



## **Desarrollo de un sistema de generación por vórtice gravitacional**

Johan Betancour Osorio

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de  
Magíster en Ingeniería Mecánica

Directores

Edwin Lenin Chica Arrieta. PhD  
Laura Isabel Velásquez Garcia. MSc

Universidad de Antioquia  
Facultad de Ingeniería  
Maestría en Ingeniería Mecánica  
Medellín  
2022

<b>Cita</b>	(Betancour, J. 2022)
<b>Referencia</b>	Betancour, J. (2022). <i>Desarrollo de un sistema de generación por vórtice gravitacional</i> [Trabajo de grado de maestría]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.
<b>Estilo APA 7 (2020)</b>	



(Maestría en Ingeniería Mecánica, Cohorte VI.  
Grupo de Investigación Energía Alternativa - GEA



Centro de Documentación Facultad de Ingeniería - CENDOI

**Repositorio Institucional:** <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - [www.udea.edu.co](http://www.udea.edu.co)

**Rector:** Jhon Jairo Arboleda Céspedes, MsC.

**Decano/Director:** Jesús Francisco Vargas Bonilla, PhD.

**Jefe departamento:** Pedro León Simanca, MsC

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

# Índice general

Índice de Tablas	6
Índice de Figuras	7
Agradecimientos	9
Introducción general	10
<b>1 Turbina de vórtice gravitacional: Una fuente no convencional de generación de energía eléctrica.</b>	<b>12</b>
1.1 Resumen . . . . .	12
1.2 Introducción . . . . .	13
1.3 Turbina de vórtice gravitacional . . . . .	13
1.4 Estado del arte . . . . .	15
1.4.1 Canal de entrada . . . . .	15
1.4.2 Cámara de descarga . . . . .	18
1.4.3 Rodete . . . . .	23
1.5 Conclusiones . . . . .	30
<b>2 Diseño y simulación de un sistema canal-cámara de descarga para una turbina de vórtice gravitacional</b>	<b>31</b>
2.1 Resumen . . . . .	31
2.2 Introducción . . . . .	32
2.3 Turbina de vórtice gravitacional . . . . .	32
2.3.1 Canal de entrada y cámara de descarga . . . . .	33
2.4 Simulaciones numéricas . . . . .	35
2.4.1 Estudios de independencia . . . . .	38
2.5 Resultados y discusión . . . . .	44
2.6 Conclusiones . . . . .	49
<b>3 Optimización de un rodete para turbina de vórtice gravitacional</b>	<b>51</b>
3.1 Resumen . . . . .	51
3.2 Introducción . . . . .	52
3.3 Simulaciones numéricas . . . . .	53

3.4 Selección de la geometría para el rodete . . . . .	66
3.5 Metodología de superficie de respuesta . . . . .	67
3.6 Diseño optimizado . . . . .	74
3.7 Análisis FSI . . . . .	76
3.8 Fabricación del modelo experimental . . . . .	78
3.9 Validación experimental . . . . .	79
3.10 Resultados y discusión . . . . .	81
3.11 Conclusiones . . . . .	83
<b>Conclusiones generales</b>	<b>85</b>
<b>Referencias</b>	<b>86</b>

## Índice de tablas

1.1	Resumen del estado del arte. . . . .	29
2.1	Parámetros geométricos para el canal y la cámara de descarga. . . . .	34
2.2	Condiciones de entrada para TVG en estudios previos. . . . .	37
2.3	Características de las mallas usadas en la independencia espacial para el sistema canal-cámara de descarga. . . . .	43
2.4	Comparación de los vórtices obtenidos en las simulaciones CFD y en la experimentación. . . . .	48
3.1	Nomenclatura para el diseño del álabe. . . . .	56
3.2	Parámetros para las mallas usadas en el estudio de independencia espacial con la rotación del rodete. . . . .	64
3.3	Resultados de las simulaciones de independencia temporal para la rotación del rodete. . . . .	65
3.4	Diseño central compuesto, con resultados experimentales y predichos por el modelo de regresión . . . . .	70
3.5	Resultados para el análisis ANOVA . . . . .	71
3.6	Resultados para las pruebas de normalidad. . . . .	74
3.7	Valores para el punto óptimo entregados por el software Statgraphics Centurion . . . . .	76
3.8	Regresiones cúbicas para los datos experimentales y CFD. . . . .	82

## Índice de figuras

1.1	Ilustración de un sistema TVG con sus principales componentes. . . . .	14
1.2	Zonas de operación para turbinas hidráulicas. . . . .	15
1.3	Canales de entrada con diferentes inclinaciones. . . . .	16
1.4	Canales de entrada inclinado con sección recta e inclinado con la curva de Brachistochrone. . . . .	16
1.5	Efecto del ángulo y el ancho de la conexión entre el canal y la cámara de descarga, sobre la velocidad de salida. . . . .	17
1.6	Geometrías en la conexión entre canal y cámara de descarga. . . . .	18
1.7	Geometría usada para central minihidráulica. . . . .	19
1.8	Cámaras de descarga cilíndrica y cónica comparadas en estudio previo. . .	20
1.9	Efectos del ángulo de cono y el diámetro de la cámara en la velocidad de salida. . . . .	21
1.10	Efecto de la profundidad del agua y el diámetro de salida sobre la velocidad de salida del agua. . . . .	21
1.11	Cámara cónica con sección plana antes de la descarga. . . . .	22
1.12	Cámara de descarga cónica provista con álabes directores. . . . .	22
1.13	Cámaras cónicas con sección transversal cóncava y convexa. . . . .	23
1.14	Rodetes comparados para el diseño de una central minihidráulica. . . . .	24
1.15	Configuración experimental con 3 rodetes en una misma cámara de descarga. . . . .	25
1.16	Rodetes usados en un estudio previo de optimización. . . . .	25
1.17	Boosters propuestos en estudios previos para mejorar la eficiencia de un sistema TVG. . . . .	26
1.18	Rodetes con álabes rectos, torcidos y curvos. . . . .	27
1.19	Rodetes con baffles que cubren su parte superior e inferior . . . . .	27
1.20	Rodetes tipo propela empleados en un sistema TVG. . . . .	28
2.1	Principales parámetros geométricos para el sistema canal-cámara de descarga seleccionado. . . . .	33
2.2	Fronteras del dominio computacional para las simulaciones del canal y la cámara de descarga. . . . .	39
2.3	Resultados de la extrapolación de Richardson para la independencia espacial del canal y cámara de descarga. . . . .	43
2.4	Resultados de la extrapolación de Richardson para la independencia temporal del canal y cámara de descarga. . . . .	44

2.5	Cortes transversales de los vórtices formados para diferentes velocidades de entrada en el entorno computacional. . . . .	45
2.6	Montaje experimental para la formación del vórtice. . . . .	46
2.7	Cortes transversales de los vórtices formados para diferentes velocidades de entrada en la experimentación. . . . .	47
2.8	Bosquejo de las regiones empleadas para medir el área transversal de los vórtices. . . . .	49
3.1	Diferentes rodetes comparados antes del diseño de experimentos. . . . .	54
3.2	Triángulos de velocidad para el diseño del álabe. . . . .	56
3.3	Dominios que intervienen en las simulaciones CFD del sistema TVG completo. . . . .	58
3.4	Resultados CFD para el vórtice en las etapas de llenado y rotación libre del rodete. . . . .	61
3.5	Resultados experimentales para el vórtice en las etapas de llenado y rotación libre del sistema. . . . .	62
3.6	Independencia de malla. . . . .	64
3.7	Capturas de la malla resultante del estudio de independencia espacial. . . . .	65
3.8	Independencia temporal. . . . .	66
3.9	Resultados numéricos para los 4 rodetes analizados. . . . .	67
3.10	Eficiencia vs RPM para todos los tratamientos del DOE. . . . .	72
3.11	Gráficas de normalidad para los residuales de la eficiencia. . . . .	73
3.12	Gráficas de superficie de respuesta para interacciones entre pares de factores del DOE. . . . .	75
3.13	Resultados del análisis FSI. . . . .	77
3.14	Fabricación del modelo optimizado. . . . .	79
3.15	Montaje experimental. . . . .	80
3.16	Montaje del sistema de medición y control. . . . .	81
3.17	Resultados experimentales. . . . .	82

# Agradecimientos

Son muchas las personas que de forma directa e indirecta me han apoyado y aportado durante el desarrollo y culminación de este trabajo. Primeramente quisiera agradecer a mi familia por su constante respaldo y por soportar a mi lado todas las circunstancias y sucesos que vivimos durante la reciente pandemia mundial; a mi madre por no desfallecer y soportar junto conmigo y mi hermano las consecuencias que trajo el covid para la salud de mi padre. A él, por su determinación de vivir y seguirnos acompañando en la vida y los diferentes procesos que en ella se nos presentan; por su fuerza para sobreponerse a la enfermedad y seguir recuperando su vitalidad y salud.

En segundo lugar quiero agradecer a los profesores Edwin Chica y Laura Velásquez, directores de mi maestría, por su apoyo, comprensión y guía en todo el proceso de desarrollo del trabajo de grado. Además al profesor Felipe Obando por su asesoría, la cual también ha contribuido al buen desarrollo del trabajo de grado y al Grupo de Energía Alternativa por la ayuda con el espacio necesario para la experimentación, los sensores, materiales y recursos que fueron necesarios para llevar a cabo el montaje experimental; así como el recurso computacional y los software requeridos para el progreso del proyecto.

Agradezco también todo el apoyo recibido por la universidad, que desde distintas dependencias facilitó el tránsito por el programa de maestría. Expreso mi gratitud a la dirección de posgrados de la universidad y al programa estudiante instructor, por brindarme soporte económico durante la duración del programa y comprender las diferentes dificultades que a todos nos trajo la pandemia. Agradezco al profesor Pedro Simancas, jefe de departamento de ingeniería mecánica por brindarme la posibilidad de usar elementos y máquinas del taller de mecanizado para la fabricación de partes del banco experimental; y también a Giovanni Velez, encargado del taller, por su guía y consejo para la fabricación.

Por otra parte agradezco la ayuda del profesor Jose Alejandro Posada, quien pertenece a la institución universitaria Pascual Bravo y estuvo atento para colaborar en la solución de dudas y búsqueda de elementos que sirvieran para la experimentación.

Finalmente, quiero agradecer a Daniel y Fredys, compañeros de maestría y amigos, por todo el apoyo durante el tiempo que hemos pasado en el posgrado; tiempo en el que han contribuido en diferentes ámbitos de la vida, trascendiendo lo académico.

# Introducción general

El continuo crecimiento de la población mundial, sumado a factores como la disminución en las reservas de combustibles fósiles, su costo creciente y su efecto ambiental, han hecho que diferentes gobiernos y organizaciones mundiales comiencen a volcar sus miradas hacia las energías renovables como fuentes sustitutas para la generación eléctrica (Timilsina et al. (2018)). Por otro lado, el aumento en la demanda energética ha hecho que las reservas de combustibles fósiles con las que se contaba en el pasado se vayan quedando cortas para satisfacer los requerimientos de los diferentes sectores económicos; situación que ha hecho que la exploración y explotación de nuevos yacimientos sea cada vez más intensiva, llegando a la utilización de técnicas de extracción como el fracking, el cual tiene el potencial para causar daño al ambiente de las regiones en las que se practica, pudiendo contaminar el agua superficial y subterránea (Meng & Ashby (2014)), además del posible daño al subsuelo.

Dicha situación con los combustibles fósiles, unida al efecto directo que tienen sobre el calentamiento global las emisiones de CO<sub>2</sub>, ha hecho que el estudio, desarrollo e implementación de tecnologías que aprovechen diferentes fuentes de energía renovable se vuelvan cada vez más relevantes para la mayoría de gobiernos del mundo; muestra de ello es el compromiso que han ido adquiriendo los diferentes países que participan en la conferencia de las partes que es celebrada anualmente desde 1995, obteniendo un resultado histórico en 2016 cuando se firmaron los acuerdos del COP21, al considerarse como el primer convenio internacional sobre temas climáticos con la suscripción de más de 170 países. Aunque los esfuerzos de la mayoría de las partes siguen siendo pocos para alcanzar las metas establecidas (Berruezo & Jiménez (2017)), puede notarse como el grado de compromiso con los temas ambientales ha aumentado.

La generación hidroeléctrica se presenta como una de las más confiables fuentes, siendo en la actualidad el tipo de generación renovable que más participación tiene en la matriz de consumo energético por fuente primaria (BP Energy (2020)) y teniendo para el contexto colombiano una participación del 78.36% en lo que a generación eléctrica se refiere (XM (2020)); sin embargo las proyecciones de crecimiento para este tipo de generación son las más modestas entre las renovables (BP Energy (2020)) debido a que los sitios con potencial para instalación de grandes embalses son cada vez más escasos, además, en los últimos años las comunidades se han hecho más conscientes de sus inconvenientes (PRESS (2019)).

Por otro lado, las instalaciones a filo de agua y las pequeñas centrales son una buena alternativa, permitiendo descentralizar la generación, aumentando la confiabilidad y posibilitando aprovechar el potencial hidroenergético con que cuenta Colombia, el cual se estima en aproximadamente 93 GW (UPME (2018)). Parte de ese potencial de generación puede ser usado con sistemas de turbina de vórtice gravitacional (TVG), que aprovechan la energía potencial presente en un afluente sin requerir grandes intervenciones en el mismo; para la instalación de una central de generación de este tipo no es necesaria la construcción de represas, con lo que se reducen enormemente los impactos asociados a las formas de aprovechamiento hidráulicas convencionales.

El presente trabajo de investigación busca aumentar el conocimiento que se tiene sobre las centrales de generación con TVG; además de establecer un punto de partida para investigaciones futuras y sentar un precedente en lo que al diseño de los rodetes para sistemas de este tipo se refiere. A continuación se mencionan los objetivos que fueron planteados al inicio de la propuesta de investigación.

#### **Objetivo General:**

- Diseñar y optimizar un rodete para un sistema de turbina de vórtice gravitacional para generación eléctrica, tomando la eficiencia como parámetro a maximizar.

#### **Objetivos Específicos:**

- Realizar estudios computacionales que permitan reconocer el tipo de rodete que entrega las mejores eficiencias en un sistema TVG.
- Determinar los valores óptimos para los principales factores que intervienen en la eficiencia de un rodete de una TVG.
- Fabricar y caracterizar experimentalmente un rodete optimizado para un sistema de TVG a escala de laboratorio.

La evidencia para el cumplimiento de los objetivos propuestos se encuentra consignada en el presente documento, que está organizado en 3 capítulos. El primer capítulo es el de revisión del estado del arte; en él se recogen los principales estudios sobre el desarrollo de los sistemas de generación por vórtice gravitacional, prestándole especial atención a aquellas conclusiones previas que permitieron obtener aumentos en la eficiencia de estos sistemas.

El segundo capítulo atiende a la necesidad de establecer las geometrías de canal y cámara de descarga con las que se trabajará para diseñar el rodete optimizado; partiendo desde las conclusiones del estado del arte y teniendo presente que debía contarse con el espacio y las facilidades necesarias para un posterior montaje y validación experimental. Finalmente, es en el tercer capítulo en el que se desarrolla el proceso de comparación entre rodetes y diseño de experimentos que facilita el cumplimiento de los objetivos formulados.

# Capítulo 1

## Turbina de vórtice gravitacional: Una fuente no convencional de generación de energía eléctrica.

### 1.1 Resumen

Además del calentamiento global son diversas las razones por las cuales se hace necesario aumentar las fuentes de generación eléctrica; para países en vía de desarrollo debe ser de principal interés el incrementar la confiabilidad del sistema interconectado nacional, así como suplir la carencia de energía eléctrica que se presenta en gran parte del territorio. En ese mismo proceso deben implementarse cada vez más las fuentes consideradas como renovables. Aunque las turbinas de vórtice gravitacional (TVG) son una tecnología que puede considerarse como nueva en la industria de la generación eléctrica y que en el mundo son pocas las centrales de este tipo que se encuentran en operación, cada vez son más los estudios científicos que buscan lograr desarrollos que proporcionen aumentos en su eficiencia y establezcan procedimientos de diseño idóneos. El creciente interés de la comunidad científica parte de los beneficios que puede traer esta tecnología, la cual logra coexistir con el medio sin afectarlo gravemente y hace posible aprovechar sitios con bajo potencial de generación. En el presente capítulo se describen los principales componentes de un sistema (TVG) y se mencionan los avances que se han hecho a la fecha en el desarrollo de los mismos, buscando rastrear las mejoras que conducen a aumentos en la eficiencia del sistema.

- **Palabras clave:** turbina de vórtice gravitacional, fuentes de energías renovables no convencionales, recursos hídricos, centrales hidroeléctricas.

## 1.2 Introducción

Como se ha establecido, en la actualidad es fácil evidenciar la necesidad de diversificar las fuentes de generación e implementar cada vez más el uso de fuentes renovables; bajo esta premisa, las pequeñas centrales hidroeléctricas que hacen uso de la tecnología de vórtice gravitacional aparecen como una alternativa con menor impacto ambiental que las formas de aprovechamiento tradicionales, permitiendo aprovechar parte del caudal de un afluente sin la necesaria construcción de un embalse, coexistiendo con el medio y permitiendo también llevar fuentes confiables de generación a zonas no interconectadas (ZNI). Para la implementación de este tipo de centrales aparecen diferentes retos, y aunque el registro de lo que puede considerarse el primer diseño de una turbina impulsada por un vórtice de superficie libre, como las conocidas hoy en día, sea el de Brown (1968) con más de 50 años de existencia, son pocas las centrales de este tipo que se encuentran en operación actualmente y su desarrollo se ha dado mayoritariamente en el mundo académico, por lo que a la fecha no se cuenta con procedimientos estandarizados de diseño o metodologías definitivas en el campo.

A continuación se describen los hallazgos más importantes de la revisión de literatura realizada; La información es presentada de forma secuencial y se va pasando por cada uno de los componentes principales de los sistemas de generación por vórtice gravitacional.

## 1.3 Turbina de vórtice gravitacional

Las turbinas hidráulicas son dispositivos que convierten la energía potencial presente en el flujo del agua en energía rotacional en un eje de salida; la energía presente en dicho eje puede aprovecharse para realizar trabajo de forma inmediata (como lo hacen desde hace siglos los molinos) o puede ser aprovechada para transformarla en energía eléctrica al acoplar el eje de la turbina a un generador, forma de aprovechamiento que es más común hoy en día (Gürbüz (2006)).

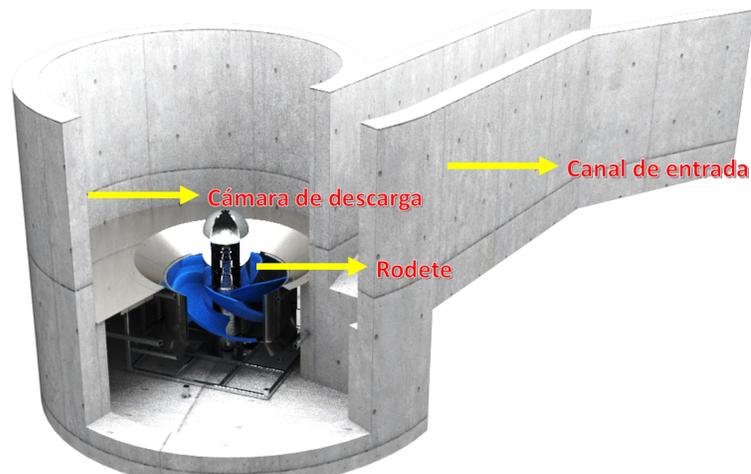
El desarrollo histórico de las turbinas hidráulicas permite clasificarlas principalmente como sigue:

- **Turbinas de acción o impulso:** en este tipo de turbinas el flujo sale de una tubería en la que se encuentra a una presión mayor a la de la atmósfera e impacta los álabes que están unidos al perímetro del rotor. El cambio de momento que experimenta el fluido al chocar con los álabes es lo que permite la transferencia de energía. Las turbinas de impulso se usan típicamente para caídas de agua superiores a 100 m y caudales relativamente bajos (Okot (2013)).
- **Turbinas de reacción:** este tipo de turbinas están equipadas con álabes que restringen flujo y lo redirigen; por esto no solo aprovechan la energía cinética

presente en él, sino que también toman partido del cambio producido en la presión hidrostática. Un estimado de su rango de operación será en sistemas con cabezas entre los 30 m y 600 m (Okot (2013)).

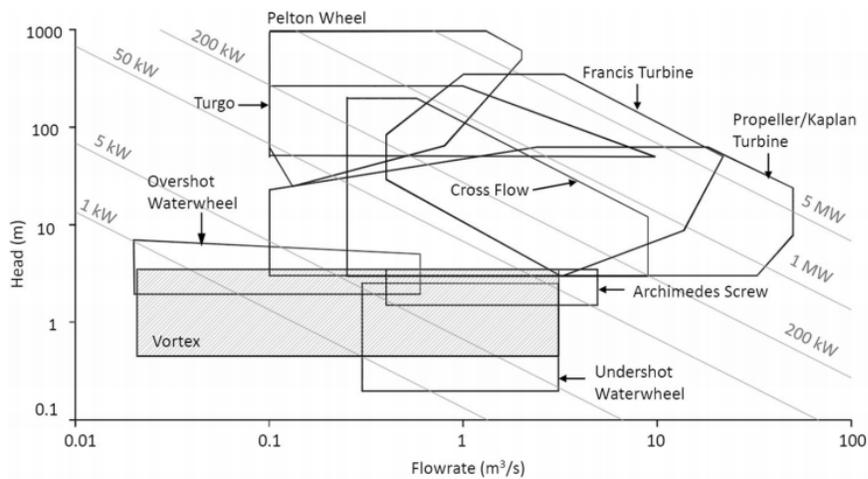
Los sistemas de turbina de vórtice gravitacional suelen ser tratados como turbinas de impulso (Dhakal et al. (2014a)), tratamiento con el que posteriormente puede modelarse el vórtice de superficie libre como un chorro de agua que golpea el rodete transmitiéndole momento; con esta premisa han sido desarrollado estudios que buscan optimizar los ángulos de los álabes para que logren obtener la mayor potencia posible del flujo (Dhakal et al. (2014a); Kueh et al. (2017)).

Los principales componentes de un sistema de TVG son el canal de entrada, por el que se capta el agua para ser turbinada, la cámara de descarga, en la que se forma el vórtice y el rodete, que aprovecha la energía del vórtice para posteriormente transmitirla a un generador; estos elementos se encuentran en la Figura 1.1.



**Figura 1.1.** Ilustración de un sistema TVG con sus principales componentes. Adaptado de Turbulent (2020)

Los sistemas de turbina de vórtice gravitacional aparecen como una alternativa interesante para generación a pequeña escala, especialmente en el contexto colombiano debido a la riqueza hídrica con la que cuenta el país, las oportunidades que representan para el abastecimiento de las ZNI, los pocos requerimientos para la instalación de uno de estos sistemas (mucho menores a los que exigen las centrales tradicionales), su concepción para el funcionamiento al filo de agua y el que no necesiten embalse, además de las mínimas obras civiles que deben adelantarse para su instalación y la posibilidad de ser utilizadas en zonas de operación clasificadas como de ultra-baja cabeza, tal y como se presenta en la Figura 1.2; todo lo anterior hace que sea posible instalar varias plantas de este tipo a lo largo de un mismo río sin afectar en gran forma el ecosistema, demás ayudan a aumentar el contenido de oxígeno en el agua al pasar por la turbina (Mohanán (2016)).



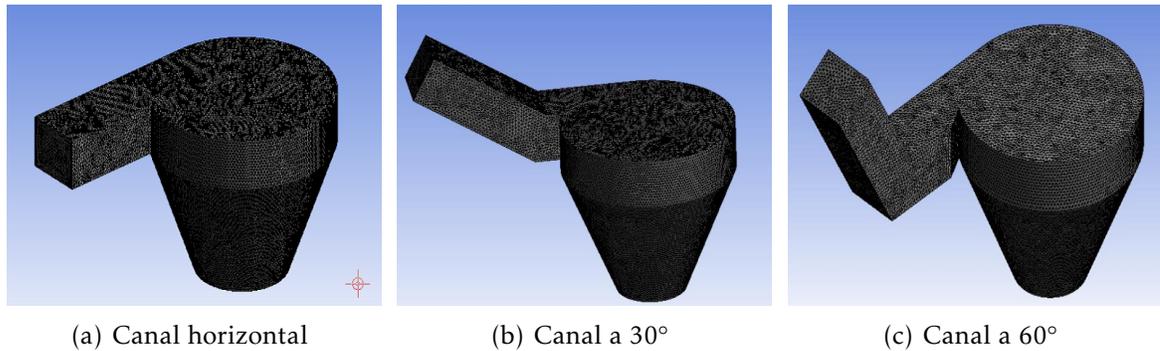
**Figura 1.2.** Zonas de operación para turbinas hidráulicas. Fuente: (Timilsina et al. (2018))

## 1.4 Estado del arte

Como se ha mencionado anteriormente, los sistemas de TVG son una tecnología que puede ser considerada nueva debido a su reciente auge en el mundo de la generación (Timilsina et al. (2018)), encontrándose en una etapa temprana de maduración tecnológica. El desarrollo del estado del arte será llevado a cabo de forma que se le de tratamiento de forma individual a las partes principales que conforman un sistema de TVG.

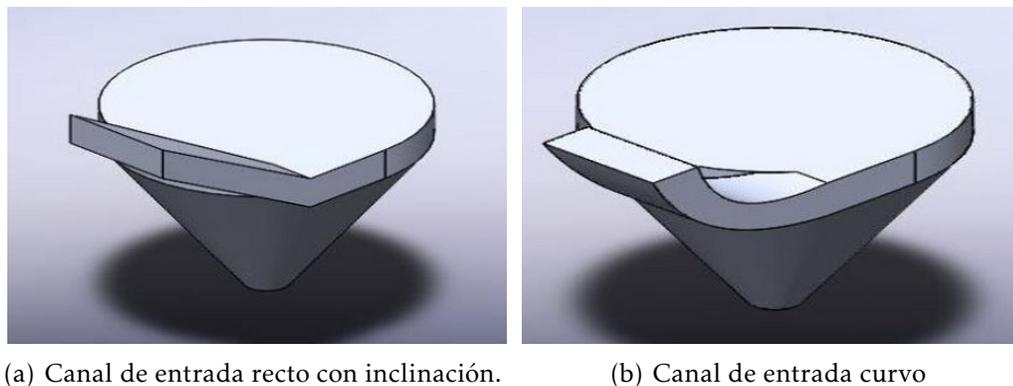
### 1.4.1 Canal de entrada

El canal de entrada es quizá el componente de los sistemas de TVG del que menos estudios se encuentran; los principales apuntan a que pueden obtenerse mejores resultados con canales de entrada de sección transversal rectangular. Además de encontrar variaciones en las geometrías para la captación del agua también se encontró el caso puntual de los estudios computacionales desarrollados por Rehman et al. (2017) en los que jugaban con la inclinación del canal, dichas variaciones aparecen representadas en la Figura 1.3; ellos realizaron simulaciones con valores de  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  y  $60^\circ$  para la inclinación del canal. Esto resulta un poco extraño ya que dicha inclinación esta dada por las condiciones del sitio en el que se desee instalar la turbina, además, si se espera realizar una instalación con estas características se debe restar la altura vertical recorrida por el canal a la cabeza disponible para la generación del vórtice, lo que puede restarle fuerza al mismo. En los estudios CFD de los dominios presentados encontraron mejores resultados para las velocidades del flujo en la cámara de descarga con la mayor inclinación; lo anterior es de esperarse, ya que las velocidades en la cámara de descarga se encuentran afectadas por la distancia vertical que ha recorrido el fluido mientras esta expuesto al campo gravitacional.



**Figura 1.3.** Canales de entrada con diferentes inclinaciones. Fuente: Rehman et al. (2017).

Otro estudio en el que se aprecian variaciones similares para el canal de entrada (con en ingreso del fluido en una posición superior a la cámara de descarga) es el de Havaladar et al. (2020), quienes implementaron una geometría recta e inclinada y otra curva; para el segundo canal mencionado se hizo uso de la curva de Brachistochrone contenida en un plano vertical, esta curva también es llamada la curva de descenso más rápido y permite que las partículas de fluido alcancen una mayor velocidad mientras se desplazan desde el punto más alto en la entrada del canal hasta el punto más bajo, situado justo en la conexión con la cámara de descarga; los dominios computacionales usados en este estudio se encuentran representados en la Figura 1.4. Como resultado de su investigación concluyeron que el con la implementación de la curva de Brachistochrone se alcanzan velocidades más altas en la cámara de descarga, con lo que también aumenta la potencia que puede generar el sistema.

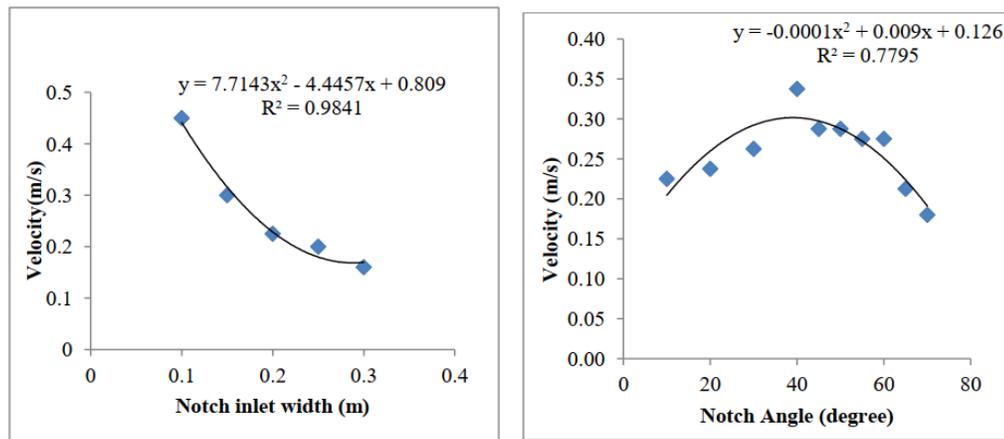


**Figura 1.4.** Canales de entrada inclinado con sección recta e inclinado con la curva de Brachistochrone. Fuente: Havaladar et al. (2020).

Chattha et al. (2017) desarrollaron estudios que se centraron en analizar los efectos que tienen sobre la formación del vórtice, la altura y el ancho del canal de entrada, la velocidad

del flujo a la entrada y la variación de parámetros como diámetro y altura de la cámara y diámetro de descarga. Concluyeron que es mejor tener un canal de entrada con mayor alto que ancho, conclusión que concuerda con lo dicho para este componente por Shabara et al. (2015b) y Khan (2016) y que se confirma con lo descrito en el estudio de Rahman et al. (2018), quienes realizaron experimentos en los que hacían variar el caudal y el canal de entrada (principalmente el ángulo que forma este último con la cámara de descarga) y plantean la relación entre la eficiencia del sistema y el ancho y alto de la sección transversal que tiene el canal al conectarse con la cámara de descarga.

De la misma forma Dhakal et al. (2014b) se centraron en maximizar la velocidad del flujo a la salida; en el canal de entrada variaron el ángulo de la conexión concluyendo que está debe ser tal que permita que el fluido vaya ganando velocidad de forma gradual y sin generar mucha turbulencia antes de llegar a la cámara de descarga. Para las conexiones entre la cámara de descarga y el canal de entrada concluyen que es mejor tener una geometría en la que esta sección sea más alta que ancha; presentando esta zona como la que mayor influencia tiene en la velocidad de salida en comparación con los otros parámetros analizados, tal y como se aprecia en la Figura 1.5(a). La Figura 1.5(b) muestra la influencia que tiene el ángulo de conexión entre el canal y la cámara de descarga, en ella se reconoce que el valor óptimo para este parámetro está en aproximadamente 40°.



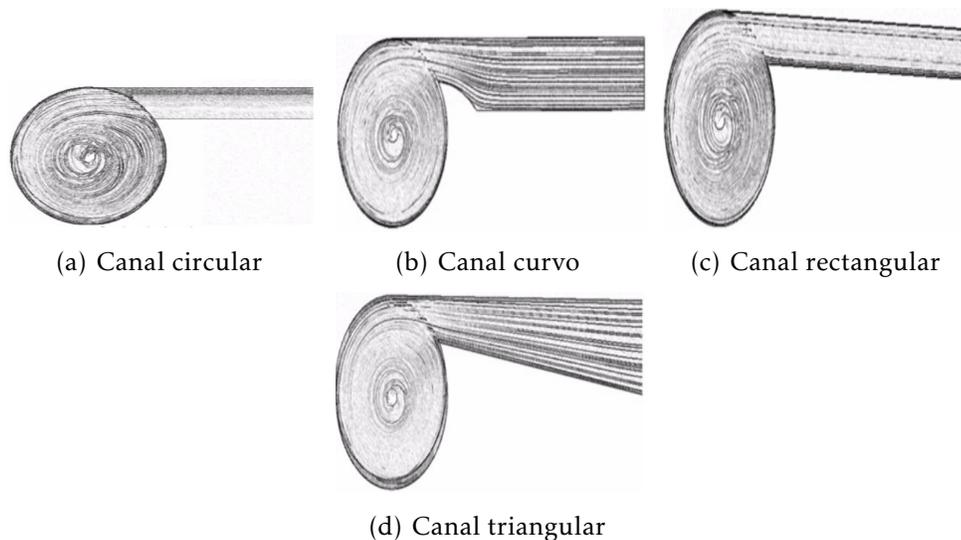
(a) Ancho de la entrada vs velocidad.

(b) Ángulo de conexión vs velocidad.

**Figura 1.5.** Efecto del ángulo y el ancho de la conexión entre el canal y la cámara de descarga, sobre la velocidad de salida. Fuente: Dhakal et al. (2017)

Por su parte Power et al. (2016) realizaron experimentos en los que, al probar diferentes alturas para el canal de entrada y mantener fija la cámara de descarga, encontraron que una relación del 35% entre esta y la altura total de la cámara es óptima para el desempeño de la turbina.

Thapa et al. (2017) desarrollaron estudios en los que variaron la forma de los canales antes de la entrada de la cámara de descarga; concluyeron que un canal de entrada con forma triangular (sección transversal rectangular que se reduce al acercarse a la cámara) tiende a producir mucho menos desbalance radial en las fuerzas del vórtice, lo cual ayuda a liberar cargas para el eje del rodete y además apoya lo concluido por Dhakal et al. (2014b) y Chattha et al. (2017). La Figura 1.6 muestra las diferentes geometrías que se usaron en el estudio.



**Figura 1.6.** Geometrías en la conexión entre canal y cámara de descarga. Fuente: Thapa et al. (2017)

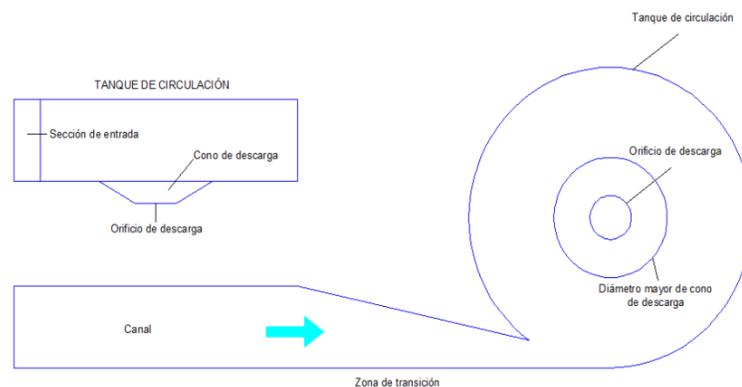
### 1.4.2 Cámara de descarga

En contraste con el canal de entrada, la cámara de descarga es el componente sobre el que más estudios se han desarrollado, principalmente se ha cambiado su geometría de cilíndrica a cónica y se han variado los parámetros que definen esas formas. En los análisis llevados a cabo se ha buscado maximizar fundamentalmente la velocidad de salida del agua y/o la correcta formación y altura del vórtice generado. Diferentes autores concluyen que un cono de aire que se desarrolle hasta el fondo de la cámara de descarga maximiza la eficiencia de la turbina; entre ellos, Khan (2016) que concluyó con sus estudios que para una cámara cilíndrica, al reducir el diámetro de la misma se aumenta el nivel del agua dentro de ella pero al mismo tiempo se reduce la altura del cono de aire y que al incrementar demasiado el diámetro de la cámara se obtienen grandes pérdidas por fricción y la mayor parte del agua termina deslizándose por el fondo de la cámara. Estas conclusiones, en especial sobre el diámetro, concuerdan con las obtenidas por Chattha

et al. (2017) en sus estudios.

De forma similar Khan et al. (2018), al realizar simulaciones y experimentación en un sistema con cámara cónica, concluyen que se encuentran mejores resultados cuando el vórtice y el cono de aire desarrollados tienen la misma altura de la cámara de descarga (llegan al fondo de la misma) y que al incrementar el diámetro de la cámara la altura del vórtice decrece. Con lo que se aprecian semejanzas para el comportamiento de tanques de circulación cónicos y cilíndricos frente a la variación de los parámetros anteriores.

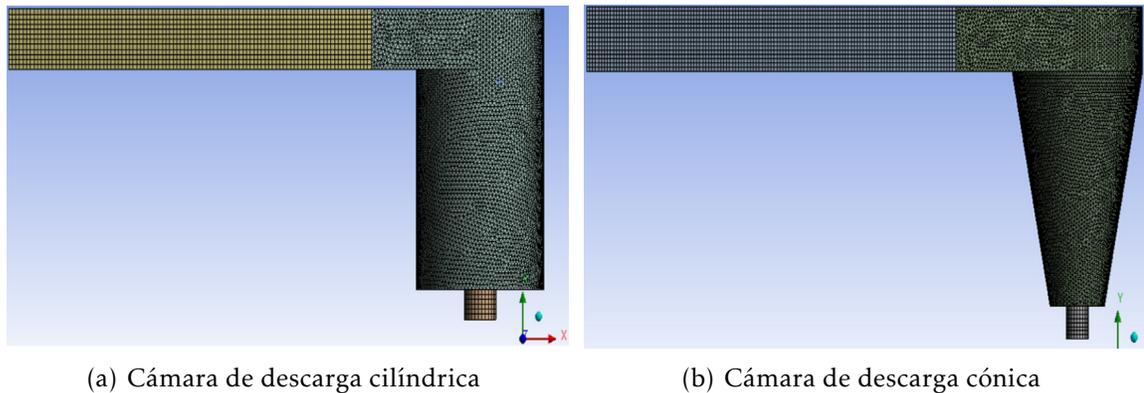
H. (2014) realizó experimentos en los que planteaba una pequeña central de generación por vórtice gravitacional a ser usada en su localidad. El modelo experimental desarrollado contaba con una cámara de descarga cilíndrica que estaba situada a la misma altura que el canal de entrada y fue provista con una pequeña sección cónica en la descarga (representada en la Figura 1.7) y concluye que para modelos con características similares al suyo la altura de la lámina de agua en el canal de entrada debe ser aproximadamente del 75% de la altura del tanque de circulación o cámara de descarga.



**Figura 1.7.** Geometría usada para central minihidráulica. Fuente: H. (2014)

En sus estudios Dhakal et al. (2014a) y Dhakal et al. (2015) compararon las geometrías cilíndrica y cónica para la cámara de descarga y concluyeron que el vórtice formado en el canal cónico es más fuerte que el obtenido en canales cilíndricos y que además el rodete logra extraer mayor potencia del flujo. Estos investigadores usaron cámaras de descarga que se encuentran posicionadas en un nivel inferior al del canal de entrada, en lo que difieren del tipo de modelo experimental usado por H. (2014). La Figura 1.8 representa las cámaras de descarga usadas por Dhakal et al. (2015). Rahman et al. (2017) en su amplia revisión sobre este tipo de sistemas confirma la superioridad de las cámaras cónicas sobre las cilíndricas y sus bondades para la formación del vórtice.

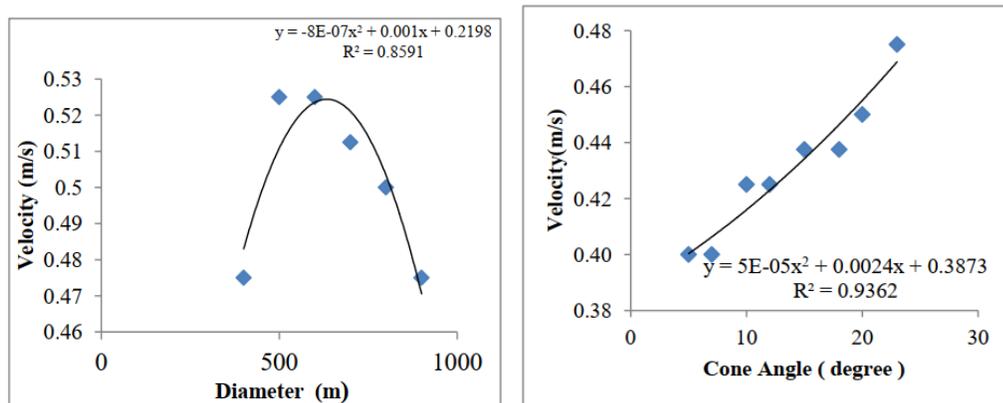
Dhakal et al. (2014b) habían realizado simulaciones para un canal cónico en las que al mantener fija la altura y el diámetro superior ( $D$ ) para la cámara de descarga, mientras



**Figura 1.8.** Cámaras de descarga cilíndrica y cónica comparadas en estudio previo. Fuente: Dhakal et al. (2015)

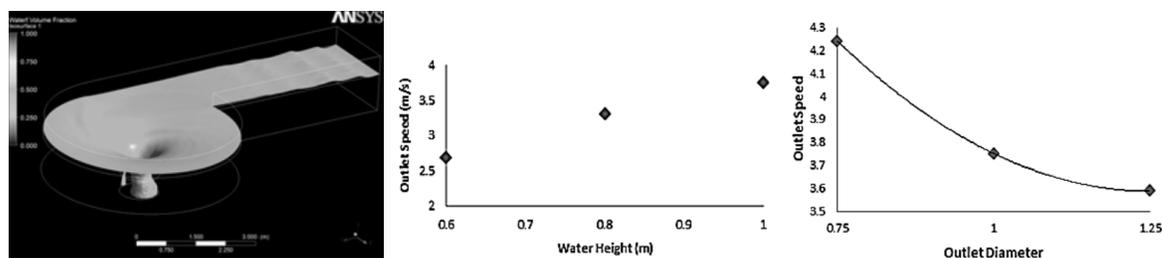
se modificaba el diámetro de salida ( $d$ ) y el ángulo del cono (parámetros dependientes) y buscaban mantener la relación  $d/D$  entre el 14% y 18% (valores que buscan lograr una adecuada formación del vórtice), con lo que obtuvieron una mayor velocidad para el valor de la mayor inclinación de la cámara. Al llegar a una relación del 18% lograron mejores velocidades de salida. La Figura 1.9(a) muestra el efecto que tiene la variación del diámetro del tanque sobre la velocidad y permite apreciar un máximo cuando el diámetro es cercano a los 500 mm (para el caudal usado en las simulaciones); la Figura 1.9(b) muestra como la velocidad de salida aumenta a medida que se incrementa el ángulo del cono, a medida que se acerca a una cámara cilíndrica; sin embargo, debe tenerse presente que los investigadores mantuvieron las relaciones proporcionales entre  $D$  y  $d$  establecidas inicialmente, con lo que se tiene un límite para las construcciones geométricas posibles. Otra posición sobre la relación entre diámetros es la de Rehman et al. (2017), quienes concluyen que una cámara de descarga cónica con una relación de 2.5 entre el diámetro superior y el diámetro de salida mejora la eficiencia del sistema TVG.

Shabara et al. (2015b) realizaron estudios CFD para diferentes profundidades en el canal de entrada y velocidades de ingreso de fluido, con esto obtuvieron alturas para el vórtice formado y analizaron la velocidad de salida en la cámara de descarga como el parámetro principal. Posteriormente Shabara et al. (2015a) continuaron con el estudio y encontraron que para un sistema con canal cilíndrico como el mostrado en la Figura 1.10(a) al aumentar la profundidad del agua aumenta la velocidad de salida (Figura 1.10(b)) y que de igual forma se incrementa al reducir el diámetro de salida (Figura 1.10(c)).



(a) Diámetro superior de la cámara vs velocidad (b) Ángulo del canal de descarga vs velocidad

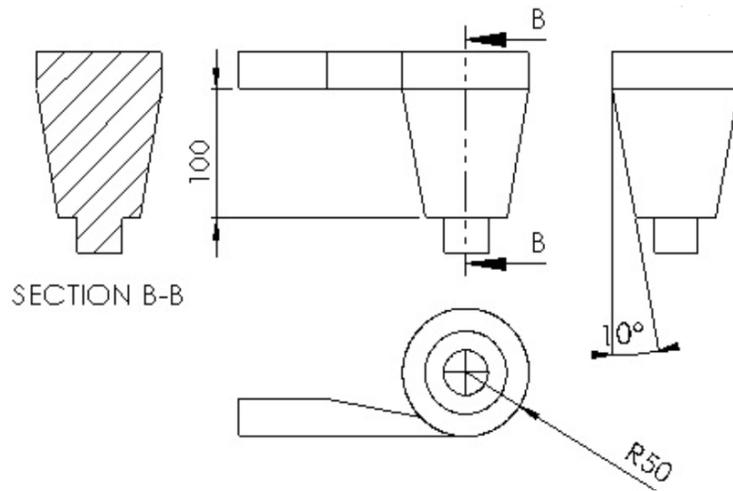
**Figura 1.9.** Efectos del ángulo de cono y el diámetro de la cámara en la velocidad de salida. Fuente: Dhakal et al. (2017)



(a) Cámara cilíndrica plana. (b) Profundidad del agua vs velocidad de salida (c) Diámetro de salida vs velocidad de salida

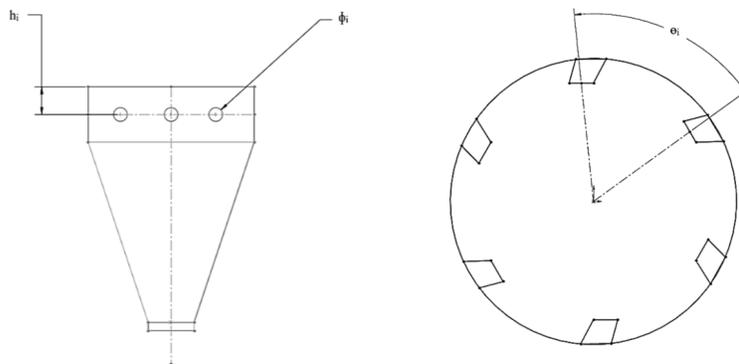
**Figura 1.10.** Efecto de la profundidad del agua y el diámetro de salida sobre la velocidad de salida del agua. Fuente: Shabara et al. (2015a).

Sreerag et al. (2016) también realizaron simulaciones en las que variaban el diámetro de salida de una cámara de descarga cónica, concluyeron que la relación  $d/D$  más adecuada es una del 30% ya que con ella obtuvieron las mayores velocidades tangenciales en el vórtice; además realizaron variaciones y simulaciones para el ángulo de cono (con valores de  $10^\circ$ ,  $12^\circ$ ,  $14^\circ$ ,  $16^\circ$ , y  $18^\circ$ ) optaron por un ángulo de  $16^\circ$  ya que fue el que les permitió obtener mayores velocidades tangenciales con un vórtice bien desarrollado. La relación del 30% hallada pareciera estar en desacuerdo con lo planteado anteriormente por Dhakal et al. (2014b) (establecieron una relación del 18% como máxima), sin embargo no es así, ya que en el modelo utilizado por Sreerag et al. (2016) la sección cónica cuenta con una parte plana justo en donde se conecta con una boquilla de descarga provista con el diámetro de salida, esta variación en la geometría de los canales cónicos aparece representada en la Figura 1.11.



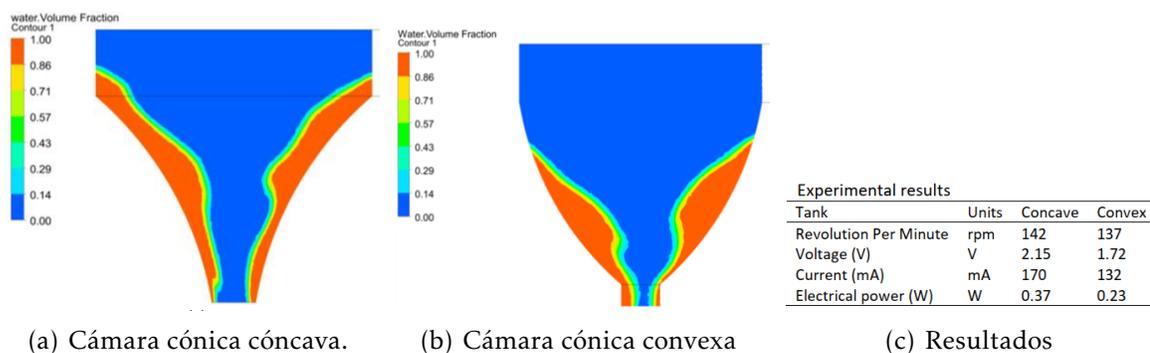
**Figura 1.11.** Cámara cónica con sección plana antes de la descarga. Fuente: Sreerag et al. (2016)

Dentro de la información analizada, las modificaciones más notables llevadas a cabo en lo que a la cámara se refiere son las propuestas por Srihari et al. (2019) y en menor medida las de Sánchez et al. (2019). Srihari et al. (2019) realizaron diferentes arreglos de álabes directores dispuestos sobre una cámara de descarga cónica (Figura 1.12) buscando intensificar la formación del vórtice, para esto tuvieron en cuenta la orientación, alineación y posicionamiento de los mismos en la cámara. Las turbinas que fueron dispuestas con los intensificadores estuvieron en capacidad de iniciar y mantener la operación con menores caudales de agua y entregaron mejores eficiencias; la mayor eficiencia para uno de estos sistemas fue del 42.47%, comparada con una eficiencia del 23.11% obtenida en un equipo con configuración idealmente igual pero sin los directores.



**Figura 1.12.** Cámara de descarga cónica provista con álabes directores. Fuente: Srihari et al. (2019).

Las modificaciones propuestas por Sánchez et al. (2019) fueron realizadas bajo la premisa de que la cámara de descarga es el componente más importante dentro de un sistema de TVG; los cambios llevados a cabo consistieron en la implementación de geometrías cóncava y convexa (Figura 1.13(a) y 1.13(b) respectivamente) en el cono y analizaron el comportamiento de la velocidad de salida y la eficiencia en un montaje experimental a escala. Los resultados, presentados en la Figura 1.13(c), muestran un aumento del 62% en la velocidad de salida de la cámara cóncava sobre la convexa y del 60% en la potencia generada; parámetro en el que también fue superior la cámara cóncava.

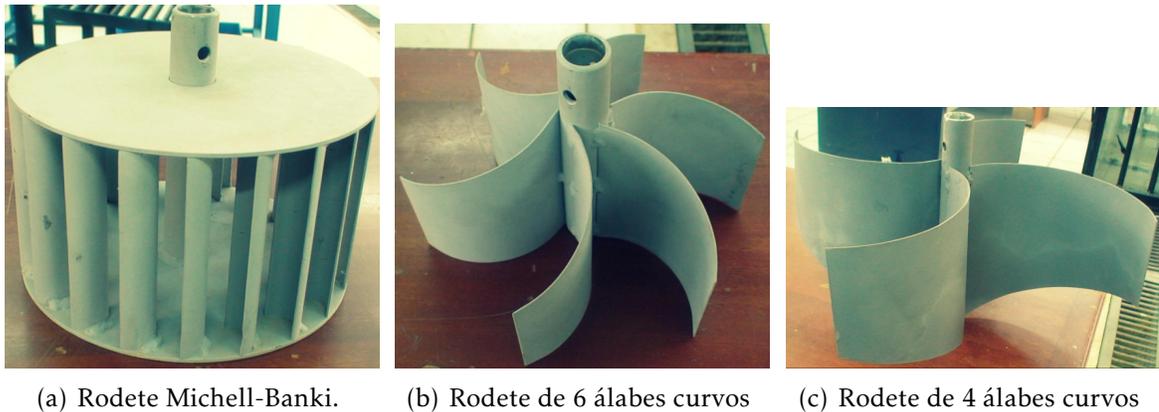


**Figura 1.13.** Cámaras cónicas con sección transversal cóncava y convexa. Fuente: Sánchez et al. (2019).

### 1.4.3 Rodete

El rodete, al ser el componente que entra en contacto con el vórtice desarrollado por el agua debe aprovechar de la mejor forma posible la energía presente en el fluido para transmitirla al eje y posteriormente, ser aprovechada en el generador. Diferentes rodetes que han sido optimizados para otros tipos de turbinas han sido usados por investigadores que han experimentado con su desempeño en sistemas TVG.

Como en todas las turbinas, la geometría es un parámetro fundamental y en el caso de los sistemas TVG, debe ser pensada para que se logre extraer la energía del vórtice sin llegar a detener su formación, Nishi & Inagaki (2017) estudiaron la interacción del vórtice con un rodete de flujo cruzado, similar al que sería usado en una turbina Michell-Banki, de sus estudios puede apreciarse la forma en la que cambia el torque del eje frente a cambios en la velocidad de rotación del rodete. Fácilmente un rodete mal diseñado o que trabaje fuera de su zona de operación ideal, puede llegar a ocasionar fenómenos como el desbordamiento del flujo por encima de la cámara de descarga o ineficiencias. H. (2014) también usó un rodete de flujo cruzado, el cual se presenta en la Figura 1.14(a) y lo comparó con los rodetes de la Figura 1.14(b) y 1.14(c); la mejor eficiencia, del 26.66%, la obtuvo con el rodete de 6 álabes curvos.

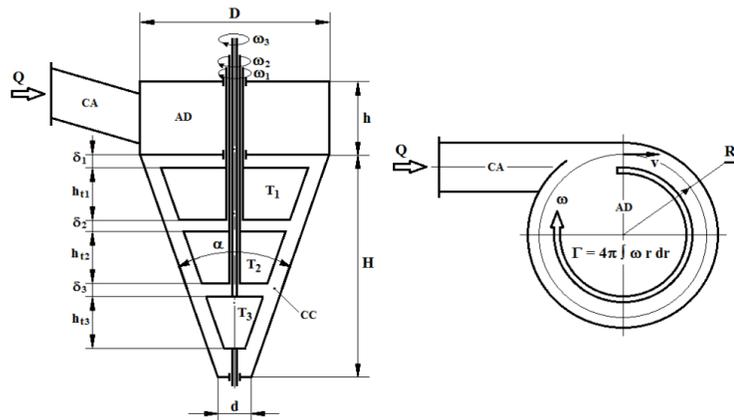


**Figura 1.14.** Rodetes comparados para el diseño de una central minihidráulica. Fuente: H. (2014).

La posición vertical del rodete dentro del tanque de circulación es otra variable a la que debe prestársele atención; al analizar los registros de diversas investigaciones se puede concluir que al ubicar este elemento en cercanías a la salida de la turbina pueden ser alcanzadas mejores eficiencias, esto es fácil de entender si se piensa que gran parte, o la totalidad de la energía potencial gravitacional presente en el agua al momento de dejar el canal de entrada, habrá sido convertida en energía cinética cuando esta sale del sistema.

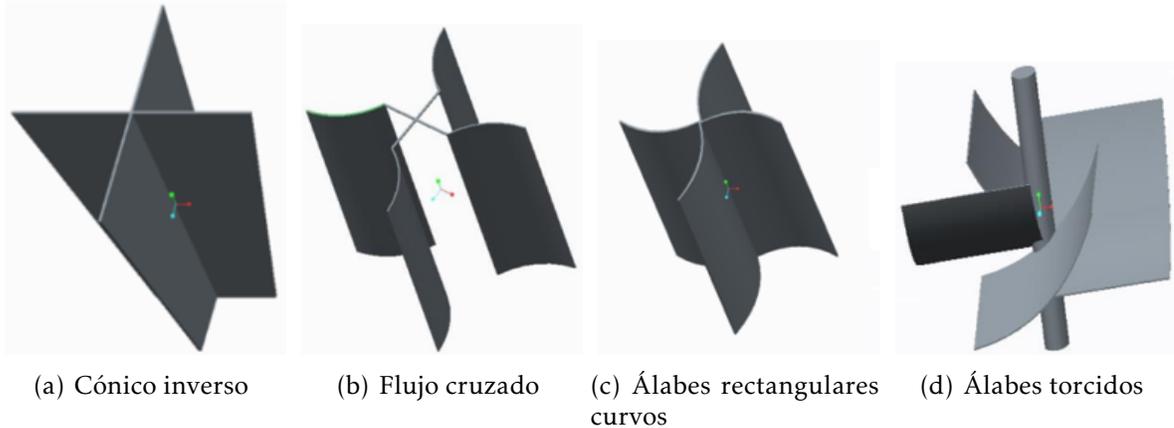
Estudios como el realizado por Marian et al. (2013) tomaron en consideración las diferentes etapas de desarrollo del vórtice y contemplaron la posibilidad de ubicar varios rodetes a lo largo de la dirección axial de la cámara de descarga. Ellos posicionaron 3 rodetes diferentes, como se muestra en la Figura 1.15, en una cámara cónica y encontraron que cuando los tres estaban en funcionamiento, el rendimiento energético era mayor para el rodete más cercano al orificio de descarga y disminuyó hacia los niveles superiores. Por otro lado Dhakal et al. (2014a) investigaron el efecto de la posición de un solo rodete a lo largo de la altura de la cámara y concluyeron que, para obtener mejores eficiencias, este debe posicionarse en los puntos más bajos de la misma. La conclusión anterior está de acuerdo con el supuesto presentado en el apartado de la cámara de descarga, que afirmaba que se tiene un vórtice más fuerte cuando su cono de aire llega hasta el fondo de la misma. Además, esos resultados se comparten con lo presentado por Bajracharya et al. (2018) y por Rahman et al. (2017) quienes afirman que la eficiencia máxima para el sistema se encuentra cuando el rodete se sumerge en la sección comprendida entre el 65% y 75% del tanque de circulación.

Como se mencionó, diversos tipos de rodetes han sido probados en los sistemas TVG, a tal punto que no logra tenerse claridad sobre cuál de ellos es el más indicado para lograr obtener la mejor eficiencia del sistema. Qureshi et al. (2018) decidió utilizar una turbina h-Darrieus con un perfil NACA simétrico y obtuvo una eficiencia de solo 12%; ese bajo



**Figura 1.15.** Configuración experimental con 3 rodetes en una misma cámara de descarga. Fuente: Marian et al. (2013)

valor de eficiencia le fue atribuido a la inercia del sistema, a su peso y a la fricción aportada por el rodamiento en el ensamble. Khan (2016) hizo uso de varios rodetes (representados en la Figura 1.16) y concluyó que el rodete de flujo cruzado en la Figura 1.16(b) es el que entrega mayor potencia y tiene una eficiencia máxima del 56.56% operando a 117 RPM.



**Figura 1.16.** Rodetes usados en un estudio previo de optimización. Fuente: Khan (2016)

Marian et al. (2012) utilizaron tres rodetes tipo propela provistos con un perfil hidrodinámico ubicados sobre el mismo eje de un sistema y proponen este tipo de rodetes como los más adecuados para ser utilizados en las TVG; además plantean el rodete Francis como otro bien opcionado. Ullah et al. (2019) realizaron experimentos para un rotor tipo Savonius con dos etapas en una cámara cónica y concluyeron que la potencia generada por la etapa más próxima al fondo de la cámara está altamente relacionada con la caída de la cabeza hidráulica, y se puede generar potencia con la etapa superior desde el momento en

que la superficie del vórtice toca el borde del perfil, ya que la interacción entre el vórtice y el perfil no es tan significativa.

Gautam et al. (2016) también posicionaron dos rodetes en una sola cámara, nombrando el rodete cercano al agujero de salida como booster; debido a que dichos rotores en esa posición presentan bajas eficiencias, pero aumentan la eficiencia total del sistema cuando se disponen como refuerzos para un rodete principal. Los investigadores realizaron experimentos con tres diferentes tipos de booster, los cuales se encuentran presentes en la Figura 1.17 y variaron parámetros como ángulos de entrada y salida, ángulo de impacto, número de aspas, su altura en la cámara de descarga y además consideraron la interacción con el ángulo del cono en la cámara y el diámetro de descarga. Finalmente encontraron que en condiciones óptimas se puede obtener un aumento en el 6% de la eficiencia del sistema con la adición del booster.

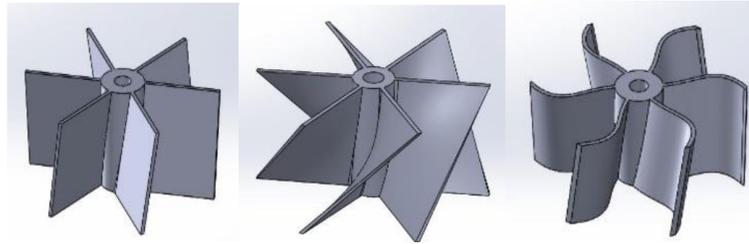


**Figura 1.17.** Boosters propuestos para mejorar la eficiencia de un sistema TVG. Fuente: Gautam et al. (2016)

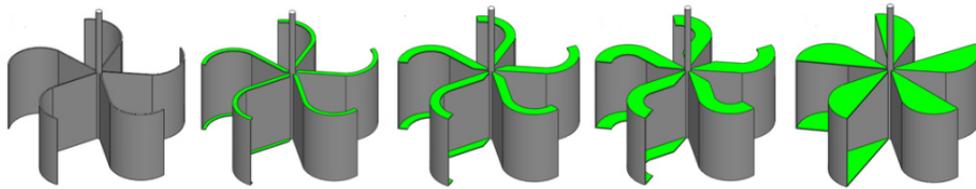
Dhakal et al. (2017) evaluaron tres diferentes geometrías para los álabes de un rodete simple (Figura 1.18), encontrando que los álabes curvos permiten extraer una potencia mayor a la de los otros dos tipos. La eficiencia alcanzada en simulaciones fue del 80%, frente a un 70% obtenido en la experimentación; la diferencia entre estos valores es atribuida a pérdidas inherentes al montaje. Bajracharya et al. (2018) también realizaron simulaciones con rodetes parecidos y plantean la importancia de fabricar rodetes que no solo saquen provecho de la componente angular de la velocidad del fluido sino también de la axial.

Wichian & Suntivarakorn (2016) también hicieron uso de rodetes con álabes curvos, su propuesta se basó en la adición de pestañas o tapas a la parte superior e inferior de las aspas en diferentes proporciones y compararon el torque obtenido en el eje de la turbina con lo que evidenciaron un aumento en el torque en simulaciones y experimentación principalmente con el rodete cuyos álabes tienen un 50% del área superior e inferior cubierta por los bafles. En la parte experimental, para el torque producido y la eficiencia encontraron aumentos promedio de 10.25% y 4.12% respectivamente.

Power et al. (2016) decidieron analizar el efecto que tienen sobre la eficiencia variaciones



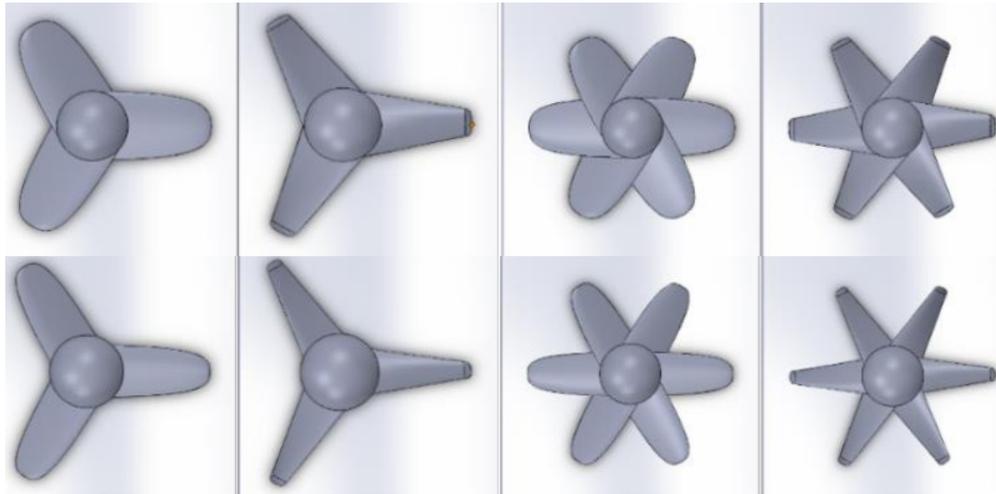
**Figura 1.18.** Rodetes con álabes rectos, torcidos y curvos usados por Dhakal et al. (2015) en sus simulaciones.



**Figura 1.19.** De izquierda a derecha: rodetes con 0%, 25%, 50%, 75% y 100% de su área superior e inferior cubierta por baffles. Fuente: Wichian & Suntivarakorn (2016).

llevadas a cabo en el tamaño de los álabes y el número de los mismos; sus estudios concluyeron que álabes con mayor área superficial y por ende mayor contacto con el vórtice eran superiores en desempeño. En cuanto al número de álabes probaron en rodetes con 2 y 4 elementos obteniendo mejores resultados para los rodetes con 4 aspas y por último, al haber variado el espesor de la lámina con el que eran fabricados, encontraron que la eficiencia era mejor con los rodetes más livianos.

De forma similar a Marian et al. (2012), Wardhana et al. (2019) también optaron por analizar el comportamiento de rodetes tipo propela al estar posicionados en sistemas de TVG; realizaron variaciones en la forma y longitud de cuerda de los álabes así como en el número de los mismos, terminando con las 8 propelas mostradas en la Figura 1.20. Dichas propelas fueron evaluadas mediante simulaciones cuyos resultados sugieren que el número de álabes y la longitud de cuerda en los mismos es inversamente proporcional a la eficiencia de la turbina y que la forma de los álabes es más eficiente cuando son torcidos. Seleccionan los rotores con 3 álabes como los más eficientes de su estudio, la mayor eficiencia entregada fue del 54.4%.



**Figura 1.20.** Rodetes tipo propela usados en las simulaciones de Wardhana et al. (2019).

Dhakal et al. (2014a) probaron rodetes con la misma configuración geométrica, diferente radio y número de álabes (3, 6 y 12). Los mejores valores de eficiencia se obtuvieron para las configuraciones con menor número de álabes ya que generan menor distorsión del vórtice y un radio que no sea tan grande como para generar mayores fuerzas cortantes del fluido con las paredes de la cámara.

Finalmente, en la Tabla 1.1 se presenta un breve resumen sobre algunos de los artículos que se revisaron para el desarrollo del estado del arte. Para futuros estudios es importante analizar la forma en la que todos los factores interactúan y afectan la eficiencia del sistema TVG; deben evaluarse diferentes velocidades de entrada y configuraciones geométricas de cada uno de los componentes como una primera aproximación a una metodología de diseño estándar, para adquirir mayores conocimientos sobre el comportamiento del sistema y poder migrar hacia un enfoque en el que se diseñe el sistema partiendo del caudal y la cabeza de altura de un sitio determinado.

**Tabla 1.1. Resumen del estado del arte.**

<b>Autores</b>	<b>Enfoques del análisis</b>	<b>Componentes Analizados/ tipo de descarga</b>	<b>Información relevante</b>
Dhakal et al. (2017)	Simulaciones y experimentación	Rodete principalmente / cónico	Álabes curvos permiten extraer una potencia mayor. La eficiencia alcanzada en la simulación fue del 80%, frente a un 70% obtenido en la experimentación.
Nishi & Inagaki (2017)	Simulaciones y experimentación	Canal, cámara y rodete / cilíndrico	La eficiencia máxima encontrada en su configuración experimental fue de 35 % a una velocidad de rotación de 47 RPM.
Power et al. (2016)	Experimentación	Canal, cámara y rodete / cilíndrico	Una relación del 35% entre la altura de entrada del agua y la altura total de la cámara de descarga como óptima para el desempeño de la turbina.
Rahman et al. (2017)	Review		Una altura de entre el 0.65 y el 0.75 de la cámara de descarga es óptima para la posición del rodete. Las eficiencias máximas en los estudios revisados estaban entre el 30% y 50%. Las cámaras cónicas presentan mejores resultados que las cilíndricas.
Rehman et al. (2017)	Simulaciones	Canal, cámara / cónico	Una cámara de descarga con una relación de 2.5 entre el diámetro superior y el diámetro de salida mejora la eficiencia.
Shabara et al. (2015b)	Simulaciones y experimentación	Cámara de descarga / cilíndrico	A mayores alturas del vórtice se obtiene mejores velocidades. La mayor eficiencia en sus experimentos se obtuvo en el rango de 28 a 38 RPM.
Gautam et al. (2016)	Simulaciones y experimentación	Rodete principalmente / cónico	En condiciones óptimas se puede obtener un aumento en el 6% de la eficiencia de la turbina con la adición de un booster, reportan eficiencias de más del 60%.
Khan (2016)	Simulaciones y experimentación	Rodete principalmente / cilíndrico	Obtuvieron una eficiencia del 68.84% haciendo uso de un rodete de flujo cruzado.
Bajracharya et al. (2018)	Simulaciones y experimentación	Rodete principalmente / cónico	La eficiencia máxima se encuentra cuando el rodete es sumergido entre el 65 y 75% de la altura de la cámara de descarga. La máxima eficiencia encontrada de alrededor del 50%.
Wardhana et al. (2019)	Simulaciones	Rodete principalmente / cilíndrico	Con un rodete tipo propela de tres álabes torcidos y una velocidad de flujo a la entrada de 5.49 m/s obtuvieron una eficiencia de 54.4%
Srihari et al. (2019)	Experimentación	Cámara de descarga / cónico	Incorporan álabes directores sobre la cámara. La mayor eficiencia fue del 42.47%, contra 23.11% para un sistema sin los directores.
Sreerag et al. (2016)	Simulaciones	Cámara de descarga / cónico	La relación entre diámetro de descarga y diámetro de cámara más adecuada es del 30%. Un ángulo de 16° para el cono permite obtener mayores velocidades.

## 1.5 Conclusiones

La eficiencia promedio para un sistema TVG, de acuerdo con los valores que se encontraron en la literatura y fueron aquí reportados, es de de 49.5%, valor que no es tan representativo como las eficiencias de las turbinas Kaplan (rango estimado del 76 al 84%) y las turbinas tipo Arquímedes (83 a 92%) (Waters & Aggidis (2015)), con lo que se le podría restar importancia a los sistemas TVG; sin embargo, al analizar las zonas de operación para los tipos de turbina se puede ver como los sistemas basados en vórtice gravitacional han llenado un vacío, convirtiéndose en elementos que permiten aprovechar la potencia hidráulica en sitios que presentan una baja capacidad de generación, siendo capaz de generar electricidad en escenarios con muy bajas cabezas y flujos medios y bajos. Haciendo posible el aprovechar la energía presente en pequeños afluentes, logrando coexistir con el medio ambiente sin requerir grandes obras civiles mientras se aumenta el oxígeno disuelto en el agua turbinada y no se afectan los peces que pasan a través de ellas.

Para el canal de entrada puede concluirse que se alcanzan mejores eficiencias al diseñarlo con forma transversal rectangular y hacer que el ancho de la misma se vaya estrechando en la sección más cercana a la cámara de descarga. En cuanto a la cámara de descarga, relaciones entre el diámetro de la misma y el de la descarga en el rango de 0.14 y 0.18 favorecen la adecuada formación del vórtice y con ello la eficiencia del sistema. Los estudios realizados se han centrado en encontrar información partiendo de ensayos, por lo cual no se tienen procesos de diseño idóneos y es necesario plantear estándares que permitan sacar el mayor provecho de estos sistemas, sin dejar de lado los aprendizajes que dejan las investigaciones anteriores.

# Capítulo 2

## Diseño y simulación de un sistema canal-cámara de descarga para una turbina de vórtice gravitacional

### 2.1 Resumen

En el presente capítulo se describen los procedimientos y análisis mediante los cuales se obtuvo la geometría para el canal y la cámara de descarga necesarias para el posterior diseño y optimización del rodete para el sistema. Se detallan además la metodología empleada para la elaboración de las simulaciones de dinámica de fluidos computacional que permitieron encontrar el flujo másico de  $3.12 \text{ kg/s}$  con el que el vórtice de superficie libre se desarrolla de forma adecuada, alcanzando el núcleo de aire el final de la cámara de descarga. Estas simulaciones hicieron uso de una malla de tipo *poly-hexcore* compuesta por 404917 elementos y un paso temporal de 0.05 segundos, condiciones adquiridas mediante estudios de independencia que se basaron en la extrapolación de Richardson. Al final del capítulo se muestra de forma gráfica y cuantitativa la similitud entre el vórtice obtenido en las simulaciones y el alcanzado en condiciones experimentales; para la velocidad de entrada seleccionada se obtuvo un 3% de diferencia en el área de la sección transversal ocupada por el vórtice en los entornos computacional y real.

- **Palabras clave:** Turbina de vórtice gravitacional, canal de entrada, cámara de descarga, CFD, extrapolación de Richardson.

## 2.2 Introducción

La implementación de fuentes de energía renovable permite lograr reducciones significativas en las emisiones de CO<sub>2</sub>; por ejemplo, al quemar carbón se estima que se emiten de 1.4 a 3.6 libras de CO<sub>2</sub> por cada kWh, mientras que con una fuente renovable, como la eólica se llegan a emitir de 0.02 a 0.04 libras de CO<sub>2</sub> por kWh (Zeng et al. (2017)). Ante dicho escenario es clara la pertinencia que tienen todos los desarrollos que puedan ser adelantados en el campo de las energías renovables.

Durante la revisión del estado del arte se evidenció como los estudios que se han realizado acerca de los sistemas TVG han sido adelantados desde un enfoque de “ensayo y error”(Timilsina et al. (2018)), metodología con la que se logró encontrar resultados similares en varias investigaciones y permite tener la valiosa información con la que se cuenta actualmente sobre el desempeño de estos sistemas. Esa convergencia en las conclusiones de los análisis previos sirve como punto de partida para el desarrollo del presente capítulo; sin embargo, no es el mejor tratamiento desde el punto de vista estadístico ya que se han analizado los efectos de diferentes variables desde un punto de vista individual, sin prestarle especial atención las consecuencias que puede traer la interacción entre los factores, lo que sólo puede lograrse con un apropiado diseño experimental.

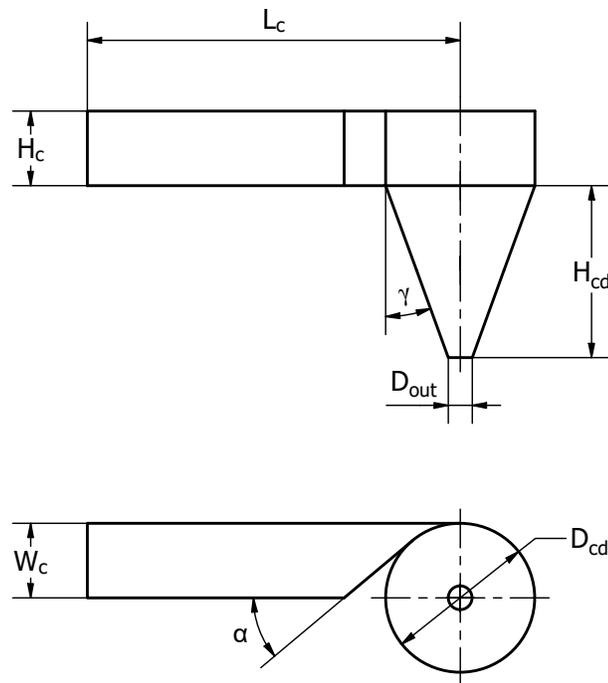
Dicho tratamiento sobre las TVG se ha centrado en maximizar la eficiencia del conjunto canal de entrada - cámara de descarga, buscando principalmente aumentar la velocidad de salida de la cámara (Shabara et al. (2015a)) y en ocasiones corroborando la eficiencia del sistema completo al medir la potencia obtenida en el eje de un rodete. A continuación se detallan los procedimientos de diseño y simulación para un sistema de canal y cámara de descarga, el cual será empleado para el desarrollo del trabajo de investigación; además se comparan resultados numéricos y experimentales.

## 2.3 Turbina de vórtice gravitacional

Los sistemas de generación por vórtice gravitacional son mecanismos relativamente nuevos, desde su implementación en el 2006 el interés de la comunidad académica ha ido aumentando (Bajracharya et al. (2018)). Este tipo de turbinas han sido propuestas no sólo para la generación eléctrica sino también para tomar ventaja de la aireación a la que es sometida el agua al atravesar el sistema. Mohanan (2016) plantea la posibilidad de instalar turbinas de vórtice gravitacional en los drenajes de las ciudades, aprovechando la cualidad de su operación en zonas de baja cabeza y logrando aumentar el contenido de oxígeno disuelto en el agua, lo cual puede ser benéfico para el desarrollo de la vida en los ríos aguas abajo de las ciudades. A continuación se detalla el procedimiento de diseño seguido para el desarrollo del conjunto canal-cámara de descarga.

### 2.3.1 Canal de entrada y cámara de descarga

Como se ha mencionado, en los estudios previos se les ha dado prioridad al canal de entrada y la cámara de descarga; a continuación se procede a hacer uso de las principales conclusiones al respecto, buscando definir adecuadamente los parámetros geométricos para estos elementos. Se prestará especial atención a las conclusiones de la investigación realizada por Dhakal et al. (2014b), en la que se realizó una detallada revisión de los efectos que tenían los factores geométricos individuales que definen tanto el canal de entrada como la cámara de descarga en modelos a escala de laboratorio. La Figura 2.1 muestra los principales parámetros a tener en cuenta para la definición geométrica del sistema canal-cámara de descarga.



**Figura 2.1.** Principales parámetros geométricos para el sistema canal-cámara de descarga seleccionado.

En la Tabla 2.1 se presenta la descripción de los parámetros presentes en la Figura 2.1, además de los valores seleccionados para cada uno de ellos; posteriormente se detalla el proceso para la selección de configuración geométrica.

**Tabla 2.1.** Parámetros geométricos para el canal y la cámara de descarga.

Parámetro	Descripción	Valor	Unidades
$D_{cd}$	Diámetro superior de la cámara de descarga.	500	mm
$D_{out}$	Diámetro de salida.	80	mm
$H_{cd}$	Altura de la cámara de descarga.	577	mm
$\gamma$	Ángulo de cono.	20	°
$\alpha$	Ángulo de conexión entre canal y cámara.	40	°
$H_c$	Alto del canal de entrada.	250	mm
$W_c$	Ancho del canal de entrada.	250	mm
$L_c$	Longitud del canal de entrada.	1250	mm
$D_{out}/D_{cd}$	Relación entre diámetros.	0.16	-

- Canal de entrada:** En lo que respecta al canal de entrada se han realizado estudios en los que se hizo variar principalmente su sección transversal y la forma en la que este se conecta con la cámara de descarga. Las conclusiones muestran que se obtienen mejores velocidades a la salida de la cámara de descarga cuando se tiene un canal de entrada con un corte longitudinal de forma rectangular. En cuanto a la conexión con la cámara, se encuentran mejores resultados en uniones que mantienen la sección transversal rectangular y presentan relaciones de aspecto tales que su alto es mayor que su ancho (Chattha et al. (2017); Rahman et al. (2018)); esta relación también ha hecho que se preste especial atención a la forma en la que la sección transversal (comúnmente cuadrada al inicio del canal) se va estrechando hasta alcanzar la relación de aspecto deseada, haciendo necesario definir el ángulo con el cual se obtienen mejores resultados en esta transición; los estudios de Thapa et al. (2017) exponen que al observar el sistema desde la parte superior, la conexión entre secciones que mejores velocidades entrega es aquella en la que el canal va reduciendo su ancho hasta llegar a la cámara de descarga, convergiendo de forma triangular, para esta vista. En la Figura 1.5(a) puede verse que para lograr mayores velocidades de salida del agua de la cámara de descarga es conveniente mantener un ancho bajo en la conexión entre canal y cámara; así mismo, la Figura 1.5(b) muestra un máximo para la velocidad de salida del agua cuando el valor del ángulo de la conexión es de 40°. Los parámetros anteriores se encuentran directamente relacionados, ya que al trazar la conexión entre las aristas del canal y la circunferencia de la cámara de descarga de forma tangencial, se logra que al definir uno de estos valores, el otro se obtenga por construcción.

En el estudio de Dhakal et al. (2014b) estos parámetros se variaban de forma individual para analizar sus efectos; en el presente estudio se le da prioridad al efecto que tiene el ángulo de conexión, por lo que el mismo será fijado en 40° y el ancho de la conexión entre el canal de entrada y la cámara de descarga es el resultante de la construcción geométrica.

Para la longitud del canal de entrada se selecciona un valor igual a  $2.5D_{cd}$  y para su sección transversal cuadrada  $0.5D_{cd}$ .

- **Cámara de descarga:** Para el diseño de este componente se han comparado principalmente geometrías cónicas y cilíndricas, concluyendo que las cámaras cónicas son las que mejor efecto tienen a la hora de maximizar la velocidad de salida del agua del sistema, logrando entregar mejores eficiencias (Dhakal et al. (2015); Timilsina et al. (2018)). En la Figura 1.9(a) puede verse como los diámetros superiores de la cámara que mayor velocidad de salida entregaron son 500 mm y 600 mm; para el desarrollo del presente trabajo se hará uso de una cámara de descarga con diámetro superior de 500 mm, basados en las conclusiones previas y la factibilidad de construcción del modelo experimental final, ya que este tamaño facilita el posterior montaje del sistema en las instalaciones del laboratorio.

Por otro lado, el diámetro de salida de la cámara de descarga debe ser concebido para permitir una adecuada formación del vórtice, obteniéndose mejores eficiencias en los vórtices que presentan conos de aire completamente desarrollados hasta el final de la cámara de descarga (Marian et al. (2012)). Con ese precedente y atendiendo lo presentado por Dhakal et al. (2014b), quienes concluyen que las relaciones entre el diámetro de salida y el diámetro superior de la cámara que entregan las mejores velocidades de salida del agua son aquellas comprendidas entre el 0.14 y el 0.18; un valor del 0.16 es escogido, valor con el que se obtiene un diámetro de salida de 80 mm. Para el ángulo del cono se tiene en cuenta la investigación de Mulligan & Casserly (2010), quienes realizaron pruebas para diferentes ángulos de cono con una cámara de descarga de 800 mm de diámetro superior, concluyendo que  $23^\circ$  era el mayor ángulo con el que se seguía obteniendo formación de vórtice. Para el desarrollo del presente estudio, un ángulo de cono de  $20^\circ$  es seleccionado buscando facilitar el modelado del dominio y la fabricación del banco para experimentación; con este valor Mulligan & Casserly (2010) también lograron la obtención de vórtices bien desarrollados y buenas velocidades de salida.

Teniendo definida la geometría, el siguiente parámetro de entrada que debe definirse adecuadamente para un buen desempeño del sistema es el caudal de agua de trabajo. Este factor es definido haciendo uso del área transversal de la entrada del canal y una velocidad de entrada para el fluido; a continuación se describe el procedimiento llevado a cabo para encontrar el flujo adecuado para la geometría propuesta.

## 2.4 Simulaciones numéricas

Actualmente las simulaciones CFD (dinámica de fluidos computacional) constituyen una herramienta primordial para el diseño de sistemas de generación hidráulica; esta

tecnología permite probar modelos de turbinas en entornos virtuales y disminuye la necesidad de fabricar prototipos para ser probados en etapas experimentales, con lo que finalmente se reducen los tiempos y costos de producción (Tiwari et al. (2020)).

Las simulaciones CFD cobran importancia en el desarrollo del presente estudio ya que facilitan la estimación de las condiciones de entrada con las que se pueda obtener una buena formación del vórtice en el sistema canal-cámara de descarga planteado, específicamente la velocidad de entrada del agua al sistema.

- **Velocidad de entrada del agua:** Los principales parámetros de diseño para una planta de generación hidroeléctrica son la altura de la caída de agua presente en el sitio y el caudal del que se puede sacar provecho sin afectar el desarrollo normal de los procesos ecológicos que tengan lugar en el afluente (Hernández & Sanz (2008)). En lo que respecta a las TVG no se cuenta con un proceso establecido que permita diseñar el sistema partiendo de las condiciones del sitio, tampoco se cuenta con métodos para estimar el caudal de agua requerido a la entrada de un sistema dado. Estas prácticas en el diseño son fundamentales para lograr una adecuada formación del vórtice y la obtención de una buena eficiencia.

En varios de los estudios previos se encontró que los autores simplemente mencionaban el caudal con el cual se había trabajado en sus proyectos, sin dar mayor explicación al procedimiento para llegar a él; en el mejor de los casos se analizaban diferentes valores de velocidad y/o flujo másico a la entrada del canal, buscando maximizar nuevamente la velocidad del agua a la salida de la cámara de descarga o la eficiencia de un sistema al que se le hubiese instalado también el rodete. La Tabla 2.2 presenta las diferentes condiciones de entrada que fueron utilizadas en algunos estudios relevantes.

**Tabla 2.2.** Condiciones de entrada para TVG en estudios previos.

<b>Autores</b>	<b>Condiciones a la entrada (Velocidad, caudal o flujo másico)</b>
Chattha et al. (2017)	0.1 a 0.5 m/s
Kueh et al. (2014)	0.37 kg/s - 0.46 kg/s
Dhakal et al. (2014b)	0.1 m/s
Dhakal et al. (2015)	0.1 m/s
Dhakal et al. (2017)	0.004 m <sup>3</sup> /s
Gautam et al. (2016)	0.25 m/s
Khan et al. (2018)	0.1 a 0.5 m/s
Marian et al. (2012)	0.5 l / s
Mulligan et al. (2016)	0.725 kg/s - 1.677 kg/s - 3.111 kg/s
Nishi & Inagaki (2017)	2.838 kg/s
Shabara et al. (2015b)	0.242 m/s
Shabara et al. (2015a)	0.6 m/s - 0.7 m/s - 0.8m/s - 0.9 m/s - 1 m/s
Sreerag et al. (2016)	0.1 m/s
Thapa et al. (2017)	1.5 m/s
Wanchat et al. (2013)	0.1 m/s
Wardhana et al. (2019)	2.745 m/s a 4.118 m/s

Como no se cuenta con un procedimiento para calcular la velocidad de entrada del agua, se opta por realizar simulaciones computacionales en las que se varía este factor y se busca obtener un vórtice con un núcleo de aire que alcance el final de la cámara de descarga.

El dominio computacional a ser simulado fue modelado haciendo uso del software Autodesk Inventor, de donde el modelo tridimensional fue posteriormente llevado Spaceclaim, aplicativo en el que fueron nombradas adecuadamente las fronteras necesarias para posteriormente hacer uso del software Ansys Fluent 19R3 con su módulo de mallado, creando mallas del tipo poly-hexcore. Dichas mallas fueron procesadas en el solucionador de Ansys Fluent 19R3 de forma paralela en 16 cores, empleando un computador LENOVO Thinkstation P520, equipado con un procesador Intel Xeon W2145 @ 3.7 GHz Y 64 GB de memoria RAM. Todas las simulaciones necesarias para el cumplimiento de los objetivos presentados fueron desarrolladas en el mismo equipo de computo; así mismo todos los dominios computacionales y las mallas que fueron empleadas siguieron el mismo procedimiento. Las simulaciones para el llenado del canal son desarrolladas en modo transitorio, formulación en la que inicialmente el canal se encuentra completamente vacío y el agua va ingresando hasta alcanzar el nivel de operación y conformar el vórtice de superficie libre. Cada paso temporal fue configurado para ser corrido en un máximo de 30 iteraciones, con un criterio de convergencia para los residuales de  $10^{-4}$ ; normas de convergencia establecidas para todas las simulaciones desarrolladas.

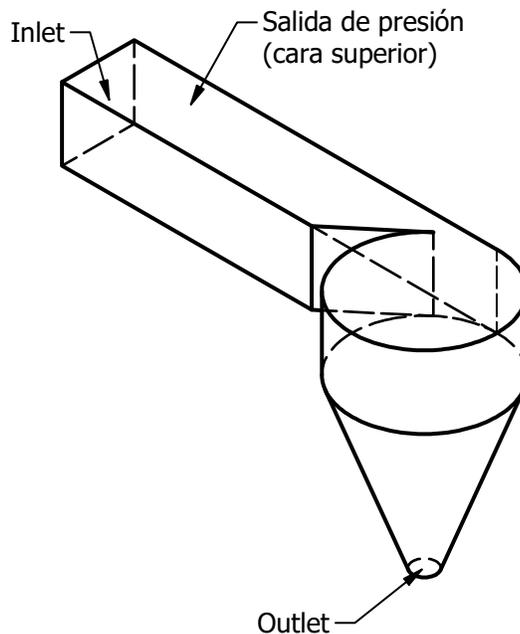
Para el tratamiento del problema fue utilizado un enfoque RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) con el modelo de turbulencia  $K-\epsilon$  RNG con funciones de pared y corrección de curvatura; modelo que presenta buen desempeño en la descripción de la formación de vórtices de superficie libre (Chen et al. (2012)), al poder predecir de forma adecuada los fenómenos en flujos cuyas líneas de corriente son deformadas rápidamente y presentan curvaturas importantes (Dhakal et al. (2015)).

Buscando describir adecuadamente la interfase entre el agua y el aire se hizo uso del modelo VoF (*volume of fluid*) implícito, el cual es capaz de resolver con buena precisión la posición de la interfase y los diferentes datos de presión sin incurrir en los altos costos computacionales que representa el uso del modelo explícito (Qu et al. (2015)). El aire fue definido como fase primaria para este modelo.

La entrada del fluido al sistema fue definida usando una entrada de velocidad con una fracción volumétrica de 1 para el agua, con valores que variaron entre 0.04 y 0.07  $m/s$ , siendo incrementados en intervalos de 0.01  $m/s$ . Dichas entradas de velocidad se ajustaron con una intensidad de turbulencia por defecto del 10%. La parte superior del dominio fue definida como una abertura, empleando una condición de salida de presión, así como la salida misma. En estas fronteras se aplicó una intensidad de turbulencia del 5%, una presión manométrica de 5 Pa y una fracción volumétrica de reflujo de 1 para el aire. Para todas las paredes se impuso la condición de no deslizamiento.

### 2.4.1 Estudios de independencia

Para lograr obtener resultados confiables con este tipo de simulaciones se hace necesaria la realización de estudios rigurosos de independencia espacial y temporal, con los cuales puede esperarse que las conclusiones obtenidas en el entorno numérico sean lo suficientemente cercanas a aquellas que se obtendrían al realizar pruebas con prototipos en entornos experimentales, manteniendo el costo computacional tan bajo como sea posible. La Figura 2.2 muestra las condiciones de frontera para el dominio computacional; las dimensiones fueron previamente presentadas en la Tabla 2.1.



**Figura 2.2.** Fronteras del dominio computacional para las simulaciones del canal y la cámara de descarga.

A continuación se detallan los procedimientos llevados a cabo para los diferentes estudios de independencia, así como sus resultados y la metodología empleada.

- **Independencia espacial**

Las simulaciones desarrolladas fueron llevadas a cabo buscando evidenciar la correcta formación del vórtice con el cono de aire hasta el final de la cámara de descarga y se corrieron empleando mallas constituidas por elementos poliedrales y hexaedrales, haciendo uso de la metodología de mallado *poly-hexcore*, desarrollada por ANSYS. Esta técnica de mallado permite combinar elementos poliedrales y hexaedros de alta calidad; en las zonas cercanas a las paredes se hace uso de "poli-prismas", los cuales pueden describir con alto grado de detalle las capas ubicadas en las fronteras, en las zonas más lejanas de las paredes se hace uso de hexaedros que entregan, para estas zonas, mallas estructuradas con excelente calidad que hacen que los tiempos entre las iteraciones computacionales se reduzcan al ser comparadas con mallas completamente no estructuradas. Una de las grandes innovaciones presentadas por ANSYS con este mallador es la de poder llevar a cabo las transiciones entre los poli-prismas y los hexaedros llenando estas brechas con "poliedros Mosaic" (Zore et al. (2019b)), con lo que se logra describir todo el dominio

con elementos que inherentemente presentan mejores métricas de mallado que los elementos tetraedrales, comúnmente usados en mallas no estructuradas cuando se requiere discretizar geometrías complejas. Las mallas poly-hexcore utilizan una primera discretización de las superficies como base para la posterior división del volumen y la construcción de los poli-prismas, ayudando a que los detalles de todas las fronteras puedan conservarse mucho mejor de lo que lo hacen los malladores que parten desde el volumen y pierden fidelidad en las fronteras (Zore et al. (2019b)). Estas mallas han mostrado mejoras significativas en los tiempos de computo sin sacrificar la exactitud de los resultados (Zore et al. (2019a)), llegando a ser hasta 35% más rápidas que mallas completamente poliédricas (Verma et al. (2019)).

Los estudios de independencia suelen requerir un gran número de simulaciones y en los enfoques tradicionales más rigurosos se precisa de una solución analítica y/o experimental para lograr tener una correcta valoración del error en el que se esté incurriendo debido a las discretizaciones (Schwer (2008)). Una metodología para la ejecución de estudios de independencia que ha ganado importancia, debido a las ventajas que tiene en comparación con los análisis de independencia convencionales es la llamada extrapolación de Richardson, procedimiento que se basa en series de Taylor y permite obtener una estimación mejorada para el resultado al operar numéricamente derivadas, integrales o ecuaciones diferenciales (Richardson (1911)). Este enfoque fue bien presentado por Roache (1994) y desde entonces ha sido usado con éxito en numerosos estudios en lo que se involucraron simulaciones CFD. Al recurrir a la extrapolación de Richardson se obtienen índices de convergencia que hacen uso de los resultados de tres simulaciones y no necesitan la solución exacta para el cálculo del error, obteniendo previsiones confiables de la banda de error en la que se encuentran los resultados (Franke & Frank (2008)).

Para el desarrollo de la extrapolación de Richardson se crearon tres mallas, las cuales fueron nombradas como burda, media y fina de acuerdo a la cantidad de elementos con los que las mismas describían el dominio computacional; para el caso puntual de este estudio se define un espaciado de malla normalizado de 2, con lo que se espera que el número de celdas en la malla media sea el doble de las presentes en la malla burda, relación que también debe buscarse entre la malla fina y la media. El parámetro seleccionado para los estudios de independencia fue la velocidad tangencial media al rededor del eje de la cámara cónica; esta velocidad fue calculada para un plano ubicado al 70% de la profundidad de la cámara de descarga, lo anterior teniendo en cuenta que la velocidad tangencial del flujo es un valor con alta importancia para la operación de una planta de generación por vórtice gravitacional y seleccionando dicha profundidad ya que pueden encontrarse mejores eficiencias cuando el rodete se encuentra posicionado entre el 65 y 75% de profundidad de la cámara de descarga (Rahman et al. (2017)), con lo que la velocidad

tangencial calculada al rededor del eje de simetría del cono cobra importancia.

Para realizar la estimación del error primero debe calcularse un valor exacto ( $f_0$ ) de la variable analizada, al cual deberían converger las simulaciones si estas no fuesen afectadas por el error debido a la discretización. Buscando calcular  $f_0$ , un factor llamado coeficiente de convergencia ( $P$ ) debe ser obtenido antes haciendo uso de la expresión presentada en la ecuación 2.1, donde  $f_3$ ,  $f_2$  y  $f_1$  son las velocidades tangenciales medias para el plano que se encuentra al 70% de la profundidad de la cámara de descarga, obtenidas como resultado de las simulaciones en las que se empleo cada una de las mallas formuladas. Los subíndices 3, 2 y 1 hacen referencia a las mallas burda, media y fina, respectivamente. Un paso previo, que resulta conveniente a la hora de calcular a  $P$  es el de cuantificar la diferencia en los resultados para la variable solución, obtenida con cada malla, como se muestra en las ecuaciones 2.2 y 2.3.

$$P = \frac{\ln\left(\frac{f_3 - f_2}{f_2 - f_1}\right)}{\ln(r)} \quad (2.1)$$

$$E_{21} = f_2 - f_1 \quad (2.2)$$

$$E_{32} = f_3 - f_2 \quad (2.3)$$

Una vez se ha realizado el cálculo de  $P$  es posible hallar el valor considerado como exacto para la variable analizada, la forma en la que se calcula  $f_0$  se encuentra expresada en la ecuación 2.4

$$f_0 = f_1 - \frac{E_{21}}{r^P - 1} \quad (2.4)$$

En la ecuación 2.4, el término  $r$  hace referencia a la relación de refinamiento entre las mallas, la cual es calculada como  $r = h_3/h_2 = h_2/h_1$  donde  $h_i$  es el número de elementos que componen la malla respectiva. Como se menciona previamente, un valor de  $r = 2$  fue utilizado para los cálculos de la presente investigación; aunque el valor de  $r$  para las mallas utilizadas en las simulaciones desarrolladas no es exactamente 2, el valor es bastante cercano y cumple con la condición planteada por Roache (1998), quien encontró que un valor mínimo de  $r=1.3$  es el menor valor para  $r$  con el que se obtienen resultados satisfactorios para el criterio de independencia descrito.

Otro concepto ampliamente usado al emplear la extrapolación de Richardson en los estudios de independencia de mallado es el índice de convergencia de malla, GCI

por sus siglas en inglés, el cual permite obtener una buena aproximación del error por discretización entre mallas en el cual se está incurriendo. Las expresiones para el cálculo del GCI se encuentran consignadas en las ecuaciones 2.5 y 2.6.

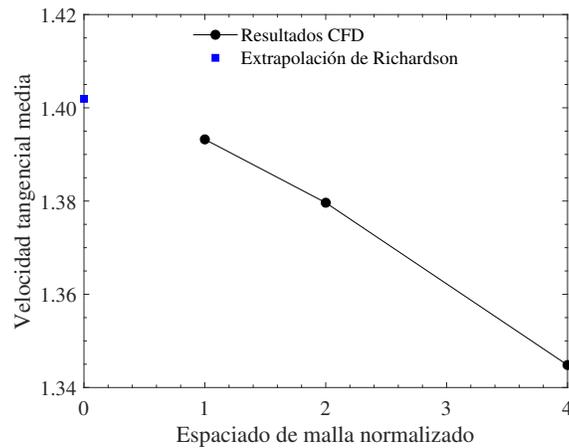
$$GCI_{23} = F_s * \frac{\left| \frac{f_2 - f_3}{f_2} \right|}{r^P - 1} \quad (2.5)$$

$$GCI_{12} = F_s * \frac{\left| \frac{f_1 - f_2}{f_1} \right|}{r^P - 1} \quad (2.6)$$

Para la formulación presentada en 2.5 y 2.6, el término  $F_s$  es un factor de seguridad, el cual ha sido seleccionado como 1.25 de acuerdo a lo formulado por Xing & Stern (2010). Finalmente los resultados obtenidos deben ser revisados para verificar que las mallas hayan entregado valores para la variable analizada que se encuentren en una región asintótica de convergencia; procedimiento que hace uso de la ecuación 2.7, en donde  $I$  es el indicador de convergencia asintótica del cual se busca que sea tan cercano a 1 como sea posible.

$$I = \frac{GCI_{23}}{r^P * GCI_{12}} \approx 1 \quad (2.7)$$

La Figura 2.3 muestra los resultados obtenidos al realizar los estudios de independencia espacial con la ayuda de la extrapolación de Richardson; en ella puede apreciarse la tendencia asintótica de los resultados a medida que se reduce el espacio entre los elementos, mejorando la discretización, al evaluar la expresión 2.7 un valor de 1.0098 fue obtenido para el indicador de convergencia asintótica, con lo cual se refuerza la conclusión a la que se llega al observar la Figura. Los resultados para la evaluación del  $GCI_{23}$  y  $GCI_{12}$  fueron 2.02% y 0.78%, respectivamente, con lo que puede darse como alcanzada la independencia de malla para las simulaciones a desarrollar, seleccionando la malla media como aquella que entrega independencia. Dicha malla cuenta con un  $y^+$  de 85.35, valor que al ser usado junto a las funciones de pared entrega una correcta descripción de los fenómenos que ocurren en cercanía de los muros (Abdellah & Wang (2017); Liu et al. (2013)).



**Figura 2.3.** Resultados de la extrapolación de Richardson para la independencia espacial del canal y cámara de descarga.

La Tabla 2.3 presenta diferentes aspectos relevantes acerca de las mallas utilizadas durante el estudio de independencia de mado; todas las mallas presentan buenas métricas de calidad, siendo el valor que más podría preocupar el de la relación de aspecto, pero como se puede observar en la Tabla, el valor promedio para este parámetro siempre se conservó incluso por debajo de 6 con lo que puede concluirse que las mallas tienen una buena calidad.

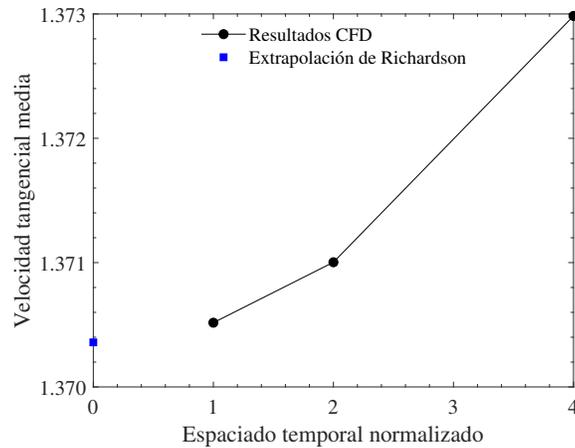
**Tabla 2.3.** Características de las mallas usadas en la independencia espacial para el sistema canal-cámara de descarga.

Malla	Espaciado de malla normalizado	Número de elementos	Velocidad tangencial media [m/s]	Skewness máximo	Relación de aspecto máxima	Relación de aspecto promedio	Calidad ortogonal mínima
Burda (3)	4	202900	1,344826	0,70	28,71	3,75	3,01
Media (2)	2	404917	1,379643	0,75	73,46	5,45	2,55
Fina (1)	1	801668	1,393230	0,76	34,45	4,73	3,00

- **Independencia temporal**

Para llevar a cabo la independencia temporal se recurre a un proceso que también utiliza la extrapolación de Richardson, adaptando el GCI a un nuevo término llamado índice de convergencia temporal o CTI por sus siglas en inglés. Durante los estudios de independencia temporal se probaron diferentes tamaños para el paso temporal: 0.025 s, 0.05 s y 0.1 s, estos pasos temporales fueron normalizados como 1, 2 y 4 respectivamente, siendo consecuentes con el proceso presentado y empleado en la independencia espacial. La Figura 2.4 muestra los resultados para la velocidad tangencial media en cada una de las simulaciones, en ella se aprecia

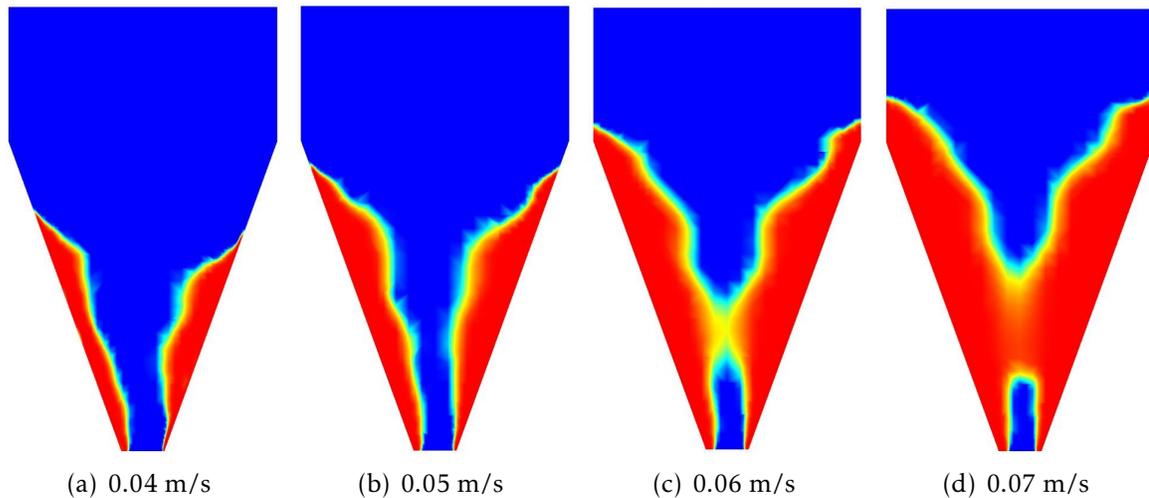
la tendencia asintótica decreciente que tienen los resultados al ir disminuyendo el paso temporal, a la vez que se emplean las discretizaciones propuestas; el indicador de convergencia asintótica arrojó un valor de 0.9996, valor cercano a uno y que junto a los índices de convergencia temporal obtenidos, del 0.05% y 0.01%, dan por alcanzada la independencia temporal.



**Figura 2.4.** Resultados de la extrapolación de Richardson para la independencia temporal del canal y cámara de descarga.

## 2.5 Resultados y discusión

La Figura 2.5 muestra cortes transversales de los perfiles obtenidos para los vórtices logrados con cada velocidad simulada. En ella puede apreciarse como el cono de aire se forma de manera adecuada con las velocidades de entrada de 0.04 y 0.05  $m/s$ , mientras que con las velocidades más altas el cono comienza a cerrarse sin lograr llegar hasta el final de la cámara de descarga. Teniendo en cuenta lo anterior, una velocidad de 0.05  $m/s$  es elegida para el desarrollo de las simulaciones posteriores, en las que se posicionará el rodete a optimizar sobre el sistema canal de entrada-cámara de descarga propuesto. La velocidad seleccionada, al ser aplicada sobre el área superficial de la entrada del sistema, representa un flujo másico de 3.12  $kg/s$ .

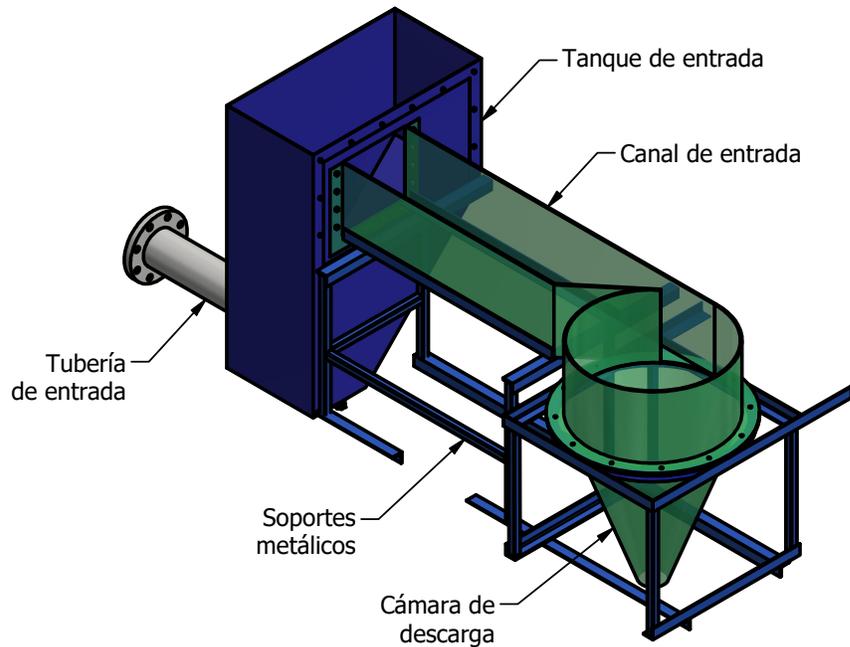


**Figura 2.5.** Cortes transversales de los vórtices formados para diferentes velocidades de entrada en el entorno computacional.

Las condiciones de entrada definidas fueron probadas posteriormente en un banco experimental fabricado en el Grupo de Energía Alternativa; en el laboratorio del grupo se contaba previamente con un tanque de 6000 mm de largo, 380 mm de ancho y 900 mm de alto (medidas internas), que sirvió como reservorio para el agua que circulaba por el sistema TVG. Este tanque fue llenado con agua hasta una profundidad aproximada de 3/4 de su altura, buscando garantizar que la bomba del laboratorio cuente con un NPSH disponible suficiente, evitando que se presenten fenómenos de cavitación que puedan deteriorar el estado del impulsor y la carcasa de la misma. El circuito de bombeo fue controlado mediante un variador de frecuencia que a su vez obedece a un controlador lógico programable (PLC), sistema que permite adecuar las condiciones de operación buscando que sean lo más cercanas posibles a las usadas en el entorno computacional.

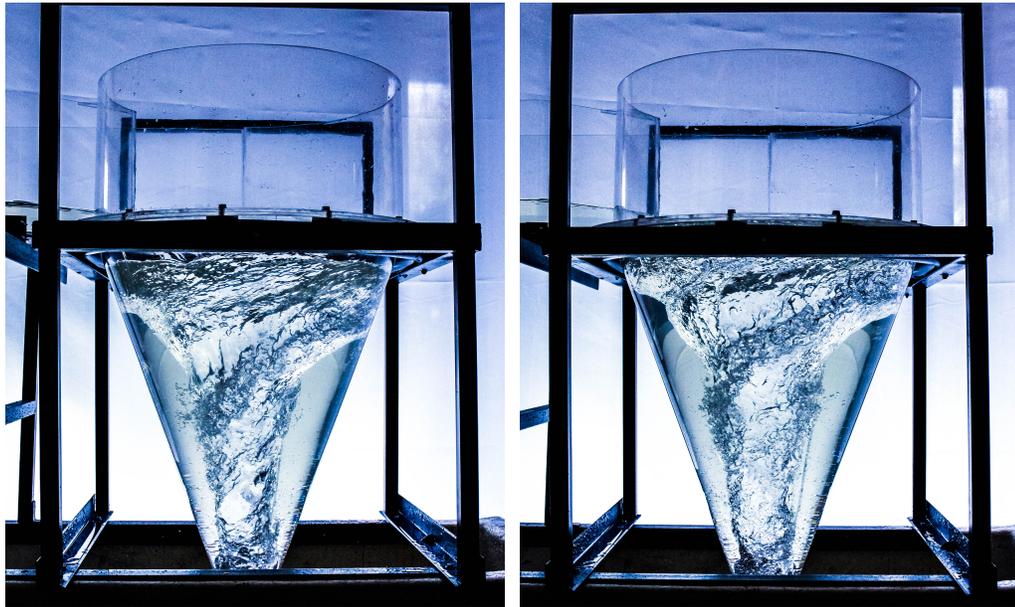
El canal y la cámara de descarga se fabricaron en acrílico de 5 mm de espesor; este material se encuentra comercialmente en hojas planas. El conjunto canal y cámara fue concebido de forma tal que su volumen interno coincida con el dominio computacional simulado y se posicionó sobre el tanque reservorio, respetando una altura que permitiera visualizar fácilmente el vórtice y los fenómenos que se desarrollen dentro de la cámara de descarga. Para la correcta ubicación del ensamble se emplearon soportes metálicos diseñados con perfiles angulares de 11/2 in X 1/8 in y tubería cuadrada de 1 in calibre 14. Por otro lado, la línea de salida del sistema de bombeo se encuentra situada por encima del tanque reservorio, con una brida de 4 in al final de la tubería; por lo que tuvo que diseñarse un tanque de ingreso para el agua, haciendo posible que el fluido llegue al nivel superior en el que se encuentra el canal de entrada. Las partes principales de este montaje se muestran en la Figura 2.6, todos los elementos allí mostrados fueron diseñados y fabricados para el banco de pruebas, con excepción del tubo de entrada bridado, elemento que se tenía en el

GEA gracias a proyectos anteriores.



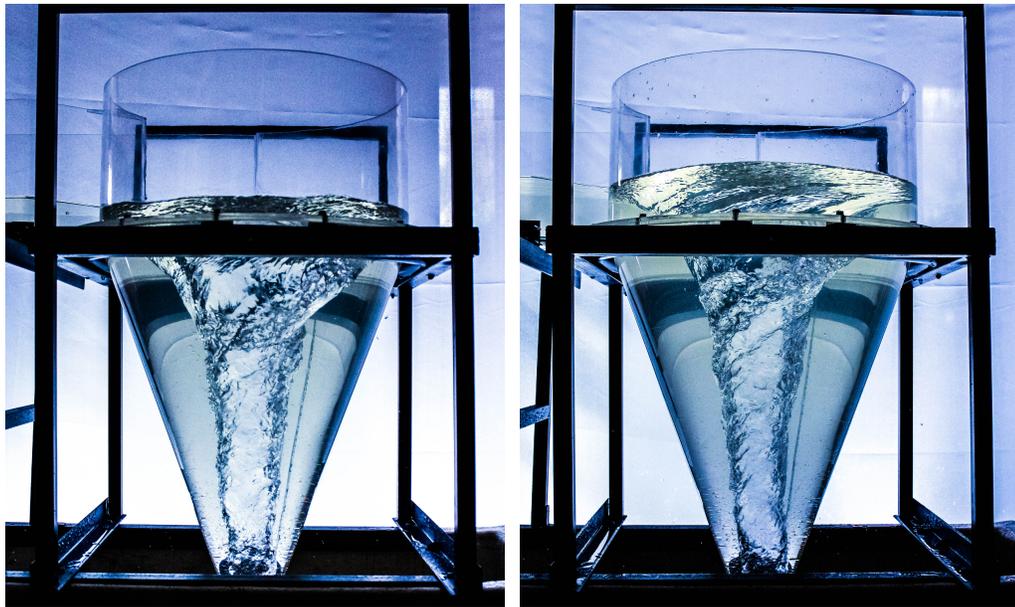
**Figura 2.6.** Montaje experimental para la formación del vórtice.

El grupo de investigación también cuenta con un sensor de flujo en la tubería de descarga de la bomba; este componente fue necesario para establecer los parámetros de operación con los que la bomba entrega los  $3.12 \text{ kg/s}$  de agua determinados como condición de entrada del sistema, buscando verificar que el vórtice obtenido fuera similar al presentado en la Figura 2.5(b). Los resultados pueden verse en la Figura 2.7, donde se aprecia como en la experimentación los vórtices para las velocidades de  $0.06$  y  $0.07 \text{ m/s}$  no se cierran, mientras que en las simulaciones si lo hacen. Teniendo en cuenta esa importante diferencia se decidió realizar una comparación entre las áreas transversales de los núcleos de aire de las simulaciones y la experimentación. La información resultante de esa comparación se encuentra consignada en la Tabla 2.4



(a) 0.04 m/s

(b) 0.05 m/s



(c) 0.06 m/s

(d) 0.07 m/s

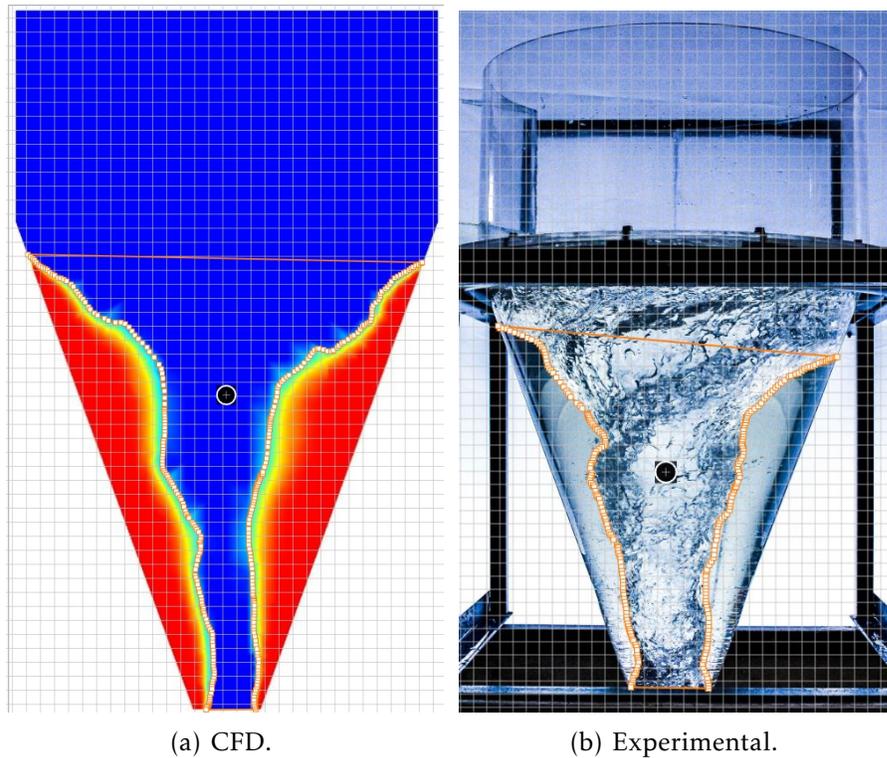
**Figura 2.7.** Cortes transversales de los vórtices formados para diferentes velocidades de entrada en la experimentación.

**Tabla 2.4.** Comparación de los vórtices obtenidos en las simulaciones CFD y en la experimentación.

Velocidad de entrada [m/s]	Área experimental [mm <sup>2</sup> ]	Área CFD [mm <sup>2</sup> ]	Diferencia porcentual
0.04	67215	64969	3.3%
0.05	80838	78532	2.9%
0.06	111319	80931	27.3%
0.07	107706	77796	27.8%

La información para las diferencias porcentuales presentadas en la Tabla 2.4 permite ver que, para las dos primeras velocidades empleadas en la entrada del fluido las diferencias entre el área transversal ocupada por el núcleo de aire era cercana al 3%, mientras que en las dos velocidades mayores se tienen diferencias del orden de 27%. La similitud en los valores para las simulaciones y experimentación en las que se usaron los 0.05 *m/s* como parámetro de entrada permite que esa velocidad se siga empleando para el resto del estudio. Lo anterior considerando que buena parte de la investigación se apoya en las conclusiones de la parte numérica para posteriormente facilitar la comprobación experimental. Por esta razón se decide que aunque en la experimentación el vórtice no se cierre con las velocidades mayores, se seguirá empleando la velocidad previamente establecida (0.05 *m/s*), ya que con esta velocidad se tienen variaciones de solo el 3% en el vórtice de aire para el entorno computacional y el real; situación bastante diferente a la encontrada cuando se contrastaron los datos con 0.06 y 0.07 *m/s* como condición de entrada.

Para obtener las áreas transversales de los núcleos de aire se hizo uso de un software para análisis de imágenes, en el que es posible establecer la escala de los gráficos que se quieren examinar para posteriormente establecer una región cerrada sobre la cual será calculada el área. La Figura 2.8 muestra un par de regiones cerradas en las imágenes; estas fueron usadas cuando se llevó a cabo el cálculo de las áreas del núcleo de aire, tanto experimental como numérico, para la velocidad de 0.05 *m/s*.



**Figura 2.8.** Bosquejo de las regiones empleadas para medir el área transversal de los vórtices.

## 2.6 Conclusiones

Las turbinas de vórtice gravitacional son sistemas de generación que facilitan el aprovechamiento del potencial presente en pequeños saltos de agua; el sistema de canal y cámara de descarga planteado en este capítulo permite sacar provecho de afluentes que cuenten con diferencias en cota de altura tan pequeñas como 577 mm, condiciones que fácilmente son encontradas en el territorio nacional. Además, el sistema puede ser dimensionado para operar en distintas condiciones de sitio, tratando de conservar los ángulos  $\gamma$  y  $\alpha$  y la relación entre diámetros, parámetros que resultan determinantes en el comportamiento del vórtice y el incremento de la velocidad de salida del agua.

Las herramientas CFD son de gran ayuda para la estimación del caudal necesario para que en un sistema dado se desarrolle de forma adecuada el vórtice de superficie libre; en dicho vórtice luego habrá de situarse el rodete encargado de transformar la energía presente en el flujo en energía cinética rotacional, por lo que debe buscarse que el núcleo de aire se forme hasta la salida de la cámara de descarga, como se concluye desde la revisión del estado del arte. En el caso particular del canal y cámara de descarga obtenidos en el presente capítulo, un flujo másico de 3.12 kg/s es considerado como

el que permite la correcta generación del vórtice; sin embargo es necesario desarrollar estudios que involucren las interacciones entre los parámetros que intervienen en el sistema, partiendo desde el caudal aprovechable en el sitio y la cabeza de altura, hasta que pueda determinarse un procedimiento de diseño estandarizado.

Las pruebas experimentales muestran que para las velocidades de 0.04 y 0.05  $m/s$  el sistema diseñado se comporta de acuerdo a lo esperado, muestra de ello es la comparación visual y cuantitativa que puede hacerse entre los vórtices obtenidos en las simulaciones y los resultantes de la experimentación, en donde las diferencias son cercanas al 3%. Esta conclusión es de especial relevancia para la velocidad de entrada de 0.05  $m/s$ , que será usada para continuar el desarrollo del presente trabajo. Para las velocidades superiores es necesario realizar estudios posteriores que permitan identificar las razones por las que se cierra el vórtice en las simulaciones.

# Capítulo 3

## Optimización de un rodete para turbina de vórtice gravitacional

### 3.1 Resumen

En el presente capítulo se estudia la eficiencia de un rodete para una turbina de vórtice gravitacional, partiendo de la geometría de canal y cámara de descarga establecida en el capítulo anterior. Como parámetros determinantes del desempeño se tuvieron en cuenta el número de álabes ( $M$ ), el ángulo de giro de los mismos ( $\lambda$ ), y los diámetros superior ( $D$ ) e inferior ( $d$ ) del rodete; estos diámetros fueron divididos por el diámetro de la cámara de descarga ( $D_c$ ) buscando tratarlos de forma adimensional. Los factores mencionados fueron usados en el desarrollo de un diseño de experimentos central compuesto que sirvió como base para realizar la optimización con superficies de respuesta, permitiendo obtener los valores de estas variables que maximizaban la eficiencia.

Para conocer las eficiencias máximas de los tratamientos arrojados por el diseño de experimentos se desarrollaron simulaciones de dinámica de fluidos computacional empleando el modelo de 6 grados de libertad para analizar la rotación de las turbinas. Con las simulaciones iniciales terminadas y el análisis estadístico correspondiente se obtuvo una configuración con 6 álabes,  $55^\circ$  de ángulo de giro y diámetros superior e inferior de 500 y 240 mm respectivamente; la eficiencia máxima de 0.522 para este rotor se encontró estudiando su rotación bajo el modelo de malla deslizante. Se construyó el prototipo experimental y se realizó la validación, encontrando una diferencia del 5.1% de los datos experimentales con los datos computacionales.

- **Palabras clave:** Turbina de vórtice gravitacional, generación no convencional, optimización, diseño de experimentos.

## 3.2 Introducción

Para lograr satisfacer muchas de las necesidades básicas de los seres humanos se hace necesario contar con diferentes recursos energéticos; elementos imprescindibles como el transporte, la iluminación, la cocción de alimentos, y las comunicaciones requieren de diversos tipos de energía. La energía eléctrica es capaz de suplir todas esas necesidades y su demanda viene creciendo al tiempo que se incrementa la población mundial y se establecen nuevos mercados de la mano de las economías emergentes (Sorrell (2015)). Por consiguiente, deben establecerse nuevas formas de generación eléctrica y optimizar las existentes; sin embargo, la humanidad se encuentra en un punto en el que debe prever las consecuencias ambientales de sus acciones y tratar de revertir los efectos que ha tenido el actuar de nuestra especie en la naturaleza.

Las prácticas de generación eléctricas tradicionales mantienen la tendencia en su emisión de gases de efecto invernadero, con lo que se dificulta la consecución de los objetivos establecidos para mantener el aumento de la temperatura global por debajo de los 1.5°C (Berruezo & Jiménez (2017)). Las turbinas de vórtice gravitacional tienen características que permiten enmarcarlas dentro de las formas de generación no convencional, distanciándolas de las tecnologías tradicionales. Este tipo de turbinas permiten aprovechar la energía presente en sitios con afluentes que se consideran de bajo caudal y baja cabeza (Williamson et al. (2014)), condiciones que gracias a la riqueza hídrica existente en Colombia pueden encontrarse en la mayor parte del país; haciendo que además se presente la oportunidad de suplir con pequeñas centrales de generación a zonas no interconectadas (ZNI) que representan el 51% del territorio nacional (Vivas (2019)). En el presente capítulo se describen los procedimientos llevados a cabo para obtener el diseño optimizado de un rodete para el sistema de TVG formulado en el capítulo 2, partiendo de algunos tipos de rodetes que se ha planteado y de conclusiones de trabajos anteriores, haciendo comparaciones entre ellos y detallando el diseño de experimentos (DOE) que llevó al modelo final.

Entre los componentes de un sistema TVG el rodete puede considerarse como el más importante, este elemento es el encargado de entrar en contacto con el vórtice de superficie libre formado en la cámara de descarga; de él se espera que obtenga la mayor cantidad de la energía disponible en el flujo, presentando la eficiencia más alta posible. En este sentido, entre mejor se adecúe el perfil del rodete a las velocidades presentes en el vórtice para extraer su energía, mejor será el rendimiento del sistema de generación.

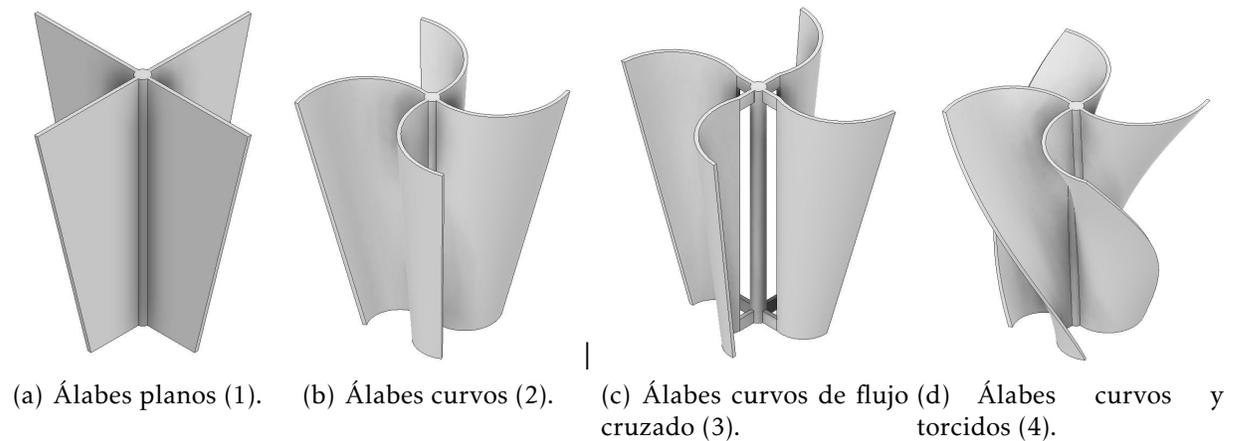
En el capítulo 1 se llevó a cabo una revisión del estado de arte para cada uno de los principales elementos que conforman un sistema TVG; allí se evidencia como no se tiene una conclusión sobre el tipo de rodete o los parámetros óptimos del mismo para obtener el mejor desempeño. Por consiguiente, se hace necesario realizar comparaciones entre clases de rodetes, además de un DOE en el que se analicen los efectos individuales y combinados

de las variables que definen la geometría.

Varios de los estudios que han buscado reconocer o desarrollar el rodete más adecuado para las TVG han variado el número de álabes; dichos elementos también se han orientado de diversas formas, buscando aprovechar la componente tangencial, axial y radial de la velocidad del flujo en el vórtex. En este sentido y para diferenciar los álabes usados en diferentes estudios, estos pueden nombrarse como rectos (sin concavidad y alineados al eje de la turbina), curvos (cuentan con concavidad y se alinean con el eje), torcidos (sin concavidad, al avanzar en la dirección del eje su sección transversal forma un ángulo con la sección anterior) y configuraciones en las que se combinan estas opciones. Al tomar el rodete como elemento de principal interés H. (2014) comparó rodetes con diferentes configuraciones geométricas para una cámara de descarga cilíndrica, encontrando mejor eficiencia con un rodete que tenía 6 álabes curvos que se adaptaban a la parte plana del fondo del sistema; esta configuración en la hélice le entregó mejores resultados que un rodete con 4 álabes que tenían pendiente en la parte inferior y un tercero basado en el diseño de un rodete para turbina de flujo cruzado. Dichas conclusiones difieren de las encontradas por Khan et al. (2018), quienes contrastaron el desempeño de 4 turbinas diferentes, nombrando una de ellas como de flujo cruzado, geometría que les entregó la mejor eficiencia; estas divergencias pueden deberse a las desigualdades en la configuración de la cámara de descarga y al número de álabes implementados. Por otro lado, en el estudio de Bajracharya et al. (2018) encontraron mejores eficiencias con rodetes torcidos que con los curvos, por lo que pareciera tener mayores efectos el aprovechamiento de la velocidad axial que el de la tangencial. Gautam et al. (2016) compararon 3 rodetes con geometrías curvas y torcidas, esperando usarlos como rotores secundarios en un sistema con descarga cónica; estos segundos rodetes permitieron un aumento de hasta 6% en la eficiencia global del sistema. Dhakal et al. (2017) llegaron a mejores rendimientos con hélices que presentaban características torcidas y curvas, obteniendo mayores beneficios de la velocidad tangencial y axial del fluido. Los estudios anteriormente mencionados servirán como base para la posterior selección de los rodetes a comparar, además de facilitar la designación de los factores en el DOE.

### **3.3 Simulaciones numéricas**

La Figura 3.1 presenta los rotores que fueron comparados inicialmente, para seleccionar el que sería optimizado. Como se menciono anteriormente, la geometría del canal y cámara de descarga a usar es la obtenida mediante el análisis descrito en el capítulo 2. Esta geometría presenta un canal de entrada con sección transversal rectangular y cámara de descarga cónica, buscando adaptarse a los elementos que de acuerdo a los estudios previos mejoran la velocidad de salida del agua del sistema y su eficiencia.



**Figura 3.1.** Diferentes rodetes comparados antes del diseño de experimentos.

Es importante aclarar como se obtuvieron las diferentes turbinas; el rodete 1 es el más sencillo de los planteados y está compuesto por álabes que asemejan triángulos truncados. Por otra parte, el resto de las turbinas cuentan con una curvatura que busca aprovechar mejor las velocidades del vórtice; a continuación se describen las consideraciones que fueron tenidas en cuenta para obtener estas geometrías.

- **Ángulo de giro ( $\lambda$ ):** este es el ángulo que forma la sección transversal del álabe en la parte superior respecto a su contraparte inferior; este parámetro fue determinado teniendo en cuenta estudios previos aplicados mayoritariamente en turbinas eólicas de eje vertical y en menor medida a turbinas hidrocínéticas. Los rodetes 1, 2 y 3 tienen un  $\lambda$  de  $0^\circ$  mientras que el rodete 4 tiene  $90^\circ$ . En las turbinas eólicas no se encontró un consenso sobre el ángulo a usar y cada estudio parece determinar el más conveniente para su aplicación; Roy & Saha (2015) deciden no utilizar álabes torcidos en su investigación al considerar que si bien existe un aumento de eficiencia con el giro, este no compensa suficientemente el incremento en el costo y complejidad de la fabricación. Por otro lado Jeon et al. (2015) presentaron un estudio en el que aplicaban variaciones en el diámetro, diámetro de eje y alto de un rotor Savonius con dos aspas y un  $\lambda$  constante de  $180^\circ$ ; realizando también modificaciones al agregar distintos tipos de tapas en la parte superior e inferior para lograr identificar que configuración permitía obtener mejores eficiencias. Otro estudio que realizó análisis con un rotor Savonius de 2 álabes fue el de Hadi et al. (2019), quienes hicieron variar  $\lambda$  para que tomara valores de  $0^\circ$ ,  $12.5^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  y  $60^\circ$ , argumentando mejor desempeño para el rodete con  $60^\circ$ .

El único estudio encontrado en el que se hizo uso de una turbina Savonius como hidrocínética y se hizo variar  $\lambda$  es el de Kumar & Saini (2017), quienes probaron con valores de  $0^\circ$ ,  $12.5^\circ$  y  $25^\circ$  en una turbina con dos álabes; sin encontrar aplicaciones o estudios que mostraran una ruta a seguir en el presente estudio, se determinó que

el rodete 4 tendría un  $\lambda$  de  $90^\circ$ , haciendo que con sus 4 álabes se lograra cubrir una gran parte del vórtice formado en la cámara de descarga.

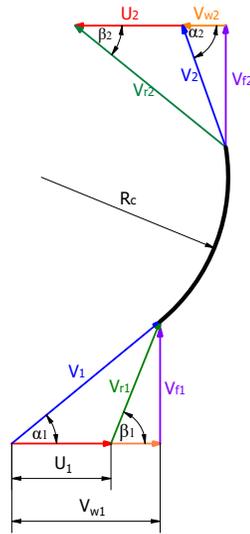
- **Sección transversal:** en la Figura 3.1 puede verse que los rodetes del 2 al 4 tienen una sección transversal similar, esta geometría es el resultado de aplicar ecuaciones oportunas para el cálculo del radio de curvatura de los álabes y sus ángulos de entrada y salida. Para la consideración y proceso de diseño del rodete no existen precedentes sólidos, por lo que se sigue lo propuesto por Dhakal et al. (2014a), quienes se basaron en los procesos de diseño para una turbina de flujo cruzado, por lo que el vórtice formado es asumido como una corriente de agua que golpea el álabe de la forma en que ocurre en turbinas de impulso.

Las pérdidas por fricción se toman como despreciables y se asume que la corriente golpea el perfil formando un ángulo de entrada de  $16^\circ$ , medido respecto a una línea tangente a la circunferencia externa del rodete (Mockmore & Merryfield (1949)); se desprecian también los efectos viscosos y el vórtice es considerado como irrotacional, lo cual facilita su estudio y permite obtener resultados aceptables (Fox et al. (2020)). Como consecuencia de esta última hipótesis se puede concluir que las partículas de fluido no rotan sino que se desplazan en trayectorias circulares al rededor del centro del vórtice con una velocidad radial igual a 0 y una velocidad tangencial  $V_\theta$  dada por la ecuación 3.1, donde  $r$  es el radio para el cual se está calculando  $V_\theta$  y  $k$  es un término que representa la fuerza del vórtice. La ecuación 3.2 muestra como se calcula este último elemento, en ella  $Q$  es el caudal volumétrico del agua que forma el vórtice y  $h$  es la altura.

$$V_\theta = \frac{k}{2\pi r} \quad (3.1)$$

$$k = \frac{Q}{h} \quad (3.2)$$

La Figura 3.2 muestra las diferentes velocidades tenidas en cuenta para el cálculo de la geometría, los símbolos usados para nombrar los elementos en los triángulos de velocidad se encuentran descritos en la Tabla 3.1



**Figura 3.2.** Triángulos de velocidad para el diseño del álabe, adaptado de Dhakal et al. (2014a).

**Tabla 3.1.** Descripción de los símbolos usados en la Figura 3.2 y en el proceso de diseño del álabe. Adaptado de (Dhakal et al. (2014a)).

<b>Símbolo</b>	<b>Descripción</b>
$\beta_1$	Ángulo de entrada del agua
$\beta_2$	Ángulo de salida del agua
$\alpha_1$	Ángulo de entrada del álabe
$\alpha_2$	Ángulo de salida del álabe
$V$	Velocidad absoluta (debida a la altura)
$V_f$	Velocidad del flujo
$U$	Velocidad del álabe
$V_t$	Velocidad total
$V_w$	Velocidad del vórtice
$V_r$	Velocidad radial del vórtice
$V_\theta$	Velocidad tangencial del vórtice
$\phi_i$	Diámetro interno del rodete
$\phi_o$	Diámetro externo del rodete
$K$	Fuerza del vórtice
$h$	Posición vertical de la turbina desde la parte superior del vórtice
$r$	Radio del vórtice a la altura $h$
$\Omega$	Velocidad angular de la turbina en RPM
$R_c$	Radio de curvatura del álabe

Las siguientes ecuaciones son desarrolladas partiendo de la información presentada en la Figura 3.2 y la Tabla 3.1.

– Cálculos a la entrada:

$$V_1 = \sqrt{2gh} \quad V_t = V_1 + V_\theta \quad V_{w1} = \frac{\pi\phi_o\Omega}{60} \quad (3.3)$$

$$V_{f1} = V_t \sin(\beta_1) \quad V_{w1} = V_t \cos(\beta_1) \quad \alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{V_{f1}}{V_{w1} - U_1}\right) \quad (3.4)$$

– Cálculos a la salida

$$U_2 = \frac{\pi\phi_i\Omega}{60} \quad V_2 = V_{f1} = V_{f2} \quad (3.5)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{V_{f2}}{U_2}\right) \quad V_{w2} = V_t \cos(\beta_2) \quad (3.6)$$

– Radio de curvatura:

$$R_c = \frac{\phi_o^2 - \phi_i^2}{4\phi_o \cos(\alpha_1)} \quad (3.7)$$

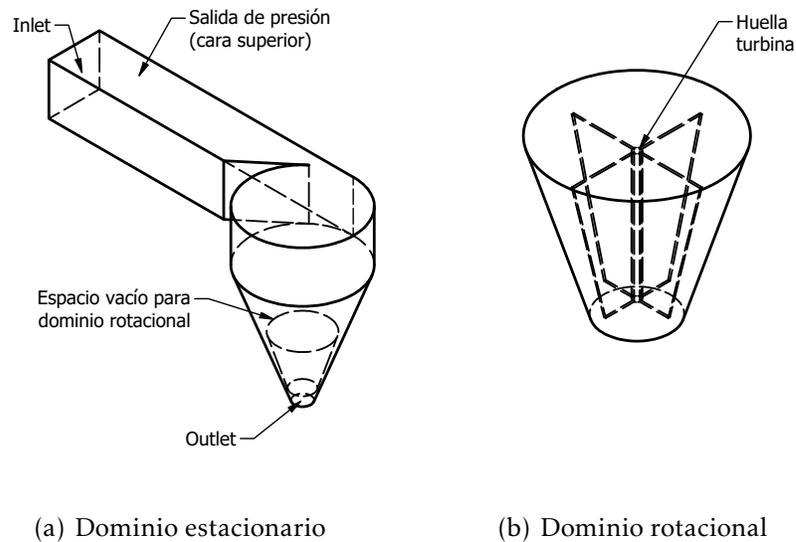
La ecuación 3.7 permite obtener el radio de curvatura ( $R_c$ ) para el álabe, lo que unido al espesor previamente descrito entrega por completo la sección transversal que será usada para la formación de las aspas que tienen un perfil curvo. Para los cálculos se considera que los rodets giran a una  $\Omega$  de 120 RPM y que los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$  son de  $16^\circ$  y  $90^\circ$ .

Después de establecidas las diferentes configuraciones de rodete a analizar, se procedió a examinarlas haciendo uso del software CFD ANSYS Fluent 2019 R3, buscando encontrar la eficiencia de cada modelo bajo los mismos parámetros de operación; la condición para la velocidad de entrada y las fronteras externas del dominio son iguales a las que fueron usadas en el capítulo 2 para la geometría allí propuesta. El software mencionado también se empleó para comparar diferentes rodets y reconocer cual de ellos presenta la mejor eficiencia, seleccionándolo para ser optimizado.

Todas las geometrías fueron elaboradas en Autodesk Inventor 2021; estas geometrías debían estar separadas en un dominio rotacional y uno estacionario, nombrados de acuerdo a su estado de movimiento respecto al sistema de referencia inercial durante las simulaciones y, siendo conectados entre si por una interfaz correctamente discretizada para lograr una buena transferencia de datos entre las mallas. Los dominios rotacionales contienen las huellas de los diferentes rodets y sus fronteras

externas constituyen la parte interior de la interfaz; los dominios estacionarios están conformados por el canal de entrada y la cámara de descarga, contando con un espacio vacío en el que encaja el dominio rotacional. Las paredes de ese espacio hueco son la parte exterior de la interfaz entre las mallas. Las turbinas planteadas tienen 4 álabes, una altura de 200 mm, y diámetro superior (D) e inferior (d) de 200 mm y 100 mm respectivamente. Así mismo, fueron ubicadas con su cara superior a una profundidad de 303.9 mm, garantizando que el punto medio de su altura se encuentre a 403.9 mm que representan el 70% de la altura de la cámara de descarga; posición media en el rango de 65% y 70% en el que se ha encontrado que las turbinas en los sistemas de vórtice gravitacional pueden entregar la mejor eficiencia (Rahman et al. (2017)). Para el espesor de los álabes se empleó una medida estándar de 3 mm.

Luego de tener las geometrías correctamente especificadas, estas fueron transferidas a ANSYS SpaceClaim para nombrar adecuadamente las fronteras y corregir posibles errores que impidieran el adecuado desarrollo de la malla. La discretización de los dominios fue llevada a cabo por separado haciendo uso del módulo de mallado de ANSYS Fluent 2019 R3, herramienta que permite obtener mallas de tipo *poly-hexcore*, las cuales combinan elementos poliedrales y hexaedros, entregando mallas con altos parámetros de calidad que permiten ahorrar tiempo de computo sin comprometer la fidelidad de los resultados en las simulaciones, como se describe en el capítulo 2. La Figura 3.3 muestra los dominios descritos y sus fronteras más relevantes; las que no se indican son paredes.



**Figura 3.3.** Dominios que intervienen en las simulaciones CFD del sistema TVG completo.

Para el tratamiento de la turbulencia se hizo uso del modelo  $k-\epsilon$  RNG con funciones de pared, modelo que de acuerdo a lo concluido por Siswantara et al. (2018) puede predecir con mejor ajuste que otros el comportamiento de la eficiencia en turbinas hidráulicas. Para el acople entre velocidad y presión se empleó el esquema SIMPLE. Al ser una simulación multifase se hizo necesario configurar en los materiales de la simulación tanto el agua como el aire y para lograr describir la interfaz entre los mismos se configuró el modelo VoF (*Volume of Fluid*) implícito, tomando el agua como fase secundaria ya que inicialmente los dominios se encuentran completamente ocupados por aire. La entrada se formuló como entrada de velocidad a  $0.05 \text{ m/s}$  con una intensidad de turbulencia por defecto del 10% y fracción volumétrica de 1 para el agua. La salida de la cámara de descarga y la parte superior del dominio estacionario se configuraron como salidas de presión, en las que la presión relativa era de 0 Pa y la intensidad de turbulencia para el flujo reverso de 5%; la fracción volumétrica para el agua en el flujo de estas fronteras fue establecida en 0, con lo que se garantiza que de presentarse retroceso en estas caras, el fluido que entre sea aire. Para las paredes, las cuales incluyen la superficie de cada rodete, se estableció una condición de no deslizamiento por defecto.

Para analizar la rotación de la turbina se hizo uso del modelo 6-DoF UDF, que utiliza las fuerzas y momentos generados por el fluido sobre el cuerpo para calcular el estado de movimiento del mismo; este enfoque ha sido utilizado en estudios anteriores como el de Prakoso et al. (2019) para analizar el comportamiento de turbinas hidráulicas, ellos compararon los resultados obtenidos al utilizar el modelo 6-DoF y el modelo de malla deslizante (SMM por sus siglas en ingles), concluyendo que las eficiencias arrojadas por las simulaciones 6-DoF se ajustaban de una mejor forma a los datos experimentales con los que buscaban validar los modelos; debe tenerse en cuenta que las simulaciones 6-DoF como las implementadas en este estudio entregan datos de una etapa aún transitoria para el vórtice. Las diferentes turbinas comparadas inicialmente y las que son producto del DOE fueron situadas de forma tal que su rotación se de sobre el eje -y del sistema de coordenadas del software CFD. Para la configuración del modelo se requiere del momento de inercia de la turbina respecto al eje de rotación, información que fue obtenida en el software inventor al asignarle a los rodetes la densidad del aluminio ( $2700 \text{ kg/m}^3$ ). La ecuación 3.8 muestra como es calculado por el modelo 6-DoF el movimiento de traslación del centro de masa del cuerpo, respecto al marco de referencia inercial (ANSYS Inc. (2018)); en ella  $\vec{V}$ ,  $m$  y  $\vec{F}_G$  hacen referencia al desplazamiento del cuerpo, la masa y el vector resultante de la suma de fuerzas que actúan sobre él, respectivamente.

$$\dot{\vec{V}} = \frac{1}{m} \sum \vec{F}_G \quad (3.8)$$

La ecuación 3.9 es usada por el modelo para calcular el movimiento de rotación del cuerpo, aplicando coordenadas basadas en el centro de masa del mismo; en ella  $\vec{\omega}_B$  es el vector de velocidad angular,  $L$  la matriz que contiene los momentos de inercia y  $\vec{M}_B$  hace referencia a los momentos que actúan sobre el cuerpo. Al configurar la creación de un archivo con el historial de movimiento se hace posible registrar las coordenadas del centro de masa y la posición angular del cuerpo respecto a cada uno de sus ejes principales de rotación; información de vital importancia para el cálculo de la potencia generada por la turbina.

$$\vec{\omega}_B = L^{-1} \left( \sum \vec{M}_B - \vec{\omega}_B \times L \vec{\omega}_B \right) \quad (3.9)$$

Para el análisis de la rotación de las turbinas es indiferente el desplazamiento lineal del cuerpo, debido a que son sistemas que se encuentran restringidos de tal forma que el único movimiento posible sea el de rotación con respecto al eje conectado al generador. En cuanto al criterio para comparar el comportamiento de las diferentes configuraciones de turbinas, se hizo uso de la curva de eficiencia ( $\eta$ ) vs *RPM*; gráfica que facilita la visualización del régimen de giro en el que la turbina entrega el mejor desempeño. Para obtener dicha curva debe registrarse el momento instantáneo ( $T$ ) que está siendo entregado por la turbina en cada paso temporal, este dato junto con la velocidad de rotación ( $\omega$ ) del cuerpo en *rad/s* entrega la potencia instantánea ( $P$ ), la cual es obtenida haciendo uso de la ecuación 3.10.

$$P = \omega T \quad (3.10)$$

$$P_{dis} = \rho Q g h = 11.81 W \quad (3.11)$$

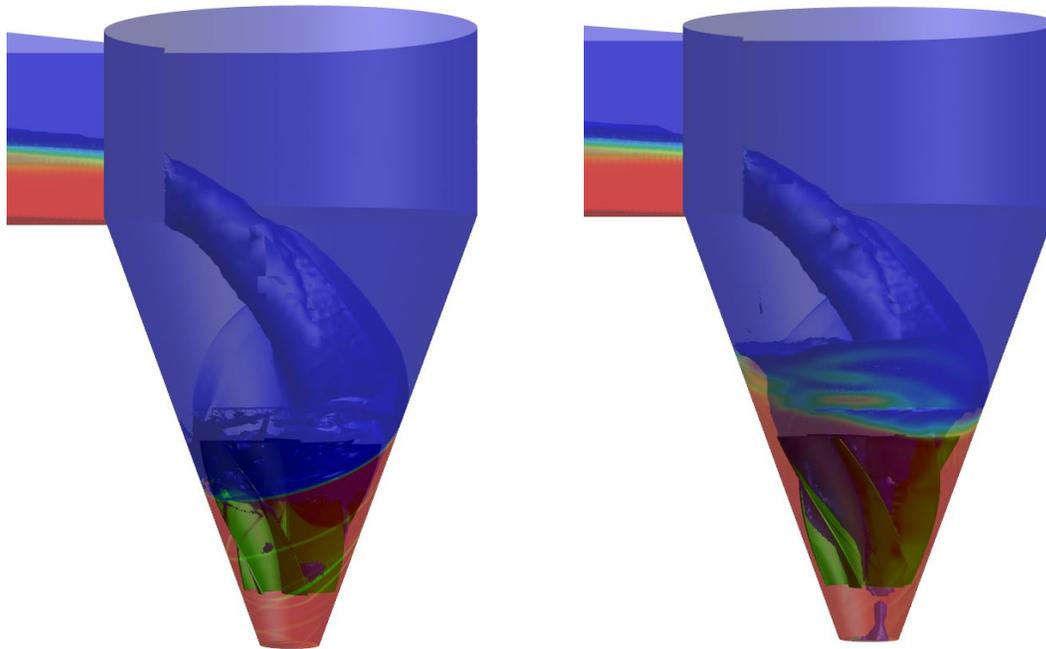
$$\eta = \frac{P}{P_{dis}} \quad (3.12)$$

La eficiencia  $\eta$  es calculada con ayuda de la ecuación 3.12, representando la fracción de la potencia disponible ( $P_{dis}$ ) que está siendo entregada por la turbina; por su parte,  $P_{dis}$  es obtenida como se hace para cualquier turbina hidráulica, con la expresión 3.11, donde  $\rho$  es la densidad del agua ( $998.2 \text{ kg/m}^3$ ),  $Q$  es el caudal de agua que circula por el sistema ( $0.003125 \text{ m}^3/\text{s}$ , calculado con la velocidad de  $0.05 \text{ m/s}$  de entrada del agua sobre un área de  $0.0625 \text{ m}^2$ ),  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) y  $h$  es la diferencia en altura que existe entre la parte superior de la turbina y la superficie libre formada por el flujo en el canal de entrada ( $0.386 \text{ m}$ ).

Las simulaciones fueron corridas en tres etapas principales, explicadas a continuación:

- **Llenado:** En esta etapa no se tiene activo el modelo 6-DoF, se espera que el agua entre a través del canal y se computa hasta que el caudal en la salida de

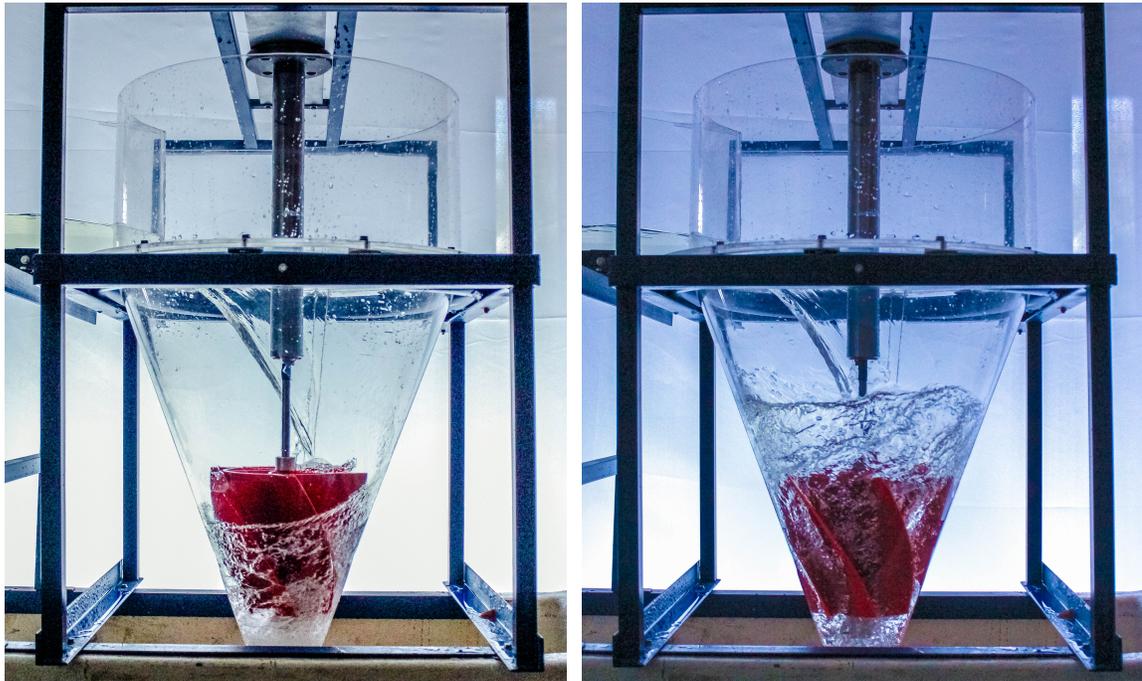
la cámara de descarga iguala el que se tiene en la entrada del sistema. No existe verdadera formación del vórtice ya que la turbina lo impide al estar estacionaria, redirigiendo el agua en la dirección vertical hacia abajo tan pronto como hacen contacto. La Figura 3.4(a) muestra desde las simulaciones como el nivel de agua en la cámara de descarga no alcanza a superar la altura del rodete al evitarse el desarrollo del vórtice y la Figura 3.5(a) muestra el mismo fenómeno desde la experimentación.



(a) Etapa de llenado en las simulaciones. (b) Rotación libre de la turbina en las simulaciones.

**Figura 3.4.** Resultados CFD para el vórtice en las etapas de llenado y rotación libre del rodete.

- **Rotación libre de la turbina:** El modelo 6-DoF es activado y la turbina comienza su rotación, acelerándose conforme van avanzando los pasos temporales; ahora el rodete comienza a permitir el desarrollo del vórtice gravitacional y en consecuencia el nivel del agua en la cámara de descarga va aumentando hasta alcanzar un máximo en equilibrio con las fuerzas en el rodete, este fenómeno puede observarse en la Figura 3.4(b) para las simulaciones y en la Figura 3.5(b) para el montaje experimental; al comparar las dos figuras puede apreciarse la similitud entre los resultados CFD y los reales. En esta etapa se espera que la velocidad de rotación de la turbina llegue a su máximo por efecto del vórtice, además debe prestarse atención al caudal de salida del agua, ya que este disminuye tan pronto como el remolino empieza



(a) Etapa de llenado en la experimentación. (b) Rotación libre de la turbina en la experimentación.

**Figura 3.5.** Resultados experimentales para el vórtice en las etapas de llenado y rotación libre del sistema.

a formarse, por lo que se debe simular hasta el punto en el que nuevamente los caudales de entrada y salida se igualan y permanecen estables.

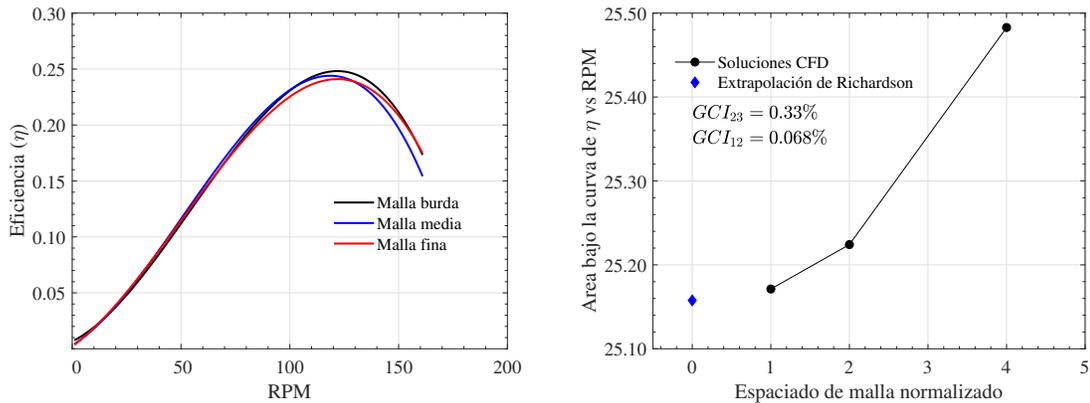
- **Frenado:** En la configuración del 6-DoF debe aplicarse un momento o precarga en sentido opuesto al de la rotación libre de la turbina, esta precarga es estimada con ayuda del momento máximo generado por la turbina durante la etapa de llenado. Se espera que la velocidad de rotación disminuya de la forma más asintótica posible hasta hacerse cero mientras se registran el momento instantáneo y las RPM de operación para cada paso temporal, datos suficientes para construir la curva distintiva de la hélice.

Luego de tener clara la configuración de las simulaciones es necesario llevar a cabo los respectivos estudios de independencia espacial y temporal, buscando disminuir los errores que tienen lugar por estas discretizaciones.

- **Independencia de malla:** En el presente estudio se hizo uso nuevamente de la extrapolación de Richardson, metodología descrita en el segundo capítulo que permite estimar el resultado numérico de integrales, derivadas y ecuaciones diferenciales, basándose en series de Taylor; al tener un estimado del resultado

se hace posible valorar también el error propio de la discretización necesitando solo 3 simulaciones iniciales. El parámetro seleccionado para analizar las independencias necesarias en las corridas del DOE fue el área bajo la curva, con ajuste cúbico, de la gráfica de  $\eta$  vs  $RPM$  para la turbina con 4 álabes planos mostrada en la Figura 3.1(a); luego de alcanzar la independencia, se emplearon los mismos procedimientos de mallado y paso temporal para todos los estudios CFD. La Figura 3.6(a) muestra el comportamiento de la turbina al ser analizada con tres diferentes mallas, nombradas como burda, media y fina, de acuerdo al número de elementos que las constituye; en ella puede verse como el punto máximo de la curva de eficiencia disminuye conforme se aumenta la resolución del mallado. Dicha situación también puede apreciarse en la Figura 3.6(b), en la que se evidencia como el área bajo la curva va disminuyendo de forma asintótica cuando se refina más la discretización espacial, hecho respaldado por el indicador de convergencia asintótico de 0.998 obtenido; este indicador debe ser lo más cercano a 1 como sea posible, para asegurar que las mallas utilizadas están fuera de una región en la que se tengan resultados oscilantes o lineales conforme se va aumentando el número de elementos.

Otro indicador importante para saber que la malla a emplear entrega resultados aceptables es el Indicador de Convergencia de Malla (*GCI*, por sus siglas en inglés); para el presente estudio se establece que un *GCI* de 2% o menos entre la malla fina y la media es suficiente para concluir que se tiene independencia, al igual en su equivalente presente los estudios temporales. En la Figura 3.6(b) se muestran los *GCI* obtenidos entre pares de mallas, siendo los subíndices 3, 2 y 1 los utilizados para nombrar las mallas en el orden de la más burda a la más fina; allí puede verse como cada *GCI* obtenido es menor al 2% establecido, siendo el  $GCI_{12}$  el que debe cuidarse.



(a) Eficiencia vs RPM para las diferentes mallas usadas. (b) Resultados para la extrapolación de Richardson en la independencia de malla.

**Figura 3.6.** Independencia de malla.

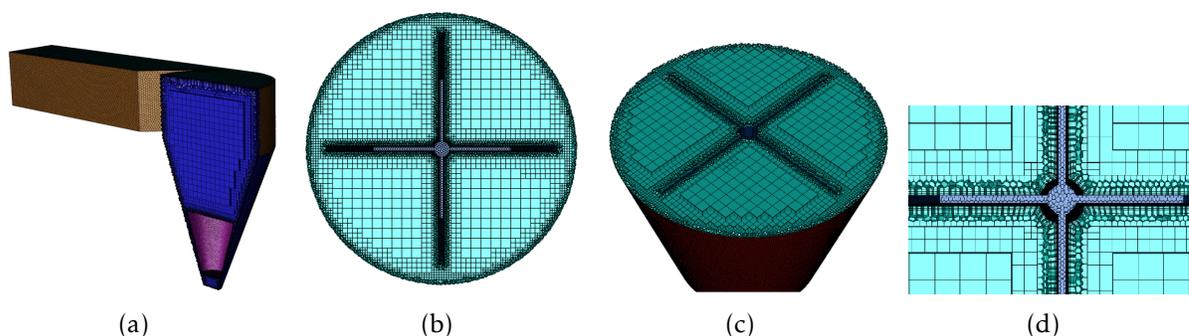
La Tabla 3.2 muestra los parámetros de calidad obtenidos para cada una de las mallas empleadas y el resultado para el área bajo la curva de  $\eta$  vs RPM; en cuanto a los parámetros de calidad puede verse como todas las mallas del estudio cumplían con los criterios mínimos establecidos para que las simulaciones sean desarrolladas de forma correcta, evitando errores que impidan su continuidad y comprometan la fidelidad de los datos que se requieren para análisis posteriores (ANSYS Inc. (2018)).

**Tabla 3.2.** Parámetros para las mallas usadas en el estudio de independencia espacial con la rotación del rodete.

Número de elementos	Espacio de malla normalizado	Skewness máximo	Calidad ortogonal mínima	Relación de aspecto máxima	Relación de aspecto promedio	Área bajo curva la curva de $\eta$ vs RPM
305064	4	0.7	0.3	25.21	2.968	25.482832
605524	2	0.698	0.301	22.629	2.765	25.224168
1219068	1	0.699	0.3	30.369	2.4	25.171240

Luego de culminado el estudio de independencia espacial se concluye que las directrices de mallado a usar con cada rodete que debe compararse serán las mismas que se configuraron para la malla media, la cual estaba constituida por 605524 elementos y cuya discretización para ambos dominios se encuentra representada en la Figura 3.7. Allí puede verse como el mallado describe especialmente las paredes de la turbina para lograr capturar de forma adecuada las fuerzas que actúan sobre la misma, además de la parte exterior del dominio

rotacional, la cual constituye la componente interna de la interfaz que es creada para transmitir fielmente los datos, el flujo y sus fenómenos entre los dominios. La primera capa de la malla media fue configurada con un espesor de  $1.75 \times 10^{-3} m$ , entregando un valor de distancia de pared adimensional ( $Y^+$ ) de 72.017, posibilitando el uso de funciones de pared al encontrarse en el rango de  $30 < Y^+ < 300$  (Chmielewski & Gieras (2013)).



**Figura 3.7.** Capturas de la malla resultante del estudio de independencia espacial.

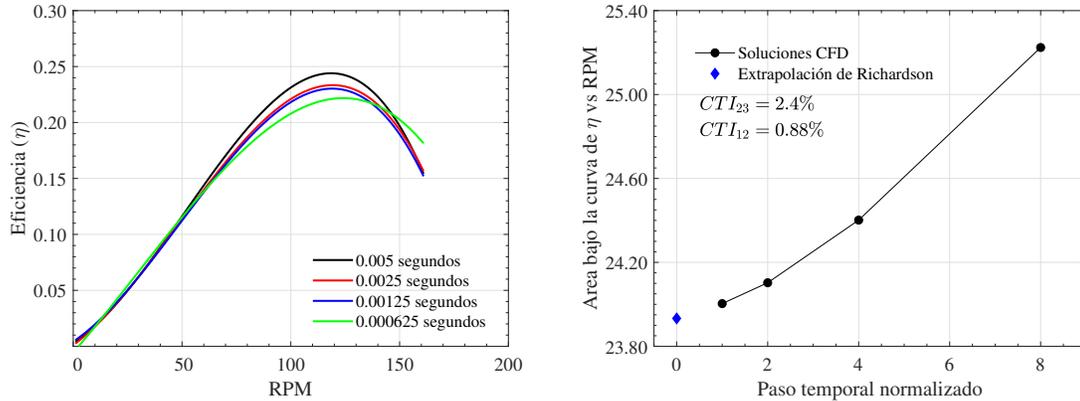
- **Independencia del paso temporal:** El procedimiento seguido para encontrar el paso temporal a usar en las diferentes simulaciones utiliza el mismo método basado en la extrapolación de Richardson que fue usado en la independencia espacial. La Tabla 3.3 muestra los distintos pasos que fueron usados.

**Tabla 3.3.** Resultados de las simulaciones de independencia temporal para la rotación del rodete.

Paso temporal	Paso temporal normalizado	Área bajo curva la curva de $\eta$ vs RPM
0.005	8	25.22416767
0.0025	4	24.40140603
0.00125	2	24.10281912
0.000625	1	24.00327778

En este proceso de independencia, el GCI usado en la parte espacial es cambiado por el índice de convergencia de paso temporal (CTI, por sus siglas en ingles), nombrando los pasos temporales para su cálculo como 3, 2 y 1, partiendo desde el burdo al fino. La Figura 3.8(a) muestra las curvas de  $\eta$  vs RPM y aunque como en el estudio espacial, solo deben ser necesarias al menos tres simulaciones en las que el paso temporal sea modificado para satisfacer una relación de refinamiento ( $r$ ) de 2, en la parte temporal fue obligatoria la

adición de un cuarto elemento, ya que al analizar con los tres primeros, ambos CTI seguían siendo mayores al 2%.



(a) Eficiencia vs RPM para los diferentes pasos (b) temporales usados.

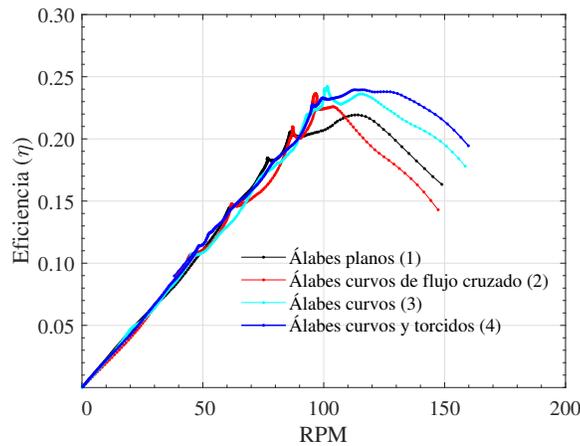
Resultados para la extrapolación de Richardson en la independencia temporal.

**Figura 3.8.** Independencia temporal.

La Figura 3.8(b) muestra una clara tendencia asintótica en el comportamiento de las áreas a medida que la discretización temporal se va refinando; esta conclusión es reforzada por el indicador de convergencia asintótico obtenido, el cual fue de 0.988. Adicionalmente, el CTI entre las simulaciones con el paso temporal de 0.00125 y 0.000625 segundos fue de 0.88%, cumpliendo el criterio propuesto y permitiendo que las simulaciones a desarrollar empleen 0.00125 segundos como paso temporal.

### 3.4 Selección de la geometría para el rodete

Una vez se establecen todos los parámetros a usar en las simulaciones numéricas se procede con la etapa previa al diseño de experimentos, la cual comprende los análisis CFD sobre los diferentes rodetes presentados en la Figura 3.1. Como se puede interpretar de las secciones anteriores, las cuatro turbinas fueron simuladas con una velocidad de entrada del agua de 0.05 m/s, que representan 3.12 kg/S y pasaron por las etapas de llenado, rotación libre y frenado. La Figura 3.9 muestra las curvas resultantes para  $\eta$  vs RPM de los cuatro rodetes; en ella se aprecia como el rodete 4 (Figura 3.1(d)) presenta una eficiencia máxima mayor a la de los otros y además muestra una ventana de operación mayor (rango de RPM) en la que logra sostener eficiencias altas.



**Figura 3.9.** Resultados numéricos para los 4 rodetes analizados.

El hecho de que este rodete (con álabes curvos y torcidos) presente una mayor eficiencia que las demás turbinas y que sea durante un margen de RPM más grande se relaciona al diseño del mismo. Este rotor presenta características extraídas de turbinas de eje vertical tipo Gorlov o Savonius con álabes torcidos, los cuales hacen que sus aspas no sean completamente rectas sino que vayan teniendo un ángulo de giro conforme se va avanzando en la dirección axial, buscando que el comportamiento oscilante del momento generado (propio de este tipo de turbinas) sea disminuido, mejorando el desempeño (Roy & Saha (2015)). En este punto es importante nombrar los procesos seguidos para el planteamiento y diseño de los rodetes que fueron tenidos en cuenta para la comparación inicial.

Los diámetros  $D$  y  $d$  iniciales fueron determinados teniendo en cuenta el diámetro de la cámara cónica a los 303.9 mm y 503.9 mm de profundidad, altura medida desde la parte más baja del canal de entrada hasta la superficie superior e inferior de las turbinas; para estas alturas de la cámara, se tienen diámetros de 278.7 mm y 133.1 mm. Además se garantizó que tuvieran un tamaño tal que permitiera que sus aspas estuvieran en contacto con el vórtice de superficie libre formado cuando no se tenía la presencia de la turbina; fenómeno modelado en el desarrollo del segundo capítulo. El rodete 4, debido a su mayor eficiencia máxima es seleccionado para llevar a acabo el proceso de optimización; en las secciones posteriores se describen los procedimientos desarrollados para tal labor.

### 3.5 Metodología de superficie de respuesta

La metodología de superficie de respuesta (RSM) es una estrategia de optimización que comprende técnicas estadísticas y matemáticas; con estos métodos se analizan situaciones

problema en las que el comportamiento de una variable de interés es condicionado por la conducta de otras variables (Şenaras (2019)). La RSM permite que la variable analizada o respuesta sea visualizada como una superficie y su valor normalmente es representado como la altura en el eje vertical de una gráfica en 3 dimensiones; para dicha gráfica el área base o plano inferior es determinado por un par de las variables independientes, lo cual facilita desde un enfoque visual la comprensión del comportamiento del problema. Para el desarrollo de las posteriores secciones se hace conveniente nombrar las variables independientes como  $X_i$  y la variable respuesta como  $Y$ .

El procedimiento para llevar a cabo una optimización haciendo uso de la RSM puede ser resumido en tres etapas (Khuri (2017)), las cuales son: construcción adecuada de un DOE que entregue información oportuna respecto a la  $Y$ ; partiendo del DOE debe ajustarse un modelo estadístico, que aproxime el vínculo entre la  $Y$  y las  $X_i$ ; determinar los niveles de las  $X_i$  que maximizan o minimizan a  $Y$  en el área de interés del problema. En las siguientes secciones se detalla de forma indirecta el desarrollo de las fases descritas para la optimización.

Los DOE ayudan a identificar la influencia que tiene las  $X_i$  y sus cambios, en la conducta de  $Y$ . Para llevarlos a cabo debe planificarse un conjunto de pruebas en las que las  $X_i$  son modificadas de forma controlada y se registran los cambios en la  $Y$ . Un DOE debe cumplir con varias condiciones para que pueda decirse que los datos que se recaudan son adecuados para ser analizados con métodos estadísticos, conduciendo posteriormente a conclusiones válidas sobre los fenómenos estudiados (Montgomery (2017)). Al tener conocimiento sobre como cambia la  $Y$  en la región de estudio y hacer uso de la RSM para lograr visualizar los máximos o mínimos que esta presenta, es posible concluir a cerca de los valores de las  $X_i$  que permiten tener el resultado deseado en el fenómeno analizado.

Existen varios tipos de DOE y es el investigador quien debe definir cual de estos es el que mejor se adecúa a las condiciones de su situación problema y a los objetivos que espere alcanzar con su aplicación; en el caso de los DOE a usar con la RSM, resulta relevante garantizar que se puedan apreciar los efectos de segundo orden que lleguen a tener las  $X_i$  sobre el comportamiento de  $Y$ , ya que estas curvaturas marcan cambios en la concavidad de la superficie, mostrando de forma más clara la localización de los máximos o mínimos e incluso permitiendo obtener expresiones matemáticas con las que se identifiquen con exactitud esos puntos de inflexión. Dentro de los DOE que comúnmente son usados cuando se trabaja buscando obtener superficies de respuesta para su posterior análisis, se encuentran los diseños centrales compuestos (CCD por sus siglas en inglés) y los diseños de Box - Benhken (Gutiérrez Pulido et al. (2008)); estos tipos de DOE resultan convenientes para el uso en análisis con RSM ya que permiten realizar un buen mapeo del área definida para el diseño con una cantidad de puntos reducida en comparación con diseños como los factoriales completos (Montgomery (2017)), haciendo posible que el tiempo para completar las corridas experimentales se reduzca. Por las anteriores razones,

en el presente trabajo se hará uso de un CCD para nutrir el análisis RSM, empleando como factores a  $\lambda$ , M, D y d; teniendo presente que los dos últimos fueron divididos por el diámetro superior de la cámara de descarga ( $D_{cd} = 500mm$ ) para tenerlos adimensionales y lograr reconocer que valor podrían tomar estos factores en sistemas que cuenten con geometrías y niveles de  $D_{cd}$  diferentes. Posteriormente se nombran los factores como 1,2,3 y 4 de acuerdo al orden en el que fueron listados.

El numero de corridas experimentales que deben adelantarse para un CCD están dadas por la ecuación 3.13, donde  $k$  representa la cantidad de factores que intervienen y  $n$  la cantidad de puntos que se encuentran en el centro del dominio experimental y son requeridos para estimar la variabilidad presente en las mediciones experimentales. Para el diseño implementado se cuenta con 4 factores (K) y 3 puntos centrales (n), con lo que se llega a un CCD con 27 puntos de diseño (N).

$$N = 2^k + 2k + n \quad (3.13)$$

Luego de tener las 27 diferentes configuraciones para los rodets del DOE se elaboraron las respectivas simulaciones CFD, siguiendo los pasos descritos en la etapa de comparación de rodets y registrando la eficiencia máxima que entregaba cada uno de ellos, estos datos se encuentran listados junto con los valores que tomaron los factores para cada punto de diseño en la Tabla 3.4. Las curvas de  $\eta$  vs RPM para el DOE completo se encuentra en la Figura 3.10, en ellas pueden apreciarse picos para la eficiencia que son resultado de las variaciones en el flujo de salida y el nivel del agua en la cámara de descarga, consecuencia del proceso de frenado de las turbinas con la metodología 6-DoF. Esos picos son considerados como datos atípicos y no se registran como la eficiencia máxima entregada por el rodete durante el frenado, por esta razón se toma como referencia para el DOE el punto en el que se evidencia un cambio suave en la concavidad de cada curva.

**Tabla 3.4.** Diseño central compuesto, con resultados experimentales y predichos por el modelo de regresión

Tratamiento	Factor				Resultados para $\eta_{max}$	
	$\lambda$	$M$	$D/D_c$	$d/D_{cd}$	CFD	Modelo de regresión
1	90	2	0.3	0.16	0.021	0.011
2	0	2	0.3	0.16	0.023	0.018
3	0	6	0.3	0.16	0.057	0.078
4	90	6	0.3	0.16	0.058	0.063
5	45	4	0.3	0.2	0.124	0.173
6	90	2	0.3	0.24	0.123	0.137
7	0	2	0.3	0.24	0.032	0.045
8	0	6	0.3	0.24	0.202	0.171
9	90	6	0.3	0.24	0.249	0.220
10	45	4	0.4	0.16	0.127	0.116
11	45	2	0.4	0.2	0.138	0.124
12	0	4	0.4	0.2	0.236	0.215
13	90	4	0.4	0.2	0.240	0.254
14	45	6	0.4	0.2	0.305	0.308
15	45	4	0.4	0.24	0.336	0.342
16	0	2	0.5	0.16	0.172	0.232
17	90	2	0.5	0.16	0.263	0.260
18	90	6	0.5	0.16	0.569	0.569
19	0	6	0.5	0.16	0.614	0.584
20	45	4	0.5	0.2	0.688	0.633
21	90	2	0.5	0.24	0.560	0.552
22	0	2	0.5	0.24	0.480	0.459
23	90	6	0.5	0.24	0.883	0.891
24	0	6	0.5	0.24	0.801	0.842
25	45	4	0.4	0.2	0.251	0.255
26	45	4	0.4	0.2	0.251	0.255
27	45	4	0.4	0.2	0.251	0.255
OPT	55.584	5.932	0.4999	0.2399	0.8921	0.8857

Con los datos de las eficiencias máximas para cada configuración experimental, se planteó un modelo de regresión lineal de segundo orden; no se analiza un modelo de primer orden debido a que se espera poder evidenciar las curvaturas que puedan suponer las variaciones de las  $X_i$  sobre la  $Y$ . Para este modelo se consideró inicialmente el efecto que pudiera tener cada factor como termino lineal y cuadrático, además de las interacciones de primer orden entre ellos. La forma que toma el modelo de regresión completo se encuentra representada en la ecuación 3.14, en esta expresión para la eficiencia ( $\eta$ ) cada  $\tau_i$

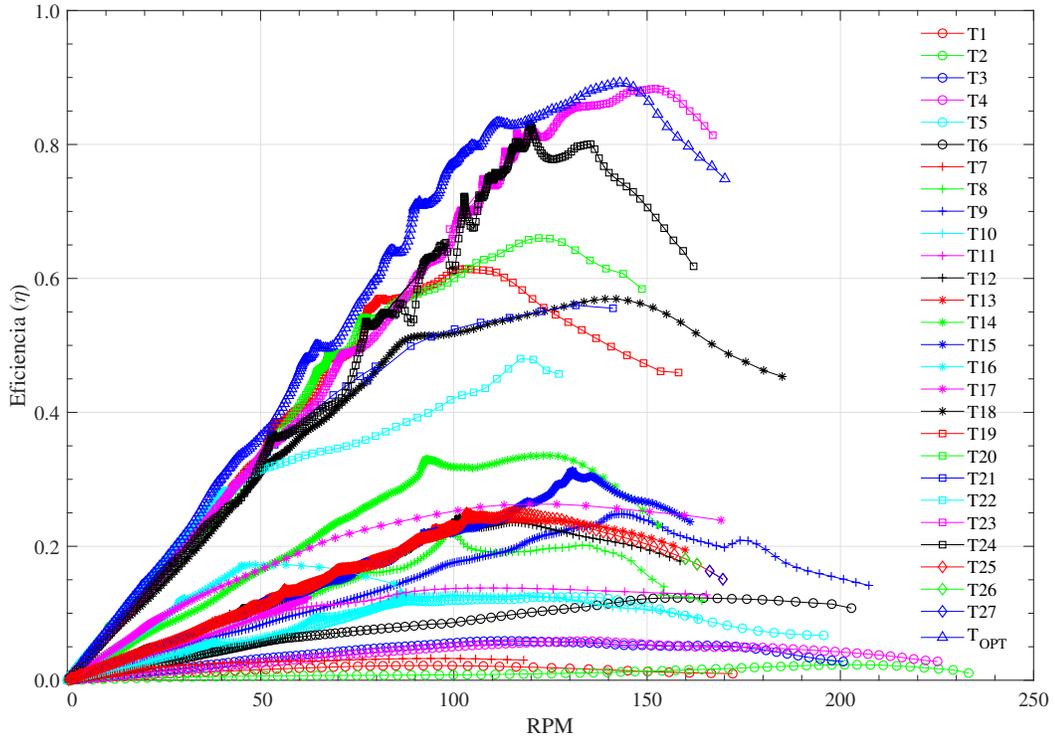
es un valor constante que multiplica las variables de la regresión, siendo  $\tau_0$  el intercepto del modelo,  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$  y  $\tau_4$  los coeficientes para cada uno de los términos independientes;  $\tau_{11}$ ,  $\tau_{22}$ ,  $\tau_{33}$  y  $\tau_{44}$  representan los efectos que tienen los términos cuadráticos; y  $\tau_{12}$ ,  $\tau_{13}$ ,  $\tau_{14}$ ,  $\tau_{23}$ ,  $\tau_{24}$  y  $\tau_{34}$  son los coeficientes para las interacciones entre los términos lineales. Resulta relevante mencionar que en los textos de estadística y diseño experimental se suele nombrar a los coeficientes del modelo de regresión con la letra griega  $\beta$ , sin embargo, como esa letra ya ha sido usada para nombrar los ángulos de entrada y salida del agua en los triángulos de velocidad, se decide usar la letra griega  $\tau$ .

$$\eta = \tau_0 + \tau_1 \lambda + \tau_2 M + \tau_3 (D/D_{cd}) + \tau_4 (d/D_{cd}) + \tau_{12} \lambda M + \tau_{13} \lambda (D/D_{cd}) + \tau_{14} \lambda (d/D_{cd}) + \tau_{23} M (D/D_{cd}) + \tau_{24} M (d/D_{cd}) + \tau_{34} (D/D_{cd})(d/D_{cd}) + \tau_{11} \lambda^2 + \tau_{22} (M)^2 + \tau_{33} (D/D_{cd})^2 + \tau_{44} (d/D_{cd})^2 \quad (3.14)$$

Con el primer modelo completo de regresión obtenido se realizó un análisis de varianza (ANOVA, por sus siglas en inglés) en el software RStudio; esta exploración ayuda a conocer el grado de significancia que tienen los factores en el comportamiento de la eficiencia al entregar un indicador llamado valor-P. Cuando se obtuvo el ANOVA para el modelo planteado en la ecuación 3.14 se encontraron términos que no tenían consecuencia importante para  $\eta$  y fueron excluidos, lo que hace que se deba correr de nuevo el ANOVA para el modelo resultante. Esta última revisión se encuentra consignada en la Tabla 3.5, donde pueden apreciarse los altos coeficientes de determinación ( $R^2$  y  $R^2$  ajustado) que arroja el modelo; estos datos representan la desviación en el valor de la variable respuesta que se atribuye al modelo y siempre deben ser superiores a 0.8 (Ostertagová (2012)), lo cual indica que el modelo de regresión obtenido describe de forma adecuada el comportamiento de la variable respuesta.

**Tabla 3.5.** Resultados para el análisis ANOVA

Término	Efecto	Grados de libertad	Suma de cuadrados	Cuadrado medio	Estadístico - F	Valor - P
$\lambda$	$3.27 \times 10^{-4}$	1	0.0068	0.0068	5.186	0.037851
$M$	$-6.85 \times 10^{-2}$	1	0.2125	0.2125	162.598	$1.88 \times 10^{-9}$
$D/D_{cd}$	$-1.24 \times 10^1$	1	0.9528	0.9528	728.946	$3.93 \times 10^{-14}$
$d/D_{cd}$	$1.00 \times 10^1$	1	0.1661	0.1661	127.046	$1.01 \times 10^{-8}$
$\lambda^2$	$-1.31 \times 10^{-5}$	1	0.0076	0.0076	5.845	0.028814
$(D/D_{cd})^2$	$1.42 \times 10^1$	1	0.0501	0.0501	38.313	$1.73 \times 10^{-5}$
$(d/D_{cd})^2$	$-3.04 \times 10^1$	1	0.0066	0.0066	5.058	0.039961
$\lambda M$	$-1.20 \times 10^{-4}$	1	0.0019	0.0019	1.431	0.250154
$\lambda (d/D_{cd})$	$8.83 \times 10^{-3}$	1	0.004	0.004	3.095	0.098926
$M (D/D_{cd})$	$3.21 \times 10^{-1}$	1	0.0658	0.0658	50.315	$3.66 \times 10^{-6}$
$(D/D_{cd})(d/D_{cd})$	$1.03 \times 10^1$	1	0.0272	0.0272	20.803	0.000375
Residuales		15	0.0196	0.0013		
$R^2$	0.9871					
$R^2$ ajustado	0.9777					



**Figura 3.10.** Eficiencia vs RPM para todos los tratamientos del DOE.

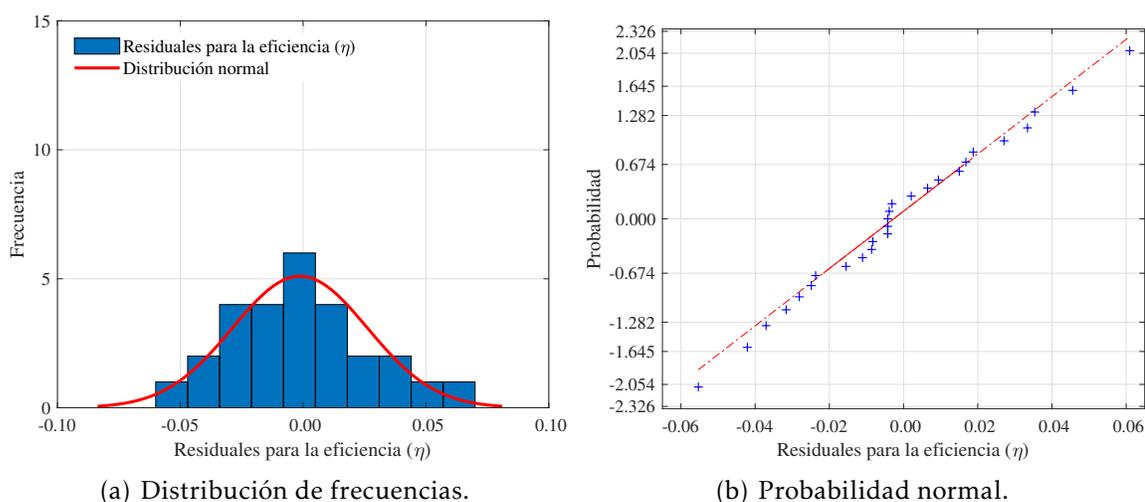
Al analizar los valores-P en la Tabla 3.5 se evidencia que el término que mayor repercusión tiene sobre  $\eta$  es la relación entre el diámetro superior de la turbina y el diámetro de la cámara de descarga ( $D/D_{cd}$ ), manteniendo todas las demás  $X_i$  un grado de importancia relevante; así mismo, el término que menos contribuye a la variación de la eficiencia es el de la interacción de  $\lambda$  y  $M$ . De lo anterior puede interpretarse que el diámetro superior de la turbina cobra relevancia sobre el inferior al determinar el momento y la cantidad de agua del vórtice que entra en contacto con el rodete, comenzando a entregar energía; mientras que el efecto combinado del número de álabes y el ángulo de giro no influye tanto. El modelo de regresión final es el presentado en la ecuación 3.15.

$$\eta = 1.04 + 3.27 \times 10^{-4} \lambda - 6.85 \times 10^{-2} M - 1.24 \times 10^1 (D/D_{cd}) + 1.00 \times 10^1 (d/D_{cd}) - 1.20 \times 10^{-4} \lambda M + 8.83 \times 10^{-3} \lambda (d/D_{cd}) + 3.21 \times 10^{-1} M (D/D_{cd}) + 1.03 \times 10^1 (D/D_{cd})(d/D_{cd}) - 1.31 \times 10^{-5} \lambda^2 + 1.42 \times 10^1 (D/D_{cd})^2 - 3.04 \times 10^1 (d/D_{cd})^2 \quad (3.15)$$

Además de revisar los valores para los  $R^2$  y el valor-p del modelo ( $4.159 \times 10^{-12}$ ) se deben realizar los análisis que permitan asegurar que la regresión planteada cumple con los

supuestos estadísticos necesarios y es adecuado para representar los datos obtenidos en las corridas CFD; estos supuestos son corridos sobre los residuales del modelo, que son calculados como la resta entre las eficiencias observadas en el DOE y las predichas por el modelo de regresión (Montgomery (2020)).

- **Normalidad de los residuales:** Para verificar el cumplimiento de este supuesto se recurre primeramente a métodos de análisis gráfico. Inicialmente se examina la distribución de frecuencia presentada en la Figura 3.11(a), en la que se espera que las barras de frecuencia se ajusten a la línea roja de distribución normal, desde este enfoque no es completamente claro el cumplimiento del supuesto, con lo que se procede a revisar la gráfica de probabilidad normal de la Figura 3.11(b), donde visualmente podría esperarse que la cercanía y distribución de los puntos a la línea punteada roja sean indicios de normalidad en los residuales.



**Figura 3.11.** Gráficas de normalidad para los residuales de la eficiencia.

Para poder finalizar con este supuesto se realizan pruebas numéricas que permiten tener conclusiones más confiables, los resultados se presentan en la Tabla 3.6. En ella se aprecia como para todas las pruebas el valor-P fue superior a 0.05, con lo que se concluye que los residuales siguen una distribución normal.

Tabla 3.6. Resultados para las pruebas de normalidad.

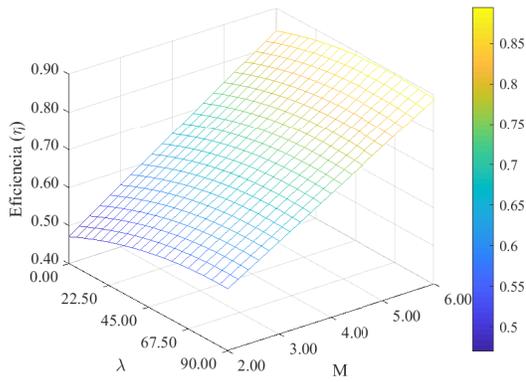
Prueba	Valor-P
Anderson-Darling	0.8915
Cramer- Von Mises	0.7383
Shapiro-Wilk	0.9790
Shapiro-Francia	0.9445
Jarque-Bera	0.8386
D'Agostino y Pearson	0.8149

- **Independencia de los residuales (no autocorrelación):** se espera que los residuales estén distribuidos de forma aleatoria, sin la presencia de tendencias marcadas. Para verificar este supuesto se lleva a cabo la prueba Durbin-Watson que dio como resultado un valor-P de 0.7752, permitiendo concluir que los residuales son independientes entre si y se distribuyen de forma aleatoria.
- **Varianza constante (Homocedasticidad):** Con este supuesto se desea comprobar que la varianza de los residuales es fija; la prueba estadística que permite verificarlo es la Breusch-Pagan, que arrojó un valor-P de 0.1449, garantizando que la varianza de los errores es constante.

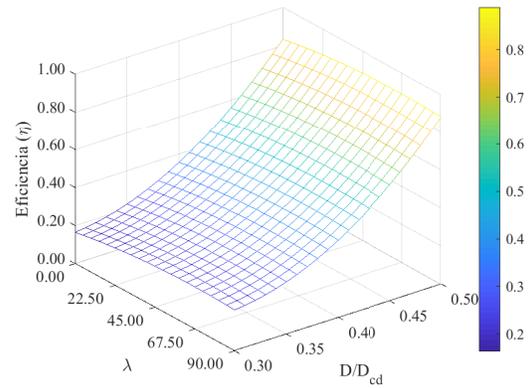
### 3.6 Diseño optimizado

Definir los valores que deben tomar los factores participantes en el DOE, de tal forma que se maximice la eficiencia entregada por el rodete es el paso final para completar el procedimiento de optimización con la RSM. Para encontrar la mejor configuración de todos los factores se hizo uso del software Statgraphics Centurion XVII; este software proporciona diferentes herramientas para la exploración de los resultados encontrados al desarrollar los puntos de diseño que se encuentran en el DOE. Además brinda distintas opciones para la búsqueda de los puntos ideales para cada factor, permitiendo extrapolar resultados cuando las superficies de respuesta muestran la posible existencia de óptimos fuera del área de diseño; o encontrando el máximo en la región analizada a pesar de presentarse esta situación, como en el caso particular del presente estudio.

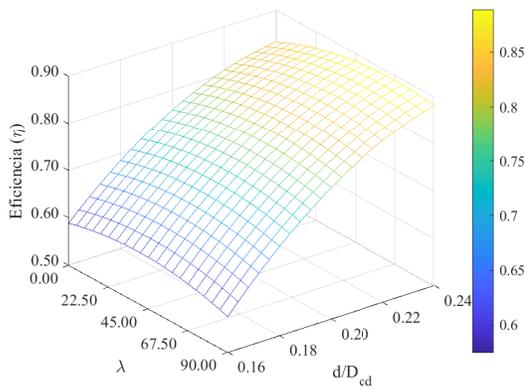
En la Figura 3.12 se presentan las diferentes superficies de respuesta resultantes de las interacciones entre pares de factores; los componentes que no intervienen en cada gráfica fueron fijados en sus puntos óptimos, de forma tal que cada diagrama muestre la  $\eta$  máxima que puede alcanzarse en el área de diseño. Se limitó la búsqueda de los parámetros ideales de cada factor al espacio de diseño que se estableció desde el inicio, atendiendo a las limitaciones en los diámetros máximos que puede adoptar la turbina debido a las paredes de la cámara de descarga y a la facilidad para la construcción del posterior modelo experimental.



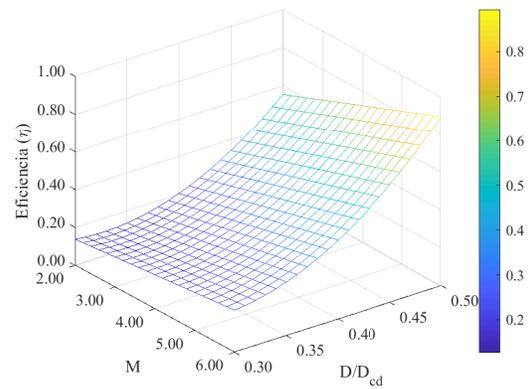
(a) Interacción entre  $\lambda$  y  $M$ .



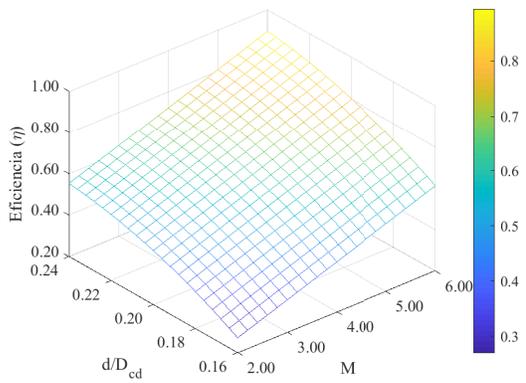
(b) Interacción entre  $\lambda$  y  $D/D_{cd}$ .



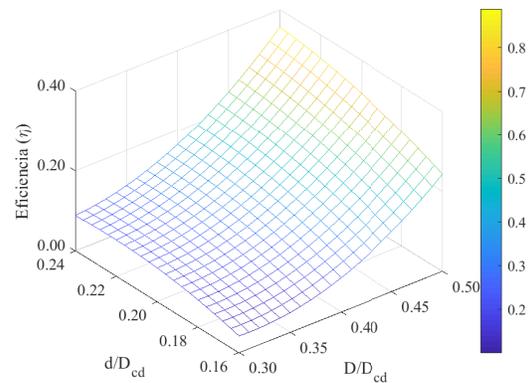
(c) Interacción entre  $\lambda$  y  $d/D_{cd}$ .



(d) Interacción entre  $M$  y  $D/D_{cd}$ .



(e) Interacción entre  $M$  y  $d/D_{cd}$ .



(f) Interacción entre  $D/D_{cd}$  y  $d/D_{cd}$ .

**Figura 3.12.** Gráficas de superficie de respuesta para interacciones entre pares de factores del DOE; los factores ausentes en el desarrollo de cada superficie se fijaron en sus valores óptimos.

El modelo óptimo arrojado por el software estaba compuesto por la configuración presentada en la Tabla 3.7; estos parámetros fueron adaptados para favorecer la construcción del modelo experimental, ajustando los valores de los niveles a los presentados para el prototipo. La geometría 3D para el modelo óptimo fue desarrollada y se llevaron a cabo los pasos necesarios para obtener resultados CFD que permitieran validar que la eficiencia predicha por el modelo de regresión (0.8857) correspondía con la entregada por el rodete (0.8921); obteniendo una diferencia de 0.7% entre estas eficiencias, avalando continuar con el desarrollo del modelo físico. El tratamiento más cercano a la configuración final es el tratamiento 23, con una eficiencia bastante cercana y diferenciándose solo en el valor de  $\lambda$ ; en la Figura 3.12(a) se evidencia la pequeña concavidad que tiene la superficie de  $\eta$  con los cambios en el ángulo de giro, lo que explica como al desplazar este factor a su punto ideal no se logran cambios muy grandes en  $\eta$ . Resulta relevante mencionar que de acuerdo al modelo de regresión la geometría óptima tendría una eficiencia menor a la del tratamiento 23, sin embargo, en las eficiencias obtenidas en las simulaciones CFD el rendimiento de la geometría optimizada fue mayor, conclusión que permite seguir con el proceso de fabricación para el modelo optimizado. Por otra parte, el modelo de optimización fue desarrollado de forma tal que entregase la predicción con un nivel de confianza del 95%, con lo que los límites inferior y superior para la eficiencia predicha son de 0.825 y 0.947; quedando entonces el valor de 0.8921 en el intervalo esperado.

**Tabla 3.7.** Valores para el punto óptimo entregados por el software Statgraphics Centurion

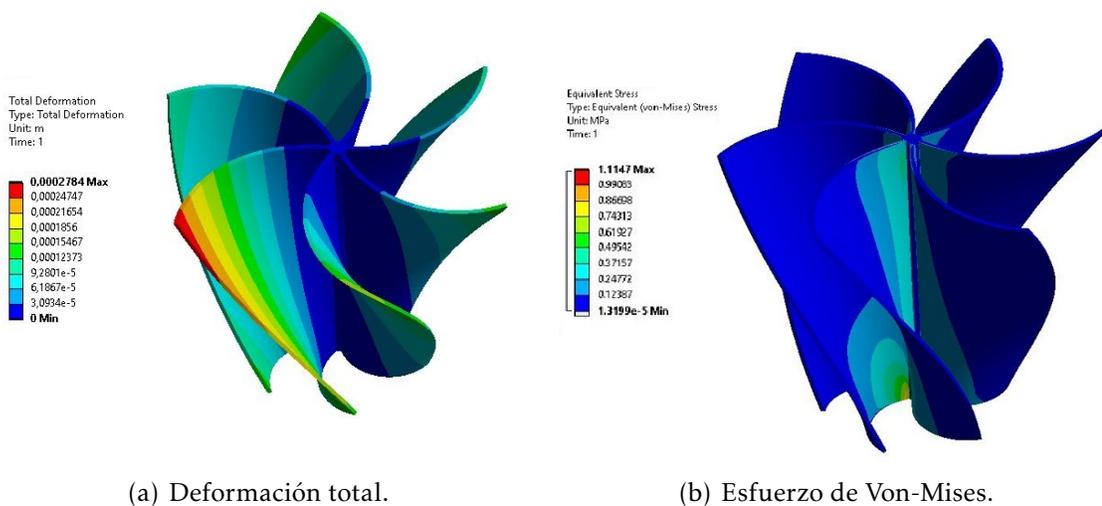
Factor	Valor optimo	Valor prototipo
$\lambda$	55.584	55
$M$	5.932	6
$D_s/D_c$	0.4999	0.5
$D_i/D_c$	0.2399	0.23

### 3.7 Análisis FSI

Los análisis de interacción entre fluido y superficie (FSI, por sus siglas en inglés) permiten conocer los esfuerzos a los que se encuentra sometido un cuerpo cuando sobre él actúan fuerzas debidas al contacto de alguna de sus superficies con un fluido; esta metodología permite hacer uso de las presiones que se generaron sobre el rodete en las simulaciones CFD desarrolladas en ANSYS Fluent, llevándolas a formar parte de la determinación del modelo físico que se analiza en el entorno Estático estructural, que también hace parte de las herramientas presentes en el paquete de ANSYS 2019 R3 y se vale del análisis por elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés). El paso de información del módulo CFD

al FEA es posible gracias a la integración que se lleva a cabo en el ambiente Workbench de ANSYS.

Para la elaboración de este estudio se hizo uso de las presiones que actuaban sobre el rodete en la etapa de llenado del canal, esta etapa fue descrita anteriormente y es considerada como la más decisiva para la integridad estructural del prototipo, debido a que el mismo se encuentra estacionario y toda la energía del agua impacta contra él haciendo contacto principalmente con solo uno de los álabes. Para la configuración de la simulación estructural se asignó el PLA (ácido poliláctico) como material de la turbina, atendiendo a condiciones determinadas para la etapa de fabricación que será descrita posteriormente; se creó un soporte fijo sobre el eje del rodete y se asignó sobre los álabes la presión importada desde Fluent. Luego de realizada la discretización del sólido, se agregaron herramientas de análisis que permiten conocer la deformación total del cuerpo, el factor de seguridad con que se cuenta para los esfuerzos que sobre él actúan y el esfuerzo equivalente de Von-Mises; los principales resultados para estos análisis se encuentran en la Figura 3.13.



**Figura 3.13.** Resultados del análisis FSI.

En la Figura 3.13(a) se ve como el álabe que entra en contacto directo con el agua se alcanza a deformar hasta un máximo de 0.28 mm, lo cual no representa mayor problema para la integridad del rodete; esta conclusión se ve reforzada con el esfuerzo equivalente de Von-Mises, mostrado en la Figura 3.13(b) con un máximo de 1.115 MPa; valor que es 48.5 veces más pequeño que el esfuerzo de fluencia del PLA (54.1 MPa), por lo que puede concluirse que el rodete a fabricar no debe fallar al someterse a las exigencias de operación.

### 3.8 Fabricación del modelo experimental

Cuando se piensa en fabricar piezas con geometrías complejas las metodologías más relevantes son las de maquinado por control numérico computacional (CNC), esculpido, fundición o impresión 3D; para el prototipado o fabricación de piezas para ensayos cobran mayor importancia el mecanizado CNC y las técnicas de impresión 3D, siendo la primera de ellas la que mayores costos de herramientas y equipo presenta (Lennings (2000)), por lo que desde el ejercicio académico tiende a seleccionarse la impresión 3D, que permite obtener prototipos complejos con resistencias adecuadas para ensayos experimentales. El Grupo de Energía Alternativa de la Universidad de Antioquia (GEA) cuenta con una impresora 3D makeR PEGASUS Lite que funciona por deposición de material fundido y posee un volumen máximo de impresión de 300 x 300 x 300 mm, en este equipo se desarrolla la elaboración del modelo físico.

Para la impresión 3D del rodete óptimo primero se creó la geometría CAD en el software Autodesk Inventor 2021, realizando modificaciones que permitieran fijar la misma al eje de transmisión de potencia y agregando un anillo que uniera los álabes en la parte superior para mejorar la rigidez estructural, posicionándolo de forma tal que no afecte la entrada del agua al rotor; este refuerzo en la estructura podría no parecer necesario si se tienen en cuenta los resultados para el análisis estructural expuestos en la sección anterior, sin embargo el modelo analizado en el módulo FEA cuenta con una composición 100% sólida, como si fuese fabricada desde un bloque macizo de PLA u obtenido mediante procesos de inyección, mientras que el prototipo (incluso contando con un 100% de relleno), estará conformado por diferentes capas de material depositado en forma de hilos, haciendo que disminuya la rigidez y la resistencia mecánica. La Figura 3.14(a) muestra la geometría creada en el entorno computacional, este modelo fue impreso en PLA, que es uno de los materiales más usados en la impresión 3D (Ligon et al. (2017)) y puede ser apreciado en la Figura 3.14(b). El extrusor de la impresora fue configurado en 210°C con una temperatura de cama de 70°C, usándose una boquilla de 0.4 mm de diámetro y un espesor de capa de 0.2 mm, valores con los que se obtuvo buen acabado superficial, logrando describir adecuadamente las superficies complejas traídas desde el software CAD. El modelo computacional tenía una masa de 0.462 kg, cuando se le asignó el PLA como material; por otro lado, el modelo impreso tiene una masa de 0.474 kg. Esta diferencia puede ser atribuida al porcentaje de humedad que puede absorber el PLA (Wahit et al. (2015)) y a las tolerancias presentes en la impresora 3D y su tecnología.



(a) Geometría cad.



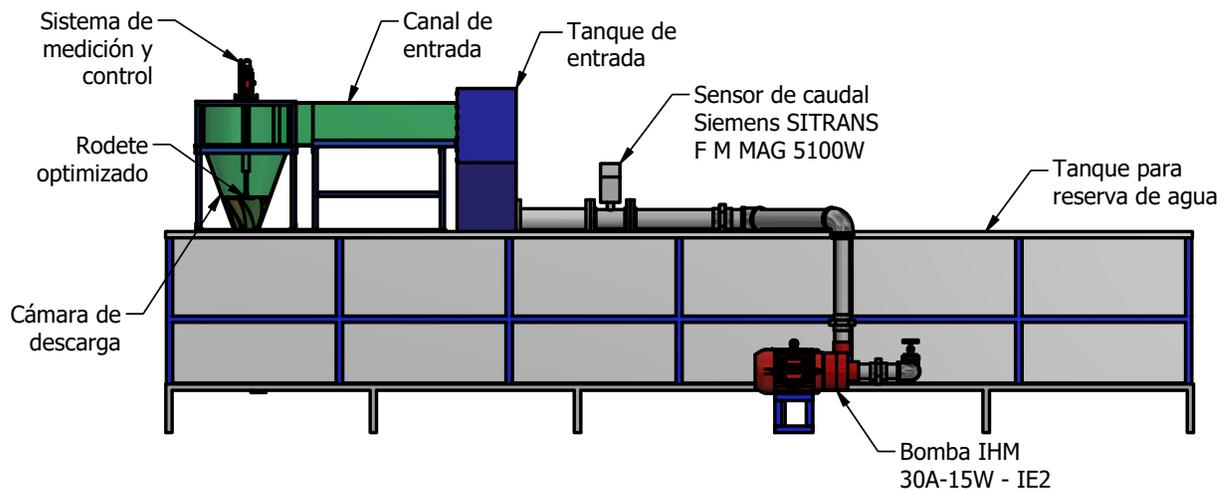
(b) Rodete impreso en 3D.

**Figura 3.14.** Fabricación del modelo optimizado.

### 3.9 Validación experimental

Las herramientas y paquetes de simulación computacional son una gran herramienta para el diseño de sistemas de generación, sin embargo siempre es necesario corroborar de forma experimental que los datos y conclusiones arrojados por las simulaciones se cumplan en condiciones de operación real. Es de esperar que se tengan diferencias porcentuales entre los resultados numéricos y los experimentales, debido a que para facilitar los cálculos computacionales siempre se hacen simplificaciones; pese a esto el rendimiento predicho en las simulaciones debe acercarse considerablemente a la experimentación para poder concluir que el procedimiento de diseño es acertado.

El montaje para las pruebas fue desarrollado en el laboratorio del GEA, adecuando elementos y equipos con los que se contaba para aplicaciones diferentes, por lo que solo fue necesaria la fabricación del tanque de entrada y los elementos en acrílico. El banco de pruebas, con sus elementos principales se encuentra bosquejado en la Figura 3.15, el canal de entrada y la cámara de descarga fueron fabricados en acrílico transparente de 5 mm de espesor.

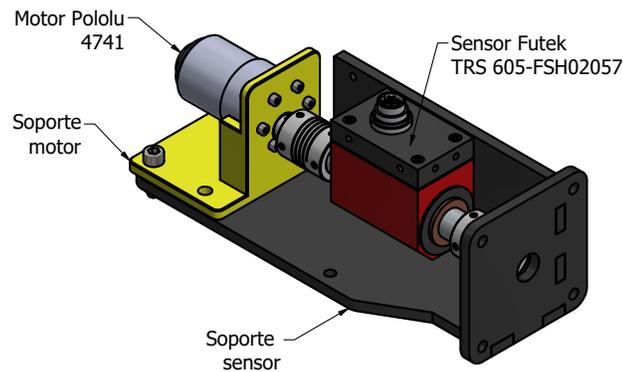


**Figura 3.15.** Montaje experimental.

El funcionamiento del banco de pruebas puede describirse como sigue:

- La bomba IHM 30A-15W - IE2 hace fluir el agua desde el tanque reservorio hasta el tanque de entrada del sistema TVG. Esta bomba es controlada con ayuda de un variador de frecuencia, que a su vez se conecta a un controlador lógico programable (PLC por sus siglas en inglés).
- El PLC se encuentra conectado también al sensor de flujo SITRANS F M MAG 5100W que permite conocer el flujo másico que circula por el sistema, facilitando que la frecuencia del variador sea configurada para entregar los  $3.12 \text{ kg/s}$  de agua correspondientes a la condición de entrada usada en las simulaciones.
- El agua llega hasta el tanque de entrada por la parte inferior, aumentando el nivel dentro del mismo hasta desbordarse para entregar un flujo controlado al canal de entrada y posteriormente a la cámara de descarga en la que se forma el vórtice que luego vierte el fluido en el mismo tanque de reserva.
- El vórtice entra en contacto con la turbina que se encuentra conectada al sistema de medición y control mediante un eje vertical. En esta etapa se deja girar la turbina de forma libre hasta que el sistema se establece.
- La Figura 3.16 muestra los componentes principales usados para la medición y control del comportamiento de la turbina. El motor Pololu 4741 es el encargado de oponer resistencia a la rotación del rodete, al ser energizado de forma tal que su dirección de rotación sea la opuesta a la del vórtice de superficie libre, desempeñando una labor similar a la de un freno o generador eléctrico; este motor es controlado mediante una placa Arduino Nano unida a un puente h, que

le permite modificar mediante modulación por ancho de pulso (PWM por sus siglas) la potencia que es entregada desde una fuente DC al motor. El Arduino fue programado para realizar aumentos porcentuales en el ancho de pulso en intervalos de 12 segundos (representando también incrementos en la potencia de frenado), tiempo suficiente para que el vórtice y la velocidad de rotación del rodete alcancen nuevamente un estado estacionario requerido para que las mediciones sean válidas; el proceso de frenado escalonado se efectúa hasta que la turbina es detenida completamente.



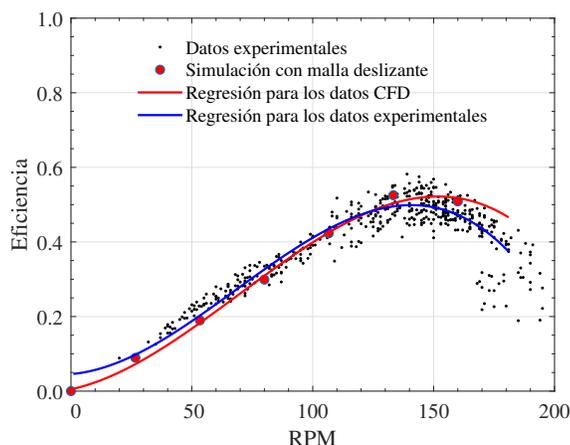
**Figura 3.16.** Montaje del sistema de medición y control.

- El sensor Futek TRS 605-FSH02057, el cual cuenta con una resolución de 0.000110 Nm y se encuentra posicionado por dos acoples entre el motor de frenado y el eje de salida de la turbina, es el encargado de entregar datos de velocidad de operación, torque y potencia generada. Estos datos son registrados en un computador personal mediante el uso de un display Futek IHH 500, que se conecta al sensor de torque y al terminal, permitiendo guardar la información entregada por el sensor.

### 3.10 Resultados y discusión

Al contar con datos de velocidad de giro y torque entregado desde el momento en que la turbina giraba libre y a su velocidad máxima hasta el punto en el que se frena por completo, se puede proceder a graficar la curva experimental de  $\eta$  vs RPM. Dicha curva se encuentra en la Figura 3.17, donde puede apreciarse que los datos experimentales son contrastados con una simulación que trató la rotación del cuerpo mediante el modelo SMM, lo anterior es debido a que con esta metodología se facilita configurar una velocidad de rotación fija para la turbina y esperar hasta el punto en que el nivel del vórtice llegue a un estado estacionario, en el que se registren los datos de torque y potencia generada para ese régimen de giro establecido. Esta condición permite que la información obtenida no se vea afectada por los cambios en el nivel y la compleja dinámica del vórtice. Esta última

simulación CFD fue desarrollada haciendo uso de la malla y el paso temporal obtenidos durante el análisis de independencia; esto es posible al tener presente que la metodología 6-DoF es más compleja que la SMM. La velocidad de rotación fue para la simulación se varió desde 0 hasta 160 RPM en 5 incrementos de 32 RPM cada uno.



**Figura 3.17.** Resultados experimentales.

La Tabla 3.8 muestra las expresiones obtenidas para las regresiones cúbicas de los datos experimentales y la simulación CFD; el valor máximo de  $\eta$  para la regresión CFD es de 0.522 a 150.73 RPM y para la regresión de los datos experimentales es de 0.495 a 140.25 RPM lo que representa una diferencia porcentual de 5.1% entre eficiencias máximas.

**Tabla 3.8.** Regresiones cúbicas para los datos experimentales y CFD.

Datos	Regresión cúbica	$R^2$
CFD	$-2.355 \times 10^{-7} \eta^3 + 4.83 \times 10^{-5} \eta^2 + 0.001491 \eta + 0.006349$	0.9963
Experimentales	$-2.916 \times 10^{-7} \eta^3 + 5.935 \times 10^{-5} \eta^2 + 0.00056 \eta + 0.05397$	0.8624

Las diferencias entre los resultados presentados pueden ser explicadas por las aproximaciones y simplificaciones que se hacen en el entorno computacional; además cobra importancia el efecto que tiene la rugosidad del rodete experimental debida al proceso de impresión 3D usado en su fabricación. También debe considerarse que si bien el montaje fue alineado de la mejor forma posible, durante su funcionamiento persistió una leve vibración en los acoples, lo que indica que aún se presentaban pequeñas desalineaciones que tenían que ser absorbidas por estas juntas y adicionaban restricciones al sistema, dificultando la libre rotación del conjunto turbina-sensor-motor.

Otro factor a tener en cuenta es la sección transversal del cono, la cual no era completamente circular y se asemeja a una elipse con una excentricidad pequeña debido al proceso de termoformado usado para su construcción.

### 3.11 Conclusiones

En el presente capítulo se ha descrito el proceso de optimización y validación experimental de un prototipo de rodete para turbina de vórtice gravitacional. Para el proceso de optimización se cumplieron los supuestos estadísticos necesarios en el DOE y se muestran las diferentes gráficas de superficie de respuesta, en las que se evidencia como la variación en los parámetros puede conducir a incrementos en la eficiencia; de esta manera se identifican los valores óptimos que hacen que el rodete aproveche la mayor cantidad de energía presente en el vórtice. Para el sistema propuesto, el DOE arrojó un rodete óptimo con  $55^\circ$  de ángulo de giro, 6 álabes y diámetro superior e inferior de 250 y 120 mm respectivamente; esta configuración fue posteriormente fabricada aprovechando las ventajas de la metodología de deposición de material fundido, además de los bajos costos y buenas propiedades mecánicas del PLA empleado como materia prima. Se resaltan la versatilidad y economía de la tecnología de impresión 3D, las cuales la posicionan como una técnica apta para la elaboración de modelos experimentales.

Las simulaciones FSI permiten conocer la forma en la que reacciona el rodete diseñado al encontrarse en condiciones de operación, permitiendo proceder con una mayor confianza a la etapa de construcción del prototipo al comprobar que se cuenta con un buen factor de seguridad. Sin embargo, con modelos desarrollados mediante impresión 3D debe tenerse presente que la existencia de las capas propias del proceso representan posibles zonas de concentración de esfuerzos, por lo que el modelo debe ser reforzado sin que se afecten su interacción con el fluido y los parámetros obtenidos en la fase de optimización del diseño.

Para el análisis CFD de sistemas TVG que se enfoquen en el comportamiento del rodete es aconsejable usar el modelo SMM; este esquema para la rotación permite alcanzar en menor tiempo de computo el estado estacionario del sistema, incluyendo los efectos de la dinámica del vórtice y entregando datos puntuales de eficiencia o potencia generada para un régimen de giro dado. Por otra parte, llegar a resultados similares con el modelo 6-DoF representa un costo computacional mucho mayor, con el reto de hallar las precargas puntuales que fijarían la velocidad de rotación de la turbina en valores de RPM dadas, buscando cumplir con los incrementos definidos para el régimen de giro. La metodología empleada durante el DOE se basó en encontrar la configuración para el rodete que entregara la mejor eficiencia durante el frenado, asumiendo que ese mismo rodete es el más eficiente en condiciones de operación estables.

El rodete obtenido mediante métodos de optimización pasó por el proceso de prototipado para dar continuidad a la etapa de validación experimental, durante la cual se encontraron diferencias del 5.1% entre las eficiencias experimentales y las alcanzadas con la simulación SMM, además se aprecia como las curvas de regresión cúbica para ambos grupos de datos están en la zona de distribución para los datos experimentales, señalando que frente a un análisis estadístico los datos son similares. Por lo anterior se concluye que

la metodología de diseño empleada para maximizar la eficiencia del rodete funciona de forma adecuada.

# Conclusiones generales

El trabajo de investigación desarrollado se centró en el diseño optimizado de un rodete para turbina de vórtice gravitacional; en el proceso se hizo necesario diseñar el conjunto de canal y cámara de descarga en el que operaría el rodete optimizado, además del montaje experimental que facilitara la caracterización y validación del prototipo obtenido a partir de un diseño de experimentos que empleó como insumo los resultados de simulaciones numéricas.

La máxima eficiencia experimental encontrada para el rodete diseñado fue del 49.9% a 141 RPM, contra una eficiencia de 52.2% para la simulación CFD, entregada a 152 RPM. Estos datos para la eficiencia concuerdan con los que se hallaron durante la etapa de revisión del estado del arte, en la que el valor promedio hallado para este parámetro fue de 49.5%; sin embargo, debe tenerse presente que no todas los estudios entregan los cálculos de rendimiento bajo los mismos estándares y algunos no indican la forma en la que la hallan. También se resalta que el promedio en la eficiencia para los estudios previos es afectado por investigaciones puntuales que presentaban valores del 80% o superiores, por lo que se considera que el rodete optimizado representa una mejora con respecto a los presentados en estudios anteriores.

Para estudios posteriores resulta relevante estudiar las causas por las que el vórtice de superficie libre formado en las simulaciones, con las velocidades mayores a 0.05 *m/s*, se cerraba formando una garganta, mientras que ese fenómeno no ocurría en la experimentación. Algunos de los motivos posibles son el efecto que pueda tener la descarga libre del sistema experimental, que podría no estar completamente bien representada por la salida de presión configurada en las condiciones de frontera; también es posible que agregar efectos de tensión superficial mejore la descripción del vórtice e incluso podría utilizarse el tensor de esfuerzos de Reynolds para el tratamiento de la turbulencia, aunque estos cambios en la configuración hacen que se aumenten considerablemente el costo y el tiempo computacional.

El banco de pruebas desarrollado, al estar construido de forma modular, permite la posterior elaboración de diferentes estudios en los que se cambien características geométricas del canal y la cámara de descarga, facilitando estudios en los que estos parámetros también sean incluidos en diseños de experimentos.

# Referencias

- Abdellah, E. & Wang, B. (2017). Cfd analysis on effect of front windshield angle on aerodynamic drag. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, volume 231. Cited By :4.
- ANSYS Inc. (2018). Ansys fluent theory guide, release 19.
- Bajracharya, T., Ghimire, R., & Timilsina, A. (2018). Design and performance analysis of water vortex powerplant in context of nepal. *20th International Seminar on Hydropower Plants*, (pp. 14–16).
- Berruezo, J. A. & Jiménez, J. D. (2017). Situación del convenio marco de naciones unidas sobre el cambio climático. resumen de las cumbres de parís, cop21 y de marrakech, cop22. *Revista de Salud Ambiental*, 17(1), 34–39.
- BP Energy (2020). Bp energy outlook. *BP plc: London, UK*.
- Brown, K. D. (1968). Power generating method and apparatus. US Patent 3,372,905.
- Chattha, J. A., Cheema, T. A., & Khan, N. H. (2017). Numerical investigation of basin geometries for vortex generation in a gravitational water vortex power plant. In *2017 8th International Renewable Energy Congress, IREC 2017: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*. Cited By :5.
- Chen, Y., Wu, C., Wang, B., & Du, M. (2012). Three-dimensional numerical simulation of vertical vortex at hydraulic intake. *Procedia Engineering*, 28, 55–60.
- Chmielewski, M. & Gieras, M. (2013). Three-zonal wall function for k- $\epsilon$  turbulence models. *Computational methods in science and technology*, 19(2), 107–114.
- Dhakal, R., Bajracharya, T. R., Shakya, S. R., Kumal, B., Khanal, K., Williamson, S. J., Gautam, S., & Ghale, D. P. (2017). Computational and experimental investigation of runner for gravitational water vortex power plant. In *2017 6th International Conference on Renewable Energy Research and Applications, ICRERA 2017*, volume 2017-January (pp. 365–373). Cited By :4.
- Dhakal, S., Nakarmi, S., Pun, P., Thapa, A. B., & Bajracharya, T. R. (2014a). Development and testing of runner and conical basin for gravitational water vortex power plant. *Journal of the Institute of Engineering*, 10(1), 140–148.
- Dhakal, S., Timilsina, A. B., Dhakal, R., Fuyal, D., Bajracharya, T. R., & Pandit, H. P. (2014b). Effect of dominant parameters for conical basin: gravitational water vortex power plant. In *Proceedings of IOE graduate conference* (pp. 381).
- Dhakal, S., Timilsina, A. B., Dhakal, R., Fuyal, D., Bajracharya, T. R., Pandit, H. P., Amatya, N., & Nakarmi, A. M. (2015). Comparison of cylindrical and conical basins with

- optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 662–669. Cited By :20.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Mitchell, J. W. (2020). *Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics*. John Wiley & Sons.
- Franke, J. & Frank, W. (2008). Application of generalized richardson extrapolation to the computation of the flow across an asymmetric street intersection. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96(10-11), 1616–1628. Cited By :14.
- Gautam, A., Sapkota, A., Neupane, S., Dhakal, J., Timilsina, A. B., & Shakya, S. (2016). Study on effect of adding booster runner in conical basin: gravitational water vortex power plant: a numerical and experimental approach. In *Proceedings of IOE Graduate Conference* (pp. 107–113).
- Gürbüz, A. (2006). The role of hydropower in sustainable development. *History*, 20, 25–000.
- Gutiérrez Pulido, H., De la Vara Salazar, R., & Cano Carrasco, A. R. T. (2008). *Análisis y diseño de experimentos*. McGraw Hill Interamericana.
- H., R.-A. (2014). *Diseño de una central minihidráulica basada en vórtice gravitacional*. PhD thesis, Universidad Técnica Particular de Loja.
- Hadi, S., Sidiq, M., Anindito, D. C., Prasetyo, A., Tjahjana, D. D. D. P., & Hadiani, R. (2019). Experimental study of the effects of blade twist on the performance of savonius water turbine in water pipe. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 57(2), 202–207.
- Havaladar, S., Gadekar, P., Baviskar, S., Jadhav, N., & Inamdar, S. (2020). Analyzing geometries for inlet flow channels to gravitational water vortex chamber. *no. August*.
- Hernández, J. M. D. & Sanz, S. O. (2008). Diseño eco-hidrológico de pequeñas centrales hidroeléctricas: evaluación de caudales ecológicos. *Energética*, (39), 65–76.
- Jeon, K. S., Jeong, J. I., Pan, J.-K., & Ryu, K.-W. (2015). Effects of end plates with various shapes and sizes on helical savonius wind turbines. *Renewable energy*, 79, 167–176.
- Khan, N. H. (2016). *Blade optimization of gravitational water vortex turbine*. PhD thesis, Tesis MT, Teknik Mesin, Ghulam Ishaq Khan Institute of Engineering Sciences.
- Khan, N. H., Cheema, T. A., Chattha, J. A., & Park, C. W. (2018). Effective basin-blade configurations of a gravitational water vortex turbine for microhydropower generation. *Journal of Energy Engineering*, 144(4). Cited By :3.
- Khuri, A. I. (2017). Response surface methodology and its applications in agricultural and food sciences. *Biometrics & Biostatistics International Journal*, 5(5), 1–11.
- Kueh, T., Beh, S., Ooi, Y., & Rilling, D. (2017). Experimental study to the influences of rotational speed and blade shape on water vortex turbine performance. In *Journal of Physics: Conference Series*, volume 822 (pp. 012066).: IOP Publishing.
- Kueh, T. C., Beh, S. L., Rilling, D., & Ooi, Y. (2014). Numerical analysis of water vortex formation for the water vortex power plant. *International Journal of Innovation, Management and Technology*, 5(2), 111.
- Kumar, A. & Saini, R. (2017). Performance analysis of a savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. *Renewable Energy*, 108, 502–522.

- Lennings, L. (2000). Selecting either layered manufacturing or cnc machining to build your prototype. *SME Technical Paper, Rapid Prototyping Association, PE00-171*, (pp. 1–10).
- Ligon, S. C., Liska, R., Stampfl, J., Gurr, M., & Mülhaupt, R. (2017). Polymers for 3d printing and customized additive manufacturing. *Chemical reviews*, 117(15), 10212–10290.
- Liu, H., Biglari, M., Elkamel, A., & Lohi, A. (2013). The impacts of standard wall function and drag model on the turbulent modelling of gas-particle flow in a circulating fluidised bed riser. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, 91(4), 704–717. Cited By :6.
- Marian, G., Sajin, T., Florescu, I., Nedelcu, D., Ostahie, C., & Birsan, C. (2012). The concept and theoretical study of micro hydropower plant with gravitational vortex and turbine with rapidity steps. *Buletinul AGIR*, 3, 219–226.
- Marian, M. , Sajin, T., & Azzouz, A. (2013). *Study of micro hydropower plant operating in gravitational vortex flow mode*, volume 371 of *Applied Mechanics and Materials*. Cited By :6.
- Meng, Q. & Ashby, S. (2014). Distance: A critical aspect for environmental impact assessment of hydraulic fracking. *The Extractive Industries and Society*, 1(2), 124–126.
- Mockmore, C. A. & Merryfield, F. (1949). The banki water turbine. *Bulletin series N° 25, Oregon State Engineering Experiment Station*.
- Mohan, A. M. (2016). Power generation with simultaneous aeration using a gravity vortex turbine. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 7(Issue 2), 19–24.
- Montgomery, D. C. (2017). *Design and analysis of experiments*. John Wiley & sons.
- Montgomery, D. C. (2020). *Introduction to statistical quality control*. John Wiley & Sons.
- Mulligan, S. & Casserly, J. (2010). The hydraulic design and optimisation of a free water vortex for the purpose of power extraction. *Final year civil engineering project*.
- Mulligan, S., Casserly, J., & Sherlock, R. (2016). Experimental and numerical modelling of free-surface turbulent flows in full air-core water vortices. In *Advances in Hydroinformatics* (pp. 549–569). Springer.
- Nishi, Y. & Inagaki, T. (2017). Performance and flow field of a gravitation vortex type water turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2017.
- Okot, D. K. (2013). Review of small hydropower technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 515–520.
- Ostertagová, E. (2012). Modelling using polynomial regression. *Procedia Engineering*, 48, 500–506.
- Power, C., McNabola, A., & Coughlan, P. (2016). A parametric experimental investigation of the operating conditions of gravitational vortex hydropower (gvhp). *Journal of Clean Energy Technologies*, 4(2), 112–119.
- Prakoso, A. P., Warjito, W., Siswantara, A. I., Budiarto, B., & Adanta, D. (2019). Comparison between 6-dof udf and moving mesh approaches in cfd methods for

- predicting cross-flow picohydro turbine performance. *CFD Letters*, 11(6), 86–96.
- PRESS, E. (2019). Las instalaciones hidroeléctricas no emiten menos co2 y metano que las de carbón y gas natural.
- Qu, Q., Hu, M., Guo, H., Liu, P., & Agarwal, R. K. (2015). Study of ditching characteristics of transport aircraft by global moving mesh method. *Journal of Aircraft*, 52(5), 1550–1558. Cited By :29.
- Qureshi, M. A., Rehman, W., Rehman, F., & Malik, M. Z. (2018). Experimental analysis of naca 0018 and naca 0021 blade profile for darrieus-type hydro rotor for power generation in vortex turbine.
- Rahman, M. M., Hong, T. J., & Tamiri, F. M. (2018). Effects of inlet flow rate and penstock's geometry on the performance of gravitational water vortex power plant. In *Proceedings of the International Conference on Industrial Engineering and Operations Management*, volume 2018-March (pp. 2968–2976).
- Rahman, M. M., Tan, J. H., Fadzli, M. T., & Muzammil, A. R. W. K. (2017). A review on the development of gravitational water vortex power plant as alternative renewable energy resources. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 217, 012007.
- Rehman, W., Ijaz, M., & Munir, A. (2017). Designing of micro gravitational vortex turbine's vortex pool. In *ASME 2017 Power Conference Joint With ICOPE-17 collocated with the ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability, the ASME 2017 15th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2017 Nuclear Forum: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*.
- Richardson, L. F. (1911). The approximate arithmetical solution by finite differences of physical problems involving differential equations, with an application to the stresses in a masonry dam. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character*, 210(459-470), 307–357.
- Roache, P. J. (1994). Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. *Journal of Fluids Engineering*, 116(3), 405–413.
- Roache, P. J. (1998). *Verification and validation in computational science and engineering*, volume 895. Hermosa Albuquerque, NM.
- Roy, S. & Saha, U. K. (2015). Wind tunnel experiments of a newly developed two-bladed savonius-style wind turbine. *Applied Energy*, 137, 117–125.
- Sánchez, A. R., Del Rio, J. A. S., Muñoz, A. J. G., & Montoya, J. A. P. (2019). Numerical and experimental evaluation of concave and convex designs for gravitational water vortex turbine. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*.
- Schwer, L. E. (2008). Is your mesh refined enough? estimating discretization error using gci. *7th LS-DYNA Anwenderforum*, 1(1), 45–54.
- Şenaras, A. E. (2019). Parameter optimization using the surface response technique in automated guided vehicles. In *Sustainable Engineering Products and Manufacturing Technologies* (pp. 187–197). Elsevier.

- Shabara, H., Yaakob, O., Ahmed, Y. M., & Elbatran, A. (2015a). Cfd simulation of water gravitation vortex pool flow for mini hydropower plants. *Jurnal Teknologi*, 74(5).
- Shabara, H., Yaakob, O., Ahmed, Y. M., Elbatran, A., & Faddir, M. S. (2015b). Cfd validation for efficient gravitational vortex pool system. *Jurnal Teknologi*, 74(5).
- Siswantara, A. I., Budiarmo, B., Prakoso, A. P., Gunadi, G. G. R., Warjito, W., & Adanta, D. (2018). Assessment of turbulence model for cross-flow pico hydro turbine numerical simulation. *CFD Letters*, 10(2), 38–48.
- Sorrell, S. (2015). Reducing energy demand: A review of issues, challenges and approaches. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 74–82.
- Sreerag, S., Raveendran, C., & Jinshah, B. (2016). Effect of outlet diameter on the performance of gravitational vortex turbine with conical basin. *J. Scientific & Engineering Research*, 7, 457–463.
- Srihari, P., Narayana, P., Kumar, K. S., Raju, G. J., Naveen, K., & Anand, P. (2019). Experimental study on vortex intensification of gravitational water vortex turbine with novel conical basin. In *AIP Conference Proceedings*, volume 2200 (pp. 020082): AIP Publishing LLC.
- Thapa, D., Mishra, A., & Sarath, K. S. (2017). Effect of inlet geometry in the quality of vortex formed using vortex flow channel. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 8(5), 515–524.
- Timilsina, A. B., Mulligan, S., & Bajracharya, T. R. (2018). Water vortex hydropower technology: a state-of-the-art review of developmental trends. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 20(8), 1737–1760.
- Tiwari, G., Kumar, J., Prasad, V., & Patel, V. K. (2020). Utility of cfd in the design and performance analysis of hydraulic turbines—a review. *Energy Reports*, 6, 2410–2429.
- Turbulent (2020). turbina vórtice.
- Ullah, R., Cheema, T. A., Saleem, A. S., Ahmad, S. M., Chattha, J. A., & Park, C. W. (2019). Performance analysis of multi-stage gravitational water vortex turbine. *Energy Conversion and Management*, 198.
- UPME (2018). Informe de gestión.
- Verma, I., Yadav, R., Orsino, S., Sharkey, P., & Nakod, P. (2019). Large eddy simulations of premixed bluff body stabilized flame using detailed chemistry with flamelet generated manifold: Grid sensitivity analysis. In *AIAA Scitech 2019 Forum* (pp. 0454).
- Vivas, J. (2019). El mapa de 1.710 poblados que aún se alumbran con velas en colombia.
- Wahit, M. U., Hassan, A., Ibrahim, A. N., Zawawi, N. A., & Kunasegeran, K. (2015). Mechanical, thermal and chemical resistance of epoxidized natural rubber toughened polylactic acid blends. *Sains Malaysiana*, 44(11), 1615–1623.
- Wanchat, S., Suntivarakorn, R., Wanchat, S., Tonmit, K., & Kayanyiem, P. (2013). A parametric study of a gravitation vortex power plant. In *Advanced Materials Research*, volume 805 (pp. 811–817): Trans Tech Publ.
- Wardhana, E. M., Santoso, A., & Ramdani, A. R. (2019). Analysis of gottingen 428 airfoil turbine propeller design with computational fluid dynamics method on

- gravitational water vortex power plant. *International journal of marine engineering innovation and research*, 3(3).
- Waters, S. & Aggidis, G. A. (2015). Over 2000 years in review: Revival of the archimedes screw from pump to turbine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 497–505.
- Wichian, P. & Suntivarakorn, R. (2016). The effects of turbine baffle plates on the efficiency of water free vortex turbines. *Energy Procedia*, 100(100), 198–202.
- Williamson, S., Stark, B., & Booker, J. (2014). Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, 61, 43–50.
- Xing, T. & Stern, F. (2010). Factors of safety for richardson extrapolation. *Journal of Fluids Engineering*, 132(6).
- XM (2020). Informe de oferta y generación, diciembre 2020. *XM, informes mensuales, Colombia*.
- Zeng, S., Liu, Y., Liu, C., & Nan, X. (2017). A review of renewable energy investment in the brics countries: History, models, problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 860–872.
- Zore, K., Azab, M., Sasanapuri, B., Shah, S., & Stokes, J. (2019a). Ansys scale resolving simulations of launch-vehicle configuration at transonic speeds. In *21st AeSi Annual CFD Symposium* (pp. 8–9).
- Zore, K., Sasanapuri, B., Parkhi, G., & Varghese, A. (2019b). Ansys mosaic poly-hexcore mesh for high-lift aircraft configuration. In *21th Annual CFD Symposium*.