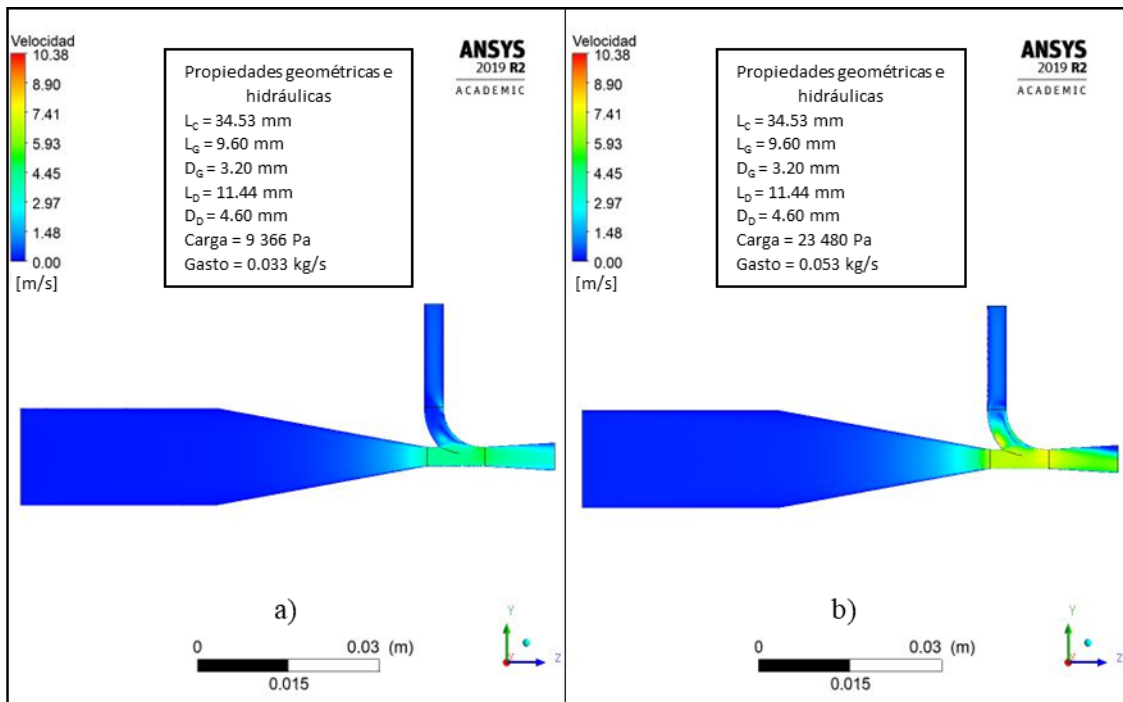


Figura 5.3. Campos de velocidad del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.

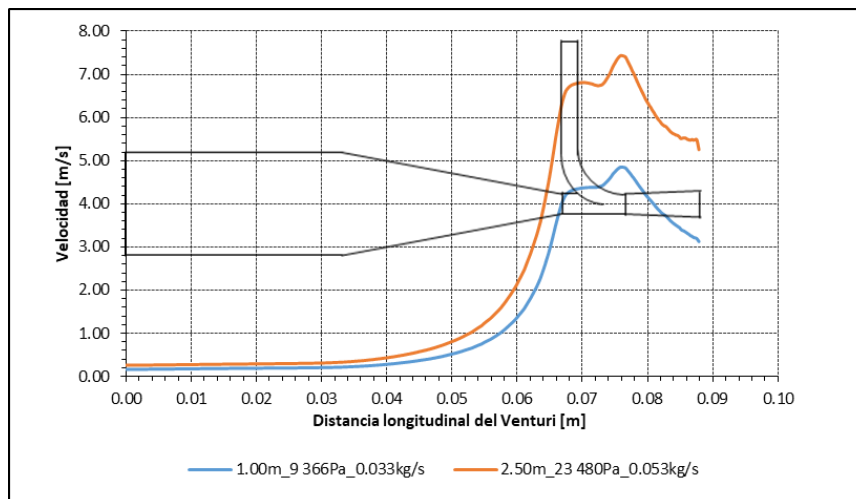


Figura 5.4. Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.

La Figura 5.5 muestra los campos de presión del flujo. La presión teórica para una carga de 1.00 m (Figura 5.5 a) es de 9 366 Pa y la presión calculada por el software incrementa en un 0.68 %, ya que es de 9 430 Pa. Para una carga de 2.50 m (Figura 5.5 b), la presión teórica de entrada es de 23 480 Pa, la presión calculada por el software es de 21 746 Pa, disminuye 7.39 %. La Figura 5.6 muestra los perfiles de presión a lo largo del Venturi V1. En ambas cargas, la presión se mantiene constante a lo largo del tubo de entrada, disminuye lentamente en la sección convergente. La presión alcanza valores negativos al entrar en la garganta. La presión máxima negativa se localiza en la salida de la garganta, cuanto mayor es la carga mayor es la presión negativa de succión. En el segundo diagrama de los perfiles de presión (Figura 5.5 b), el cual corresponde a una carga de 2.50 m, la zona de menor presión se observa mejor que en el primer diagrama. Cuando la carga es la menor (1.00 m), la presión máxima negativa es de -2 560 Pa y, cuando la carga es la mayor (2.50 m) es de -5 770 Pa. Finalmente, cuando el fluido pasa por la sección divergente la presión aumenta. La presión de salida es de 3 000 porque los prototipos se encuentran sumergidos a 30 cm (en el fondo del tanque de cultivo).

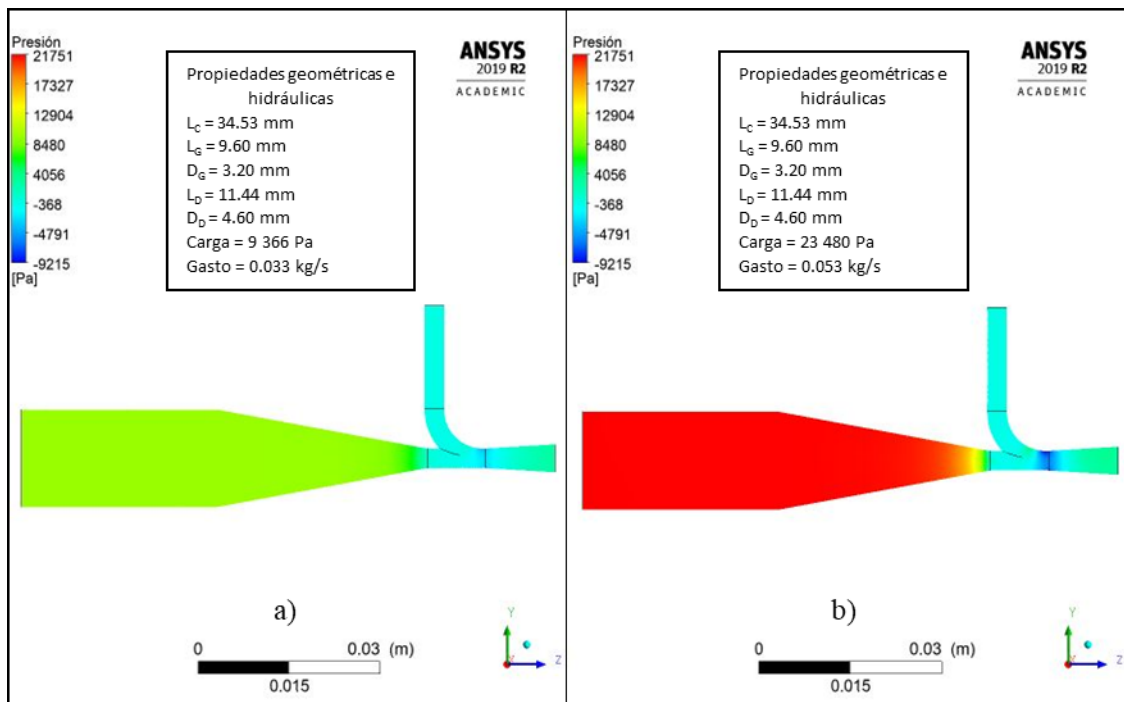


Figura 5.5. Campos de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.

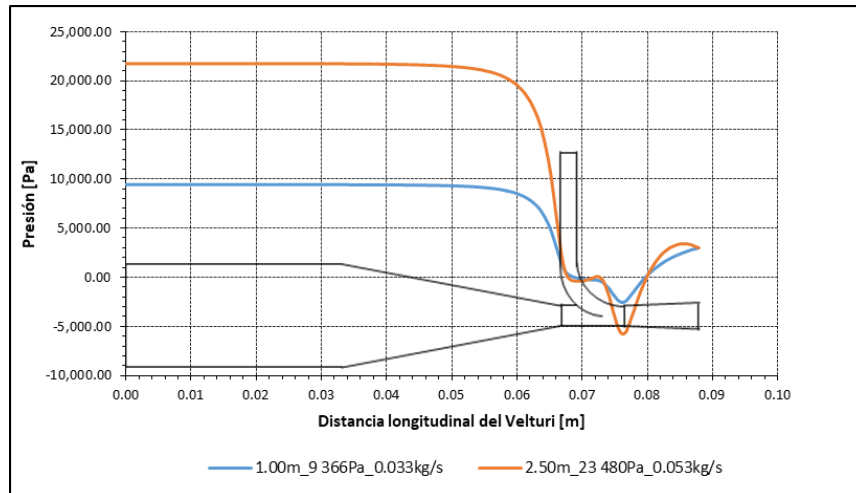


Figura 5.6. Perfiles de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m, b) Carga 2.50m.

5.1.1.2. Prototipo Venturi V2.

El prototipo V2 fue el segundo en ser simulado, su diámetro de garganta es de 4.00 mm, β es de 0.25, su longitud de sección divergente es de 15 mm, diámetro interior de succión es de 4.00 mm y su longitud de garganta es de 12.00 mm. Las simulaciones se realizaron bajo las condiciones de operación de las cargas de 1.00 m y 1.25 m, respectivamente. La Tabla 5.3 muestra las condiciones iniciales de operación del prototipo V2.

Tabla 5.3. Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V2.

Z [m]	P _E [Pa]	\dot{m}_E [kg/s]	v _E [m/s]
1.00	8 863	0.051	0.25
1.25	11 095	0.057	0.28

La primera simulación del prototipo V2 es para la carga de 1.00 m, y la segunda para la carga de 1.25 m. La Figura 5.7 muestra las gráficas del comportamiento de los esquemas numéricos de solución, de la fase agua y de la fase aire de ambas simulaciones. La Tabla 5.4 muestra el balance de agua y de aire en la entrada y la salida, en kg/s y l/min, calculados en la iteración 5 000. Los valores de los esquemas numéricos de solución fueron menores a 1×10^{-3} a una carga de 1.00 m (Figura 5.7 a). A estas condiciones, la gráfica de la fase agua se estabiliza en la iteración 3 500. El flujo de agua que entra es el mismo que sale (0.051 kg/s o 3.07 l/min). El balance de aire se estabiliza en la iteración 5 000, el aire succionado es de $5.23 \text{ E-}6$ kg/s (0.34 l/min) y el aire que sale es de $5.24 \text{ E-}6$ kg/s (0.34 l/min).

Por otro lado, para una carga de 1.25 m, los valores de los residuales de ϵ y de la fase agua fueron mayores a 1×10^{-3} (Figura 5.7 b). Las gráficas del desarrollo de la fase agua y de la fase aire son inestables. El flujo de agua que entra es constante pero el flujo que sale varía entre 0.050 kg/s a 0.068 kg/s. El flujo de aire que entra varía de 2.50×10^{-6} kg/s a 15.00×10^{-6} kg/s y el flujo de aire que sale varía de 5.00×10^{-6} kg/s a 1.10×10^{-5} kg/s.

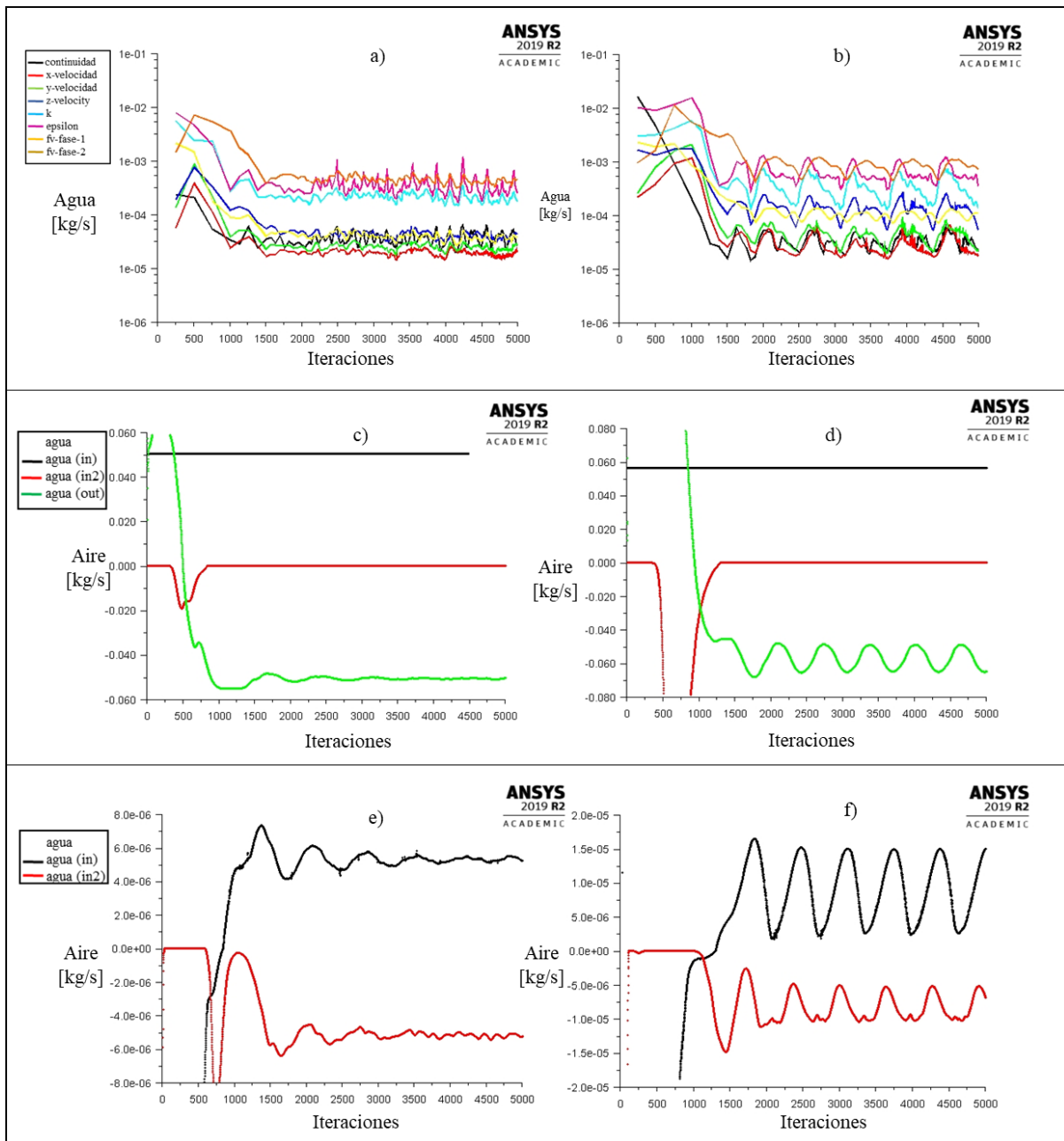


Figura 5.7. Resultados de las simulaciones del prototipo V2, a) Residuales carga 1.00m, b) Residuales carga 1.25 m, c) Balance de fase agua carga 1.00 m, d) Balance de fase agua carga 1.25m, e) Balance de fase aire carga 1.00 m y f) Balance de fase aire carga 1.25 m.

Tabla 5.4. Balance de flujo másico por fase del prototipo V2.

Z [m]	Fase	Balance del flujo másico [kg/s]		Flujo volumétrico [l/min]	Observaciones
1.00	Agua	Entrada (in)	0.051	3.07	Fase primaria
		Salida (out)	0.051	3.07	Fase primaria
	Aire	Entrada (in)	5.23 E-06	0.34	Fase secundaria
		Salida (out)	5.24 E-06	0.34	Fase secundaria
1.25	Agua	Entrada (in)	0.057	3.43	Los espacios sin datos son valores que oscilan
		Salida (out)	-	-	
	Aire	Entrada (in)	-	-	
		Salida (out)	-	-	

La Figura 5.8 muestra la fracción volumétrica de aire. A una carga de 1.00 m (Figura 5.8 a), la fracción volumétrica de aire en el tubo vertical de succión es del 100 %, disminuye en el codo y su valor varía entre 80 y 90 %. Cuando la carga es de 2.50 m (Figura 5.8. b), también el flujo volumétrico de aire es del 100 % a lo largo del tubo vertical, disminuye aproximadamente a 90 % en el codo. En ambos casos la cantidad de aire disminuye al pasar por la sección divergente. El flujo volumétrico de aire aumenta cuando la carga es mayor.

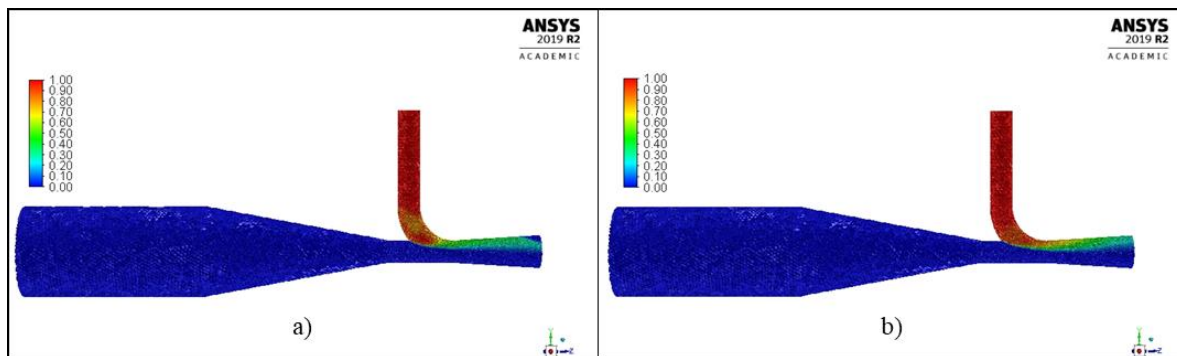


Figura 5.8. Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.

La Figura 5.9 muestra los campos de velocidad de las simulaciones del prototipo V2. La Figura 5.10 muestra los perfiles de velocidad que corresponden a las dos cargas de operación. En ambos esquemas (Figura 5.9 y Figura 5.10) la velocidad del agua que entra en el Venturi se mantiene constante a lo largo del tubo circular y aumenta al pasar por la sección convergente. La velocidad máxima se localiza en la salida de la garganta. Tanto la velocidad máxima y la velocidad de salida fueron mayores a una carga de 1.25 m que a una carga de 1.00 m (Figura 5.10). La velocidad del aire en el codo aumenta por su conexión con la garganta. La velocidad del fluido en la entrada es muy parecida a la velocidad del tubo de succión

a una carga de 1.00 m (Figura 5.7 a). Cuando la carga es de 1.25 m (Figura 5.7 b), la velocidad del flujo de aire en el tubo de succión es mayor que la velocidad del agua en la entrada del Venturi.

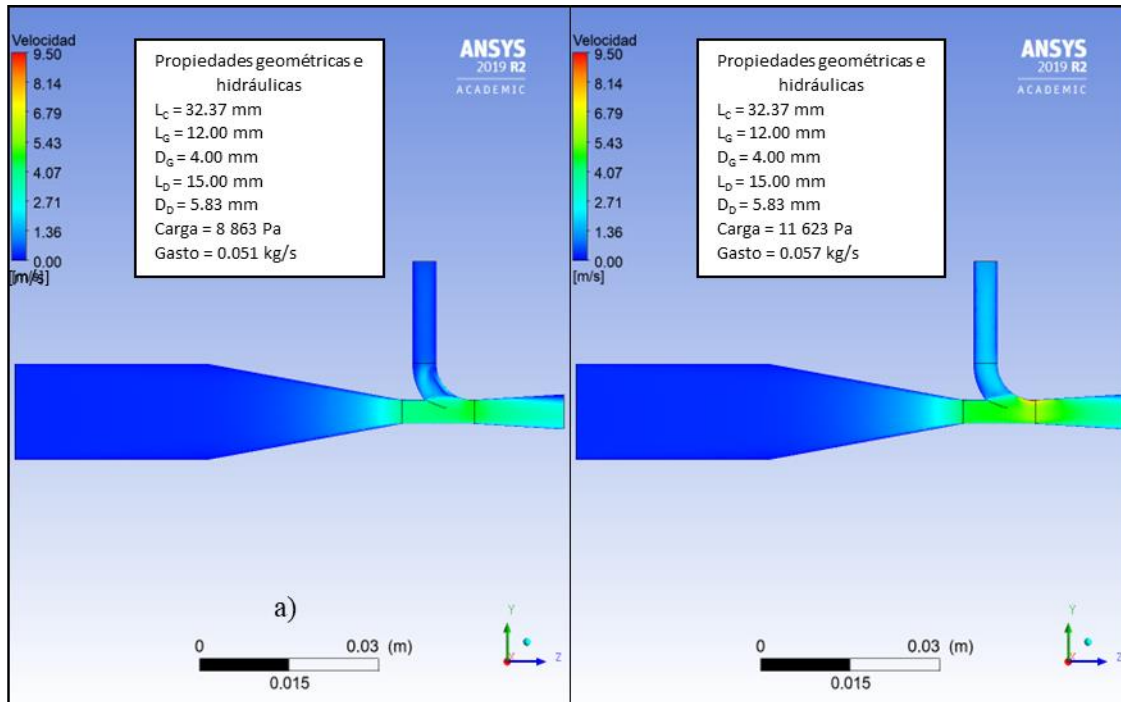


Figura 5.9. Campos de velocidad del flujo del prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.

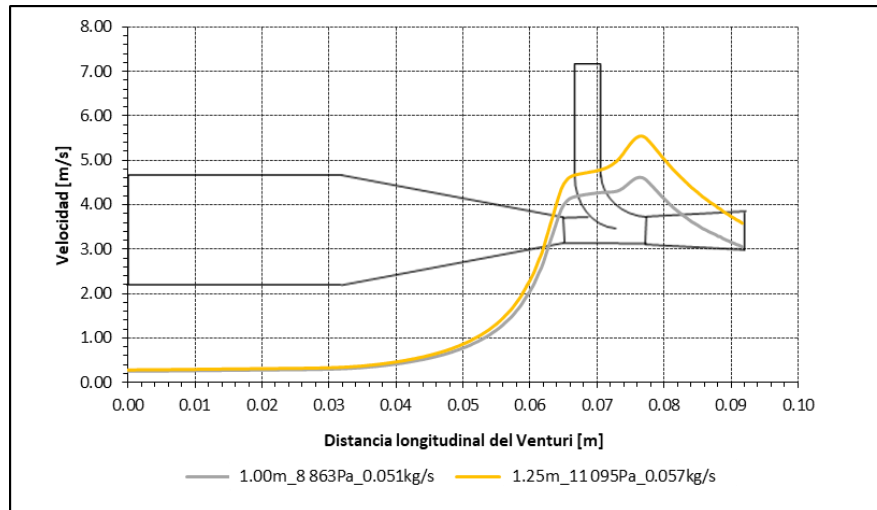


Figura 5.10. Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V2, a) Carga 1.00 m, b) Carga 1.25 m.

La Figura 5.11 y la Figura 5.12 muestran los campos y perfiles de presiones, respectivamente, del prototipo V2. Para una carga de 1.00 m (Figura 5.8 a), la presión teórica de entrada es de 8 863 Pa y la presión calculada por el software aumenta 0.35%, con un valor de 8 894 Pa. Para una carga de 1.25 m (Figura 5.8 b) la presión teórica de entrada es 11 095 Pa y la presión calculada por el software es de 10 095 Pa, disminuye 1.49 % con relación a la presión teórica. Las dos figuras muestran que la presión en la entrada de la garganta es 0, disminuye al pasar por la garganta, su valor máximo negativo se localiza en la salida de la garganta, esto se aprecia mejor en la Figura 5.12. La presión máxima negativa a una carga de 1.00 m es de -1 200 Pa y a una carga de 1.25 m es de -2 500 Pa. Cuanto mayor sea la carga del sistema la presión máxima negativa es mayor, sin embargo, esto no garantiza que la succión del fluido sea estable, como lo es en este caso a una carga de 1.25 m. La presión aumenta en la sección divergente, en la salida es de 3 000 Pa.

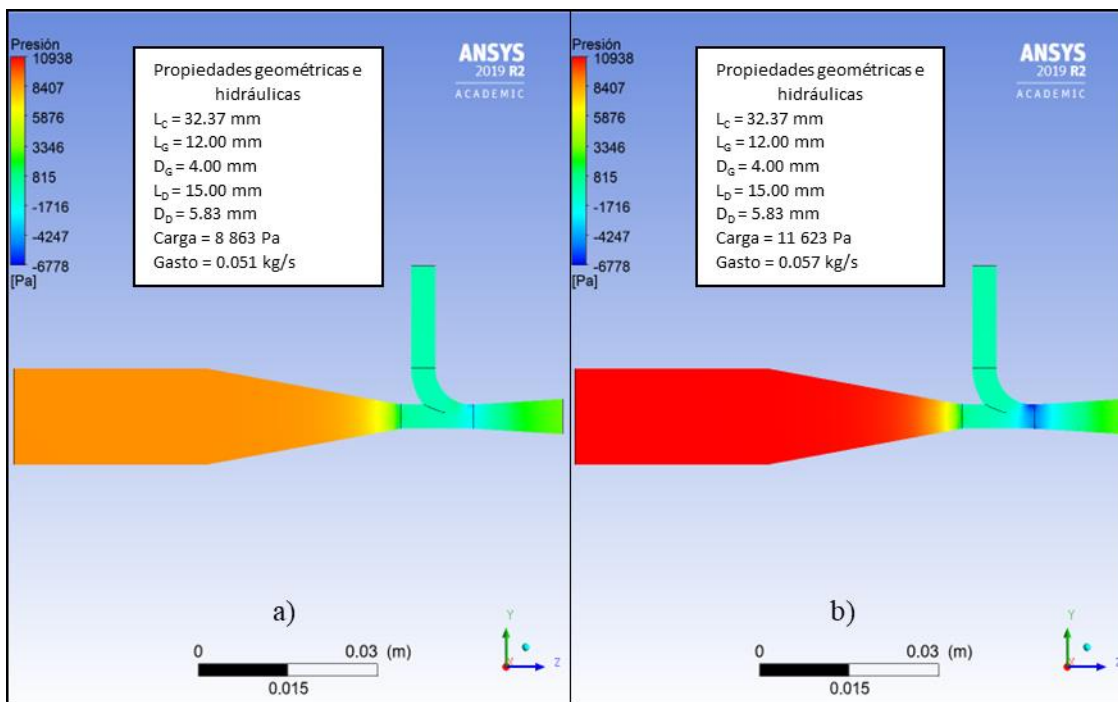


Figura 5.11. Campos de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m y b) Carga 1.25 m.

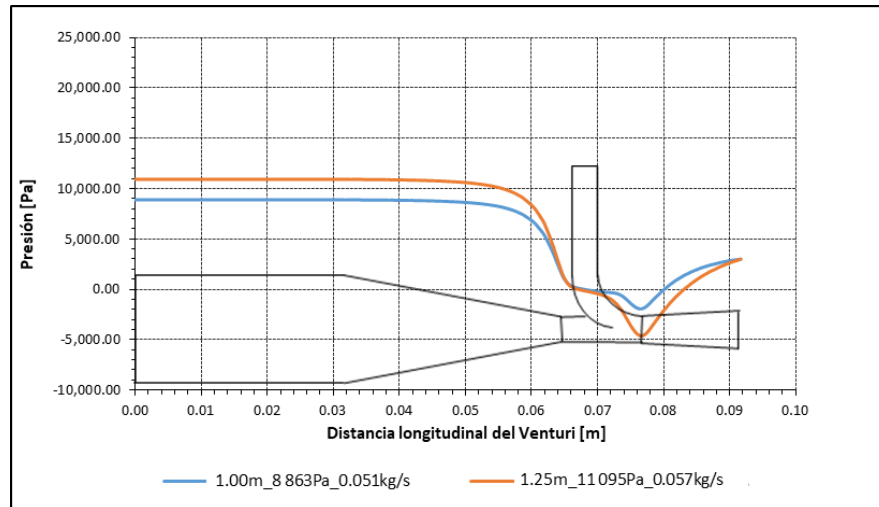


Figura 5.12. Perfiles de presión del flujo del prototipo V1, a) Carga 1.00 m y b) Carga 1.25 m.

5.1.1.3. Prototipo Venturi V3

En este apartado se muestran las gráficas de los resultados de las simulaciones del prototipo V3, el cual tiene una garganta de 4.80 mm, β de 0.30, longitud de sección divergente de 5.00 mm, diámetro interior de succión de 4.00 mm y una longitud de garganta de 9.00 mm. Las simulaciones se realizaron para las cargas de 2.50 m y 2.00 m. La Tabla 5.5 muestra las condiciones iniciales de las simulaciones.

Tabla 5.5. Escenarios de las condiciones iniciales de operación del prototipo V3.

Z [m]	P _E [Pa]	\dot{m}_E [kg/s]	v _E [m/s]
2.50	20 426	0.111	0.55
2.00	16 308	0.099	0.49

La primera simulación se realizó para una carga de 2.50 m, a fin de verificar si la simulación converge, dado que el flujo de agua y de aire de los prototipos V1 y V2 oscilan cuando la carga de 2.50 m y 1.25 m, respectivamente, y cuando la carga es menor los resultados convergen.

Las condiciones de operación para una β de 0.30 a una carga de 2.50 m son 0.111 kg/s y 20 426 Pa. Este flujo es el mayor de acuerdo con los escenarios propuestos del sistema. Mientras que, la presión no es la presión máxima de entrada. La presión máxima de entrada es de 23 480 Pa, la cual corresponde a una β de 0.20 y una carga de 2.50 m. La segunda simulación se realizó para una carga de 2.00 m, el flujo másico de entrada es de 0.099 kg/s y la presión de 16 308 Pa.

La Figura 5.13 corresponde a los resultados de las simulaciones del prototipo V3. La Tabla 5.6 muestra el balance de agua y el balance de aire de las dos simulaciones. A una carga de 2.50 m, la única variable de los residuales que alcanza valores superiores a 1×10^{-3} es la del aire (Figura 5.13 a). Esto no impide que la simulación converja. El flujo de agua que entra y sale es el mismo, de 0.111 kg/s (6.67 l/min) (Figura 5.13 c), y el flujo de aire que entra es de 6.34 E-6 kg/s (0.41 l/min) y el que sale es de 5.97 E-6 kg/s (0.39 l/min) (Figura 5.9 e) existiendo un error del 4.9%, el cual se le atribuye a las condiciones establecidas en el software (malla, esquemas de solución).

Para la carga de 2.00 m (Figura 5.13 b) los valores de los residuales son menores a 1×10^{-3} . El flujo de agua que entra es de 0.099 kg/s (5.95 l/min) y el flujo de agua que sale es el mismo. Por otro lado, el flujo de aire que entra es de 2.77 E-6 (0.18 l/min) y el flujo que sale es de 2.45 E-6 (0.16 l/min), existiendo un error del 11%.

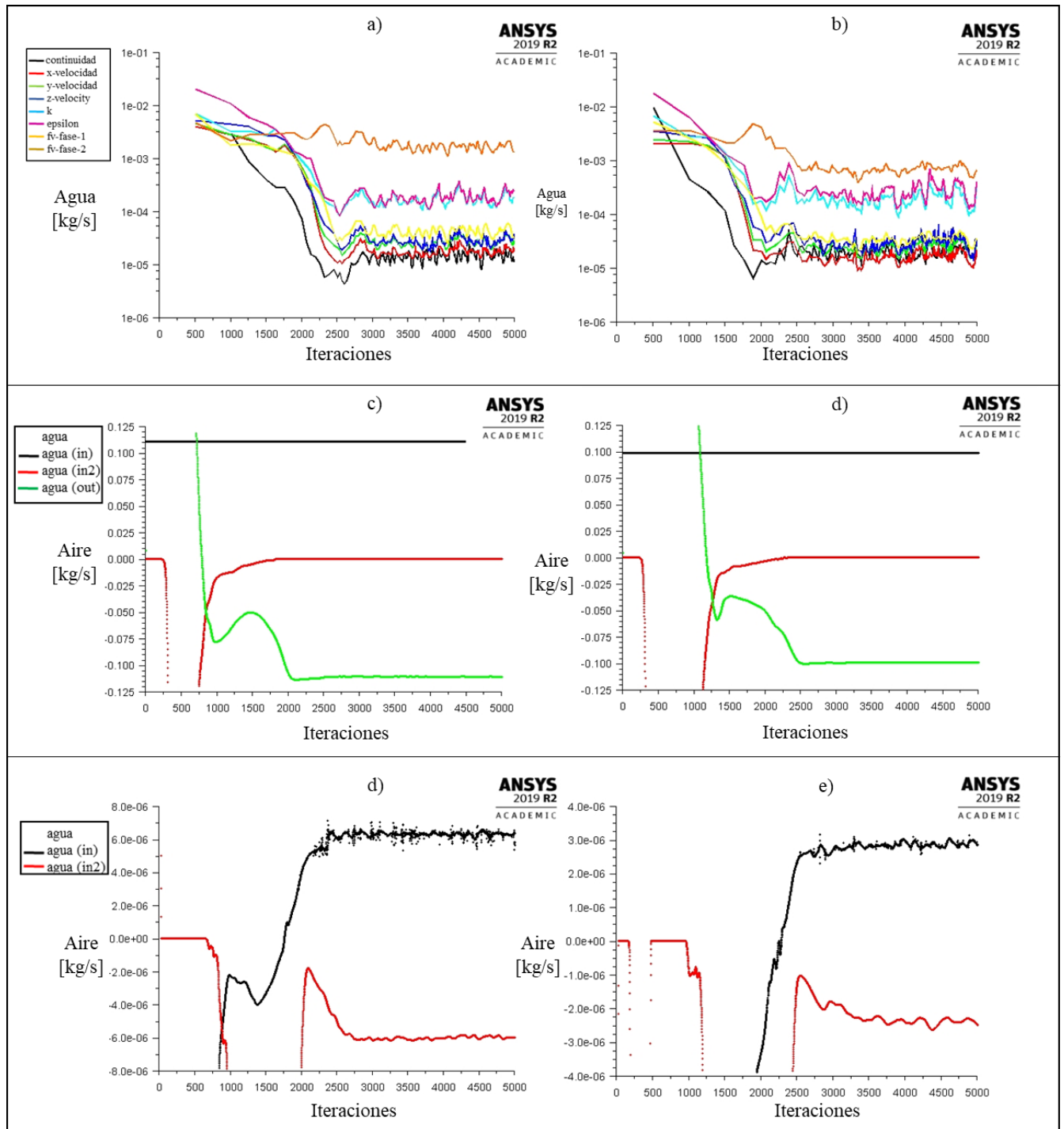


Figura 5.13. Resultados de las simulaciones del prototipo V3, a) Residuales carga 2.50 m, b) Residuales carga 2.00 m, c) Balance de fase agua carga 2.50 m, d) Balance de fase agua carga 2.50 m, e) Balance de fase aire carga 2.50 m, f) Balance de fase aire carga 2.00 m.

Tabla 5.6. Balance de flujo másico por fase del prototipo V3.

Z [m]	Fase	Balance del flujo másico [kg/s]		Flujo volumétrico [l/min]
		Entrada (in)	Salida (out)	
2.50	Agua	Entrada (in)	0.111	6.67
		Salida (out)	- 0.111	- 6.67
	Aire	Entrada (in)	6.34E-06	0.41
		Salida (out)	- 5.97E-06	- 0.39
2.00	Agua	Entrada (in)	0.099	5.95
		Salida (out)	- 0.099	- 5.95
	Aire	Entrada (in)	2.77E-06	0.18
		Salida (out)	- 2.45E-06	- 0.16

La Figura 5.14 muestra la fracción de volumen de aire que corresponde a las simulaciones del prototipo V3. La fracción de volumen de aire a lo largo del ducto de succión es mayor a una carga de 2.50 m (Figura 5.14 a) que a una carga de 2.00 m (Figura 5.10 b), ya que para esta última, la mayor parte de fracción de aire se localiza en la parte superior del ducto. La fracción de aire en la sección divergente del primer diagrama es aproximadamente del 30 % mientras que en el segundo diagrama es del 10 %. Con la ayuda de estos diagramas se estableció que el prototipo V3 no succionara aire con cargas menores a 2.00 m, porque la fracción de aire en el ducto de succión fue casi nula a esta carga.

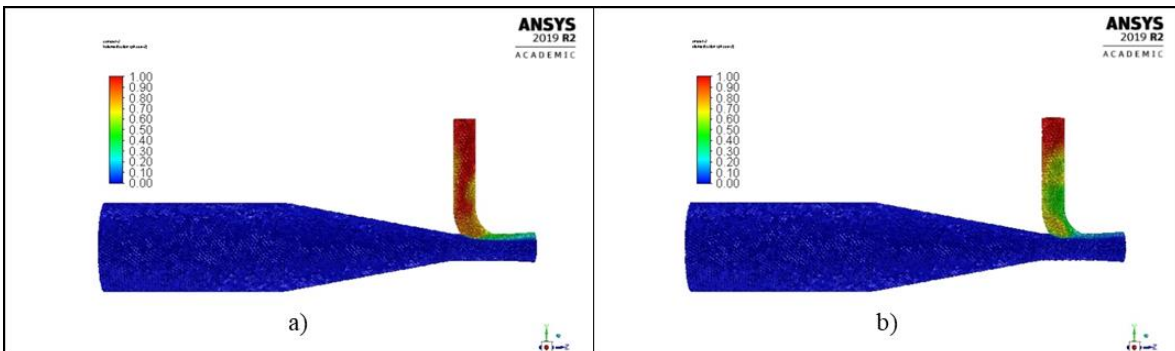


Figura 5.14. Fracción de volumen de la fase aire en el prototipo V3, a) Carga 2.50 m, b) Carga 2.00 m.

La Figura 5.15 muestra los campos de velocidad de flujo del prototipo V3. El campo de velocidad a una carga de 2.50 m (Figura 5.11 a) es mayor que el campo de velocidad a una carga de 2.00 m (Figura 5.11 b). La velocidad cambia a lo largo de ambos esquemas, en comparación con las velocidades de los prototipos V1 y V2 donde la velocidad cambia poco al pasar por la garganta. En el primer esquema la velocidad cambia a lo largo del ducto de succión y del codo, debido al incremento de la velocidad en la garganta. Mientras que en el segundo diagrama la velocidad cambia únicamente en el codo y en la

unión del codo con el tubo vertical. La velocidad máxima se localiza en la salida de la garganta, pero solo se observa cuando la carga es de 2.50 m. También, se puede corroborar en los perfiles de velocidad de la Figura 5.16.

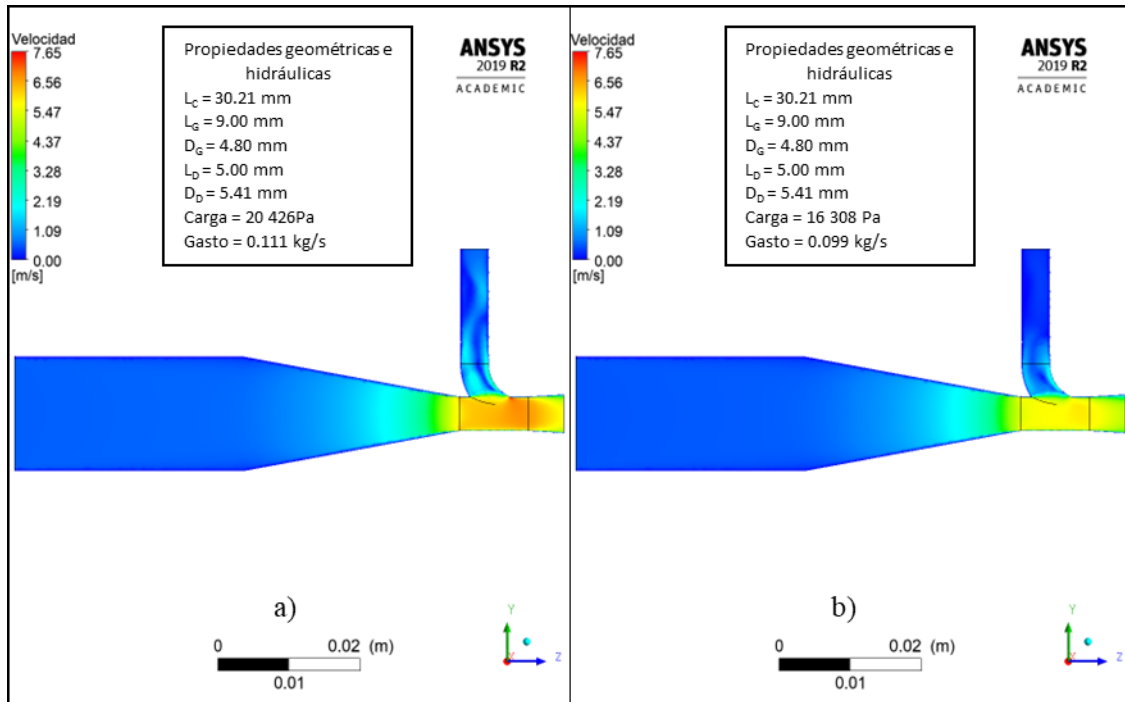


Figura 5.15. Campos de velocidad del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.

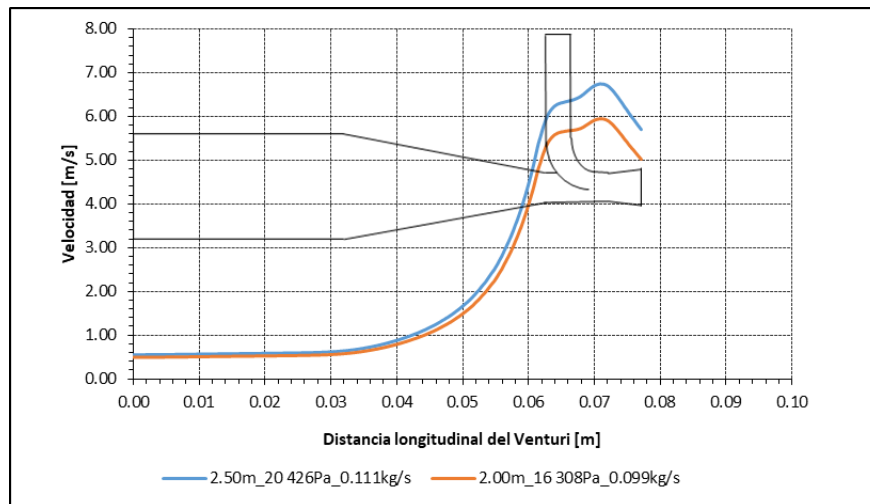


Figura 5.16. Perfiles de velocidad del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.

La Figura 5.17 muestra los campos de presión del flujo a lo largo del prototipo V3. La Figura 5.18 muestra los perfiles de caída de presión. En el mismo esquema se observa el dibujo del prototipo V3 para identificar la posición de los perfiles de presión. La presión teórica de entrada, a una carga de 2.50 m (Figura 5.17 a) es de 20 426 Pa y la presión de entrada calculada por el software es de 19 246 Pa, con una diferencia de 5.78 % con respecto a la primera. La presión teórica de entrada a una carga de 2.00 m (Figura 5.17 b) es 16 308 Pa y la presión de entrada calculada por el software es 15 745 Pa, con una diferencia de 3.46 % con respecto a la presión teórica. La presión máxima negativa a una carga de 2.50 m es de -3 000 Pa y a una carga de 2.00 m es de -1 800 Pa. La presión máxima negativa en la salida de la garganta de los campos de presión (Figura 5.17) se observa muy poco. La presión de salida es de 3 000 Pa.

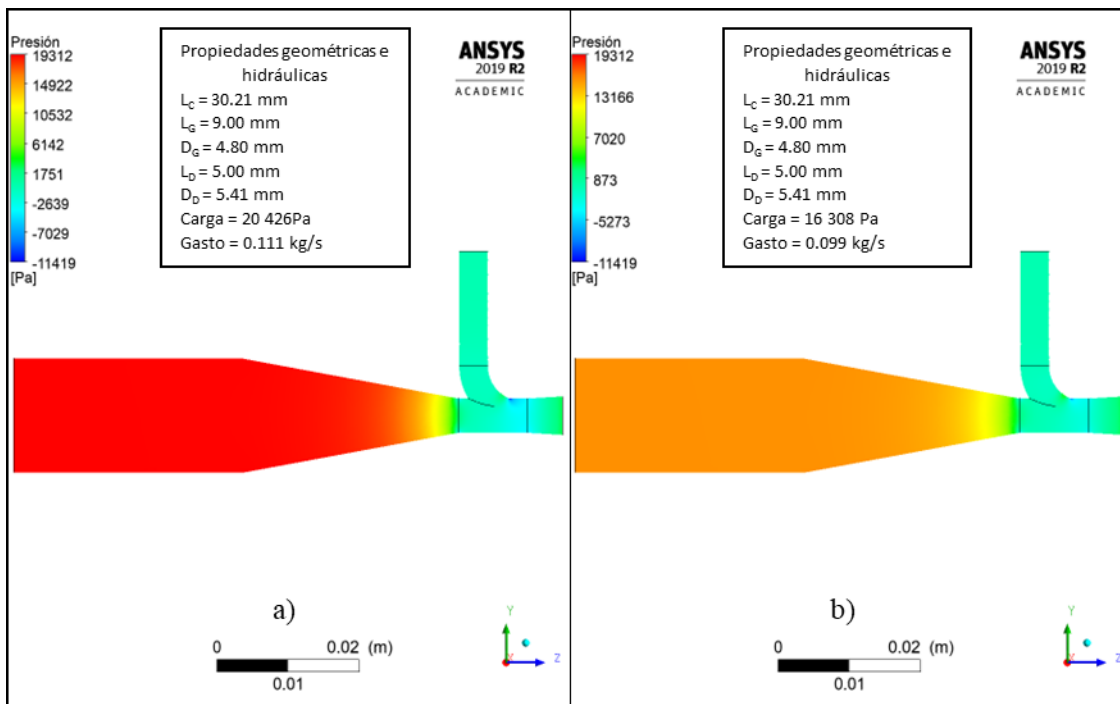


Figura 5.17. Campos de presión del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 y b) Carga 2.00 m.

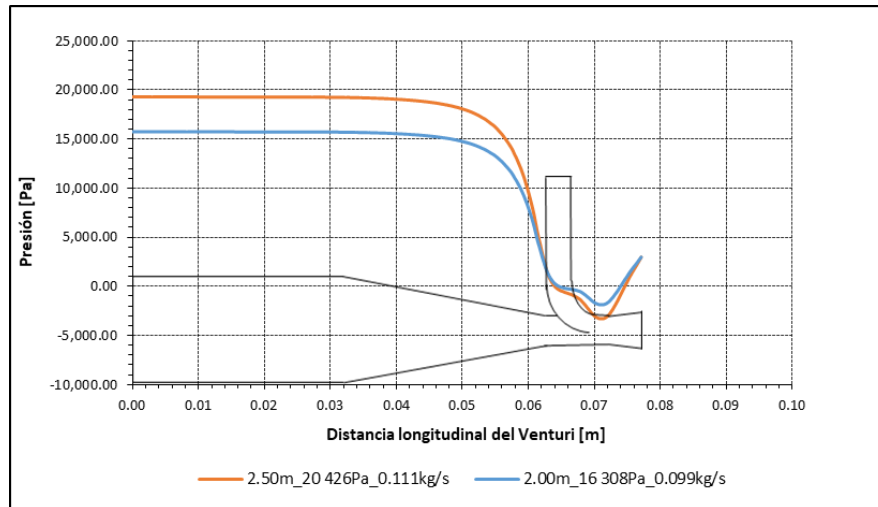


Figura 5.18. Perfiles de presión del flujo del prototipo V3, a) Carga 2.50 m y b) Carga 2.00 m.

5.1.2. Resultados de los prototipos Venturi V4, V5 y V6

En este apartado se muestra la configuración y los resultados de las simulaciones de los prototipos (V4, V5 y V6) que succionan aire y presentan un comportamiento estable del flujo dentro del Venturi para el rango de carga del sistema (1.00 m a 2.50 m). También se compara la cantidad de aire succionado, los perfiles de velocidad, los perfiles del número de Reynolds y los perfiles de presión por cada β modificando la longitud de la sección divergente.

Los resultados de las simulaciones de los prototipos V1, V2 y V3 se analizaron para proponer otras longitudes de sección divergente por cada β . La longitud divergente de estos prototipos se modificó, después se simularon, hasta obtener los Venturi V4, V5 y V6. Los prototipos V1 y V4 tienen una β de 0.20, la longitud de la sección divergente cambia de 11.64 mm a 6.50 mm. La longitud divergente de los prototipos V2 y V5 cambia de 15.00 mm a 10.00 mm, los cuales tienen una β de 0.25. Los dispositivos V3 y V6 tienen una β de 0.30 y una longitud divergente de 7.00 mm y 5.00 mm, respectivamente. La geometría de cada par de prototipos es la misma, solo cambia la longitud de la sección divergente. La Tabla 5.7 muestra las dimensiones de la geometría de los prototipos V4, V5 y V6.

Tabla 5.7. Dimensiones de los prototipos V4, V5 y V6.

Prototipo	β	D_2 [mm]	L_G [mm]	d [mm]	D_3 [mm]	L_D [mm]
V4	0.20	3.20	9.60	3.20	4.00	6.50
V5	0.25	4.00	12.00	4.00	5.22	10.00
V6	0.30	4.80	9.60	4.80	5.66	7.00

La Tabla 5.8 muestra las condiciones de entrada del flujo de agua de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica (Z).

Tabla 5.8. Condiciones iniciales de operación de los prototipos V4, V5 y V6.

Prototipo	Z [m]	Presión _E [Pa]	\dot{m}_E [kg/s]	v_E [m/s]
V4	1.00	9 366	0.033	0.165
	1.25	11 716	0.037	0.185
	1.50	14 068	0.041	0.203
	1.75	16 420	0.044	0.219
	2.00	18 773	0.047	0.234
	2.25	21 126	0.050	0.248
	2.50	23 480	0.053	0.262
V5	1.00	8 863	0.051	0.252
	1.25	11 095	0.057	0.282
	1.50	13 328	0.062	0.309
	1.75	15 563	0.067	0.333
	2.00	17 801	0.072	0.357
	2.25	20 040	0.076	0.378
	2.50	22 279	0.080	0.399
V6	1.00	8 097	0.070	0.347
	1.25	10 146	0.078	0.388
	1.50	12 197	0.086	0.426
	1.75	14 251	0.092	0.460
	2.00	16 308	0.099	0.492
	2.25	18 367	0.105	0.523
	2.50	20 426	0.111	0.551

5.1.2.1. Aire succionado

La Figura 5.19 muestra la cantidad de agua que pasa por el Venturi y la cantidad de aire succionado de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica. El flujo de agua y el flujo de aire aumentan al incrementar la carga. El incremento del flujo de agua es diferente por β , cuando β es mayor el flujo aumenta más rápido. El flujo de aire succionado es mucho menor en comparación con el flujo de agua.

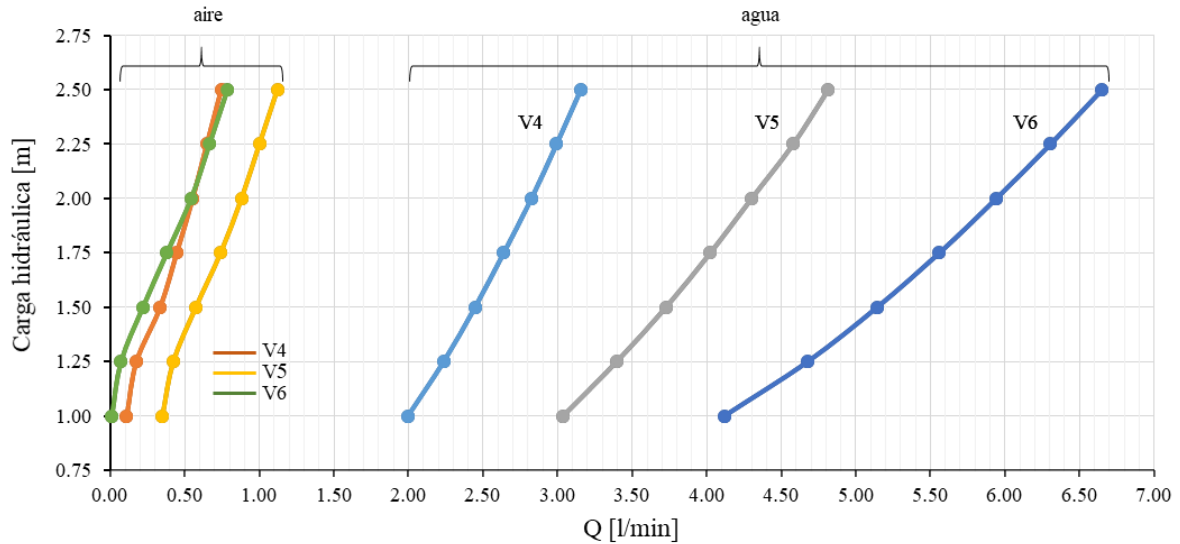


Figura 5.19. Caudal de agua y de aire de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica.

La Figura 5.20 muestra la cantidad de aire succionado por los tres prototipos en función de la carga. De acuerdo con los resultados de las simulaciones, el aire succionado por el prototipo V5 fue mayor que el de los prototipos V4 y V6, en todos los escenarios de operación.

El aire mínimo succionado por los prototipos V4, V5 y V6 es de 0.11 l/min, 0.35 l/min y 0.01 l/min, respectivamente. El aire máximo succionado por los mismos prototipos es de 0.76 l/min, 1.12 l/min y 0.80 l/min, respectivamente. El aire mínimo succionado por β corresponde a una carga de 1.00 m y el aire máximo corresponde a una carga de 2.50 m.

Las gráficas del prototipo V4 y V6 se cruzan en la carga de 2.10 m. Cuando la carga es de 1.00 m, el prototipo V4 succiona 0.10 l/min más que el prototipo V6. Cuando la carga es de 2.00 m, el flujo de aire succionado por el prototipo V4 y por el prototipo V6 es similar, de 0.55 l/min y 0.54 l/min,

respectivamente. Sin embargo, el flujo de aire succionado a una carga de 2.50 m es mayor en el prototipo V6, con 0.04 l/min, que en el prototipo V4.

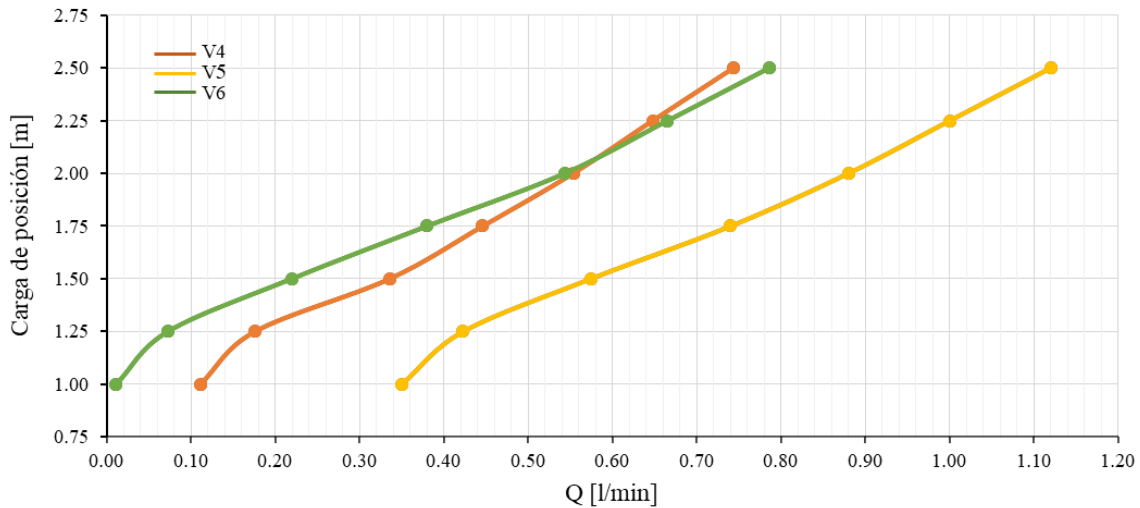


Figura 5.20. Flujo de aire succionado por los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga.

La Figura 5.21 muestra la relación del caudal de aire succionado con su respectivo gasto de agua (Q_{aire}/Q_{agua}) en %. Cuando la carga es la misma en los tres prototipos, la relación de caudales es menor en el prototipo V6. A una carga de 1.00 m la relación de caudales es de 0.27 %, y cuando la carga es de 2.50 m es de 11.82 %. La relación de caudales es mayor en el prototipo V5, de la carga de 1.00 m a la carga de 2.25 m con valores de 11.53 % y 21.83%, respectivamente. El valor máximo de relación de caudales corresponde al prototipo V4, a una carga de 2.50 m, con un valor de 23.50 %. A la misma carga en el prototipo V5 la relación de caudales es de 23.26 %.

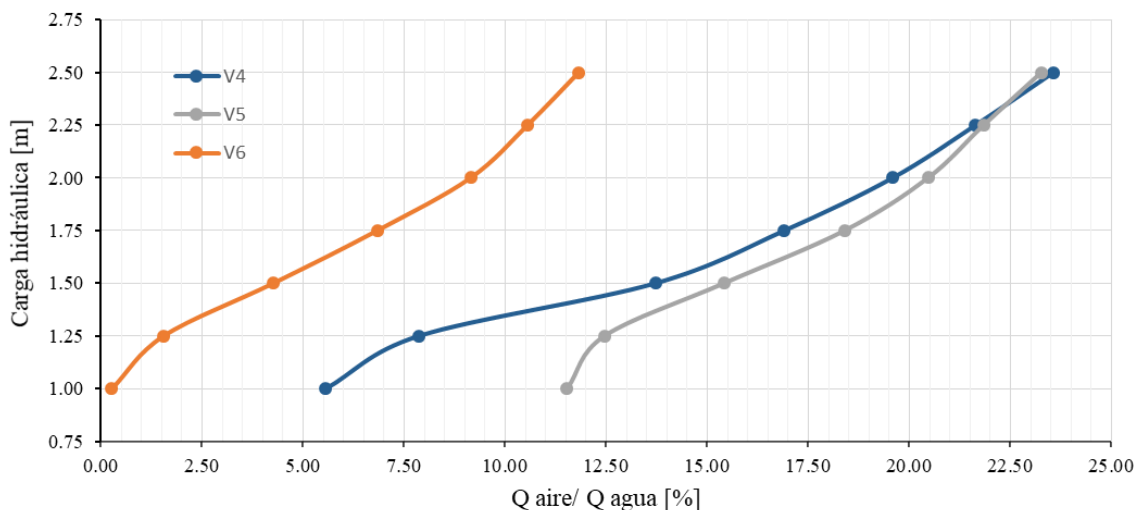


Figura 5.21. Relación $Q_{\text{aire}}/Q_{\text{agua}}$ de los prototipos V4, V5 y V6.

5.1.2.1.1. Análisis de la concentración de oxígeno en el tanque de cultivo

Los aspectos más importantes que se tienen que considerar para medir la concentración de oxígeno (CO) en agua son los siguientes:

- La CO es diferente en cualquier posición del tanque de cultivo de peces, las concentraciones mayores se localizan cerca de la superficie del agua.
- El procedimiento para medir la cantidad de aire y oxígeno en un tanque acuícola es difícil y elaborado, ya que los valores se modifican al variar insignificamente la temperatura, la presión y los contaminantes del agua y del ambiente.
- El oxígeno disuelto en el tanque de cultivo de peces procede de: el aireador, la superficie del agua y los otros depósitos de esta.
- La transferencia de oxígeno también está en función de las posiciones de los Venturi y del diámetro de las burbujas de aire, es mayor cuando los dispositivos se encuentran en el fondo del tanque de cultivo y el diámetro de las burbujas es menor.

Se analizaron y compararon los resultados obtenidos por López (2019) con el presente trabajo. La Figura 5.22 muestra el caudal de agua, el caudal de aire y la concentración de oxígeno experimentales en función de la carga hidráulica obtenidos por López (2019), utilizando un Venturi que tiene una relación de diámetros $\beta = 0.12$. Se observa que el caudal de agua y aire succionado, a una carga de 1.25 m, es de 0.60 L/min y de 0.11 L/min, respectivamente, y la concentración de oxígeno de

0.30 mgO₂/L_{agua}*h. López (2019) indica que si se colocan 10 dispositivos Venturi, el flujo de agua que ingresa será de 6 L/min y la concentración de oxígeno presente sería de 3 mgO₂/L_{agua}*h. Esta es la mínima requerida para la supervivencia de los peces. Con el oxígeno suministrado por la superficie y por los otros depósitos de agua se puede alcanzar una concentración ideal de 5 mgO₂/L_{agua}*h.

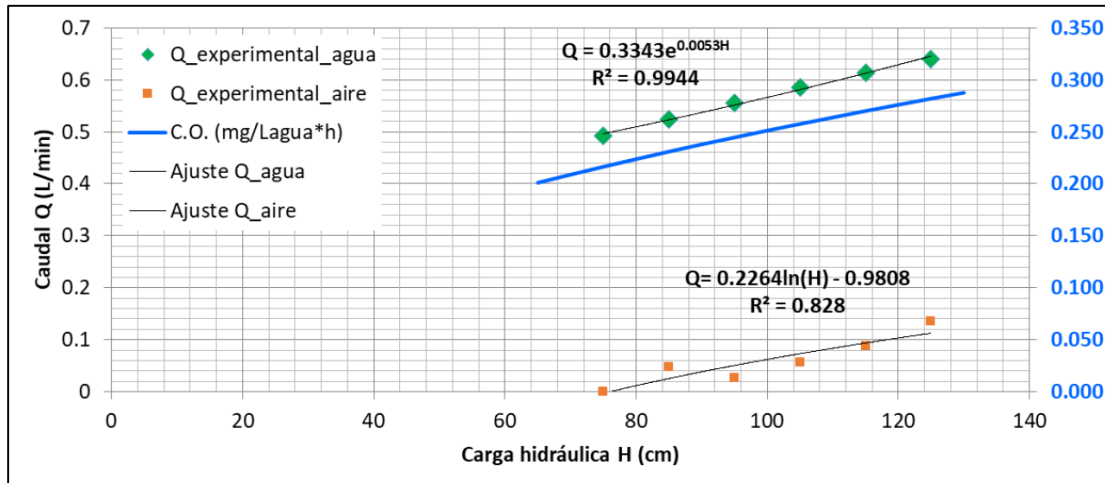


Figura 5.22. Gráfica de funcionamiento del Venturi con $D_s/D_1 = 0.12$, para diferentes cargas de operación (López, 2019).

En la Tabla 5.9 se comparan los caudales de agua y de aire de los dispositivos V4, V5 y V6 que pasan por los diferentes prototipos a una carga de 1.25 m, tomando como referencia el caudal del prototipo diseñado por López (2019). El caudal de agua es mucho mayor en los tres prototipos que el del prototipo de López. Por otro lado, el caudal de aire es mayor en el prototipo V5 con un valor de 282 %, y en el Venturi V4 con un valor de 55 %. Mientras que el aire succionado en el prototipo V6 es 36 % menor, por otro lado, el caudal de aire a una carga de 1.50 m es de 0.22 L/min.

Tabla 5.9. Comparación del caudal de agua y aire que pasan por los dispositivos Venturi a una carga hidráulica de 1.25 m.

Venturi	β	Qagua L/min	Qaire L/min	Incremento Qagua [%]	Incremento Qaire [%]
López (2019)	0.12	0.60	0.11	-	-
V4	0.20	2.22	0.17	270	55
V5	0.25	3.43	0.42	472	282
V6	0.30	4.69	0.07	682	-36

De acuerdo con los resultados obtenidos por los prototipos V4, V5 y V6, cuando la carga hidráulica incrementa el aire succionado es mayor (Figura 5.23). Se sabe que, si la cantidad de aire succionado aumenta la concentración de oxígeno incrementa en el taque de cultivo de peces.

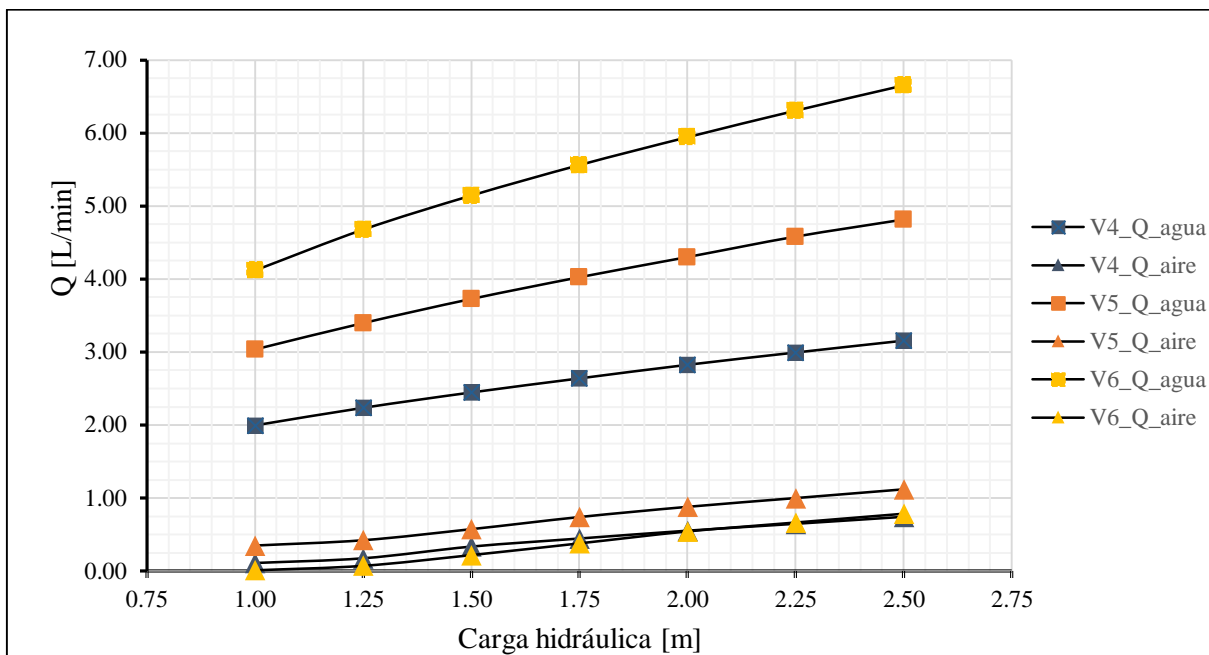


Figura 5.23. Caudal de aire y caudal de agua de los prototipos V4, V5 y V6 en función de la carga hidráulica.

El sistema utilizado en la investigación de López (2019) y en este trabajo es el mismo, así como el volumen del agua del tanque de cultivo (300 L). Si el aire succionado por 10 dispositivos Venturi, diseñados por López, permiten concentrar por lo menos $3 \text{ mgO}_2/\text{L}_{\text{agua}} \cdot \text{h}$, a una carga de 1.25 m. Entonces el aire succionado por los dispositivos V4 y V5 en conjunto, diseñados en la presente investigación bajo la misma carga de operación, permitirán concentrar la misma o mayor cantidad de oxígeno. Además, se debe tomar en cuenta que al incrementar la carga aumenta la cantidad de aire succionado. Por alcances de esta investigación, el cálculo experimental del oxígeno disuelto en el agua del tanque de cultivo se propone para futuras investigaciones.

En el siguiente apartado, se muestran los perfiles de velocidad, número de Reynolds y presión de la mezcla bifásica de los prototipos V4, V5 y V6, en función de la carga hidráulica, a lo largo de un eje central longitudinal del Venturi. La dirección del fluido es en el eje x, la entrada es en $x = 0$, la salida de cada prototipo varía debido a la relación de diámetros y a la longitud de la sección divergente. La salida del Venturi V4 es en $x = 0.083$ m, del prototipo V5 es en $x = 0.087$ m, y en $x = 0.079$ m para el prototipo V6. El prototipo V5 tiene mayor longitud.

5.1.2.2. *Perfiles de velocidad*

La Figura 5.24 muestra los perfiles de velocidad del flujo a lo largo de los prototipos V4, V5 y V6 para el rango de carga propuesto. En la parte inferior de cada gráfica se especifica la carga con sus respectivas condiciones de operación (presión de entrada y flujo másico del agua) que corresponden a cada perfil de velocidad. El comportamiento de los perfiles de velocidad es el mismo para todas las simulaciones. La velocidad del flujo es constante en la entrada del Venturi, y aumenta progresivamente en la sección convergente. Cuando pasa por la garganta la velocidad se acelera alcanzando su valor máximo en la salida de la garganta y vuelve a disminuir en la sección divergente. La velocidad en la salida de la garganta es mayor que la velocidad en la entrada conforme aumenta la carga la diferencia es mayor. Sin embargo, esto no sucede en el prototipo V6 (Figura 5.24 a) a una carga de 1.00 m (carga mínima propuesta), con una presión de entrada de 8 097 Pa y un flujo másico de 0.070 kg/s, la velocidad a lo largo de la garganta cambia, pero la velocidad en la entrada de la garganta (4.00 m/s) es la misma que en la salida de la garganta. Esta presión es la más baja de las condiciones de operación y, además, la cantidad de aire succionado también es la más baja.

La Tabla 5.10 muestra la velocidad de entrada, velocidad máxima y la velocidad de salida de los prototipos V4, V5 y V6 para una carga de 1.00 m (carga mínima) y una carga de 2.50 m (carga máxima). La velocidad máxima es de 7.92 m/s, se presenta en el prototipo V4, con $\beta = 0.20$ ($D_2 = 3.2$ mm) a una carga de 2.50 m, sus condiciones iniciales de operación corresponden a una presión de 23 480 Pa y un flujo másico de 0.053 kg/s. Esta presión es la presión máxima de entrada de todas las simulaciones. Mientras el flujo máximo de agua (6.65 l/min) corresponde a una β de 0.30 y una carga de 2.50 m.

La Figura 5.25 muestra la velocidad de salida de los prototipos V4, V5 y V6, que corresponden a los perfiles de velocidad de la Figura 5.24. Aunque, las velocidades de salida son similares en los tres prototipos, las del prototipo V4 son mayores.

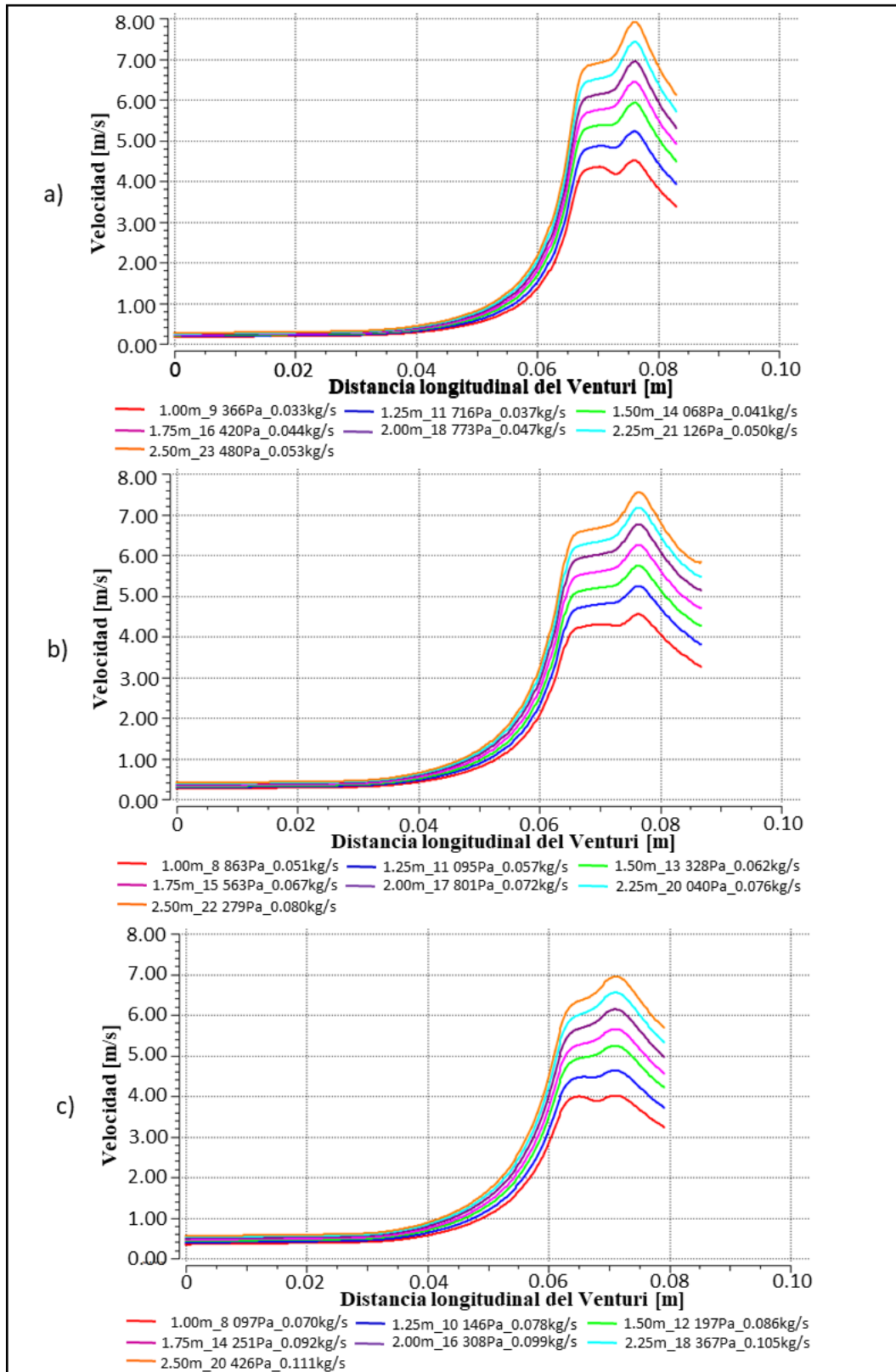


Figura 5.24. Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en la velocidad del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.

Tabla 5.10. Velocidad de entrada, máxima y de salida de los prototipos V4, V5 y V6 para las cargas de 1.00 m y de 2.50 m.

Prototipo	β	Longitud de sección divergente [m]	Carga de posición [m]	Presión de entrada [Pa]	Flujo másico de entrada [kg/s]	V entrada [m/s]	V máxima [m/s]	V salida [m/s]
V4	0.20	6.50	1.00	9 366	0.033	0.17	4.51	3.40
			2.50	2 3480	0.053	0.26	7.92	6.10
V5	0.25	10.00	1.00	8 863	0.051	0.25	3.25	3.20
			2.50	22 279	0.080	0.40	5.81	5.80
V6	0.30	7.00	1.00	8 097	0.070	0.35	3.23	3.20
			2.50	20 426	0.111	0.55	5.68	5.70

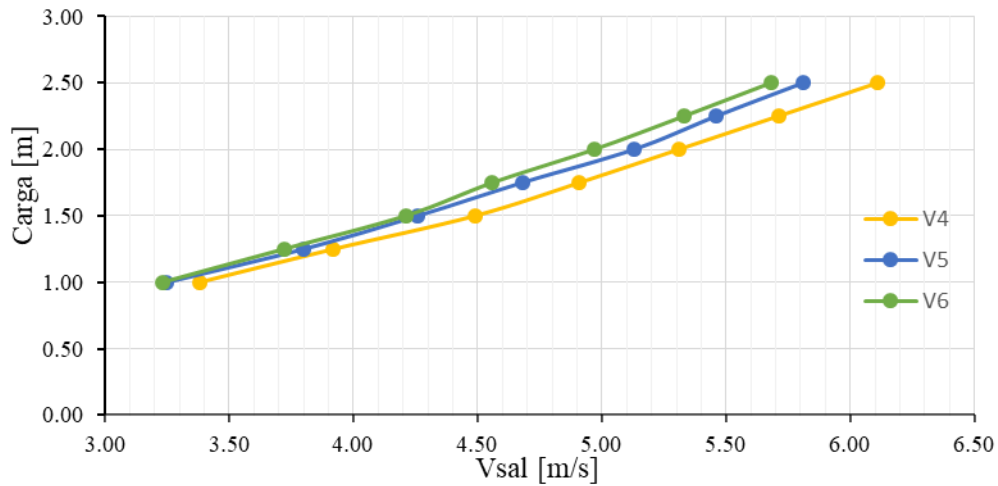


Figura 5.23. Velocidad de salida de los prototipos V4, V5 y V6.

5.1.2.3. *Perfiles del número de Reynolds*

Los perfiles del número de Reynolds (Figura 5.26) se obtuvieron a partir de los perfiles de velocidad (Figura 5.24) con la Ecuación 3.12. El comportamiento promedio de Re a lo largo del Venturi es parecido en todos los escenarios y prototipos. Incrementa lentamente en el tubo circular y aceleradamente en la sección convergente. El valor máximo se localiza en la salida de la garganta, disminuye en la sección divergente. Se observa que existe una fluctuación en los perfiles debido al cambio de sección, de la convergencia a la garganta y de la garganta a la divergencia. También en la garganta, en la unión con el tubo de succión.

El valor máximo de Re es de $3.32 \text{ E } 04$. Corresponde al prototipo V6, con β de 0.30 y D_G de 4.80 mm, a una carga de 2.50 m. El flujo de agua es el de mayor valor de los escenarios propuestos, con un valor de 0.111 kg/s. La velocidad que corresponde a este Re es de 5.68 m/s. Por otro lado, el Re máximo de menor valor es $1.45 \text{ E } 04$, corresponde al prototipo V4, con una β de 0.20 y un D_G de 3.20 mm, a una carga de 1.00 m. El flujo de agua de entrada es el mínimo, de todos los escenarios propuestos, es de 0.033 kg/min. La velocidad que corresponde este número de Re es de 4.51 m/s.

En la sección convergente el flujo se vuelve turbulento totalmente desarrollado ($Re > 10\ 000$). Los valores mayores de Re se localizan en el lugar de interés, garganta y divergencia, donde se cruza el flujo de agua y el flujo de aire. Esto significa que el agua y el aire que pasan por el Venturi se mezclan eficientemente. En la sección divergente, la mayoría del aire dispersado se localiza en la parte superior.

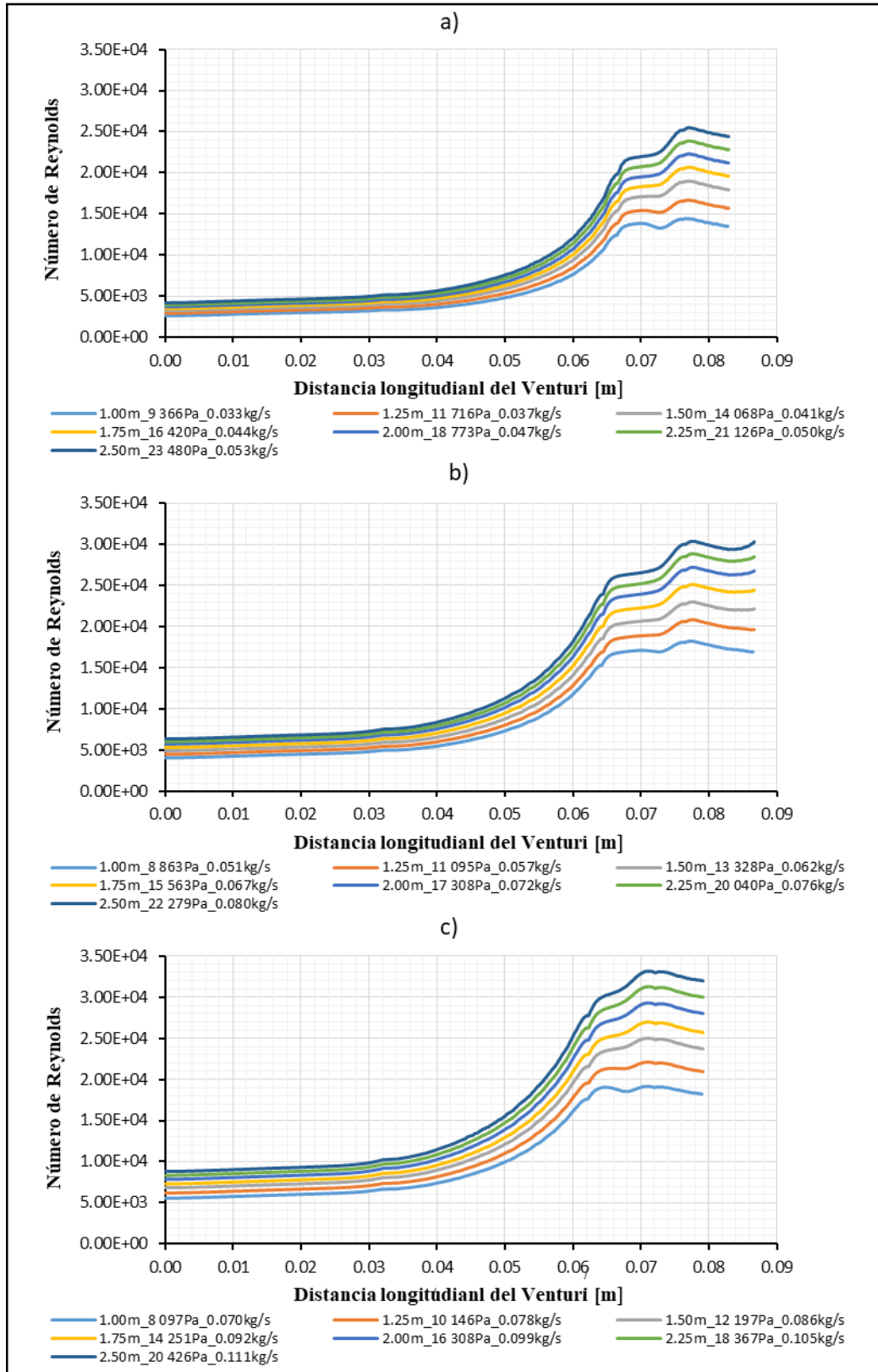


Figura 5.26. Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en Re del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.

5.1.2.4. *Perfiles de presión*

La Figura 5.27 muestra los perfiles de presión de la mezcla agua - aire a lo largo de los prototipos V4, V5 y V6 (eje x), en función de la carga del sistema y la relación de diámetros. En la parte inferior se muestran las condiciones de las simulaciones de cada perfil (carga, presión de entrada y flujo másico). Al comparar las gráficas de velocidad (Figura 5.24) con las gráficas de presión (Figura 5.27) se observa el efecto Venturi, la velocidad aumenta mientras la presión disminuye, en la garganta. Los perfiles de presión son similares para todos los escenarios de simulación. La presión en la entrada es constante, disminuye en la sección convergente. Cuando entra a la garganta es aproximadamente de 0, la presión máxima negativa se localiza en la salida de la garganta, conforme aumenta la carga, aumenta la presión máxima negativa y, también, la diferencia de presión en la entrada y la salida de la garganta. Después aumenta en la sección divergente hasta llegar a 3 000 Pa, debido a la presión estática que ejerce el agua del tanque en la salida de los dispositivos Venturi.

La presión máxima negativa es de -8 500 Pa, se presenta en el prototipo V4 a una carga de 2.50 m, con una presión de entrada de 23 480 Pa y un flujo másico de agua de 0.053 kg/s. La presión máxima negativa del prototipo V5 es de -7 000 Pa y del prototipo V6 es de -5 000 Pa, ambas para una carga de 2.50 m.

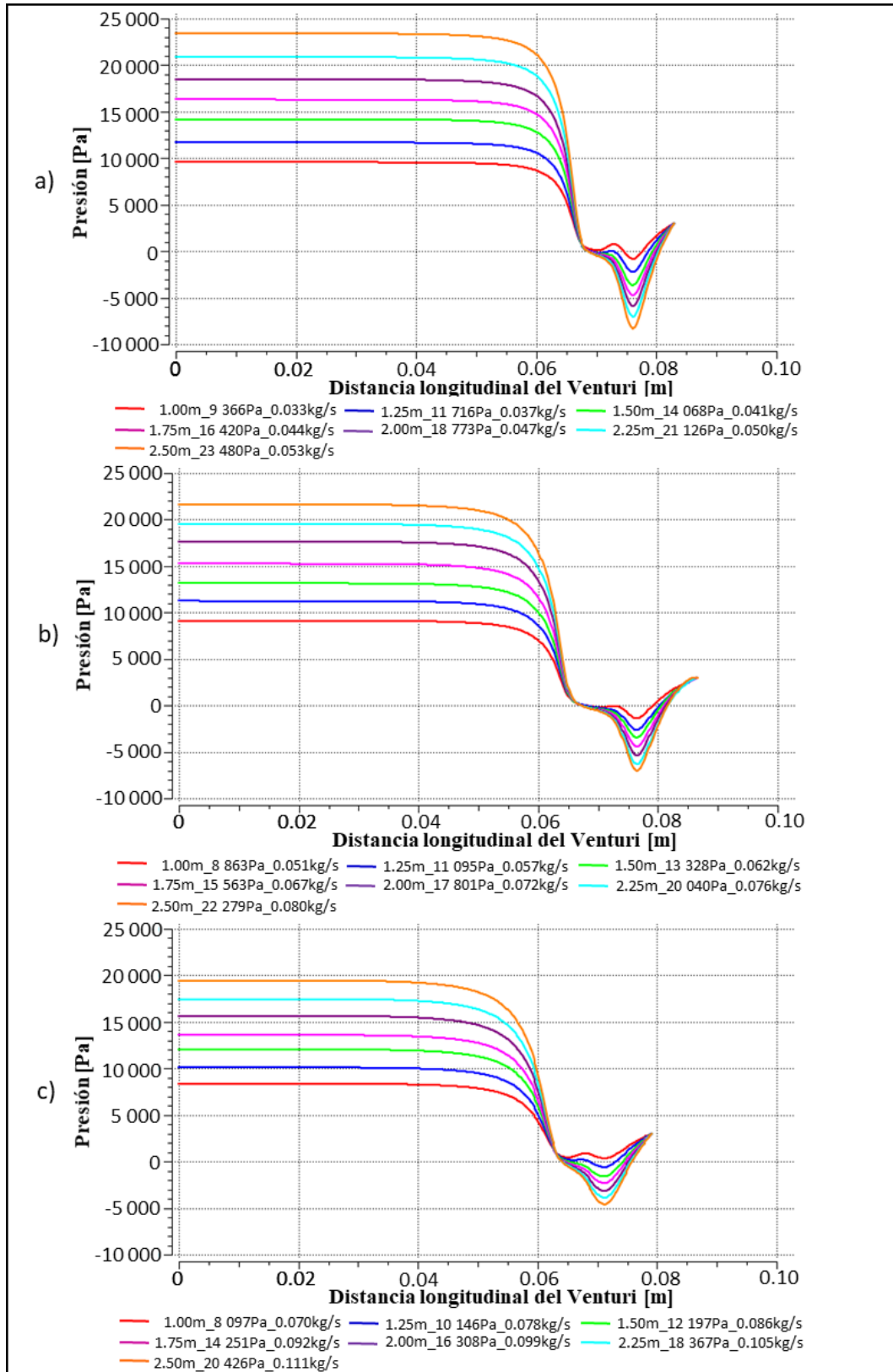


Figura 5.27. Comparación del efecto de la carga hidráulica del sistema y la relación de diámetros en la presión del flujo a lo largo del Venturi, a) prototipo V4, b) prototipo V5, c) prototipo V6.

5.1.3. *Análisis de la longitud de la sección divergente*

Por último, las Figuras 5.28, 5.29 y 5.30 comparan los perfiles de velocidad y los perfiles de presión con diferente longitud de sección divergente. Cada figura corresponde a dos prototipos simulados, los cuales tienen la misma relación de diámetros, pero diferente longitud de sección divergente. Se seleccionaron dos condiciones de operación para simular ambos prototipos, cada figura tiene 4 escenarios. Los prototipos analizados son los mostrados en la presente investigación (V1, V2, V3, V4, V5 y V6).

La Figura 5.28 muestra los perfiles de velocidad y presión de los prototipos V1 y V4, su relación de diámetros es de 0.20 ($D_2 = 3.20$ mm). La longitud de la sección divergente del prototipo V1 es de 11.64 mm y la longitud de la sección divergente del prototipo V4 es de 6.50 mm. Las cargas para realizar las simulaciones son de 1.00 m y 2.50 m. Los perfiles de velocidad (Figura 5.28 a) muestran que el comportamiento de ambos prototipos a una carga de 1.00 es el mismo en la entrada y en la sección convergente, cambian cuando el flujo entra a la garganta. La velocidad máxima del prototipo V1 (4.90 m/s) es mayor que la velocidad máxima del prototipo V4 (4.50 m/s). La velocidad de salida del prototipo V1 es menor que la del prototipo V4, con valores de 3.10 m/s y 3.40 m/s, respectivamente.

El patrón de la velocidad del flujo dentro de ambos prototipos a una carga 2.50 m, es el mismo que a una carga de 1.00 m. El comportamiento de la velocidad a lo largo del ducto de entrada de agua y de la sección convergente es el mismo, cambia al entrar a la garganta. La velocidad máxima es de 7.90 m/s, corresponde al prototipo V4, la velocidad máxima del prototipo V1 es de 7.40 m/s, ocurre lo contrario para una carga de 1.00 m. La velocidad de salida del prototipo V1 es de 6.00 m/s y la del prototipo V4 es de 5.20 m/s.

La Figura 5.28 b muestra que el comportamiento de los perfiles de presión a lo largo de los prototipos V1 y V4 es el mismo en la entrada y en la sección convergente, cambia en la garganta y en la sección divergente. A una carga de 1.00 m, la presión máxima negativa del prototipo V1 es de - 2 000 Pa y la del prototipo V4 es de - 500 Pa. Cuando la carga es de 2.50 m, la presión de entrada teórica es de 23 480 Pa en el prototipo V1 pero en la simulación la presión de entrada es de 21 700 Pa, mientras que la presión de entrada del prototipo V4 coincide con la teórica. La presión en la entrada del Venturi V1 no coincide con la presión teórica debido a que el flujo presenta oscilaciones. La presión máxima negativa del prototipo V1, a una carga de 2.50 es de -5 500 Pa y la del prototipo V4 es de -8 500 Pa.

El aire succionado por el prototipo V1 es de 0.27 l/min y del prototipo V4 es de 0.11 l/min a una carga de 1.00 m. Para una carga de 2.50 m, los flujos de agua y aire de la simulación del prototipo V1 oscilan. En cambio, los flujos del prototipo V4 a la misma carga si converge, el flujo de aire succionado de 0.74 l/min.

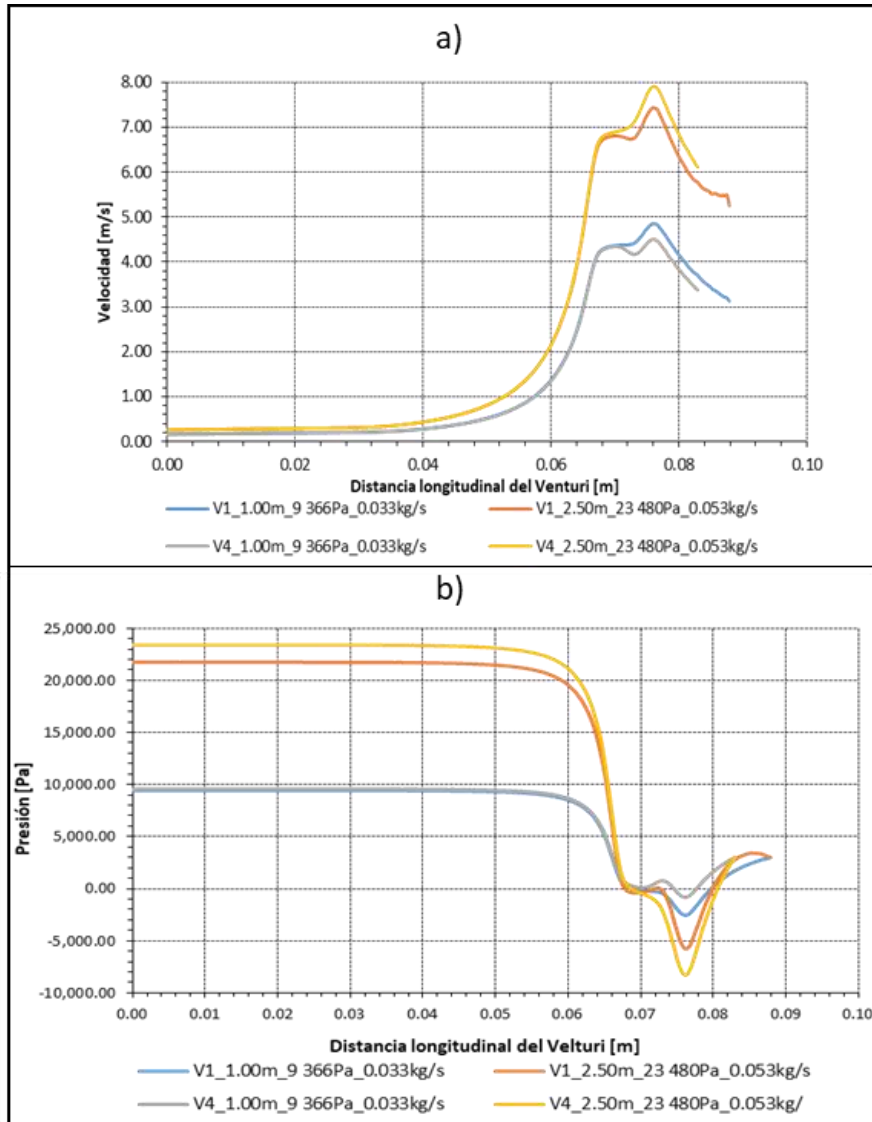


Figura 5.28. Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.20$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.

La Figura 5.29 muestran los perfiles de velocidad y presión del flujo a lo largo del eje x de los prototipos V2 y V5, su $\beta = 0.25$ ($D_2 = 4.00$ m), sus longitudes de sección convergente son 15.00 mm y 10.00 mm, respectivamente. Las simulaciones corresponden a las cargas de 1.00 m y 1.25 m. A una carga de 1.00 m, la presión de entrada del agua es 8 863 Pa y el flujo másico de agua es 0.051 kg/s. Para una carga de 1.25 m, la presión de entrada es 11 095 Pa y el flujo másico es 0.057 kg/s.

El comportamiento de los perfiles de velocidad (Figura 5.29 a) de ambos prototipos, V2 y V5, es igual en el ducto de entrada de agua y en la sección convergente cuando la carga es la misma. Cuando las condiciones de operación son las mismas para ambos prototipos, la velocidad máxima corresponde al prototipo V2, el cual tiene mayor longitud divergente. A una carga de 1.00 m, la velocidad máxima del prototipo V2 es de 4.60 m/s y la del prototipo V5 es de 4.50 m/s, sus respectivas velocidades de salida son de 3.00 m/s y 3.30 m/s. Para una carga de 1.25 m, la velocidad máxima del prototipo V2 es de 5.60 m/s y la del prototipo V5 es de 5.20 m/s, las velocidades de salida son de 3.60 m/s y 3.80 m/s, respectivamente.

Los perfiles de presión (Figura 5.29 b) muestran que la presión en la entrada y en la sección convergente de ambos prototipos es parecida cuando la carga es la misma, cambian al entrar a la garganta. La presión máxima negativa del prototipo V2, a una carga de 1.00 m, es de -1 500 Pa, y del prototipo V5 es de -1 000 Pa. La presión máxima negativa del prototipo V2, a una carga de 1.25 m, es de -5 000 Pa, y para el prototipo V5 es de -2 000 Pa.

El flujo de aire succionado por los prototipos V2 y V5 son de 0.34 l/min y de 0.35 l/min, respectivamente, a una carga de 1.00 m. El prototipo de mayor longitud divergente (V2) succionó más aire. Cuando la carga es de 1.25 m, el flujo de aire del prototipo V2 es inestable, mientras que el prototipo V5 succiona 0.42 l/min de aire.

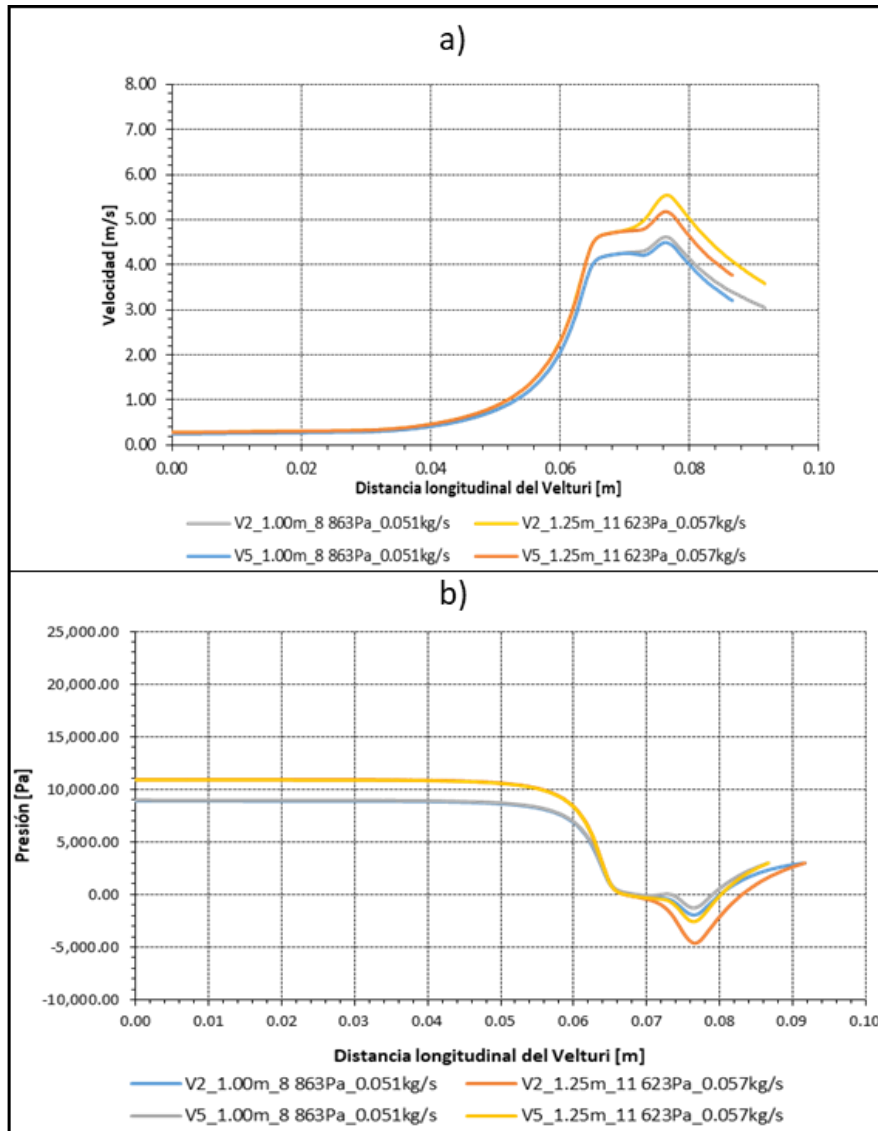


Figura 5.29. Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.25$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.

La Figura 5.30 muestra los perfiles de velocidad y presión del fluido de los prototipos V3 y V6, su $\beta = 0.30$, ($D_2 = 4.80$ mm). La longitud de la sección divergente del prototipo V3 es de 5.00 mm, y del prototipo V6 es de 7.00 mm. Las condiciones iniciales de operación del agua en la entrada del Venturi corresponden a las cargas de 2.00 m y 2.50 m. Cuando la carga es de 2.00 m, la presión de entrada es de 16 308 Pa y el flujo másico es de 0.099 kg/s. Para una carga de 2.50 m, la presión entrada es de 20 426 Pa y el flujo másico de 0.111 kg/s.

El patrón de los perfiles de velocidad (Figura 5.30 a) es parecido a los perfiles de velocidad de los prototipos anteriores. A una carga de 2.00 m, la velocidad máxima del prototipo V3 es de 6.00 m/s y la del prototipo V6 es de 6.10 m/s. La velocidad de salida de ambos prototipos es de 5.00 m/s. A una carga de 2.50 m, la velocidad máxima de ambos prototipos, V3 y V6, es de 6.80 m/s y de 7.00 m/s, respectivamente. La velocidad de salida de ambos prototipos es de 5.70 m/s.

Los perfiles de presión (Figura 5.30 b), muestran que a una carga de 2.00 m la presión máxima negativa del prototipo V3 es de -2 000 Pa. Cuando la carga es de 2.50 m, la presión máxima negativa del prototipo V3 es de -3 500 Pa. Esta presión es la misma para el prototipo V6 a una carga de 2.00 m. En estas gráficas, el escenario de mayor presión máxima negativa es del prototipo con mayor longitud divergente (V6) a una carga de 2.50 m. La presión de salida de todos los prototipos es de 3 000 Pa.

Los resultados del comportamiento de las cuatro simulaciones fueron estables y, además, succionaron aire. La cantidad de aire succionado por el prototipo V3 es de 0.17 l/min, y la del prototipo V6 es de 0.24 l/min, a una carga de 2.00 m. A una carga de 2.50 m, el flujo succionado por el prototipo V3 es de 0.40 l/min y por el prototipo V6 es de 0.79 l/min.

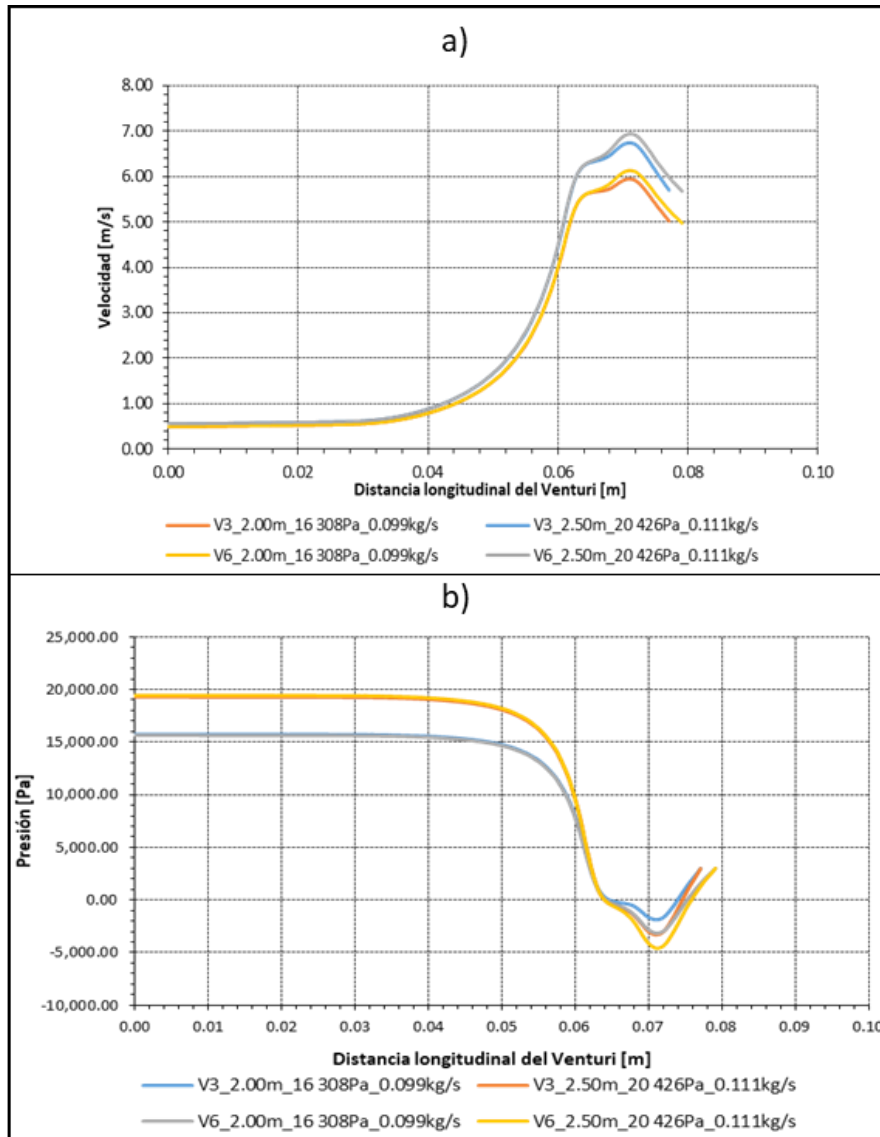


Figura 5.30. Comparación del efecto de la longitud de la sección divergente con $\beta = 0.30$, a) Velocidad del Venturi, b) Presión del Venturi.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

El modelo Mixture fue utilizado para simular el proceso de aireación mediante un dispositivo Venturi. El modelo estima solo el flujo de aire que pasa por el Venturi de manera ideal, ya que no obtiene el número y tamaño de las burbujas de aire que salen de él. El modelo Mixture se basa en métodos de solución numérica e iterativa que calculan resultados aproximados a la realidad. Los resultados numéricos representaron el fenómeno físico estudiado por lo cual se recomienda este modelo de CFD para el estudio de fenómenos y procesos de aireación en estanques acuícolas.

Los prototipos de la etapa 2, V4, V5 y V6, se propusieron a partir del análisis de las simulaciones de los prototipos de la etapa 1, V1, V2 y V3, para obtener una configuración por β que presente un desarrollo estable de la mezcla agua - aire en todo el rango de carga propuesto.

En la etapa 2 de las simulaciones, se obtuvo y aplicó un método para simular los prototipos de manera óptima. Primero se realizó la simulación para una carga de 1.00 m, en caso de que el prototipo no haya succionado aire se propuso una longitud de sección divergente mayor, porque al aumentar la longitud divergente incrementa la presión máxima negativa en la garganta, lo cual aumenta la posibilidad de que el Venturi succione aire. Si hubo succión, se realizó la simulación para una carga de 2.50 m. De esta manera se aseguró que el Venturi funcionó de manera correcta, sin necesidad de simular todas las cargas propuestas. Si el comportamiento del aire succionado fue estable a una carga de 2.50 m, se realizaron las simulaciones para las cargas faltantes. En caso de que la succión de aire haya sido inestable, la longitud de la sección divergente disminuye y se simula nuevamente para una carga de 1.00 m. Con una longitud divergente menor la presión en la garganta disminuye y es probable que la mezcla sea estable.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Las condiciones iniciales de operación de la simulación de cada prototipo, gasto y presión del agua, en la entrada, son diferentes cuando se modifica la relación de diámetros (β) y la carga hidráulica del sistema (Z). Para una β de 0.20 el gasto es menor y la presión es mayor debido a que la garganta es pequeña. El incremento del flujo de agua es diferente por β , a mayores valores de β el incremento es mayor. El flujo de aire que ingresa en el Venturi es mucho menor comparado con el flujo de agua.

El flujo de agua y aire aumentan al incrementar la carga. El prototipo V5 fue el que succionó más aire, el cual tiene una β de 0.25 y una L_D de 10.00 mm. El prototipo V4 succiona más aire que el V6 en las cargas de 1.00 m a 2.00 m, ya que en la carga 2.10 el aire succionado por ambos prototipos es el mismo, de 0.60 l/min. El aire succionado por el prototipo V6 es mayor en las cargas de 2.25 m y 2.50 m, comparado con el prototipo V4.

La relación de caudales es mayor en el Venturi V5 de las cargas de 1.00 m a 2.25 m, los valores a estas cargas son 11.53 % y 21.83%, respectivamente. El valor máximo de la relación de caudales es 23.60 %, corresponde al Venturi V4 a una carga de 2.50 m. Las relaciones de caudales son menores en el prototipo V6. El uso del Venturi V5 es altamente recomendable ya que fue el prototipo que succionó más aire, y el valor de sus relaciones de caudales es mayor.

Al comparar los resultados obtenidos en el presente trabajo con los resultados experimentales del Venturi con una $\beta = 0.12$ obtenidos por López, se llegó a la conclusión de que los prototipos V4, V5 y V6 en conjunto permiten concentrar más de $3 \text{ mgO}_2/\text{L}_{\text{agua}} \cdot \text{h}$ en el tanque de cultivo de peces. Esta concentración es la mínima requerida para la supervivencia de los peces en un SRA. Con ello se garantiza que con el uso del dispositivo Venturi es posible mantener las condiciones de oxígeno mínimas para los peces y a un bajo costo.

Los perfiles de presión y velocidad están en función del eje central (x) del Venturi, en dirección del flujo. La posición de la entrada del flujo es en $x = 0 \text{ mm}$ y la salida depende de β y de L_D . Los campos y perfiles de velocidad presentan el mismo comportamiento. La velocidad del flujo es constante en el tubo circular por donde entra agua, aumenta en la sección convergente. La velocidad máxima negativa se localiza en la salida de la garganta. Disminuye al pasar por la sección divergente. La velocidad máxima es de 7.92 m/s, se presenta en el prototipo V4 a una carga de 2.50 m. La diferencia de la velocidad en la salida y en la entrada de la garganta es mayor al incrementar la carga del sistema. También la velocidad en el ducto de succión es mayor cuando la carga aumenta.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El comportamiento de la velocidad en la salida es similar en todos los prototipos al aumentar la carga del sistema. Las velocidades de mayor valor se presentan en el prototipo V4, el cual tiene una β de 0.20. Para generar una hidrodinámica óptima en el tanque de cultivo, es necesario conocer la velocidad de salida del Venturi para seleccionar la carga del sistema, asegurando que existe succión de aire.

El comportamiento de los campos y perfiles de presión de todas las simulaciones, también, es similar. La presión es constante en el tubo circular donde entra agua, disminuye en la sección convergente. La presión es negativa al entrar en la garganta. La presión máxima negativa se localiza en la salida de la garganta. Después, aumenta en la sección divergente, siendo de 3 000 Pa en la salida del Venturi porque este se encuentra sumergido 30 cm, en el fondo del tanque de cultivo de peces. Además, los dispositivos Venturi se situaron en el fondo, ya que esta posición es la más adecuada para aumentar el tiempo de contacto entre aire y agua, y así incrementar la transferencia de oxígeno. Con una presión negativa en la garganta se asegura que el Venturi succiona aire.

La presión máxima negativa aumenta con una longitud divergente mayor. Sin embargo, se observó que aumentar la longitud de la sección divergente no garantiza que la mezcla bifásica sea estable para el rango de carga propuesto. Cuando el comportamiento de la mezcla es inestable, tanto el flujo de agua como el flujo de aire que entran y salen oscilan, por ende, también la velocidad y la presión. Por otro lado, cuando la longitud de la sección divergente no es lo suficientemente larga no se genera la presión necesaria para succionar aire.

La presión estática en la salida del prototipo Venturi influye en la estabilidad de la mezcla agua - aire. En términos de la presión, la mezcla oscila cuando la presión máxima negativa es muy grande debido a la longitud divergente y la presión en la salida del Venturi. Cuando la mezcla pasa por la sección divergente alcanza valores superiores a 3 000 Pa pero vuelve a disminuir hasta llegar a la presión de la salida del Venturi (3 000 Pa). Esto se podría solucionar aumentando la profundidad del tanque, sin embargo, por motivos prácticos no se recomienda en el tanque de estudio. Otra forma de estabilizar el comportamiento del flujo es modificar la longitud de la sección divergente.

Con respecto al análisis de la longitud de la sección divergente se concluyó que los prototipos que tienen la misma β , diferente L_D y la carga es igual la velocidad en la entrada y en la sección convergente es exactamente la misma, cambia cuando entra a la garganta. El Venturi que tiene una L_D mayor es el que

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

tiene una velocidad máxima mayor y una velocidad de salida menor. La presión máxima negativa de mayor valor corresponde una L_D mayor. Además, el Venturi que tiene una L_D mayor succiona más aire. Mediante el análisis de las características hidrodinámicas de la mezcla bifásica (presión y velocidad), así como la cantidad de aire succionado se demostró la influencia de la relación de diámetros y longitud de la sección divergente de cada prototipo, y las condiciones hidráulicas en las fronteras del Venturi. Con los datos estimados en la simulación se estableció una relación entre el caudal de agua y el caudal de aire que ingresa por el Venturi, el cual puede ser empleado para la propuesta de diferentes caudales de acuerdo con la velocidad en la salida del Venturi que se requiera en el sistema para generar la hidrodinámica que permita sedimentar partículas asegurando succión de aire en el fondo del tanque.

RECOMENDACIONES:

Proponer dispositivos Venturi con otras relaciones de diámetro, que el diámetro del ducto de succión sea del tamaño del diámetro de la garganta en sistemas de mayor escala. Para verificar si al incrementar el ducto de succión aumenta la cantidad de aire succionado, ya que la presión de entrada y de la garganta disminuyen cuando incrementa el diámetro de la garganta.

Se recomienda simular el tanque de cultivo implementado los dispositivos Venturi en conjunto ubicados en diferentes posiciones a lo largo del tirante, con el fin de verificar si este tipo de aireador cumple con los objetivos principales del sistema de auto - limpieza, transferencia de oxígeno al agua y sedimentación de las partículas suspendidas en el estanque.

Se recomienda realizar de forma experimental los escenarios planteados, en el presente trabajo, con equipo y tecnología especializada en medición de aire y oxígeno para calcular la cantidad de aire succionada por el dispositivo Venturi y así validar de forma más precisa los resultados obtenidos con CFD.

REFERENCIAS

- Acosta A. y Martínez E. (2010). AGUA: Un derecho humano fundamental. Abya – Yala. 1ra Edición, pp. 85.
- Alibaba.com. 2019 Recuperado el 20 de Noviembre de 2019, de <https://spanish.alibaba.com/product-detail/venturi-tube-for-submerge-aerators-60278352089.html>
- Arredondo-Figueroa, J, Barriga, I., Delgado, E., Ingle, G., y Ponce-Palafox, J. T. (2003). Evaluación de algunos parámetros de calidad del agua en un sistema cerrado de recirculación para la acuicultura, sometido a diferentes cargas de biomasa de peces. *Hidrobiológica: [revista del Departamento de Hidrobiología]*. 13. 247-253.
- Baylar, A., Aydın, C., Ünsal, M., & Özkan, F. (2008). CFD ANALYSIS TO PREDICT OPTIMAL AIR INLET HOLE DIAMETER OF VENTURI TUBE IN TERMS OF AIR INJECTION.
- Barquín, J., Ferrer, J. M., Linares, P., Ramos, A. y Sánchez, P. (2012) Modelos matemáticos de optimización.
- Baylar, A., & Ozkan, F. (2006). Applications of Venturi Principle to Water Aeration Systems. *Environmental Fluid Mechanics*, 6, 341-357.
- Baylar, A., Ünsal, M. y Özkan, F. (2007). Determination of the Optimal Location of the Air Hole in Venturi Aerators. *CLEAN*, 35 (3), 246 - 249.
- Bordón Pérez, P. R (2011). Modelización teórico experimental de nuevo molde electroconformado para rotomoldeo con calentamiento/enfriamiento directo mediante fluido térmico. Tesis de doctorado. Departamento de Ingeniería de Procesos. Universidad de las Palmas de Gran Canaria. España.
- Bregnballe, J. (2015). A Guide to Recirculation Aquaculture: An introduction to the new environmentally friendly and highly productive closed fish farming system. (ed. 2015) Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO).
- CONAGUA. Normas Oficiales Mexicanas: NOM-001-SEMARNAT-1996 NOM-002-SEMARNAT-1996 NOM-003-SEMARNAT-1997. México.
- Emiroglu, M.E. and Baylar, A. (2003). Study of the influence of air holes along length of convergent-divergent
- EUROPELEC, 2016. La turbina a velocidad lenta. Recuperado el 20 de noviembre de 2019, de <http://www.europelec.com/la-turbina-a-velocidad-lenta-LTF-es.html>
- FAO, 2011. DESARROLLO DE LA ACUICULTURA. 4. Enfoque ecosistemático a la acuicultura. ROMA.
- Feitas – Borges, F. (2015). La calidad del agua y las buenas prácticas en acuicultura. *Divulgación acuícola*, 2 (23), 19-24.

Flores Gutiérrez, L.M. y López Rebollar, B.M. (2012). Análisis Hidrodinámico de un sistema de recirculación de agua para uso en acuicultura, utilizando técnicas ópticas, PIV y PTV. Tesis de Licenciatura, Facultad de Ingeniería, Centro Interamericano de Recursos del Agua, Universidad Autónoma del Estado de México, Toluca, Estado de México.

Galli-Merino, O. y Miguel Sal, F. (2007). Sistemas de Recirculación y Tratamiento de agua. Secretaria de Agricultura, Ganadería, Pesca y Alimentos, Centro Nacional de Desarrollo Acuícola CENADAC, Santa Ana

García Aragón, J., Salinas-Tapia, H., Díaz Palomares, V., López Rebollar, B., Moreno Guevara, J. y Flores Gutiérrez, L. (2014). Criterios hidrodinámicos para el diseño de sistemas de recirculación en acuicultura. *Tecnología y Ciencias del Agua*, Vol. 5, núm. 5, pp. 63-76.

Hernández, B. C. y Aguirre, G. G. y López, D. (2009). Sistemas de producción de Acuicultura con recirculación de agua para la Región Norte, Noreste y Noroeste de México. *Revista Mexicana de Agronegocios*, Vol. 25, pp. 117-130.

Hinze JO, 1975. *Turbulence*, McGraw-Hill.

IMPORTADORA Y RECTIFICADORA DE MOTORES TROYA, 2018. Aireadores de paletas. Recuperado el 20 de noviembre de 2019, de <https://rectificadoratroya.com/aireadores-de-paletas/>

Kubitza, F. 2010. LOS CAMINOS PARA UNA ACUICULTURA SUSTENTABLE. *Panorama Acuicultura*.

Laksitanonta, S., y Singh, G. (2003). Development of a Venturi Aerator for Aquaculture Pond.

Lawson Thomas, B. 1995. *Fundamentals of Aquacultural Engineering*. Ed. Chapman & Hall. New York EEUU. pp. 294-309.

López-Rebollar B. M. (2015). Aplicación de CFD-ANSYS-FLUENT en el estudio hidrodinámico de tanques de recirculación empleados en acuicultura. Tesis de Maestría. CIRA. Facultad de Ingeniería. UAEM. México.

López Rebollar, B. M. (2019). Optimización de parámetros hidrodinámicos en el diseño de estanques de acuicultura, aplicando Dinámica de Fluidos Computacional. Tesis de Doctorado. Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua, Universidad Autónoma del Estado de México. Toluca, Estado de México.

Manzano-Juárez, J. (2008). Análisis del inyector Venturi y mejora de su instalación en los sistemas de riego localizado. Departamento de ingeniería rural y agroalimentaria, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España.

Mata Cárdenas, G. F. (2017). Aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el Modelo Mecánico en el Estudio del Sistema de Bombeo Electrocentrífugo Sumergido (BEC). Tesis de licenciatura. Facultad de Ingeniería. UNAM. México.

Meyer, D. E., (2004). *Introducción a la acuicultura*. Escuela Agrícola Panamericana Zamorano, Honduras.

- Murillo, C., 1997, Desarrollo Sostenible: el gran reto para el próximo milenio. El concepto de desarrollo sostenible; dimensiones económica, social y ambiental, Curso organizado por el proyecto de apoyo al sistema para el desarrollo sostenible, Banco Interamericano de Desarrollo, San José Costa Rica, BID.
- Noahpat, F. (2004). Estudio de diferentes modelos de turbulencia IC-E para aplicaciones en problemas de transferencia de calor. Tesis de maestría. Centro Nacional de Investigación y desarrollo tecnológico, cenidet. Morelos.
- Rosas-Acosta, I. (2001). Tubos Venturi, Dall y Tobera. Instituto Mexicano de Tecnología el Agua, Morelos, México.
- SAGARPA (2017). Anuario estadístico de Acuicultura y Pesca 2017: de la Comisión Nacional de Acuicultura y Pesca. Conapesca, Sinaloa, México.
- Singh, S., 2002, Introduction to the Sustainable Development Concept in Fisheries, F.A.O, Fisheries Report núm. 683, Supplement, Food and Agriculture Organization of the United Nations.
- Streeter, Victor L. y Wylie, E. Benjamin. 1988. MECÁNICA DE FLUIDOS. Octava edición. Mexico, Estado de México.
- Sulzer Ltd 2019. Bomba de pozo vertical para una gran variedad de líquidos. España. Recuperado el 14 de Noviembre, de la pagina: <https://www.sulzer.com/en/about-us>
- Sundararajai, S. y Selladura, V. (2012). The effects of arbitrary injection angle and flow conditions on Venturi-Jet Mixer. Departamento de ingeniería mecánica, Instituto de Coimbatore, Tamilnadu, India.
- Talavera Ramos, V., Sánchez Corrales, D., Zapata Vargas, L. M. y Salazar Bravo, M. C. (2001). Aireación en estanques de cultivo de camarón. Nicovita Vol. 5. 4ta ed. Pp. 2-3.
- Thia, Ch., 1997, “Sustainable aquaculture and integred coastal management”, en Bardach, J. (comp.), Sustainable aquaculture, Library of Congress, eua.
- Timmons M.B., Ebeling J.M., Wheaton F.W, Summerfelt S.T. y Vinci B.J.2002.Sistemas de Recirculación para la Acuicultura. Editado por Fundación Chile. Santiago Chile. pp. 207-258; 278- 279.
- TYBSA tecnología de equipamiento ambiental 2013. Aireadores de alta velocidad flujo ascendente. Recuperado el 20 de noviembre de 2019, de <http://www.tybsa.com/aireadores-de-alta-velocidad-flujo-ascendente/>.
- Wheaton Frederick, W.1993.Acuicultura “Diseño y construcción de sistemas.” Ed AGT editor, SA. F México. pp. 460-675.
- Wheaton, F. W., (1977). Aquiculture Engineering. New York: Wiley-Interscience.
- Xu, Qing, (2010).Internal Hydraulics of baffled disinfection contact tanks using Computational Fluid Dynamics. Thesis of Master of Cience degree. Fort Collins, Colorado, Summer 2010.
- Zamora Pina, M. 2016. Simulación numérica de la inyección de gas en columnas de flujo oscilatorio. Tesis de licenciatura. Universidad Politécnica de Cartagena. Cartagena, España.

ANEXO

A. Guía metodológica para el diseño de un aireador tipo Venturi utilizando CFD

A continuación, se presenta una guía metodológica para diseñar un aireador tipo Venturi que cumpla con dos funciones: 1) airear el agua de un tanque para el cultivo de peces y 2) generar la hidrodinámica necesaria para sedimentar las partículas suspendidas en el mismo.

La Tabla A.1 muestra las dimensiones propuestas para el diseño de un aireador Venturi, que funcione de manera no asistida para implementarse en un sistema a pequeña escala, con una carga hidráulica máxima de 2.50 m. Parte de las dimensiones se recomiendan en la norma ASME. Es importante mencionar que el diámetro exterior de la entrada de agua del Venturi es de 19.00 mm, una dimensión de tubería comercial, de diámetro interior es de 16.00 mm. El Venturi puede ser modelado con una impresora 3D. Este se mete en la tubería del sistema, de diámetro interior de 19.00 mm, a presión para asegurar que el Venturi no se zafe ambos tubos se pegan con un pegamento especial de gran resistencia, especialmente al agua.

Tabla A.1. Dimensiones de un aireador tipo Venturi de acuerdo a la ASME-MFC-3C-1993.

Nombre	Símbolo	Dimensión
Diámetro de entrada	D_1	16.00 mm
Relación de diámetros	$\beta = D_2/D_1$	0.10-0.30
Ángulo de convergencia	α_1	$21^\circ \pm 1^\circ$
Ángulo de divergencia	α_2	$7^\circ - 15^\circ$
Longitud de la entrada a la convergencia	L_E	32.30 mm
Diámetro de succión	d	D_2
Longitud de la garganta	L_G	$2D_2 - 3D_2$

La Figura A.1 muestra el procedimiento para seleccionar una longitud divergente para que el Venturi succione aire y el comportamiento de la mezcla sea estable. Primero se debe seleccionar una relación de diámetros que se encuentre entre 0.10 y 0.30. Después, se propone una L_G . El prototipo Venturi se modela en SolidWorks, y las simulaciones se realizan en ANSYS - FLUENT con el procedimiento y las condiciones establecidas en el presente trabajo. La primera simulación corresponde a la carga mínima (Z_1) con el fin de asegurar que se genere una presión negativa en la garganta del Venturi y por ende exista succión de aire. En caso de que el Venturi no succione aire se propone otra longitud divergente. Por el contrario, si existe succión de aire se realiza la simulación con las condiciones de la carga máxima (Z_n) para verificar que el Venturi funciona para todas las cargas propuestas. En caso de que a esta carga el flujo agua – aire sea inestable se modifica L_G y nuevamente se realiza la simulación para la carga mínima.

Se recomienda proponer diferentes β , para tener más opciones en el suministro de agua - aire y escoger la mejor.

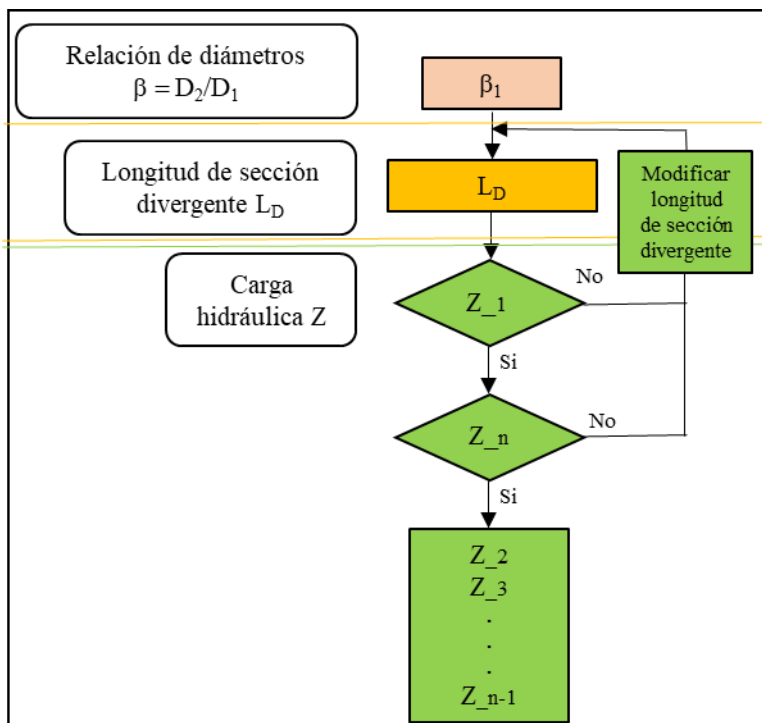


Figura A.1. Procedimiento para seleccionar la longitud divergente de un aireador tipo Venturi.

Después de obtener el o los diseños de los dispositivos Venturi se selecciona la velocidad de salida del Venturi requerida para la sedimentación de partículas. Estos valores se pueden obtener a partir de las simulaciones. De acuerdo a la velocidad seleccionada se elige el prototipo y la carga hidráulica. Además, se asegura que existe succión de aire.

Los prototipos propuestos en el presente trabajo fueron 3, de los cuales se seccionó el que succionó mayor cantidad de aire para todas las cargas propuestas.

B. Prototipo V5

El prototipo V5, con una β de 0.25 y una L_D de 10.00 mm, es altamente recomendable, ya que fue el que succiona más aire, que los prototipos V4 y V6. La Figura B.1 muestra las dimensiones del prototipo V5. El diámetro de la garganta (D_2) es de 4.00 mm y la longitud de la garganta es $3D_2$.

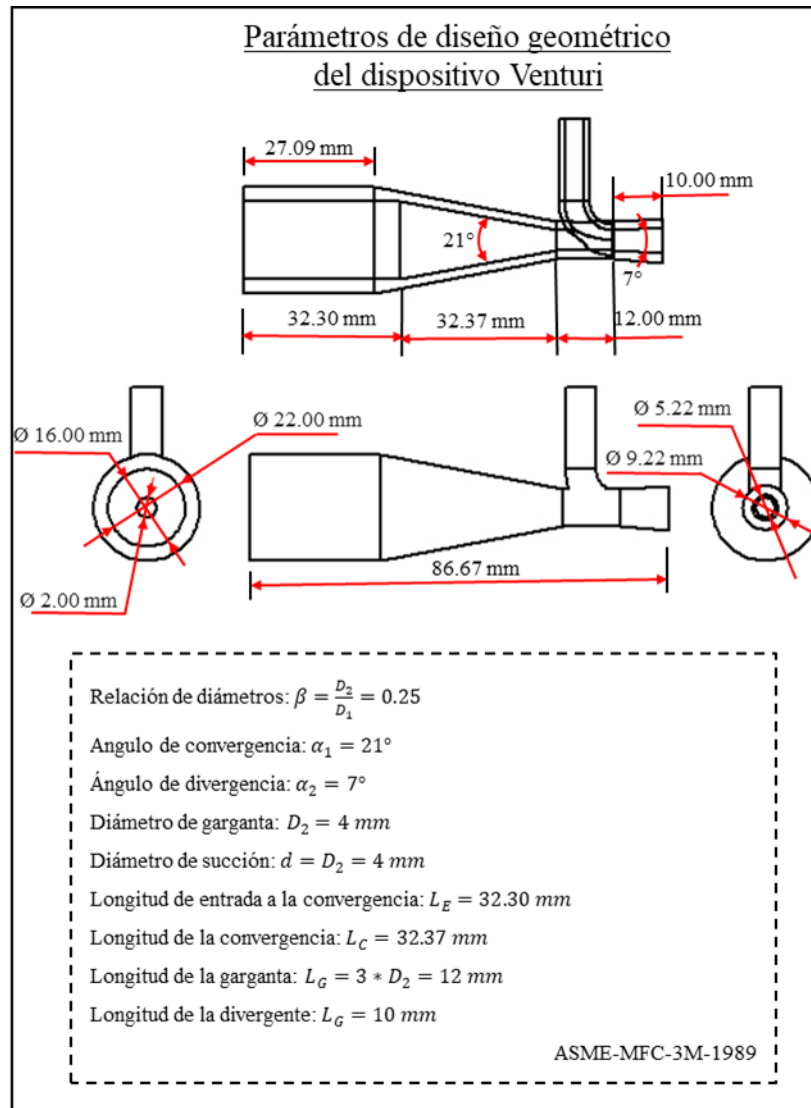


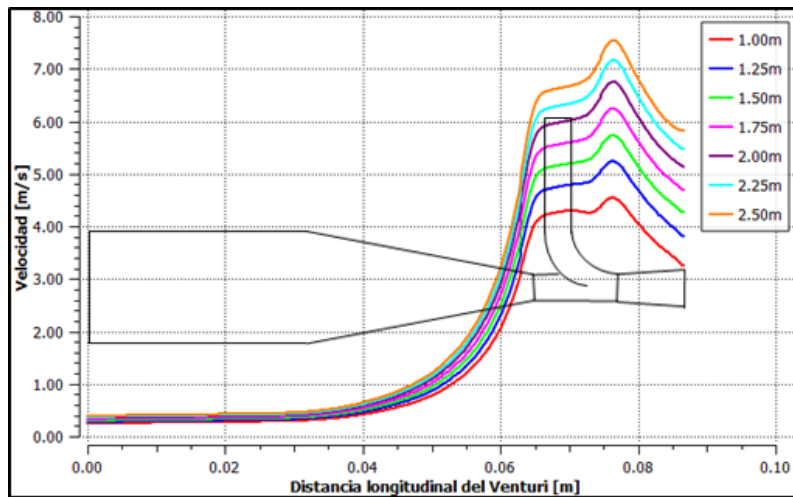
Figura B.1. Dimensiones del prototipo V5.

La Tabla B.1 muestra las cargas con sus respectivas condiciones de operación del prototipo V5. Asegurando que el comportamiento de la mezcla es estable y, además, succiona aire. El caudal y la presión del agua de entrada son mayores conforme aumenta la carga del sistema.

Tabla B1. Condiciones de operación del prototipo V5.

Z [m]	Presión _F [Pa]	m _F [kg/s]	v _F [m/s]
1.00	8097	0.070	0.347
1.25	11065	0.078	0.388
1.50	13275	0.085	0.426
1.75	14250	0.092	0.460
2.00	16308	0.099	0.492
2.25	18366	0.105	0.523
2.50	20425	0.111	0.551

Para generar una hidrodinámica óptima para sedimentar partículas en el tanque de cultivo de peces, y airear esta misma agua, se debe seleccionar la velocidad de salida del Venturi requerida en el tanque. La Figura B.2 muestra los perfiles de velocidad a lo largo del Venturi que corresponden a todo el rango propuesto. La velocidad de salida del Venturi máxima, a una carga de 2.50 m, es de 6.90 m/s, y la velocidad de salida mínima, a una carga de 1.00 m es de 3.20 m/s. De acuerdo a la velocidad necesaria se procede a especificar la carga hidráulica.

**Figura B.2.** Perfiles de velocidad del prototipo V5 para todas las cargas propuestas.

Los perfiles de presión (Figura B.3) muestran que existe succión para todas las cargas ya que la presión en la garganta es negativa.

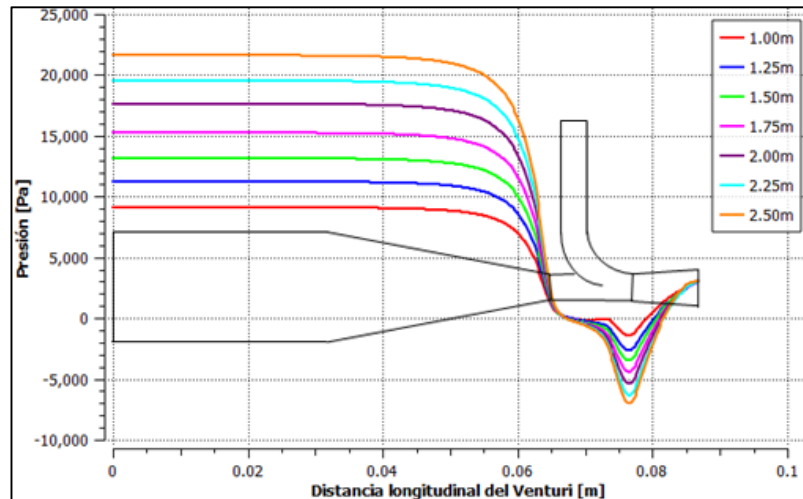


Figura B.3. Perfiles de velocidad del prototipo V5 para todas las cargas propuestas.

Finalmente, en la Figura B.4 se muestra la cantidad de agua y de aire que pasan por el Venturi a partir de la carga requerida. Como se mencionó anteriormente, este prototipo tiene dos funciones: 1) succionar aire y 2) Promover una velocidad de salida de la mezcla óptima para la sedimentación de partículas.

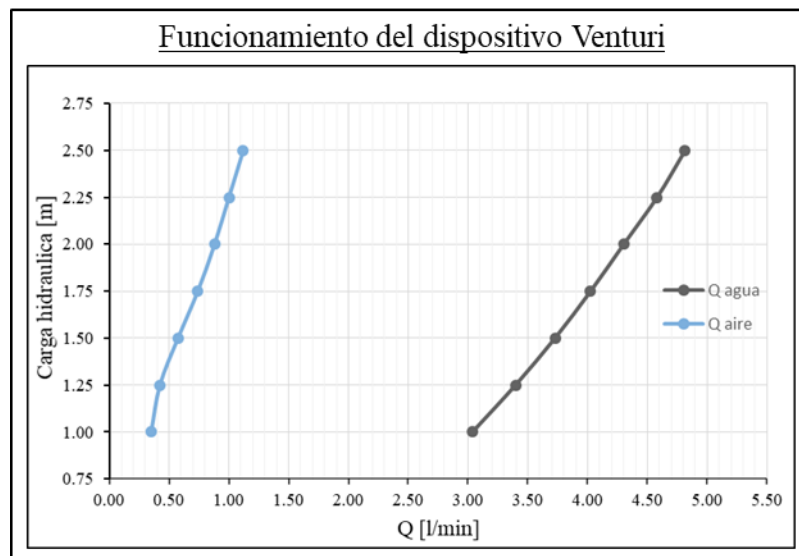


Figura B.4. Caudal de agua y aire del prototipo V5 en función de la carga hidráulica.