

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL**



TESIS

**ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA Y DISEÑO DE UNA TURBINA
PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA HIDROELÉCTRICA
A SUPERFICIE LIBRE BAJO FLUJOS NO ESTACIONARIOS**

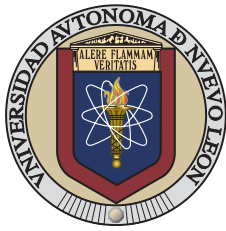
POR:

MIGUEL ÁNGEL ZAMORA JUÁREZ

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE:

**DOCTOR EN INGENIERÍA
CON ORIENTACION EN INGENIERÍA AMBIENTAL**

ENERO 2023



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL



**ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA Y DISEÑO DE UNA TURBINA PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGÍA HIDROELÉCTRICA A SUPERFICIE LIBRE BAJO
FLUJOS NO ESTACIONARIOS**

TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE

DOCTOR EN INGENIERÍA CON ORIENTACION EN INGENIERÍA AMBIENTAL

PRESENTA

M. EN C.A. MIGUEL ÁNGEL ZAMORA JUÁREZ

DIRECTORES DE TESIS

DR. VÍCTOR HUGO GUERRA COBIÁN

DR. CARLOS ROBERTO FONSECA ORTIZ

SAN NICÓLAS DE LOS GARZA, MÉXICO, 14 DE ENERO DE 2023

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca otorgada para la realización de mis estudios de Doctorado.

Con cariño para mi familia, quienes me han apoyado incondicionalmente.

El más sincero agradecimiento a mi director de tesis, Dr. Víctor Hugo Guerra Cobián y su familia. Gracias por compartir su conocimiento y guía durante las clases y en el presente proyecto.

A todo el personal académico y administrativo, compañeros y demás del Instituto de Ingeniería Civil y, con mención especial, al comité evaluador:

Dr. Adrián Leonardo Ferriño Fierro (FIC-UANL)

Dr. José Luis Bruster Flores (FIC-UANL)

Dr. Carlos Roberto Fonseca Ortiz (IITCA-UAEMex)

Dr. Boris Miguel López Rebollar (IITCA-UAEMex)

Al Dr. Miguel Ángel Platas (FIME-UANL), al Laboratorio de Hidráulica (FIC-UANL) y el Centro de Innovación y Diseño (FARQ-UANL) por su apoyo para el desarrollo del proyecto.

Al personal del Centro Internacional del Agua (CIA-UANL) por su ayuda ante los diferentes retos durante mi estancia.

A todos, ¡gracias!

DEDICATORIAS

A Dios, mi apoyo espiritual durante esta etapa en mi vida.

A mi familia, quienes me han brindado amor, apoyo y consejos para poder llevar a cabo mis metas.

Su esfuerzo también se ve reflejado aquí.

A mis compañeros, con quienes compartí buenas experiencias y momentos.

No puedo creer que Dios nos haya dotado de sentidos, palabra e intelecto, y haya querido, despreciando la posible utilización de estos, darnos por otro medio las informaciones que por aquellos podamos adquirir.

Galileo Galilei

CONTENIDO

ÍNDICE DE FIGURAS	VI
ÍNDICE DE TABLAS	X
RESUMEN...	XII
ABSTRACT..	XIV
NOMENCLATURA	XVI
APORTACIONES	XIX
1. INTRODUCCIÓN	1
2. ANTECEDENTES	3
2.1. PRODUCCIÓN ENERGÉTICA EN MICRO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	3
2.2. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	6
2.3. EVALUACIÓN DE TURBOMÁQUINAS MEDIANTE DINÁMICA DE FLUJOS COMPUTACIONAL (CFD)	8
2.4. BENEFICIOS AMBIENTALES DE MICRO CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	10
3. JUSTIFICACIÓN.....	12
4. HIPÓTESIS Y OBJETIVOS.....	13
4.1. HIPÓTESIS DEL PROYECTO.....	13
4.2. OBJETIVO GENERAL	13
4.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
5. METODOLOGÍA.....	14
5.1. CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA DE LA TURBINA	15
5.1.1. INFRAESTRUCTURA REQUERIDA DE LA MICRO CENTRAL	15
5.1.2. ESTABLECIMIENTO DE BASES PARA EL DISEÑO DE LA TURBINA	17
5.2. FORMULACIÓN ANALÍTICA DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS EN LA TURBINA	20
5.2.1. POLÍGONOS DE VELOCIDAD EN EL PERFIL CARACTERÍSTICO DEL ÁLABE	21
5.3. ESTABLECIMIENTO DE PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	24
5.3.1. CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DEL CANAL DE ENTRADA	24
5.3.2. SELECCIÓN DE PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA TURBINA	25
5.3.2.1. PERFIL CARACTERÍSTICO DEL ÁLABE	26

5.3.2.2. RADIO DE IMPULSO.....	27
5.3.2.3. NÚMERO DE ÁLABES	28
5.3.3. PLANTEAMIENTO DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS	29
5.4. ANÁLISIS PARAMÉTRICO MEDIANTE CFD	30
5.4.1. CONSIDERACIONES PARA LA SIMULACIÓN DE LA TURBINA EN EL CUBILETE.....	30
5.4.2. DEFINICIÓN DEL DOMINIO	32
5.4.3. MALLADO.....	33
5.4.4. ESTABLECIMIENTO DE PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN	36
5.4.5. ESTIMACIÓN DE EFICIENCIA MECÁNICA.....	38
5.5. CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPOS SELECCIONADOS.....	39
5.5.1. LINEAMIENTOS DE IMPRESIÓN TRIDIMENSIONAL	39
5.6. EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL SISTEMA	42
5.6.1. ESTIMACIÓN DE EFICIENCIA ELÉCTRICA Y REGISTRO DE PARÁMETROS DE RESPUESTA	44
5.7. VALIDACIÓN DE CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	45
5.7.1. VALIDACIÓN ESTADÍSTICA DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS	45
5.7.2. VELOCIDAD ESPECÍFICA	46
5.7.3. PROPENSIÓN A CAVITACIÓN EN LA MICRO CENTRAL	48
6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	51
6.1. CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA DE LA TURBINA	51
6.2. ESTABLECIMIENTO DE DIMENSIONES GEOMÉTRICAS	53
6.2.1. CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES E HIDRÁULICAS DEL CUBILETE.....	53
6.2.2. ANÁLISIS HIDRODINÁMICO DEL REMOLINO EN EL CUBILETE MEDIANTE CFD	56
6.2.3. CONSTRUCCIÓN DEL PERFIL BASE DEL ÁLABE.....	58
6.2.4. ESTIMACIÓN DEL RADIO DE IMPULSO Y EL NÚMERO DE ÁLABES.....	61
6.3. ANÁLISIS PARAMÉTRICO MEDIANTE CFD	63
6.3.1. ANÁLISIS DE RENDIMIENTO DEL MODELO “TURBINA_CurvMed_RadMax_NoAlab8”	77
6.4. CONSTRUCCIÓN DE PROTOTIPOS SELECCIONADOS.....	83
6.4.1. CONSTRUCCIÓN DEL CUBILETE.....	83
6.4.2. MANUFACTURA DE LA TURBINA MEDIANTE IMPRESIÓN 3D	84

6.5. EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL SISTEMA	85
6.5.1. ANÁLISIS CFD DEL CANAL DE ENTRADA PARA PRUEBAS EXPERIMENTALES	85
6.5.2. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS	89
6.5.3. DELIMITACIÓN DE LAS ZONAS DE EFICIENCIA.....	94
6.5.4. ESTIMACIÓN DE EFICIENCIA ELÉCTRICA	95
6.6. VALIDACIÓN DE CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	98
6.6.1. ESTIMACIÓN DE VELOCIDAD ESPECÍFICA.....	100
6.6.2. PROPENSIÓN A LA CAVITACIÓN.....	101
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	104
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
ANEXOS.....	118
ANEXO A. ESTIMACIÓN DE PARÁMETROS DE LA FUNCIÓN DE FORMA φ Y FACTOR R	118
ANEXO B. ESTIMACIÓN DE TORQUE Y NÚMERO DE ÁLABES EN FUNCIÓN DEL RADIO DE IMPULSO.....	120
ANEXO C. RESULTADOS DE LAS CONFIGURACIONES DE TURBINAS PROPUESTAS OBTENIDOS MEDIANTE CFD.....	122
ANEXO D. PLANO DEL CUBILETE	125
ANEXO E. MESH SENSITIVE TEST.....	126
ANEXO F. RESULTADOS DE PROPENSIÓN A LA CAVITACIÓN	128

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1. ESQUEMA GENERAL DE UNA INSTALACIÓN DE MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA (TIAN <i>ET AL.</i> , 2020; NASIR, 2014).	4
FIGURA 2.2. TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS UTILIZADAS PARA LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.	8
FIGURA 5.1. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA OPERANDO MEDIANTE FLUJO RADIAL PARA UNA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA.	14
FIGURA 5.2. ESQUEMA GENERAL DE LA PERSPECTIVA DE UNA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA INSTALADA EN UN CAUCE NATURAL A SUPERFICIE LIBRE (ALZAMORA <i>ET AL.</i> , 2019).	15
FIGURA 5.3. ESQUEMA GENERAL DE LA ESTRUCTURA DE LA MICRO CENTRAL: A) CORTE LATERAL Y ELEMENTOS PRINCIPALES DEL SISTEMA Y B) DIMENSIONES DEL CUBILETE PARA DELIMITAR EL DOMINIO DEL MODELO (KHAN <i>ET AL.</i> , 2018).	16
FIGURA 5.4. GRADO DE MADUREZ TECNOLÓGICA SEGÚN LA FASE DE INVESTIGACIÓN.....	20
FIGURA 5.5. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LAS COMPONENTES NORMAL Y TANGENCIAL DEL FLUJO TRANSITANDO POR EL ÁLABE DE LA TURBINA.	22
FIGURA 5.6. POLÍGONOS DE VELOCIDADES PROPUESTOS PARA CARACTERIZAR LA DINÁMICA DE FLUIDOS DE LA TURBINA (SALEEM <i>ET AL.</i> , 2020).	23
FIGURA 5.7. PROCESO DE TRANSFORMACIÓN DE COORDENADAS EN UNA TURBINA EÓLICA (CHEN <i>ET AL.</i> , 2013).	27
FIGURA 5.8. SISTEMA DE COORDENADAS CILÍNDRICAS UTILIZADO PARA DESCRIBIR EL FENÓMENO DEL REMOLINO (EDIRISINGHE <i>ET AL.</i> , 2022)	32
FIGURA 5.10. DETALLE DE LA MALLA DE LA ZONA DEL CUBILETE Y LA TURBINA: A) CASO DE RADIOS MENORES (-) Y; B) CASO DE RADIOS MAYORES (+).	34
FIGURA 5.11. ESCALA DE 'ORTHOGONAL QUALITY MESH METRICS SPECTRUM' (GOK <i>ET AL.</i> , 2017).	35
FIGURA 5.12. PROCESO BÁSICO PARA LA MANUFACTURA DE UNA PIEZA 3D.	40
FIGURA 5.13. VISUALIZACIÓN DE LA IMPRESIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA TURBINA: A) ÁLABE, B) ROTOR INFERIOR Y, C) ROTOR SUPERIOR.	41
FIGURA 5.14. ESQUEMA GENERAL DE LA CONFIGURACIÓN EXPERIMENTAL DE LA MICRO CENTRAL.	43

FIGURA 5.15. A) ESQUEMA EXPERIMENTAL DE LA GWVT; B) INSTALACIÓN EXPERIMENTAL DE LA GWVT.....	44
FIGURA 5.16. ESQUEMA GENERAL DEL SISTEMA ELECTRÓNICO PARA MONITOREO DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN (ELABORACIÓN PROPIA).....	45
FIGURA 5.17. PUNTOS DE DISEÑO TÍPICOS DE EFICIENCIA DE TURBINAS PELTON, KAPLAN Y FRANCIS (DIXON. 2005).	47
FIGURA 5.18. EFECTOS DE CAVITACIÓN EN DIFERENTES TIPOS DE TURBOMÁQUINAS: A) DAÑO PUNTUAL EN UN <i>BUCKET</i> DE TURBINA TIPO PELTON; B) DAÑO GLOBAL EN LA SUPERFICIE DE UNA AGUJA DE BOQUILLA; C) DESGASTE EN LA BASE SOPORTE DE UN ÁLABE GUÍA DE TURBINA FRANCIS; D) DAÑO EN EL ANILLO DE UN ROTOR DE BOMBA CENTRIFUGA.	49
FIGURA 6.1. PROPUESTA GENERAL DE LA TURBINA HIDRÁULICA: A) VISTA ISOMÉTRICA DEL ROTOR, B) VISTA ISOMÉTRICA DEL ÁLABE Y C) CORTE LATERAL DEL MODELO.	53
FIGURA 6.2. DIMENSIONES GEOMÉTRICAS DEL CUBILETE (KHAN <i>ET AL</i> , 2018).	54
FIGURA 6.3. RELACIÓN ENTRE EL FACTOR DE SECCIÓN K Y EL TIRANTE DEL CANAL h_{canal}	55
FIGURA 6.4. MALLA DEL CUBILETE: A) VISTA ISOMÉTRICA Y; B) VISTA ISOMÉTRICA CON CORTE EN EL PLANO YZ.....	57
FIGURA 6.5. SIMULACIÓN DEL FLUJO EN LA ZONA DEL CUBILETE: A) VISTA ISOMÉTRICA Y; B) VISTA LATERAL.	57
FIGURA 6.6. PERFIL DEL REMOLINO Y ESTRUCTURA DEL NÚCLEO DE AIRE EN EL CUBILETE.	58
FIGURA 6.7. PERFIL DE ASPA DE TURBINA EÓLICA ESTIMADA CON VALORES DE COEFICIENTES MEDIOS.....	59
FIGURA 6.8. COORDENADAS DE ÁLABE SELECCIONADAS PARA TRAZAR EL PERFIL DEL ÁLABE DE LA TURBINA.	60
FIGURA 6.9. PERFIL DE CURVATURA A PARA LA TURBINA <i>VORTEX</i> UTILIZANDO VALORES DE COEFICIENTES MEDIOS.....	60
FIGURA 6.10. PERFIL DE VELOCIDAD TANGENCIAL DEL REMOLINO EN EL ESCENARIO MÍNIMO $Q_{in} = 5.0Ls$	62
FIGURA 6.11. VALORES RESIDUALES CORRESPONDIENTE A LAS SIMULACIONES NUMÉRICAS.	65

FIGURA 6.12. GRÁFICAS DEL ANÁLISIS PARAMÉTRICO MEDIANTE CFD PARA LOS MODELOS DE TURBINA PROPUESTOS.	67
FIGURA 6.13. GRÁFICAS DE EFECTOS PRINCIPALES DE LAS VARIABLES DE RESPUESTA EN EL ESCENARIO MÍNIMO $Q_{in} = 5.0 \text{ Ls}$: A) CARGA HIDRÁULICA EFECTIVA, B) TORQUE, C) POTENCIA TEÓRICA, D) POTENCIA MECÁNICA Y, E) EFICIENCIA.....	70
FIGURA 6.14. GRÁFICAS DE EFECTOS PRINCIPALES DE LAS VARIABLES DE RESPUESTA EN EL ESCENARIO MEDIO $Q_{in} = 7.5 \text{ Ls}$: A) CARGA HIDRÁULICA EFECTIVA, B) TORQUE, C) POTENCIA TEÓRICA, D) POTENCIA MECÁNICA Y, E) EFICIENCIA.....	71
FIGURA 6.15. GRÁFICAS DE EFECTOS PRINCIPALES DE LAS VARIABLES DE RESPUESTA EN EL ESCENARIO MEDIO $Q_{in} = 7.5 \text{ Ls}$: A) CARGA HIDRÁULICA EFECTIVA, B) TORQUE, C) POTENCIA TEÓRICA, D) POTENCIA MECÁNICA Y, E) EFICIENCIA.....	72
FIGURA 6.16. RELACIÓN DE VELOCIDAD TANGENCIAL CON LA ESTRUCTURA DE LA TURBINA CON UN RADIO DE IMPULSO + EN LOS ESCENARIOS DE OPERACIÓN SIMULADOS.	75
FIGURA 6.17. INFLUENCIA DEL RADIO DE IMPULSO EN LA FORMACIÓN DEL REMOLINO Y LA VELOCIDAD SUPERFICIAL.	76
FIGURA 6.18. CURVAS DE RENDIMIENTO DE LA TURBINA.	78
FIGURA 6.19. COMPARACIÓN DE LAS VELOCIDADES DE ROTACIÓN DE LA TURBINA DE ACUERDO CON EL GRADO DE INMERSIÓN DEL ÁLABE: A) GRADO DE INMERSIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL SUMINISTRADO, Y B) TORQUE GENERADO POR EL GRADO DE INMERSIÓN.	81
FIGURA 6.20. CONSTRUCCIÓN DEL CUBILETE Y EL CANAL DE ENTRADA: A) VISTA LATERAL DEL CUBILETE, B) VISTA FRONTAL Y; C) DETALLE DEL ORIFICIO DE SALIDA Y GUÍA DEL EJE DE LA TURBINA.	83
FIGURA 6.21. MANUFACTURA DE LA TURBINA MEDIANTE IMPRESIÓN 3D: A) IMPRESIÓN DE ÁLABE, B) SOPORTE DEL RODETE, C) ÁLABE DE LA TURBINA.	84
FIGURA 6.22. COMPARACIÓN DE RESULTADOS NUMÉRICOS CON VALORES OBTENIDOS EXPERIMENTALMENTE: A) CARGA HIDRÁULICA NETA H_n ; B) TORQUE T_s ; C) POTENCIA MECÁNICA P_m ; D) EFICIENCIA MECÁNICA DEL RODETE η_t , γ ; E) VELOCIDAD TANGENCIAL MÁXIMA $V_a 1$	90
FIGURA 6.23. SUPERFICIE LIBRE DEL REMOLINO EN LA TURBINA EN DIFERENTES ESCENARIOS.....	93
FIGURA 6.24. DELIMITACIÓN DE LAS ZONAS DE EFICIENCIA DE ACUERDO CON EL CAUDAL DE ENTRADA Y LA CARGA HIDRÁULICA NETA GENERADA	95

FIGURA 6.25. PRODUCCIÓN Y EFICIENCIA ELÉCTRICA DE LA TURBINA.	97
FIGURA 6.26. ESTIMACIÓN DE FUNCIONES OBJETIVOS PARA LA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS NUMÉRICOS.	99
FIGURA 6.27. ESTIMACIÓN DE VELOCIDAD ESPECÍFICA Y SU RELACIÓN CON LA EFICIENCIA MECÁNICA DE LA TURBINA	101
FIGURA 6.28. ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE THOMA PARA DETERMINAR LA PROPENSIÓN DE CAVITACIÓN EN LA TURBINA.....	102
FIGURA E.1. VARIACIÓN DE TORQUE Y ALTURA DE REMOLINO CON RESPECTO AL TAMAÑO DE ELEMENTO	127

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE LOS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS SEGÚN DIVERSOS AUTORES.	7
TABLA 5.1. VALORES DEL COEFICIENTE DE RUGOSIDAD n_{rug} Y $1n_{rug}$ (MATAIX, 2008).	24
TABLA 5.2. PARÁMETROS SELECCIONADOS PARA EL ANÁLISIS GEOMÉTRICO DE LA TURBINA.	25
TABLA 5.3. VALORES DE COEFICIENTES UTILIZADOS PARA ESTIMAR EL FACTOR DE FORMA φ Y EL FACTOR R.	27
TABLA 5.4. DISEÑO DE EXPERIMENTOS DE PLACKETT-BURMAN PARA ANÁLISIS EN LA TURBINA.	30
TABLA 5.5. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS UTILIZADOS EN LA SIMULACIÓN.	31
TABLA 5.6. NÚMERO DE ELEMENTOS Y NODOS SEGÚN LA CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE TURBINA.	35
TABLA 5.7. VALORES UTILIZADOS DE LAS CONDICIONES DE FRONTERA EN EL ANÁLISIS MEDIANTE CFD.	37
TABLA 5.8. PARÁMETROS PARA IMPRESIÓN 3D DE LOS MODELOS.	41
TABLA 5.9. ESPECIFICACIONES DE ÁCIDO POLI LÁCTICO (PLA) UTILIZADO EN IMPRESORAS 3D.	42
TABLA 5.10. CRITERIOS ESTADÍSTICOS PARA LA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS DE LA MICRO CENTRAL HIDROELÉCTRICA.	46
TABLA 6.1. ESTIMACIÓN DEL FACTOR DE SECCIÓN K PARA DISTINTOS VALORES DE TIRANTE.	55
TABLA 6.2. COORDENADAS UTILIZADAS PARA DEFINIR LA CURVATURA DEL ASPA.	59
TABLA 6.3. UMBRALES MÍNIMOS Y MÁXIMOS DEL RADIO DE IMPULSO Y EL NÚMERO DE ÁLABES.	63
TABLA 6.4. ESCENARIOS DE OPERACIÓN PARA LA EVALUACIÓN MEDIANTE CFD.	64
TABLA 6.5. GRADO DE INMERSIÓN CUBRIENDO LOS ÁLABES DE LA TURBINA.	82
TABLA 6.6. ESTIMACIÓN DEL TIEMPO DE IMPRESIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA TURBINA.	85
TABLA 6.7. COMPORTAMIENTO DEL CAUDAL A LO LARGO DEL CANAL POR SECCIONES PARA LA CONFIGURACIÓN INICIAL DEL CUBILETE.	87
TABLA 6.8. COMPORTAMIENTO DEL CAUDAL A LO LARGO DEL CANAL POR SECCIONES PARA LA CONFIGURACIÓN INICIAL DEL CUBILETE.	88

TABLA 6.9. VALORES PROMEDIO DE REVOLUCIONES POR MINUTO ALCANZADAS SEGÚN EL CAUDAL DE ENTRADA.	91
TABLA 6.10. PORCENTAJES DE PROPENSIÓN DE CAVITACIÓN EN LOS ÁLABES.....	103
TABLA C.1. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL ESCENARIO MÍNIMO $Q_{in} = 5.0Ls$	122
TABLA C.2. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL ESCENARIO MEDIO $Q_{in} = 7.5Ls$.....	123
TABLA C.3. RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL ESCENARIO MÁXIMO $Q_{in} = 10.0Ls$	124
TABLA E.1. RESULTADOS EN FUNCIÓN DEL TAMAÑO DE ELEMENTO	126

RESUMEN

Este trabajo de investigación presenta la propuesta geométrica y la evaluación de eficiencia de un prototipo de turbina impulsada por un remolino inducido por gravedad, montada en un tanque cilíndrico a superficie libre, y con un enfoque de producción hidroeléctrico a micro escala. Para ello, el diseño del prototipo contempló la cuantificación de su marco de rendimiento con indicadores hidrodinámicos, mecánicos y energéticos, estimados a partir de modelación numérica y mediciones experimentales ante diferentes escenarios y condiciones de caudal subcrítico ($Fr < 1.0$).

Las etapas que conforman el proyecto abarcan, en primer lugar, la caracterización y el diseño geométrico de la turbina, pasando por la definición del rango de condiciones de operación (caudal, torque y velocidad angular mínimos, entre otros). Posteriormente, el análisis paramétrico mediante CFD (*Computational Fluids Dynamics*) se basó en un modelo de flujo bifásico y transitorio abarcando la formación del remolino, la hidrodinámica y el grado de inmersión de la turbina para seleccionar una configuración geométrica eficiente en función de tres parámetros: el perfil del álabe, el radio de impulso y el número de álabes. La modelación numérica permitió visualizar la interacción fluido - estructura, diferentes variables de respuesta, tales como: la altura del remolino H_v , el torque T_s y la eficiencia η_t ; elementos que influyen, principalmente, en las componentes tangencial y radial del vector velocidad para un rango de caudal de $Q_{in} \in [5.0, 10.0] \text{ l/s}$.

Los resultados numéricos indicaron que, la configuración con mayor tasa de eficiencia fue la conformada con un perfil de coeficientes medios, radio de impulso de 0.2 m y 8 álabes, alcanzando una eficiencia de hasta 64.23%. Adicionalmente, el análisis mostró que un grado de inmersión entre 90 y 95% induce un efecto de frenado en las superficies posteriores de los álabes y reduce el nivel de eficiencia. Las variables de respuesta indican que un coeficiente de radio $C_r = 0.8$, asociado al grado de inmersión, y un rango $H_v \in [0.16, 0.18] \text{ m}$ generan una mayor absorción de energía. Ambos parámetros fueron identificados con un impacto significativo en el rendimiento global del sistema. Por otro lado, el radio mostró un efecto en la estructura del remolino por la pérdida de simetría del núcleo de aire, pero aumentó la eficiencia mecánica de la turbina con base en el torque generado.

Comparando con mediciones experimentales, el BEP (*Best Efficient Point*) se determinó para un caudal $Q_{in} \in [6.0, 7.5] \text{ l/s}$ con una eficiencia máxima del 58.13% en la parte experimental y 54.62% en el análisis numérico, rango acotado por el generador utilizado. La eficiencia eléctrica del generador se estimó en 27.68% para el BEP con un descenso medio del 3.1% por unidad de caudal

suministrado a partir de este punto. Por lo que, la turbina está sujeta a las condiciones del generador (torque y número de revoluciones por minuto), que controla la optimización del sistema.

Finalmente, la principal innovación del modelo es la forma del álabe con un perfil cóncavo y una curvatura que promueve un gradiente de presión continuo en el eje radial. Con ello, el prototipo califica como una alternativa potencial en el campo de la producción hidroeléctrica a micro escala. Incluso, la estructura de la turbina es capaz de operar en escenarios de carga por posición empleando boquillas, similar a las turbinas tipo Pelton y Turgo.

ABSTRACT

This work presents a geometric model and assessment of efficiency of a prototype of gravitational water vortex turbine, which is assembled in a cylindrical tank to a free surface, focused on hydro power generation on micro scale (>10 kW). For this, the design considers a framework with quantified hydrodynamic, mechanics and energetic indicators, estimated through numerical modelling and experimental measurements under subcritical flow conditions ($Fr < 1.0$).

The steps which make up the project cover, firstly, the geometric characterization to define the range of operative conditions (water flow rate, torque, angular velocity, among other parameters). Parametric analysis through CFD (Computational Fluids Dynamics) is based on a transient and two-phase flow model embracing the vortex formation, the hydrodynamic and the submergence rate of the turbine to select an efficient geometric configuration in function of three parameters: the profile of blade, radius of impulse and the number of blades. The numerical results allowed to visualize fluid – structure interaction, for different response variables, such as: vortex height H_v , torque T_s , and efficiency η_t ; whose influence in tangential and radial components of velocity is usable in a, relatively, wide range of $Q_{in} \in [5.0, 10.0] \text{ l/s}$.

Numerical results indicates that, the geometric configuration with a profile of medium coefficients, an impulse radius of 0.2 m and eight blades showed best performance, which achieved up to 64.23% of efficiency. Assessment showed that blade submergence between 90 and 95% induces a braking effect on the rear surfaces of blades and reduces efficiency. Response variables indicate that a radius coefficient $C_r = 0.8$, related to submergence rate, and a range of $H_v \in [0.16, 0.18] \text{ m}$ generates better energy absorption. Both parameters were identified with a significative impact on the global performance of the system. In addition, the impulse radius affects the structure of the vortex, the loss of symmetry of air core, but increases the mechanical efficiency of the turbine based on torque generated by the flow field.

Compared to the experimental measurements, the BEP (Best Efficient Point) was determined for a flow rate $Q_{in} \in [6.0, 7.5] \text{ l/s}$ with a maximum efficiency of 58.13% in the experimental part and 54.62% in the numerical modelling, which is delimited by generator utilized. The electrical efficiency of the generator was estimated at 27.68% for the BEP with an average decrease of 3.1% per unit of flow supplied from this point. Hence, the turbine is subject to the conditions of the generator (torque and number of revolutions per minute), which control the optimization of the system.

Finally, the main innovation of the prototype is the shape of concave curve profile where the curvature is adapted for a continuous pressure gradient on the radial axe. Thus, the prototype qualifies as a potential alternative within the field of micro hydro power generation. Apart from that, the structure of turbine can operate under elevation head conditions utilizing nozzles, which approach the Pelton and Turgo turbines.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
α	Fracción de volumen	<i>Adimensional</i>
α_1	Ángulo de velocidad absoluta a la entrada	°
α_2	Ángulo de velocidad absoluta a la salida	°
a	Coefficiente geométrico de escala	<i>Adimensional</i>
\vec{A}	Área de la sección transversal del fluido	m^2
A_h	Área hidráulica del canal	m^2
b_{in}	Base del canal de entrada	mm
β_1	ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial a la entrada	°
C_r	Coefficiente de radio	<i>Adimensional</i>
γ_1	Ángulo de deflexión de la velocidad de la velocidad de la turbina y la velocidad relativa	°
g	Constante de aceleración por gravedad	$\frac{m}{s^2}$
H_{cub}	Altura del cubilete	m
H_{dif}	Carga equivalente de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del agua	m
h_{in}	Altura del canal de entrada	mm
H_n	Carga hidráulica neta	m
H_s	Altura de descarga	m
h_{tn}	Carga hidráulica en el tanque de aforo volumétrico	m
H_v	Altura del remolino	m
I_{gen}	Corriente eléctrica generada	A
K_s	Factor de sección	<i>Adimensional</i>
N	Número de revoluciones por minuto	<i>Adimensional</i>
N_b	Número de álabes	<i>Adimensional</i>
η_{rug}	Coefficiente de rugosidad	<i>Adimensional</i>
η_t	Eficiencia mecánica	<i>Adimensional</i>
Ω_{esp}	Velocidad específica	<i>Adimensional</i>
\emptyset_{cub}	Diámetro del cubilete	m

\emptyset_{out}	Diámetro del orificio de salida	m
ρ	Densidad del fluido	$\frac{kg}{m^3}$
P	Presión absoluta	Pa
P_{atm}	Presión atmosférica	Pa
P_g	Potencia del generador	W
P_m	Potencia mecánica	W
P_t	Potencia teórica o esperada	W
P_w	Perímetro mojado	W
Q_{in}	Caudal de entrada	$\frac{m^3}{s}, \frac{l}{s}$
Q_{out}	Caudal de salida	$\frac{m^3}{s}, \frac{l}{s}$
r	Factor de dimensionamiento del perfil de álabe	<i>Adimensional</i>
\vec{r}	Radio de impulso de la turbina	m
r_1	Radio externo de la turbina	m
r_2	Radio interno de la turbina	m
R_H	Radio hidráulico	m
σ	Coefficiente de Thomai	<i>Adimensional</i>
σ_c	Coefficiente de Thomai	<i>Adimensional</i>
S_{canal}	Pendiente del canal	<i>Adimensional</i>
$\overrightarrow{T}_{blade}$	Torque generado por unidad de álabe	$N \cdot m$
T_{gen}	Torque mínimo necesario del generador	$N \cdot m$
T_s	Torque generado por el rodete	$N \cdot m$
φ	Factor de forma o función integral	<i>Adimensional</i>
\vec{u}	Velocidad tangencial de la turbina	$\frac{m}{s}$
u_1	Velocidad del álabe a la entrada	$\frac{m}{s}$
u_2	Velocidad del álabe a la salida	$\frac{m}{s}$
V_1, V_{a1}	Velocidad máxima tangencial	$\frac{m}{s}$
\vec{V}	Velocidad del fluido definido por los polígonos de velocidad	$\frac{m}{s}$

\vec{V}_1	Velocidad del fluido a la entrada de la turbina	$\frac{m}{s}$
\vec{V}_2	Velocidad del fluido a la salida de la turbina	$\frac{m}{s}$
\vec{V}_{ent}	Velocidad del fluido a la entrada de la turbina	$\frac{m}{s}$
V_{gen}	Voltaje generado por el generador	V
V_{in}	Velocidad de entrada	$\frac{m}{s}$
V_n	Componente normal de la velocidad de entrada	$\frac{m}{s}$
V_r	Componente radial de la velocidad de entrada	$\frac{m}{s}$
V_{r1}	Velocidad radial a la entrada	$\frac{m}{s}$
V_θ	Componente tangencial de la velocidad de entrada	$\frac{m}{s}$
\vec{V}_{sal}	Velocidad del fluido a la salida de la turbina	$\frac{m}{s}$
V_t	Componente tangencial de la velocidad de entrada	$\frac{m}{s}$
V_{w1}	Velocidad del remolino	$\frac{m}{s}$
ν	Viscosidad cinemática	$\frac{m^2}{s}$
w_1	Velocidad relativa a la entrada	$\frac{m}{s}$
w_2	Velocidad relativa a la salida	$\frac{m}{s}$
ω_t	Velocidad angular	$\frac{rad}{s}$
x	Abscisa del plano ζ	<i>Adimensional</i>
y	Ordenada del plano ζ	<i>Adimensional</i>
y_{in}	Tirante del canal de entrada	m
θ	Argumento de diseño del perfil de álabe	$^\circ$
θ_1	Ángulo de la velocidad relativa y la velocidad de entrada del flujo	$^\circ$
θ_2	Ángulo de la velocidad relativa y la velocidad de salida del flujo	$^\circ$

APORTACIONES

En el marco de la presente investigación se produjeron los siguientes productos:

- Artículos publicados en revistas indexadas:

Zamora-Juárez, M.A., Guerra-Cobián, V.H., Fonseca, C.R., López-Rebollar, B.M., Ferriño, A.L. & Bruster, J.L. (2022). Performance of modified gravitational water vortex turbine through CFD for hydro power generation on micro scale. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44 (11). DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03834-y>.

- Artículos presentados en congresos:

Zamora-Juárez, M.A. (2021). Análisis de la eficiencia y diseño de una turbina para la generación de energía hidroeléctrica en cauces naturales bajo flujos no estacionarios. *VII Encuentro de Estudiantes de Posgrado de Agua*, Colegio de la Frontera Norte, 9 – 11 de Junio, Monterrey, Nuevo León, México.

Zamora-Juárez, M.A. (2021). Análisis de la eficiencia y diseño de una turbina para la generación de energía hidroeléctrica en cauces naturales bajo flujos no estacionarios. *2do Encuentro de Ciencia, Tecnología e Ingeniería de Estudiantes de Posgrado*, Facultad de Ingeniería Civil de la Universidad Autónoma de Nuevo León, 11 – 13 de Octubre, Monterrey, Nuevo León, México.

Zamora-Juárez, M.A., Guerra-Cobián, V.H., Ferriño, A.L., Bruster, J.L., Fonseca, C.R. & López, B.M. (2021). Aplicación de una función integral para caracterizar el álabe de una turbina impulsada por un remolino inducido por gravedad. *XXIX Congreso Latinoamericano de Hidráulica “México 2021”*, Asociación Mexicana de Hidráulica y Asociación Internacional de Ingeniería e Investigación Hidro-Ambiental (IAHR), 15 – 19 de Noviembre, en formato virtual, México.

Zamora-Juárez, M.A., Guerra-Cobián, V.H., Ferriño, A.L., Bruster, J.L., Fonseca, C.R. & López, B.M. (2022). Rendimiento de una turbina impulsada por un remolino inducido por gravedad mediante CFD. *ANSYS Convergence 2022*, Grupo S.A. de C.V. e Instituto Tecnológico Sanmiguelense, 26 de Mayo, San Miguel de Allende, Guanajuato, México.

Zamora-Juárez, M.A., Guerra-Cobián, V.H., Ferriño, A.L., Bruster, J.L., Fonseca, C.R. & López, B.M. (2022). Evaluación experimental y estimación de eficiencia de una turbina impulsada por un remolino inducido por gravedad. *XXVI Congreso Nacional de Hidráulica*, Asociación Mexicana de Hidráulica, 16 – 18 de Noviembre, Mazatlán, Sinaloa, México.

- Cursos y talleres:

Zamora-Juárez, M.A. (2022). *Introducción a la simulación de fluidos por computadora*, Curso teórico-practico, 5 – 26 de mayo (25 horas), UAEMex, Toluca, México.

- Distinciones:

3er Lugar en Concurso Nacional de Proyectos Académicos de Diseño y Simulación ‘ANSYS Convergence 2022’, otorgada por Grupo SSC S.A de C.V. e Instituto Tecnológico Sanmiguelense, 26 de Mayo, San Miguel de Allende, Guanajuato, México.

1. INTRODUCCIÓN

De acuerdo con Yanine *et al.* (2015), los sistemas energéticos sustentables futuros abarcarán las actuales redes eléctricas de distribución. La poca factibilidad ambiental de sistemas energéticos tradicionales (hidrocarburos, carbón, gas natural, etc.) han impulsado a las sociedades a la búsqueda de nuevas fuentes y el desarrollo de tecnologías que permitan generar energía a partir de recursos renovables para un progreso sustentable y que ayuden a mitigar el daño ambiental en la actualidad. Entre los tipos de energías renovables destacan: la hidroeléctrica, solar, eólica, biomasa, mareomotriz, hidrógeno, entre otras (IRENA, 2020).

La energía hidroeléctrica es una fuente de energía limpia, renovable y amigable con el ambiente, que durante 2015 produjo un estimado de $3.930 \frac{TWh}{año}$, que representó el 16% de electricidad generada a nivel mundial y el 78% en la rama de energías renovables (Berga, 2016). La capacidad hidro global está estimada en aproximadamente 1 100 GW (principalmente en Asia y América Latina), y ha aumentado con una tendencia anual de 3.5% en los últimos 5 años (Dixon, 2005; Berga, 2016). Para 2022, se espera que la producción global de energía hidroeléctrica sea de aproximadamente 25 GW (IEA, 2020). Por lo que el potencial de este tipo de recursos es aún considerable, tanto en áreas rurales, urbanas y agrícolas aplicando un enfoque a micro escala (<10 kW; Comino et al., 2020).

Mataix (2008) destaca que, las centrales hidroeléctricas normalmente utilizan dos métodos para aprovechar la carga hidráulica o salto natural de un cauce para su instalación. El primer método consiste en interceptar la corriente con un dique o una presa para elevar el nivel del río, reduciendo la velocidad de la corriente y pérdidas por rozamientos. Mientras que, el segundo consiste en la desviación del curso de la corriente hacia un canal y/o conducto cerrado (tubería) que dirige el agua hacia la central y posteriormente la devuelve al río. Por lo cual, las centrales hidroeléctricas pueden clasificarse por el tipo de embalse, la potencia que genera o por la altura del salto que dispone.

Nasir (2014) argumenta que, en el diseño de una micro central hidroeléctrica se deben de tener en cuenta diversas consideraciones, como: a) el tipo de flujo con el que operara la turbina; b) la cantidad de caudal y carga hidráulica disponibles; c) la velocidad angular a la que operara (establecida por el generador eléctrico); d) la potencia esperada; entre otros aspectos. Este proyecto tiene como objetivo diseñar y evaluar el rendimiento de una turbina híbrida operando mediante un remolino inducido por gravedad, conocida como turbina *vortex* (Ullah *et al.*, 2020; Marius-Gheorge

et al., 2013), para la producción de energía eléctrica a superficie libre bajo flujos subcríticos y no estacionario con enfoque a micro escala.

El análisis de turbinas y sus elementos depende de una extensiva evaluación experimental, que proporcionan un entendimiento empírico de factores geométricos, operativos o hidráulicos y su influencia en el rendimiento (Nigussie *et al.*, 2017). Sin embargo, se han desarrollado métodos para reducir la complejidad en el proceso, siendo el más utilizado la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés; Chung, 2002; Gong *et al.*, 2019). La aplicación de CFD permite modelar, mediante esquemas numéricos (López, 2021), el flujo a través de los diversos elementos que conforma el sistema proporcionando un mejor diseño hidráulico, una mejor comprensión en el comportamiento del flujo y su influencia en el rendimiento global del sistema (Fox *et al.*, 2002).

La CFD tradicional utiliza un enfoque Euleriano, a diferencia del método utilizado previamente *Smoothed Particle Hydrodynamics* (SPH) basado en el enfoque Lagrangiano. El enfoque Euleriano requiere delimitar el volumen de control en pequeños volúmenes donde el fluido define su trayectoria en el espacio según las condiciones del medio continuo (gradiente de presión, temperatura, velocidad, entre otros), conocido como Método de los Volúmenes Finitos (Solemslie *et al.*, 2012). A nivel local, la CFD permite cuantificar propiedades y parámetros difíciles de obtener de forma experimental, por ejemplo, la velocidad a la salida de la estructura. En este caso, el flujo en las superficies internas de zona próxima a la turbina es compleja de analizar debido a diferentes regímenes que pueden presentarse por la curvatura, la propia aceleración del fluido, vorticidad o flujo multifásico (Chongji *et al.*, 2018). La CFD se ha convertido en una herramienta predictiva mejorando la relación costo-beneficio en el diseño de máquinas hidráulicas, así como el análisis de flujo en diversos fenómenos físicos, como la cavitación y el golpe de ariete (Dhakal *et al.*, 2015).

El trabajo contempla la caracterización geométrica de la turbina, la formulación analítica de la dinámica de fluidos en la turbina, la aplicación de un método matemático para el dimensionamiento de sus elementos, la propuesta y estimación de parámetros hidráulicos para el abastecimiento de caudal a la turbina, la evaluación mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), la evaluación experimental y la validación de condiciones de operación. Los beneficios de este trabajo son, en primer lugar, proporcionar un sistema sustentable para la generación de energía eléctrica a partir del flujo de agua a superficie libre. En segundo lugar, mitigar cualquier impacto negativo en el medio ambiente durante su operación. Y, en tercer lugar, la generación de conocimiento y el desarrollo tecnológico propio.

2. ANTECEDENTES

En el sector energético, la energía hidroeléctrica es la fuente renovable de mayor antigüedad, mejor establecida y más utilizada con respecto a otras fuentes de energías renovables, tales como: la eólica, la solar o la biomasa (Twidell & Weir, 2006). Sin embargo, este tipo de sistemas se han enfocado principalmente para grandes instalaciones, con un enfoque a macro escala ($>1\ 000\ \text{kW}$), y/o grandes flujos de agua ($>10\ \text{m}^3/\text{s}$; Mataix, 2008). Adicionalmente, este tipo de construcciones, a pesar de proporcionar una cantidad importante de energía, no son una opción completamente sustentables, ya que su construcción genera el desplazamiento de poblaciones, el hábitat natural de las especies en la zona sufre alteraciones que pueden incidir en el desarrollo del ecosistema, dependiendo de la ubicación de la central con respecto a asentamiento de población para su consumo puede derivar en pérdidas de potencia significativas, entre otros aspectos (Palacios *et al.*, 2017). La producción hidroeléctrica puede abrirse paso para operar a microescala para obras hidráulicas ya existentes o sitios con mínima infraestructura requerida con flujos de agua más pequeños como acueductos, canales de irrigación, arroyos, plantas de tratamiento, etc. (Archetti, 2011).

El diseño de una micro central hidroeléctrica abarca aspectos como: a) la estimación de producción esperada; b) las condiciones hidráulicas (caudal y carga hidráulica disponibles); c) el tipo de generador eléctrico; d) la obra civil necesaria; y e) el equipamiento electromecánico para dirigir la energía las líneas de distribución o su almacenamiento. Todo ello, permite definir tanto el dimensionamiento geométrico como la producción de energía.

2.1. Producción energética en micro centrales hidroeléctricas

Las micro centrales hidroeléctricas son una alternativa viable para la generación de energía eléctrica, principalmente en áreas rurales, debido a que es una fuente de energía renovable barata y a menudo es económicamente competitiva con los precios del mercado energético (Berga, 2016). La Figura 2.1 muestra el esquema general de una micro central en el marco de un cauce natural y los elementos básicos que la conforman. El enfoque de producción de energía eléctrica a una microescala para un conjunto de sistemas en un cauce de este tipo ha derivado en un concepto nuevo y que ha ganado fuerza, conocido como micro redes hidroeléctricas (Falco & Webb, 2015; Archetti, 2011). El término se define como un conjunto de centrales hidroeléctricas con una escala de mini producción ($< 100\ \text{kW}$) como alternativa para el suministro de energía a nivel regional (Uchiyama *et al.*, 2016; Santoli *et al.*, 2015).

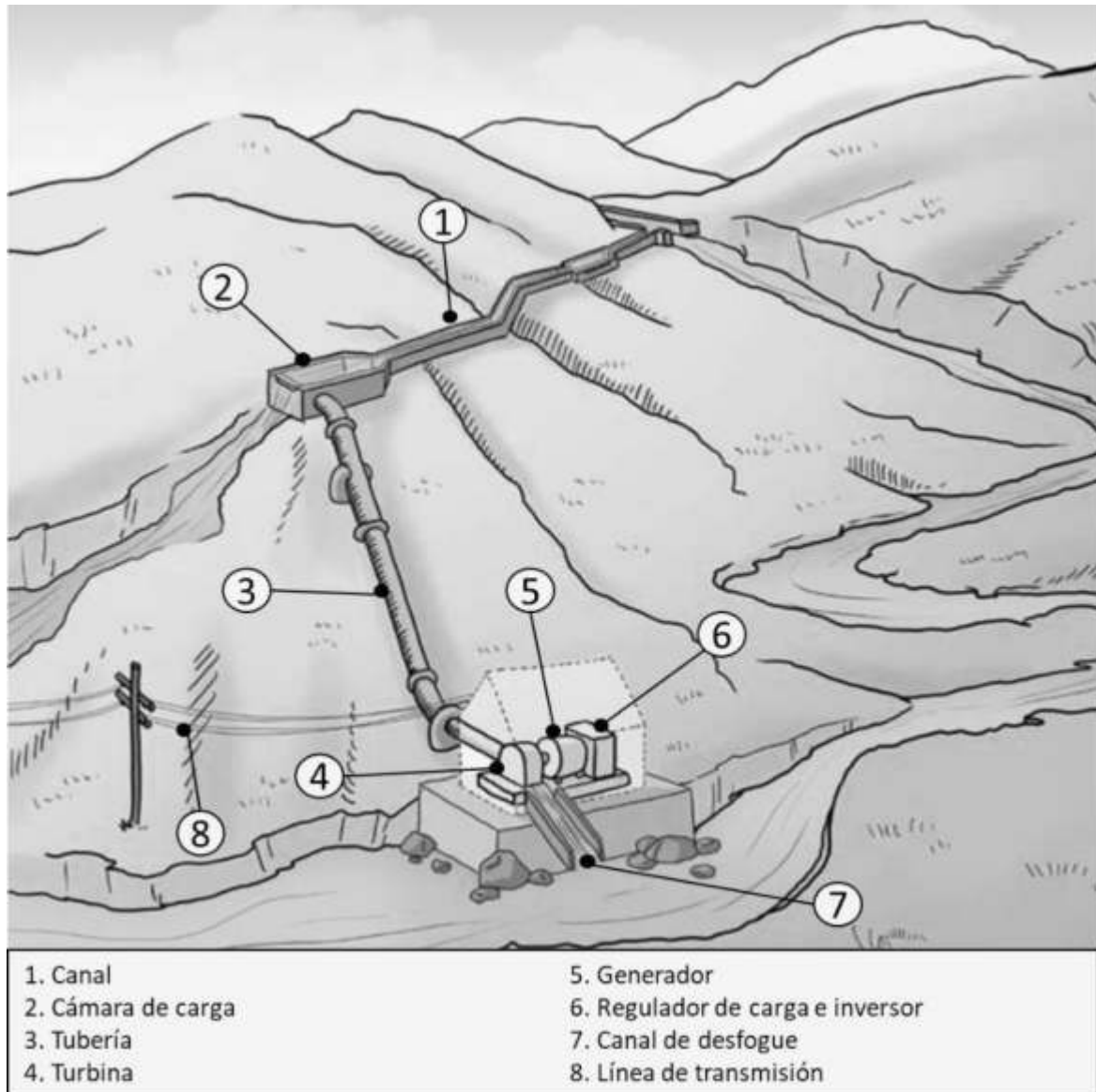


Figura 2.1. Esquema general de una instalación de micro central hidroeléctrica (Tian *et al.*, 2020; Nasir, 2014).

El diseño e instalación de turbinas hidráulicas no es un tema nuevo, desde mediados del siglo XIX se han propuesto métodos y procesos que emplean como elemento principal una turbina para aprovechar la energía potencial y/o cinética de flujos de agua y transformarla en trabajo o energía eléctrica para el beneficio de la sociedad (Gelpke & Howell, 2017; Dixon, 2005). Inicialmente, la producción hidroeléctrica estaba planeada para ser aplicada a una escala micro; sin embargo, la construcción de grandes centrales hidroeléctricas y la presencia de grandes redes de distribución propiciaron que la micro producción fuera relegada (Mataix, 2008). Comparado con un sistema

hidroeléctrico tradicional, las micro redes hidroeléctricas reducen los costos de operación y mantenimiento (Archetti, 2011).

Diversos autores han desarrollado diseños de micro centrales para la generación de energía. Alzamora *et al.* (2019) implementaron una turbina de tipo *Vortex* impulsada por un remolino gravitacional desviando el flujo de un cauce natural hacia una estructura en forma cilíndrica (conocido como cubilete). El sistema fue diseñado para producir un estimado de 10 kW en una zona rural de Perú y es capaz de operar a partir de una carga hidráulica pequeña (1 m) con un flujo mínimo de $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$. Además, la construcción de la micro central se realizó a partir de materiales y tecnología disponibles en una zona en desarrollo. La relativa baja inversión y corto tiempo de recuperación hacen de este sistema una opción viable para implementar en comunidades rurales donde las redes de distribución convencionales son difíciles de acceder, o donde la simplicidad del diseño permite una alta eficiencia.

Respecto a la capacidad de producción de una red de micro centrales hidroeléctricas, Anugrah *et al.* (2015) evalúan el rendimiento y la eficiencia de tres micro centrales instaladas en la región de Sumatra del Este, Indonesia. Las 3 micro centrales son Pancuang Taba, Muaro Air y Koto Ranah cuya capacidad de producción es de 40 kW, 30 kW y 30 kW, respectivamente. Mediante un Sistema de Información Geográfico (SIG) y la aplicación del método de Mock (1973), el estudio considera los efectos del cambio climático los regímenes hidrológicos y el clima de la zona para estimar el volumen de escurrimiento en una cuenca. De esta manera, se evaluaron diversos datos de entrada como precipitación, temperatura, humedad y velocidad del viento para determinar la variación de escurrimiento durante un periodo de 20 años. El análisis demostró una disminución de la producción de energía en las tres micro centrales de la zona durante la época de estiaje. Durante la época de lluvias, se apreció una disminución en el valor promedio de flujo máximo de la temporada. Lo anterior debido a la disminución de precipitación y el incremento de temperatura en la zona debido a los efectos del cambio climático.

El primer trabajo muestra el proceso de diseño y construcción de una micro central en una zona rural. El análisis indica la producción de energía y un panorama general de los beneficios que surgieron al implementar este sistema, entre ellos: los efectos económicos, sociales y ambientales. El segundo mostró una perspectiva sobre los efectos que ocasiona el cambio climático en la generación de energía en una zona determinada. La producción de energía se ve directamente afectada por los cambios en el régimen de precipitación y el incremento de temperatura en la zona.

El desarrollo de proyectos de micro centrales hidroeléctricas está en una etapa de desarrollo y empieza a proporcionar una cantidad considerable de información para su aplicación. Este tipo de sistemas suele ser aún poco atractivos o generar incertidumbre en su producción, pero los beneficios que otorgan pueden ser potenciales. Las turbinas hidráulicas para estos sistemas pueden fabricarse en serie (en las centrales hidroeléctricas tradicionales no es posible; Mataix; 2008).

2.2. Características de operación de turbinas hidráulicas

Una turbina hidráulica puede ser definida como una maquina rotatoria que convierte la energía cinética y/o potencial de un flujo o un volumen almacenado de agua en energía mecánica (Fox, 2002). Las turbinas hidráulicas están conformadas, según el tipo de turbina, por aspas, álabes o cazoletas (también conocidos como *buckets*) que se encuentran adheridas fijamente a un eje llamado rodete, rotor o *runner* y que a su vez está conectado a un generador que permite transmitir la energía mecánica y convertirla en eléctrica (Alnakhani *et al*, 2015).

De acuerdo con Mataix (2008), las turbinas pueden clasificarse en dos grupos principales, en función del proceso de extracción de energía: turbinas de acción o de impulso y de reacción. Las turbinas de acción convierten la presión de una columna de agua en un chorro de alta velocidad a través de una boquilla, transformando la energía potencial en cinética, que posteriormente impacta en la estructura de la turbina en una posición determinada generando el *momentum* para rotar. La turbina no se encuentra cubierta por el agua ($P_{atm} = 101.325 \text{ kPa} = 1 \text{ atm}$) y el chorro que impacta se encuentra, teóricamente, a una presión y velocidad constantes (White, 2011). Por otro lado, en las turbinas de reacción el fluido cubre completamente el cuerpo del rodete ($P_{atm} > 101.325 \text{ kPa}$) y la aceleración del fluido causa un impulso en los álabes donde la energía potencial es progresivamente absorbida (Kothandaraman, 2007).

La tabla 2.1 muestra las principales características identificadas de cada grupo de turbina obtenidas de la revisión bibliográfica según diversos autores. Las turbinas hidráulicas más utilizadas, principalmente en grandes centrales hidroeléctricas, suelen ser: Pelton (figura 2.2a), Kaplan (figura 2.2b) y Francis (figura 2.2c). Por otro lado, existen otros modelos menos utilizados, principalmente a microescala, son: Banki-Mitchell (figura 2.2d), *vortex* (figura 2.2e) y Turgo (figura 2.2f). Los tres primeros tipos han sido extensamente estudiados debido a su aplicación. Sin embargo, los tres tipos de turbinas requieren una importante infraestructura para su uso a microescala, a diferencia de los últimos tres tipos. Parte del proceso de diseño consistió en realizar una revisión de literatura de los

tipos de turbinas y sus características de operación en función de sus características geométricas (Jawahar & Prawin, 2017).

La eficiencia de la turbina es afectada, principalmente, por tres factores: a) pérdidas hidráulicas o de potencia debido a irregularidades (turbulencia, vórtices, etc.) a través de los diferentes elementos que integran el sistema; b) pérdidas en el flujo debido a cambios de dirección, reducción de áreas, etc., y; c) pérdidas mecánicas utilizados para transmitir la energía de la turbina al generador (Nasir, 2014). La maximización de eficiencia usualmente está ligada con la descarga del agua al rotor en condiciones de presión ambiental, tan cerca de una zona de desfogue como sea posible, y con el mínimo residuo posible de energía cinética (Fox, 2002).

Tabla 2.1. Características de operación de los tipos de turbinas hidráulicas según diversos autores.

	Características	Referencia
Turbinas de acción (impulso)	Operan con un caudal bajo y carga hidráulica alta.	White, 2008; Hatata <i>et al</i> , 2019
	La turbina opera a presión atmosférica ($P_{atm} = 101.325 \text{ kPa}$).	White, 2008
	Convierte la carga hidráulica, mediante una boquilla, en un chorro de alta velocidad que impacta con los álabes en una posición determinada.	White, 2008; Atthanayake, 2009
	El chorro de agua se encuentra a presión constante y no requiere tubo de aspiración.	White, 2008; Dixon, 2005
	Su geometría se caracteriza por poseer un conjunto de cazoletas o <i>buckets</i> en la periferia del rodete.	Atthanayake, 2009
	Operan a números bajos de velocidad específica (< 3.0).	Dixon, 2005
Turbinas de reacción	Operan con caudales medios y altos y cargas hidráulicas bajas.	White, 2008; Hatata <i>et al</i> , 2019
	La turbina se encuentra sumergida por el fluido ($P_{turb} > P_{atm}$).	White, 2008
	Son dispositivos dinámicos diseñados para extraer el <i>momentum</i> . Se genera una caída de presión en el impulsor.	White, 2008; Kothandaraman, 2007
	Su tamaño suele ser menor debido a que el fluido cubre todos los álabes al mismo tiempo en un espacio cerrado (cámara).	White, 2008; Crowe <i>et al</i> , 2009
	La geometría de las aspas permite redireccionar el flujo y aprovechar el <i>momentum</i> . La presión del agua aplica una fuerza en la cara de los álabes.	White, 2008; Crowe <i>et al</i> , 2009; Hatata <i>et al</i> , 2019

Tabla 2.1. Características de operación de los tipos de turbinas hidráulicas según diversos autores (Continuación).

Características		Referencia
Turbinas de reacción	Dependiendo de la orientación de los álabes y el tipo de flujo, se pueden clasificar los tipos de turbina (Kaplan para flujo axial y Francis para flujo radial y mixto).	Crowe <i>et al</i> , 2009
	Las turbinas Kaplan suelen ser costosas de manufacturar.	Hatata <i>et al</i> , 2019
	Operan a números altos de velocidad específica.	Dixon, 2005
	Suele necesita un tubo de aspiración o desfogue.	Mataix, 2008

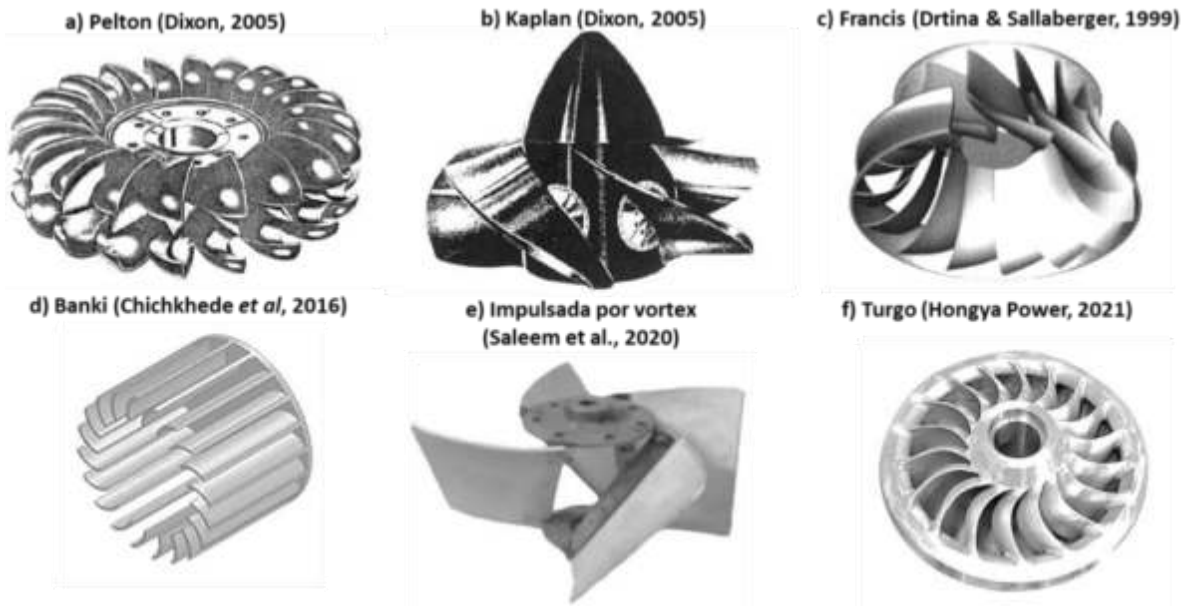


Figura 2.2. Tipos de turbinas hidráulicas utilizadas para la producción de energía eléctrica.

2.3. Evaluación de turbomáquinas mediante Dinámica de Flujos Computacional (CFD)

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), es un término genérico para esquemas numéricos que representan un flujo de masa y de *momentum* de un fluido continuo (López, 2021). La CFD posee la ventaja de no requerir una etapa de calibración, ya que se deriva de las ecuaciones universales que gobiernan el flujo de los fluidos y facilita el estudio de fenómenos complejos (Zikanov, 2010). Los códigos de CFD contiene tres elementos o etapas principales: Preprocesamiento, Solución y el Post-procesamiento. Sin embargo, los resultados requieren una validación con modelos experimentales y/o analíticos antes de ser utilizados en procesos de diseño (Bajracharya *et al.*, 2020).

Entre las principales áreas de aplicación, destacan: la industria automotriz (diseño de autos aerodinámicos), la aeronáutica (diseño de aviones) y la mecánica en general (diseño de turbobombas, turbinas, motores, radiadores, etc.; López, 2021). Para el caso de diseño de turbomáquinaria, la CFD es útil para evaluar y optimizar los modelos a través del comportamiento del fluido entre cada uno de los elementos que integran un sistema (álabes, cajones, aspas etc.). Chongji *et al.* (2016) evaluaron la influencia en la geometría del codo del inyector y la aguja de la boquilla, así como el comportamiento del chorro de agua y el aire, como dominios (o volumen de control a evaluar) diferentes. La modelación mostró que, el dominio del chorro del agua y del aire no generaban pérdidas importantes en la velocidad del fluido. El dominio en el codo y la aguja del inyector reveló una importante variación en la velocidad de salida.

Salehi & Nilsson (2022) analizaron el efecto de incertidumbre en el posicionamiento del plano de *Particle Image Velocimetry* (PIV), una técnica óptica para la medición del campo de velocidad de una región determinada, para una turbina modelo Francis-99. El trabajo compara los resultados experimentales del plano de PIV con el campo de velocidad estimado mediante OpenFOAM-v 1912 e identifica las fuentes de incertidumbre para validar el modelo. Parte del proceso de validación es la variación del perfil de velocidad de forma espacial y temporalmente en la zona coincidente del plano PIV con el de CFD. Sin embargo, la estimación de incertidumbres y las pérdidas de energía que conlleva es posible únicamente para el modelo numérico, debido a que aún no es posible medirlo experimentalmente.

El primer trabajo mencionado se realizó bajo la consigna de evaluar la sensibilidad que podría ser observada en los elementos que dirigen el fluido a la entrada de la turbina. El método muestra una importante atención en la geometría y características del codo y de la aguja de la boquilla. Mientras que el segundo trabajo, realiza la comparación de resultados entre diferentes métodos para evaluar la velocidad local en zonas de difícil acceso para su medición. Por otro lado, Gupta *et al.* (2016) y Zidonis & Aggidis (2016) evalúan mediante CFD, el efecto de la geometría de los cajones y álabes de las turbinas, el ángulo de salida del chorro y el volumen de los cajones en la eficiencia de una turbina de tipo Pelton. La aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) tiene varias aplicaciones en el diseño de turbinas y sus accesorios. Lo cual, lo convierte en una herramienta poderosa para evaluar los modelos propuestos, disminuyendo el número de pruebas con prototipos manufacturados.

2.4. Beneficios Ambientales de Micro Centrales Hidroeléctricas

La energía hidroeléctrica es clasificada como una energía renovable, limpia y amigable con el ambiente (Mamo et al, 2018; Santoli et al, 2015). Debido a su naturaleza, no genera residuos nocivos para el medio ambiente, tales como: gases de efecto invernadero, materiales con propiedades radiactivas, químicos tóxicos, entre otros (Berga, 2016). Por ello, la alternativa de utilizar este tipo de sistemas tiene el potencial para ser una alternativa de peso para la generación de energía limpia en zonas urbanas y rurales.

Por ejemplo, Comino et al (2020) realizaron un análisis de los beneficios de gestionar de los recursos hídricos en un contexto para la producción de energía renovable dirigido a fortalecer la integridad industrial de la zona, específicamente en la zona urbana de Turín, en la región de Piamonte, Italia. Principalmente, se analizó la posibilidad de implementar micro centrales hidroeléctricas en infraestructuras ya existentes y poco utilizadas. El caso de estudio muestra la conversión de una antigua presa inutilizada en el canal Regio Parco en una central hidroeléctrica a micro escala con la intención de suministrar electricidad a la red de Turín. Además, se analizó el Nexus agua-energía-uso de suelo con una perspectiva ecológica (considerando '*The 12 principles of infrastructure ecology*'). El análisis abogó que entre los beneficios están: la gestión para reducir riesgos de inundación, la producción de energía renovable, preservar el ecosistema acuático y mantener la biodiversidad utilizando una presa inflable. Adicionalmente, la planta hidroeléctrica fue diseñada con el fin de abastecer energía para 600 hogares cercanos incrementando el valor ambiental y la utilidad del área.

Por otro lado, Kigha et al. (2020) realizaron un análisis multicriterio evaluando la factibilidad para el suministro de energía renovable en comunidades rurales de Camerún mediante la aplicación de una mini red híbrida. El proyecto propuso un sistema híbrido acoplando AHP-VIKOR (*Analytic Hierarchy Process*) con el ciclo Planifica-Haz-Evalúa-Mejora (PDCA, por sus siglas en inglés) para una continua retroalimentación en función de diversos factores (físicos, sociales, económicos, etc.). El modelo AHP-VIKOR fue utilizado para determinar la óptima combinación del sistema híbrido, compuesto por celdas fotovoltaicas, turbinas eólicas, un generador diésel y micro centrales hidroeléctricas. Los resultados indicaron que la implementación del sistema híbrido proporciona un estimado de 2.45 kWh/año y un costo de \$3 816.7 USD/año.

Adicionalmente, Basso et al. (2020) plantearon una evaluación multi objetivo aplicando un conjunto de instrumentos para el diseño asistido y gestión de plantas hidroeléctricas a micro escala en un

cauce natural considerando factores económicos, ecológicos y de producción de energía con el fin de maximizar los beneficios. La metodología fue aplicada para un caso de estudio hipotético en la cuenca de Girnock Burn, Escocia; donde existe el interés por incrementar producción hidroeléctrica y que requiere cierto nivel de seguridad ecológica debido a las rutas existentes de migración de salmón. Para cada variable se consideraron diversos escenarios, donde el más notable fue la relación beneficio económico de producción hidroeléctrica versus la preservación de la conectividad del río por cuestiones ecológicas. La transacción estableció una reducción de 38% del máximo beneficio económico para preservar la conectividad hidrológica y sin generar efectos nocivos para la fauna del río.

En general, el empleo de micro centrales, específicamente el caso de las que utilizan una turbina tipo *vortex*, es una opción conveniente por generar beneficios adicionales tales como: 1) poseer una importante adaptabilidad a los cauces naturales, tanto en zonas urbanas como rurales, resultando en un sistema mínimamente invasivo en el ecosistema; 2) diseminar homogéneamente contaminantes presentes en el agua; 3) incrementar la aireación del agua de forma natural debido a la alta velocidad superficial, y; 4) un conjunto de este tipo de turbinas puede ser instaladas en un mismo cauce sin producir disturbios o variaciones de potencia entre si (Kahn, et al., 2018; Dhakal et al., 2015; Saleem et al., 2020).

3. JUSTIFICACIÓN

En la última década, los problemas ambientales relacionados a la crisis energética han crecido a un nivel global (Nasir, 2014). De acuerdo con la Secretaría de Energía (2021), durante 2019, la producción mundial de energía primaria fue de 14 744.86 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MMtep), 2.82% mayor que en 2018. De esta producción de energía, el 13.81% correspondió a fuentes de energía renovables y el resto corresponde a recursos no renovables, tales como petróleo crudo, gas natural, energía nuclear y carbón y sus derivados. Este tipo de problemática, y otras más, se encuentran creciendo continuamente, tanto que sugieren la necesidad de alternativas tecnológicas que aseguren una solución sustentable. Una respuesta práctica y factible es generar electricidad tan cerca como sea posible del lugar de consumo. Utilizando alguna fuente de energía renovable que genere el menor impacto en el medio ambiente, como la eólica (Wei et al., 2020), solar (Garlet et al., 2020), mareomotriz (García et al., 2016), a base de hidrógeno (de Castro et al., 2017) o las plantas hidroeléctricas a micro escala (Hatata et al., 2019).

De acuerdo con Berga (2016), durante 2013 las energías renovables alcanzaron una producción energética de 1 560 GW, comparada con los 800 GW producidos durante 2004. De ese incremento, la energía hidroeléctrica representó 37.5% de dicho valor, seguido por la energía eólica (35.5%) y la fotovoltaica (18.0%). Sin embargo, la mayor parte de la producción hidroeléctrica fue generada en grandes centrales (>10 MW), por lo que la producción a una micro escala aún no es aprovechada a plenitud (<10 kW; Hatata et al., 2019).

La principal aportación es el diseño de un prototipo de turbina que permite aprovechar la energía potencial y/o cinética de flujo a superficie libre para su aprovechamiento *in situ*, dirigir la energía eléctrica a la red de distribución o a un sistema de baterías para su almacenamiento y posterior uso. El análisis de eficiencia mediante CFD se realizó para evaluar el desempeño del sistema bajo diferentes escenarios de flujo con el objetivo de maximizar la geometría del prototipo y los elementos que lo integran. Los beneficios de este trabajo se pueden agrupar básicamente en tres. En primer lugar, la generación de conocimiento y de tecnología. La propuesta geométrica de la turbina busca innovar dentro del sector energético y culminar con un modelo de turbina propio registrado. En segundo lugar, la propuesta de un sistema sustentable que permita producir energía eléctrica de manera renovable sin generar residuos nocivos para el medio ambiente. Finalmente, el estudio de tecnologías emergentes como alternativas para la producción de energía con un enfoque a micro escala y escalable a caudales mayores.

4. HIPÓTESIS Y OBJETIVOS

4.1. Hipótesis del proyecto

El estudio paramétrico de un modelo híbrido de turbina hidráulica, impulsada por un remolino inducido por gravedad a superficie libre, en función de la absorción de energía cinética y potencial permitirá: a) aumentar la eficiencia del modelo ante diferentes regímenes de flujo, b) definir un sistema para la producción de energía renovable a superficie libre, y c) determinar umbrales para el dimensionamiento de la turbina.

4.2 Objetivo general

Diseñar y evaluar un prototipo de turbina híbrida a partir de la propuesta de la variación de sus parámetros geométricos mediante Dinámica de Fluidos Computacional y experimentación, analizando su relación con la eficiencia y la producción de energía hidroeléctrica a micro escala.

4.3. Objetivos específicos

1. Conceptualizar la configuración geométrica de la turbina propuesta mediante un análisis de literatura sobre otros tipos de turbinas hidráulicas.
2. Determinar el comportamiento cinemático de la turbina mediante la dinámica de fluidos y sus polígonos de velocidad.
3. Establecer los umbrales de dimensionamiento geométrico mediante un diseño de experimentos de los parámetros geométricos y escenarios de operación propuestos mediante Dinámica de Fluidos Computacional.
4. Determinar los indicadores de rendimiento y criterios de selección para el análisis de estado de la turbina.
5. Comparar la eficiencia de las posibles configuraciones geométricas derivadas del diseño de experimentos bajo diferentes escenarios y condiciones de operación mediante modelación numérica.
6. Validar las condiciones de operación de la turbina con base en los resultados numéricos y experimentales del modelo.

5. METODOLOGÍA

La figura 5.1 muestra la metodología desarrollada para el análisis y diseño de modelo híbrido de turbina hidráulica operando bajo condiciones de un flujo no estacionario aplicable a superficie libre. La estructura de la metodología está conformada por 7 etapas, iniciando por la caracterización geométrica a partir de un análisis de literatura, la formulación de la dinámica de fluidos en la estructura, pasando por un proceso de diseño y análisis paramétrico en función de diferentes factores geométricos utilizando software especializado de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), hasta la validación estadística según las mediciones experimentales y numéricas. Por lo que, el modelo de turbina busca ser una alternativa a modelos tradicionales, tales como Kaplan, Pelton, Francis, entre otros (Dixon, 2005).

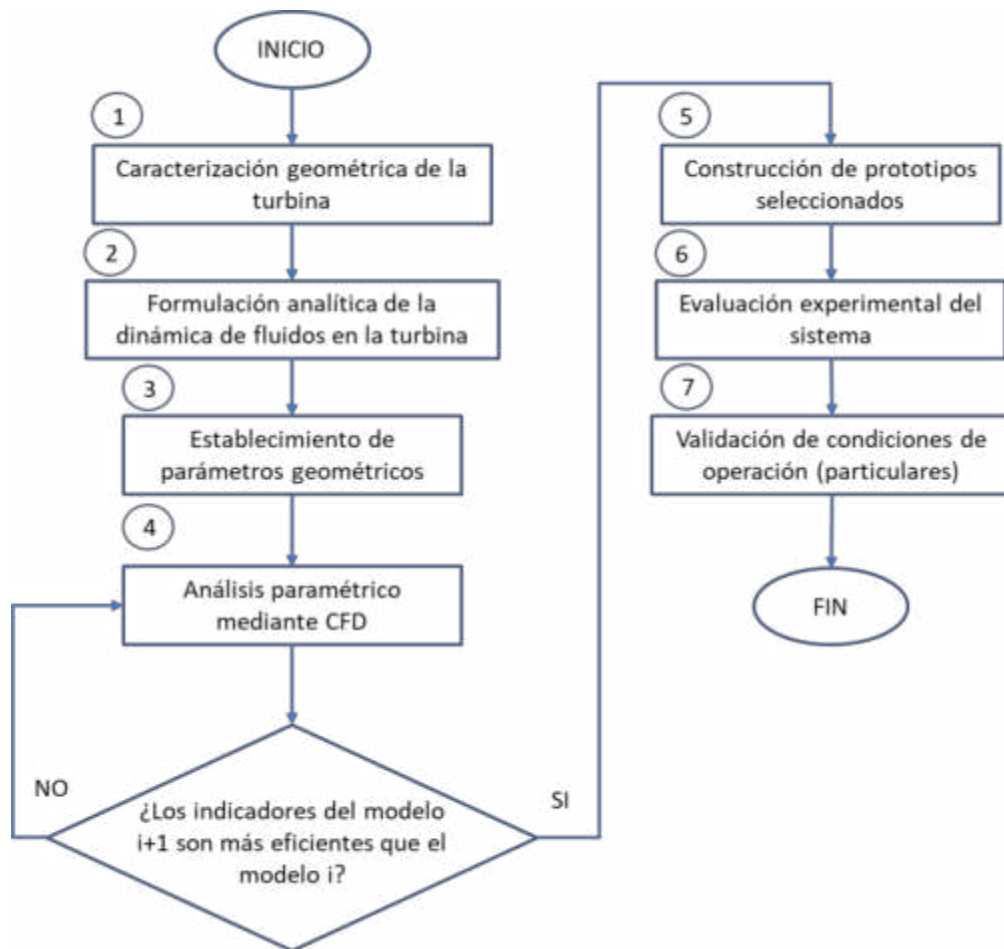


Figura 5.1. Metodología para el diseño de una turbina hidráulica operando mediante flujo radial para una micro central hidroeléctrica.

5.1. Caracterización geométrica de la turbina

La etapa 1 consiste en caracterizar y esquematizar la geometría y estructura de la turbina. Es decir, definir la estructura, la forma y la orientación de los álabes, el tipo de flujo de trabajo (tangencial, axial o mixto), infraestructura y otros elementos requeridos.

5.1.1. Infraestructura requerida de la micro central

En la práctica, una fracción del cauce es interceptado mediante un dique que dirige el agua por un canal abierto hasta el tanque, que se encuentra a escasa distancia del lecho del río (figura 5.2). Una puerta es instalada en el margen del efluente con motivos de control y mantenimiento y, dependiendo de la necesidad, una malla de cribado para evitar el paso de residuos, como troncos, que puedan dañar algún elemento (Alzamora *et al.*, 2019). Considerando que la evaluación experimental del modelo se realizara en laboratorio, el dominio fue delimitado para una sección del canal, el tanque y el conducto de descarga. La infraestructura utilizada fue la de turbinas tipo *vortex*, conocidas así por el remolino inducido por gravedad (*Gravitational water vortex*, en inglés) antes que por su forma o específica geometría del rotor y sus álabes.

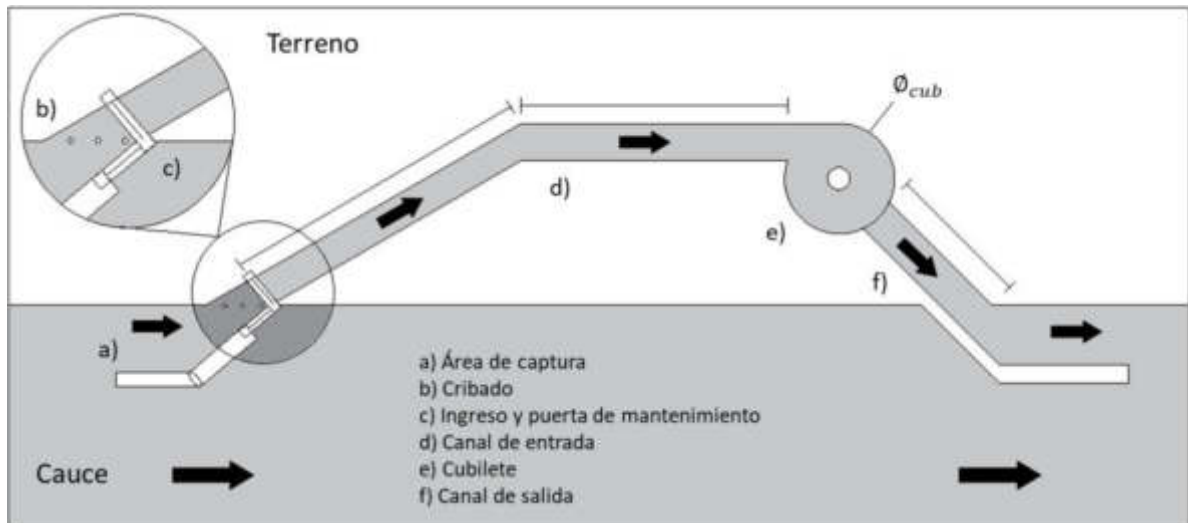


Figura 5.2. Esquema general de la perspectiva de una micro central hidroeléctrica instalada en un cauce natural a superficie libre (Alzamora *et al.*, 2019).

El sistema está integrado por el cubilete, tanque con forma cilíndrica o cónica, donde el vórtice del remolino es inducido debido a la fuerza de Coriolis (figura 5.3a; Saleem *et al.*, 2020). El flujo de salida es descargado por un orificio en el fondo del tanque y dirigido al cauce natural del río (Alzamora *et al.*, 2019). El eje de la turbina se encuentra en paralelo con la superficie concéntrica del orificio de

salida y rota coaxialmente. La figura 5.3b muestra un esquema general de los parámetros descriptivos del cubilete, de acuerdo con Khan *et al.* (2018).

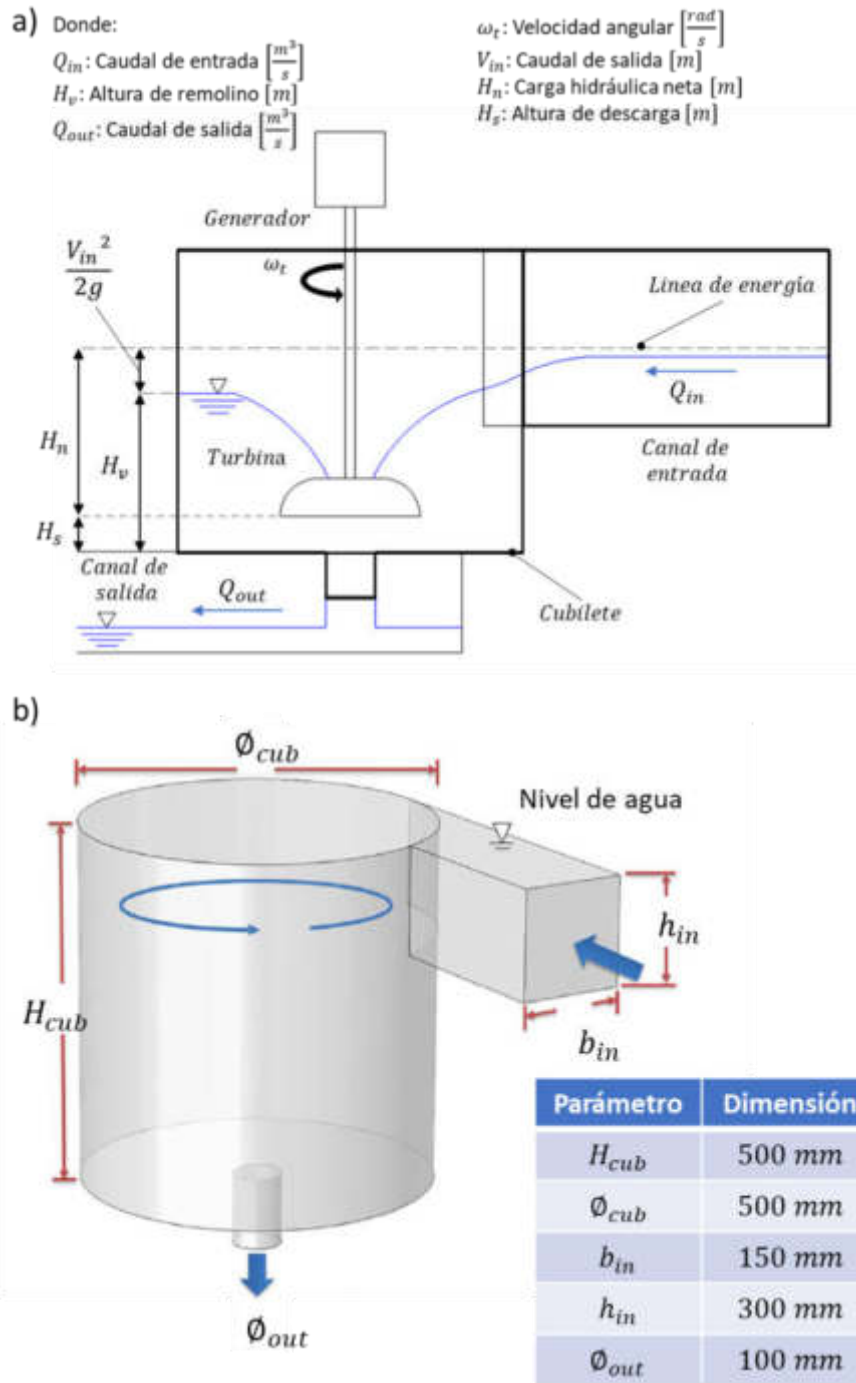


Figura 5.3. Esquema general de la estructura de la micro central: a) Corte lateral y elementos principales del sistema y b) Dimensiones del cubilete para delimitar el dominio del modelo (Khan *et al.*, 2018).

La estructura del remolino se caracteriza por la formación del núcleo de aire alrededor del eje concéntrico del tanque. Con base al funcionamiento de este tipo de turbina y las dimensiones del cubilete, la turbina es posicionada a una altura de 0.1 m con respecto al fondo del cilindro, de acuerdo con Nishi *et al.* (2020) y Dhakal *et al.* (2015), considerando la altura de descarga H_s de 5 cm. El espacio existente entre el fondo del tanque y la turbina asegura la que la descarga del fluido no intervenga, ya que esta es la zona con mayor aprovechamiento energético, y no produce beneficios adicionales en el funcionamiento del rodete. Por lo que, la carga efectiva H_n es establecida como una la suma de las componentes potencial y cinética del flujo y considerando el descuento generado por H_s .

Por otro lado, Khan *et al.* (2018) indican que, el diámetro del orificio a la salida (ϕ_{out}) se define en un intervalo de 14%-20% del diámetro del cubilete (ϕ_{cub}), para una relación igual a 0.2. El intervalo de caudal a evaluar se estableció en $Q_{in} \in [5.0 - 10.0 \text{ l/s}]$, donde la formación núcleo de aire y la producción de energía hidroeléctrica se vuelven viables a partir de 4.5 l/s. Por lo que, el valor de diseño se planteó en un mínimo de 5.0 l/s y con un valor nominal de 7.5 l/s.

5.1.2. Establecimiento de bases para el diseño de la turbina

El concepto de turbina híbrida se define como aquella que combina atributos geométricos y características de operación de tipos tradicionales con la intención trabajar en un amplio rango de operación y adaptabilidad (o flexible) en función de las condiciones y régimen del flujo. Una turbina de este tipo mantiene una importante resiliencia ante escenarios de exceso o déficit con una aceptable tasa de eficiencia) y su diseño es un tema emergente que ha sido propuesto para diferentes campos (Jacob & Chatterjee, 2018; Thomai *et al.*, 2020). Por ejemplo, para aerogeneradores (eólica), Jacob & Chatterjee (2018) plantearon un modelo combinado de turbinas Savonius y Darrieus de eje vertical con la intención de aprovechar el torque entregado por la turbina tipo Savonius y conservando la tasa de eficiencia de tipo Darrieus. En el caso de turbinas hidráulicas, la turbina tipo *vortex* puede ser considerada en si como una turbina híbrida, de impulso y reacción por su principio de operación. La componente tangencial del remolino asemeja un chorro que impulsa la turbina mientras que la caída de elevación en el remolino después de interactuar con los álabes representa la pérdida de presión en las turbinas de reacción (Ullah *et al.*, 2019). La combinación de sus características geométricas permite aprovechar tanto la energía cinética como potencial proporcionado por el remolino.

Beran *et al.* (2013) comentan que en el proceso de diseño de turbinas se debe tener en cuenta la conversión de energía hidro cinética para aprovechar adecuadamente la energía contenida en ríos, corrientes marinas o cualquier otra caída de agua que pudiese generar trabajo. Bajo este enfoque, la propuesta de nuevos diseños busca ampliar la gama de opciones en sistemas de este tipo, promover la producción de energía renovable y aumentar el potencial de uso de sistemas hidroeléctricos a micro escala. La NASA (2021) ha establecido un conjunto de niveles para describir el grado de avance en tecnología denominados Niveles de Madurez de la Tecnología (*TRL's* por sus siglas en inglés). La escala consta de 9 niveles, los cuales son:

TRL 1. INVESTIGACIÓN BÁSICA: Se desarrolla la idea y se comienza la transición de la investigación básica hacia investigación aplicada, pero todavía no hay ninguna actividad o aplicación de negocios concreta.

TRL 2. FORMULACIÓN DE LA TECNOLOGÍA: Se formula la tecnología y se observan aplicaciones prácticas que pueden llegar a ser una invención, las cuales pueden aún ser especulativas y puede aún no haber pruebas o análisis detallados que confirmen dichas suposiciones.

TRL 3. INVESTIGACIÓN APLICADA - PRUEBA DE CONCEPTO: En esta fase inicia la validación de la idea, la cual ya incluye actividades de investigación y desarrollo como estudios analíticos y pruebas a nivel laboratorio para validar físicamente las predicciones de los elementos separados de la tecnología, aunque estos aún no están integrados en un sistema completo.

TRL 4. DESARROLLO A PEQUEÑA ESCALA EN LABORATORIO: En esta fase se integran los componentes básicos o elementos separados de la tecnología y se valida que funcionen en conjunto a nivel laboratorio con el objetivo de identificar el potencial de ampliación y cuestiones operativas.

TRL 5. DESARROLLO A ESCALA REAL: Se desarrolla el primer prototipo, es decir los componentes se integran de forma que la configuración del sistema sea similar a su aplicación final en casi todas sus características, pero su operatividad es aún a nivel laboratorio.

TRL 6. PROTOTIPO VALIDADO EN ENTORNO SIMULADO: En esta fase se realiza la validación del prototipo en condiciones similares a las que se espera vaya a funcionar, por lo que el prototipo debe ser capaz de desarrollar todas las funciones requeridas por un sistema operativo y los procesos se amplían para demostrar el potencial industrial.

TRL 7. PROTOTIPO VALIDADO EN ENTORNO REAL: En esta fase se demuestra que la tecnología funciona y opera en una escala pre-comercial, usualmente es donde se realiza la primer corrida piloto y pruebas reales para identificar las cuestiones de la fabricación y operaciones finales.

TRL 8. PROTOTIPO COMERCIAL: Se demuestra que la tecnología funciona a nivel comercial a través de una aplicación a gran escala, las cuestiones operativas y de fabricación han sido resueltas y se elaboran los documentos para la utilización y mantenimiento del producto.

TRL 9. APLICACIÓN COMERCIAL: En esta fase el producto completamente desarrollado y disponible para la sociedad, ya que tecnología se encuentra en su forma final y operable en un sin número de condiciones operativas.

De acuerdo con los objetivos descritos en la sección 4, el presente trabajo busca alcanzar el nivel 4 (*Desarrollo a pequeña escala en laboratorio*). Sin embargo, el alcance de la investigación puede considerarse incluso hasta el nivel del TRL 6, ya que el desarrollo tecnológico cubre aspectos de este nivel, como se muestra en la figura 5.4. A pesar de ser evaluado en laboratorio y a pequeña escala, se puede considerar una evaluación en entorno simulado para esas específicas condiciones.



Figura 5.4. Grado de madurez tecnológica según la fase de investigación

5.2. Formulación analítica de la dinámica de fluidos en la turbina

La etapa 2 consiste en sintetizar la cinemática del fluido, es decir, la geometría del movimiento, a través del perfil característico del álabe con el fin de definir los polígonos de velocidad. Los polígonos de velocidad se definen como una representación gráfica del flujo a la entrada y a la salida de la turbina (Crowe *et al.*, 2009). La concepción de los polígonos es fundamental para estimar la cantidad de energía aprovechado por la turbina en forma de trabajo relacionando la cantidad de movimiento angular y la velocidad de rotación (White, 2011; Atthanayake, 2009).

5.2.1. Polígonos de velocidad en el perfil característico del álabe

El agua ingresa tangencialmente al cubilete formando el remolino gradualmente y su velocidad tangencial y axial se intensifican conforme el agua se acerca al centro del tanque (Ullah *et al.*, 2020). En general, la entrada y salida del flujo se pueden plantear considerando las componentes tangencial y normal de la turbina (figura 5.5; Ullah *et al.*, 2019). Sin embargo, para realizar una adecuada estructuración de los polígonos es necesario considerar los efectos de los ángulos de entrada α_1 [°], la velocidad relativa a la entrada w_1 $\left[\frac{m}{s}\right]$ y a la salida turbina w_2 $\left[\frac{m}{s}\right]$ y la velocidad tangencial máxima V_{α_1} del remolino con respecto a la entrada de la turbina; siendo este último, el componente responsable del impulso que propicia la rotación de la turbina (figura 5.6; Marius-Gheorghe *et al.*, 2013).

De acuerdo con Saleem *et al.* (2019), la velocidad tangencial máxima V_{w1} $\left[\frac{m}{s}\right]$ está asociada a la altura del remolino en el cubilete H_v (ecuación 5.1). Mientras que, la velocidad de rotación de la turbina u_1 $\left[\frac{m}{s}\right]$ puede entenderse como el producto de la velocidad angular ω_t $\left[\frac{rad}{s}\right]$, en función del número de revoluciones por minuto n_t (ecuación 5.2), y el radio del rodete (ecuación 5.3), en este caso el radio a la entrada del flujo r_1 [m]. Los ángulos α_1 , β_1 y γ_1 pueden ser estimados a partir de relaciones trigonométricas de las ecuaciones 5.4, 5.5 y 5.6, considerando la ley de senos y la orientación del álabe a la entrada.

$$H_v = 1.7 \cdot \frac{V_{\alpha_1}^2}{g} = 1.7 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{g} \quad (5.1)$$

$$\omega_t = \frac{2\pi \cdot n_t}{60} \quad (5.2)$$

$$u_1 = \omega_t \cdot r_1 \quad (5.3)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma_1 - \theta_1 \quad (5.4)$$

$$\gamma_1 = 180^\circ - \beta_1 \quad (5.5)$$

$$\frac{u_1}{\sin \theta_1} = \frac{V_1}{\sin \gamma_1} \quad (5.6)$$

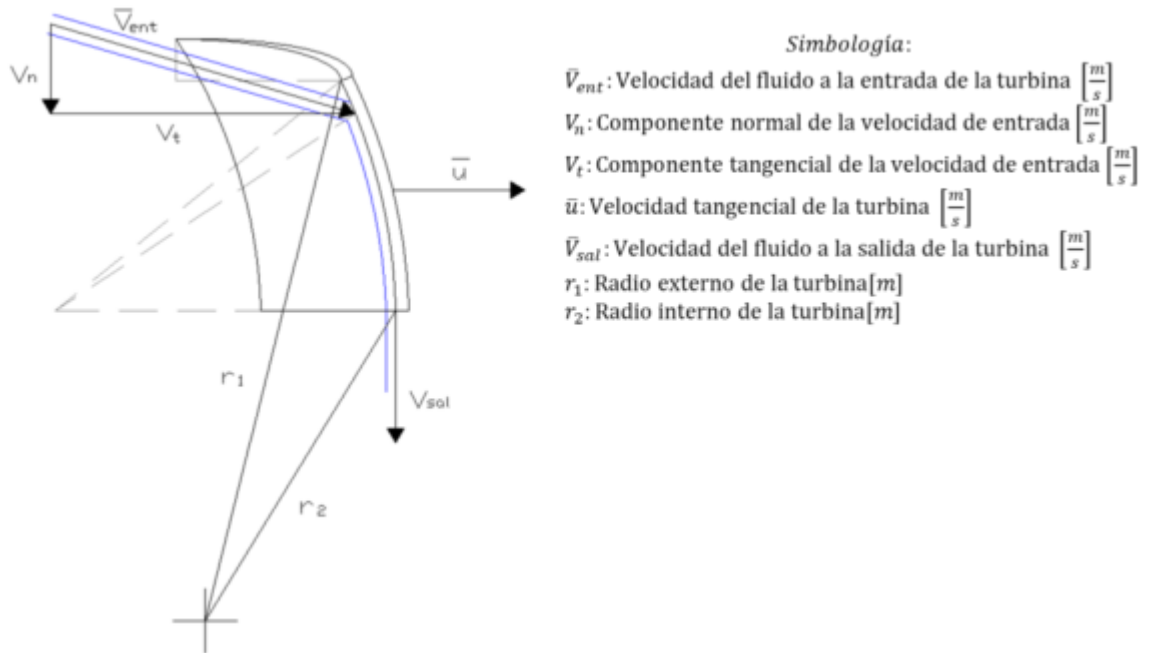


Figura 5.5. Representación gráfica de las componentes normal y tangencial del flujo transitando por el álabe de la turbina.

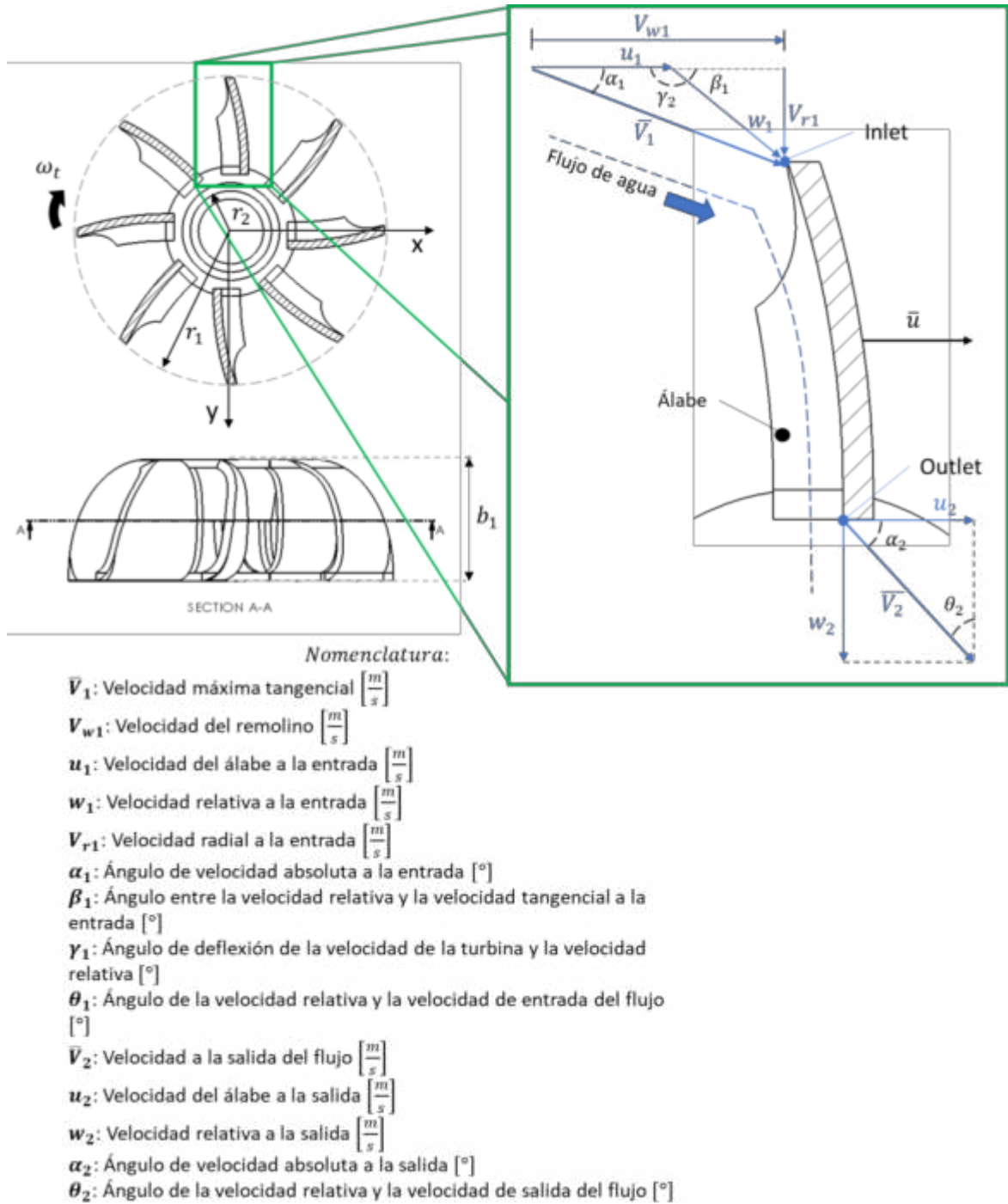


Figura 5.6. Polígonos de velocidades propuestos para caracterizar la dinámica de fluidos de la turbina (Saleem *et al.*, 2020).

5.3. Establecimiento de parámetros geométricos

En la etapa ‘Establecimiento de dimensiones geométricas’, se definen los parámetros geométricos de la turbina según las condiciones de operación propuestas, tales como: radio de impulso de la turbina \vec{r} , el torque mínimo necesario T_{gen} , la velocidad del fluido a la entrada y salida, entre otros. La caracterización geométrica de los álabes permite establecer un punto de partida teórico para el diseño y el proceso de análisis de la turbina ya que las pérdidas por fricción y locales dependen, en gran parte, de las longitudes y radios de curvatura (Gupta *et al.*, 2016).

5.3.1. Características hidráulicas del canal de entrada

La primera parte abarca definir las dimensiones del cubilete y el canal de entrada descritas previamente (figura 5.4). A partir de dichos valores, es posible estimar aspectos hidráulicos en función del caudal suministrado, como el radio hidráulico R_H [m] y la velocidad de entrada V_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$. Considerando que el flujo ingresa a través de un canal abierto, se puede estimar el tirante del canal de entrada y_{in} [m] a partir de la ecuación de Mannings (ecuación 5.7; Sotelo, 2002). Donde V_{in} $\left[\frac{m}{s}\right]$ es la velocidad del agua en el canal, n_{rug} es el coeficiente de rugosidad dependiendo el material en la superficie del canal (tabla 5.1), R_H [m] es el radio hidráulico y s_{canal} es la pendiente del canal.

Tabla 5.1. Valores del coeficiente de rugosidad n_{rug} y $\frac{1}{n_{rug}}$ (Mataix, 2008).

Material	n_{rug}	$\frac{1}{n_{rug}}$
Madera cepillada	0.010 – 0.011	100.0 – 90.9
Madera sin cepillar	0.012 – 0.014	83.3 – 71.4
Concreto alisado	0.010 – 0.013	100.0 – 76.9
Concreto en bruto	0.015 – 0.020	66.7 – 50.0
Ladrillos	0.013 – 0.017	76.9 – 58.8
Piedra según tipo (De pulimentada a canal de tierra y grava)	0.017 – 0.033	58.8 – 30.0
Tierra: según tipo	0.018 – 0.030	55.6 – 33.3
Acero roblonado	0.017 – 0.020	58.8 – 50.0
Hierro fundido	0.013 – 0.017	76.9 – 58.8

En este caso, se hace uso de un parámetro hidráulico conocido como Factor de sección denotado por $K_s = \frac{A_h}{n_{rug}} \cdot R_H^{2/3}$, considerando el área efectiva del agua en el canal A_h . Como el tirante y_{in} y la velocidad de entrada V_{in} son parámetros desconocidos, pero el caudal es un valor controlable, se

proponen distintos valores de y_{in} y estimar los valores esperados de A_h , R_h y K_s . Los valores resultantes de K son graficados en función de los valores de tirante y_{in} propuestos. Posteriormente, estimar el factor de sección en función del caudal de suministro y la pendiente del canal $K_s = \frac{Q_{in}}{\sqrt{s_{canal}}}$. A partir del valor resultante, se ubica el valor de tirante y_{in} correspondiente al valor de K_s . La estimación del tirante permite estimar la velocidad máxima tangencial V_{w1} y caracterizar el resto de los elementos de los polígonos de velocidades descritos en la sección 5.2.

$$V_{in} = \frac{1}{n_{rug}} \cdot R_H^{2/3} \cdot s_{canal}^{1/2} \quad (5.7)$$

5.3.2. Selección de parámetros geométricos de la turbina

La selección se basa en tres parámetros de especial interés: la curvatura del álabe (identificada como curvatura A), el radio de impulso \vec{r} y el número de álabes en la periferia del impulsor N_b (tabla 5.2). Usualmente, la caracterización geométrica de los álabes se puede realizar de acuerdo con perfiles propuestos por diversos autores y/o coeficientes empíricos obtenidos mediante experimentación (Rai *et al.*, 2016; Nechleba, 1957; Atthanayake, 2009). Sin embargo, el modelo de turbina propuesto cuenta con escasos antecedentes similares para realizar este paso. Por lo que parte del trabajo busca definir un proceso para definir el perfil base del álabe.

Tabla 5.2. Parámetros seleccionados para el análisis geométrico de la turbina.

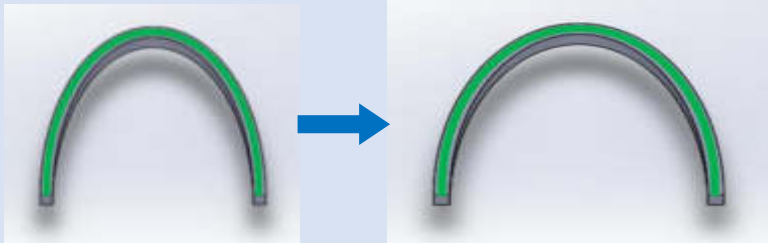

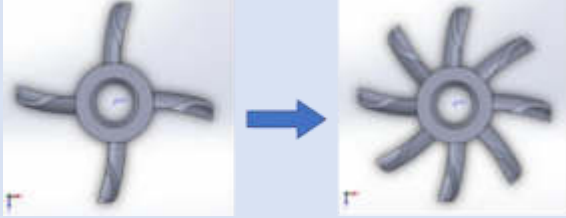
Factor geométrico	Controlable	Esquema descriptivo
Curvatura A	Si	
Radio de la turbina r_1	Si	

Tabla 5.2 Parámetros seleccionados para el análisis geométrico de la turbina (Continuación)

Factor geométrico	Controlable	Esquema descriptivo
Número de álabes N_b	Si	

5.3.2.1. Perfil característico del álabe

En el factor 1 (curvatura A) se propone aplicar una técnica utilizada en el dimensionamiento de perfiles de turbinas eólicas basado en una función integral de transformación y la teoría de curvatura uniforme continua (Wang *et al*, 2016). Propuesto por Dejan Trajkovski, el método de función integral emplea un cambio de coordenadas a partir de una ecuación similar a una circunferencia en el plano Z a un plano ζ generando una curva que representa la trayectoria del perfil del álabe (figura 5.7; Chen *et al*, 2013). El intervalo establecido para el argumento θ permite estimar un conjunto de puntos para trazar la curva del aspa, definidos mediante las ecuaciones 5.8 y 5.9. Donde x y y corresponden a la abscisa y la ordenada en el plano ζ , respectivamente. El factor $r = a \cdot e^{\varphi(\theta)}$ es el radio vector que describe la trayectoria del perfil el aspa en el plano Z, a es un coeficiente geométrico de escala, comúnmente establecido en 0.25. La función integral $\varphi(\theta)$ (ecuación 5.10) es definida como una sumatoria trigonométrica de las variables de diseño a_i y b_i de forma generalizada y basada en las series de Taylor (Tabla 5.3; Wang *et al.*, 2013). La variación de valor para las variables a_i y b_i pueden definir diferentes perfiles. En la construcción de turbinas eólicas, el argumento θ se considera en un intervalo $[0, 2\pi]$. En este caso, el intervalo del argumento θ se ajustó para cumplir las pretensiones de la formación del perfil. La geometría del perfil buscó que la interacción fluido-estructura de la turbina posea un gradiente uniforme y continuo de presión y velocidad disminuyendo el valor de pérdidas locales y por fricción (Solemslie & Dahlahug, 2014).

$$x = \left(\frac{r+a^2}{r}\right) \cdot \cos \theta \quad (5.8)$$

$$y = \left(\frac{r-a^2}{r}\right) \cdot \sen \theta \quad (5.9)$$

$$\varphi(\theta) = a_1(1 - \cos \theta) + b_1 \sin \theta + a_1(1 - \cos \theta)^2 + b_1 \sin \theta^2 + \dots + a_k(1 - \cos \theta)^k + b_k \sin \theta^k + \dots, \quad k = 1,2,3, \dots, n, \quad (5.10)$$

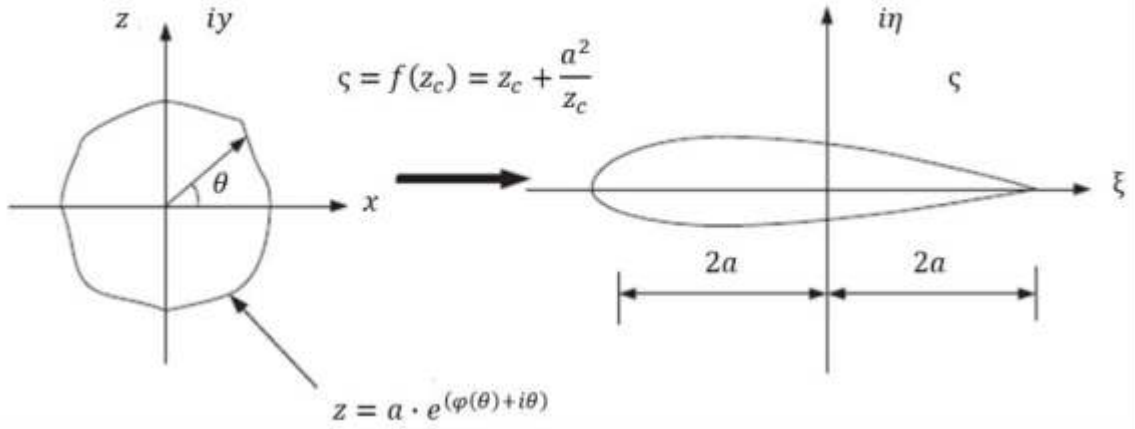


Figura 5.7. Proceso de transformación de coordenadas en una turbina eólica (Chen *et al*, 2013).

Tabla 5.3. Valores de coeficientes utilizados para estimar el factor de forma φ y el factor r .

	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3	b_3	a_4	b_4	a_5	b_5	a_6	b_6
Max	0.40	0.20	0.20	0.20	0.12	0.12	0.12	0.12	0.10	0.10	0.10	0.10
Med	0.20	0.05	0.05	0.05	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00
Min	0.00	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.1	-0.08	-0.08	-0.08	-0.01

Fuente: Wang *et al.* (2016)

5.3.2.2. Radio de impulso

El radio de la turbina (factor 2) está asociado al empuje generado por el fluido y puede ser estimado por medio de la ecuación de cantidad de movimiento angular para flujo permanente (ecuación 5.11; Fox *et al.*, 2002), donde $\overline{T_{blade}}$ representa el torque generado por los álabes [$N \cdot m$], \vec{r} es el radio de impulso de la turbina [m], \vec{V} es la velocidad del fluido definido por los polígonos de velocidades [m/s] y \vec{A} representa el área de la sección transversal del fluido [m^2]. Su valor está en función de diversas variables, tales como: el caudal disponible, la carga hidráulica, el torque y revoluciones mínimas requeridas por el generador, entre otras (Nigussie *et al.*, 2017; Nasir, 2014).

$$\overline{T_{blade}} = \int_{SC} \rho (\vec{r} \times \vec{V})(\vec{V} \cdot \partial \vec{A}) \quad (5.11)$$

En el campo de las turbinas hidráulicas tradicionales, suele ser complicado evaluar el efecto de la variación del radio de impulso. Por ejemplo, en la turbina Pelton, la boquilla es el elemento responsable de suministrar y dirigir el flujo mediante un chorro hacia el cuerpo de las cazoletas y generar el impulso para rotar. El cuerpo del impulsor suele estar en una posición fija una vez conocida el número de boquillas, la velocidad del chorro y su caudal que se rigen por la posición de las cazoletas en la periferia, por lo que el radio de la turbina Pelton queda establecido en un valor fijo (Zaw *et al.*, 2019; Zeng *et al.*, 2018). La turbina Francis, se caracteriza por operar con un flujo mixto (radial y axial) dentro de una carcasa en forma de espiral y donde el agua es dirigida por una tubería para crear las condiciones de flujo necesarias, con una presión de operación superior a la atmosférica (101 325 kPa). Por ello, su radio de impulso queda establecido por las dimensiones de la carcasa y las tuberías de entrada y salida (Mauro *et al.*, 2019; Fu *et al.*, 2016). De la misma forma, el radio de la turbina Kaplan está sujeta al tamaño de la tubería que conduce el flujo (Zivkovic *et al.*, 2018).

Sin embargo, por la infraestructura requerida y sus características geométricas, la turbina vortex posee la flexibilidad de considerar su radio de impulso como un factor de evaluación. Debido a que el diámetro del tanque no proporciona un ajustado margen para esta variable. Una cualidad similar que poseen las turbinas Banki-Mitchell (Dragomirescu & Schiaua, 2017) y Savonius (Payambarpour *et al.*, 2020) para modificar un poco su radio de impulso. Para definir el valor mínimo de radio que asegure la rotación se define en función de las condiciones del escenario mínimo de operación y el torque requerido por el generador. El radio mínimo de operación puede ser estimado mediante la ecuación 5.11 y considerando las características de operación de un generador eléctrico comercial con una producción máxima de 18 W, un control de salida de la tensión de entre 3 a 15 V, 30 revoluciones por minuto mínimas requeridas para trabajar y un caudal de $5.0 \frac{L}{s}$. El umbral máximo dependerá del comportamiento de la velocidad tangencial en el cubilete.

5.3.2.3. Número de álabes

El número de álabes (factor 3) es un parámetro que influye directamente en el torque donde un mayor número de álabes indicaría mayor valor de torque, sin embargo, esta aseveración no es completamente cierta. La abertura de los álabes puede generar pérdidas por la transición del flujo entre las cavidades (Zidonis & Aggidis, 2015). Para ello, el valor mínimo de álabes se definió como el cociente entre el torque requerido por el generador $T_{gen} [N \cdot m]$ y el generado por unidad de álabe $\overrightarrow{T}_{blade}$, que se estimó mediante la ecuación 5.12. Por otro lado, el umbral máximo se obtuvo

relacionando el radio de entrada r_1 y de salida del flujo r_2 en la turbina (Einsring, 1991; ecuación 5.13).

$$N_b = \frac{T_{gen}}{T_{blade}} \quad (5.12)$$

$$N_b = \frac{\pi \cdot r_2}{0.2 \cdot r_1} \quad (5.13)$$

5.3.3. Planteamiento del diseño de experimentos

El diseño de experimentos fue planteado con el fin de simplificar y estructurar la evaluación de configuraciones geométricas. La variación de los parámetros geométricos permite que el análisis mediante CFD tenga un sustento teórico que garantiza la fiabilidad y validez de los resultados obtenidos en cualquier etapa de simulación (López, 2021). Cada factor de interés posee tres niveles de evaluación. Considerando un diseño factorial completo (3^3) se traduce en 27 posibles propuestas del modelo de turbina, aunado a que a cada propuesta geométrica se evalúa bajo diferentes 3 escenarios de operación con CFD, el número de simulaciones incrementa considerablemente (aproximadamente 81 simulaciones), volviéndolo poco viable. Por ello, se propuso un diseño de experimentos de Plackett-Burman (Filgueiras *et al.*, 2021; Venkataraghavan *et al.*, 2020) con dos niveles por factor y dos puntos centrales para evaluar el efecto de los factores en el rendimiento de la turbina.

El diseño de Plackett-Burman es un eficiente método para identificar la significancia de sus factores y su efecto en el proceso desestimando en pequeña media la interacción entre dos factores (Thiruchelvi *et al.*, 2021). Para identificar los niveles de cada factor se utiliza la notación de signos +, - o mediante la notación de Yates con el fin de representar y calcular fácilmente los efectos principales de interés (Gutiérrez & de la Vara, 2012). Adicionalmente, para identificar cada configuración, su denominación siguió la estructura “Turbina_ *Curv*XXX_ *Rad*XXX_ *NoAlab*X”, donde ‘*Curv*XXX’ representa el perfil de álabes utilizado según su valor de coeficientes, ‘*Rad*XXX’ indica el umbral de radio de impulso y ‘*NoAlab*XXX’ indica el número de álabes en la periferia del rodete. La secuencia de experimentos (en este caso, simulaciones) fue generada mediante el software Minitab© (2021) declarando los factores geométricos seleccionados, los umbrales estimados y definiendo el enfoque de Plackett-Burman (tabla 5.4).

Tabla 5.4. Diseño de experimentos de Plackett-Burman para análisis en la turbina.

Corrida	Bloque	Curvatura A	Radio de impulso	Número de álabes
1	1	+	-	+
2	1	-	+	+
3	1	+	-	-
4	1	-	-	-
5	1	+	+	-
6	1	0	0	0
7	1	-	+	+
8	1	0	0	0
9	1	+	+	+
10	1	-	+	-
11	1	-	-	-
12	1	-	-	+
13	1	+	-	+
14	1	+	+	-

5.4. Análisis paramétrico mediante CFD

La etapa 4 evalúa el rendimiento de las diferentes configuraciones de turbinas derivadas del diseño de experimentos mediante Dinámica de Fluidos Computacional con el fin de seleccionar un modelo eficiente para su construcción y evaluación experimental. El análisis numérico es realizado con el software comercial ANSYS-CFX 2021-R2© (2021).

5.4.1. Consideraciones para la simulación de la turbina en el cubilete

La formación del núcleo de aire en el remolino se genera como resultado de la interfaz entre el régimen del campo de velocidad entre el agua y el aire (Mulligan et al., 2016). El análisis de CFD se basó en un enfoque Euleriano bifásico ocupando el mismo dominio y campo de velocidades (Khan et al., 2018). Los fluidos utilizados fueron agua y aire con las propiedades mostradas en la tabla 5.5. La temperatura de los fluidos se consideró a 25°C con una presión de referencia de

101.325 *kPa* (1 *atm*). La densidad referencial de empuje hidrostático se estableció para el caso del aire con un valor de 1.185 (kg/m^3).

Tabla 5.5. Propiedades de los fluidos utilizados en la simulación.

Parámetro físico	Agua	Aire	Unidades
Densidad	998.2	1.225	kg/m^3
Calor específico	4 182.0	1 006.43	$J/kg \cdot K$
Conductividad térmica	0.60	0.0242	$W/m \cdot K$
Viscosidad dinámica	0.001003	1.78×10^{-5}	$kg/m \cdot s$

Las ecuaciones que rigen el funcionamiento de la CFD son la ecuación de conservación de masa o continuidad (ecuación 5.14) y las ecuaciones de movimiento de Navier-Stokes (ecuaciones 5.15, 5.16 y 5.17). Las ecuaciones utilizan un alto esquema de resolución con los términos físico de advección mediante un factor de gradiente dependiente (Chongji et al., 2016). Debido a la complejidad de las ecuaciones, es extremadamente difícil obtener una solución analítica, por lo que para obtener una solución aproximada se emplean métodos numéricos. Por ello, es conveniente describir el marco del *vortex* en términos de coordenadas cilíndricas r, θ, z y las componentes de velocidad V_r, V_θ, V_z , como se muestra en la figura 5.8.

Conservación de masa

$$\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} = 0 \quad (5.14)$$

Cantidad de movimiento (*momentum*)

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} - \frac{V_r V_\theta}{r} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial V_\theta}{r \partial r} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (5.15)$$

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} + \frac{\partial P}{\rho \partial r} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{\partial V_r}{r \partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \quad (5.16)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial P}{\rho \partial r} = g + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{\partial V_z}{r \partial r} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \quad (5.17)$$

Donde:

r, θ, z : Ejes del sistema coordenado

V_r, V_θ, V_z : Componentes radial, tangencial y vertical del vector velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$

p : Presión absoluta $[Pa]$

g : Aceleración por gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

ν : Viscosidad cinemática del fluido $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

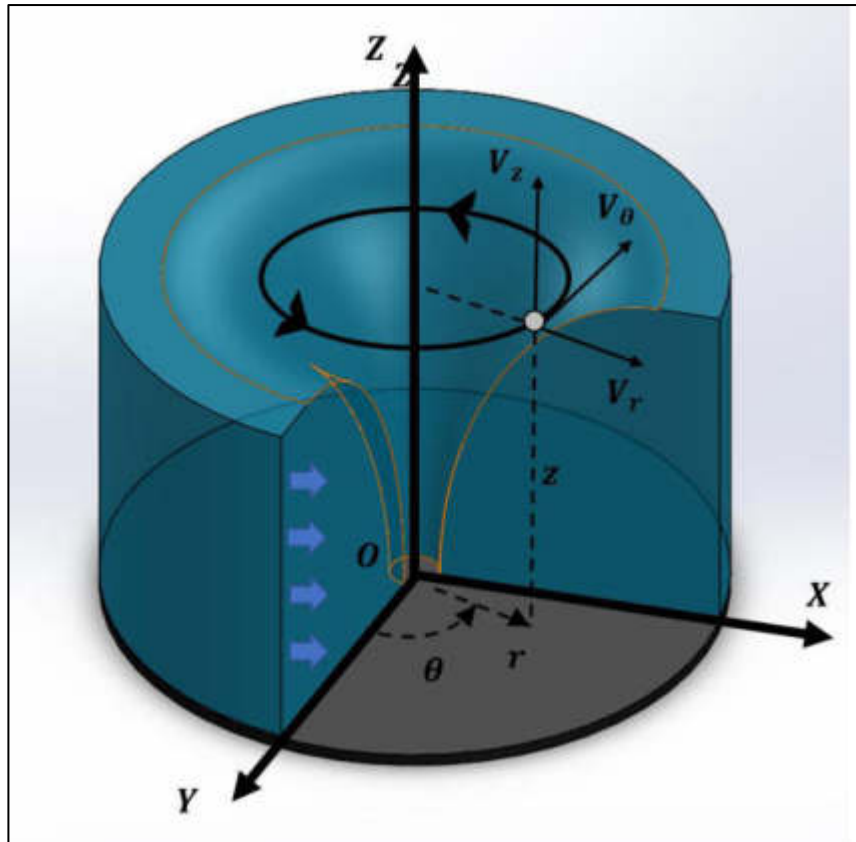


Figura 5.8. Sistema de coordenadas cilíndricas utilizado para describir el fenómeno del remolino (Edirisinghe *et al.*, 2022)

5.4.2. Definición del dominio

La figura 5.9 muestra el volumen de control que consiste en una sección del canal de entrada, el cubilete, el cuerpo de la turbina y una sección del orificio de salida utilizando el software CAD SolidWorks (2020). El volumen es dividido en dos secciones: el cubilete y la zona de fluido cercana a la turbina. La zona de la turbina es encerrada por un cilindro con un diámetro 3 cm mayor al radio de impulso estimado de la turbina, según sea el caso. En este espacio, el centro del subdominio interno es posicionado a 10 cm de altura con respecto al fondo del tanque y el volumen correspondiente es sustraído mediante la función *Boolean*. Sobre este dominio, la geometría del

rodete es importada y sustraído utilizando una segunda función *Boolean*. De esta forma, el dominio queda conformado por dos sólidos, donde por la naturaleza del fenómeno bifásico (aire-agua) se permitió el análisis de interfaces a causa del núcleo de aire (*air core*).

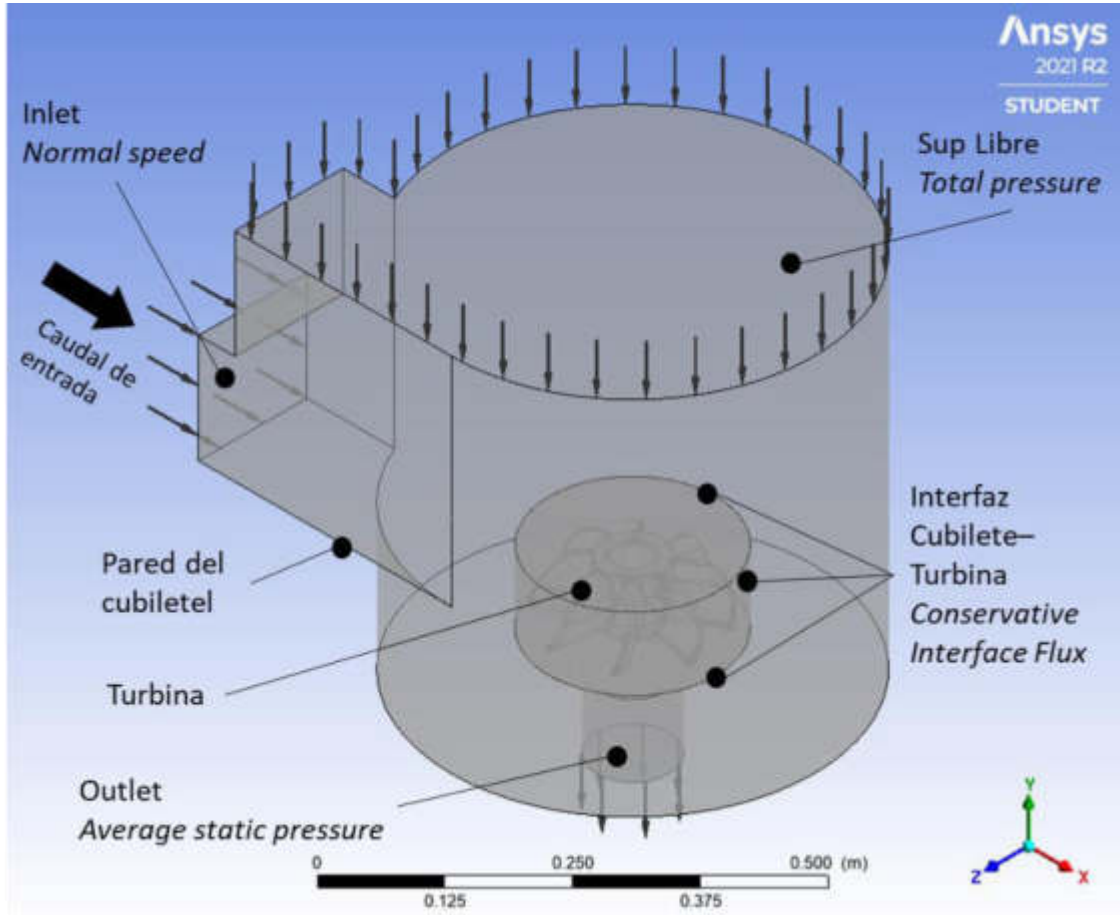


Figura 5.9. Esquema conceptual del dominio computacional y condiciones de frontera del análisis en CFD (Elaboración propia)

5.4.3. Mallado

La malla fue una de las etapas más importantes de la simulación ya que la veracidad y la convergencia de los resultados dependen mucho de los atributos y la calidad de esta. El dominio es discretizado con la herramienta *ANSYS-Meshing* utilizando el método de elementos finitos (FVM; por sus siglas en inglés) en dos mallas correspondientes al cubilete y el dominio interno cercano a la estructura. Una malla estructurada es adoptada utilizando una topología de tetraedros para ajustar la curvatura de la turbina con un tamaño medio de elemento de 15 milímetros por arista con un refinamiento de 5 milímetros al subdominio de la turbina para las turbinas con un radio menor

(-) y un refinamiento de 7.5 milímetros en el mismo subdominio para radios mayores (+; figura 5.10). Considerando que las configuraciones geométricas poseen diferente proporción entre modelos por los parámetros geométricos seleccionados, el número de elementos y nodos es variable según el tamaño de la turbina modelada.

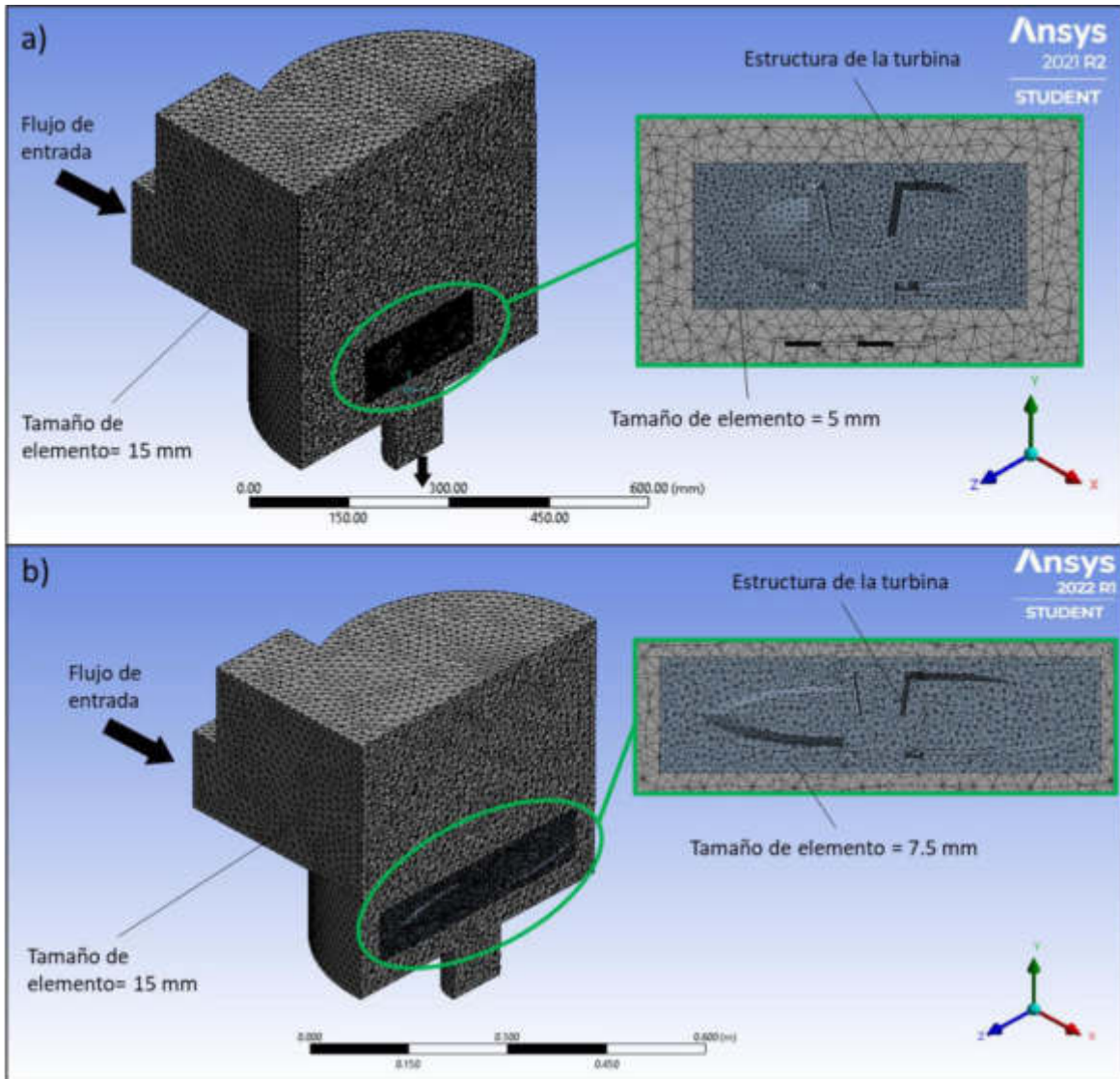


Figura 5.10. Detalle de la malla de la zona del cubilete y la turbina: a) Caso de radios menores (-) y; b) Caso de radios mayores (+).

La calidad de la malla depende del criterio del usuario, sin embargo, ANSYS-Meshing recomienda algunas escalas para asegurar que la malla se encuentre dentro de un rango aceptable de calidad para generar resultados fiables y convergencia en el proceso numérico. Los atributos descritos para la generación de la malla proporcionaron un conjunto de mallas con un índice de deformación

promedio de 0.84 (tabla 5.6). La calidad de la malla puede considerarse ‘Muy Buena’ de acuerdo con el ‘*Orthogonal Quality Mesh Metrics Spectrum*’ (figura 5.11; ANSYS Inc., 2021), la cual cuantifica la ortogonalidad de los elementos, es decir, que tan perfectamente geométricos son estos elementos.

Tabla 5.6. Número de elementos y nodos según la configuración geométrica de turbina.

Corrida	Curvatura A	Radio de Impulso	Número de álabes	Número de elementos	Número de nodos	Índice de deformación
1	+	-	+	507 421	93 671	0.8457
2	-	+	+	489 922	92 702	0.8383
3	+	-	-	468 625	86 273	0.8480
4	-	-	-	455 172	83 094	0.8488
5	+	+	-	491 264	91 990	0.8404
6	0	0	0	466 317	86 299	0.8470
7	-	+	+	456 887	86 595	0.8388
8	0	0	0	460 669	85 383	0.8415
9	+	+	+	484 924	92 047	0.8347
10	-	+	-	472 892	88 555	0.8411
11	-	-	-	500 567	91 182	0.8437
12	-	-	+	509 107	94 864	0.8414
13	+	-	+	508 993	94 863	0.8421
14	+	+	-	490 225	91 677	0.8408

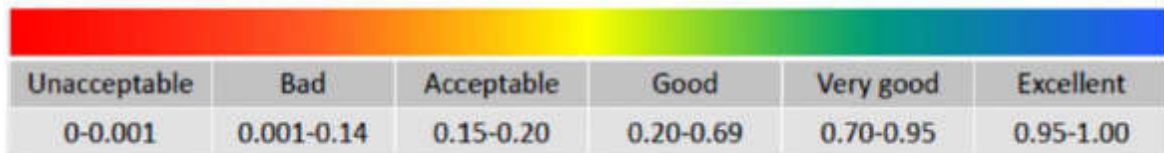


Figura 5.11. Escala de ‘*Orthogonal Quality Mesh Metrics Spectrum*’ (Gok et al., 2017).

Adicionalmente, para evaluar la precisión y convergencia del proceso numérico, se recomienda realizar una prueba de independencia en la malla variando el tamaño de los elementos y evaluando el efecto en variables de respuesta.

5.4.4. Establecimiento de parámetros de la simulación

El solucionador se estableció en gradiente de presión (“Pressure-Based Solver”) considerando un flujo incompresible ($\rho_{agua} = \text{constante}$) y Newtoniano. En este método, el campo de velocidad es obtenido de la ecuación de *momentum*. Posteriormente, la ecuación de conservación de masa es calculada resolviendo una ecuación de corrección de presión. Esta ecuación de corrección se deriva de igual manera que la del campo de velocidad, pero se corrige la presión hasta satisfacer el balance de masa.

Debido a la naturaleza del fenómeno, se consideró un flujo transitorio y bifásico utilizando la función ‘*Volume of Fluid - VOF*’, el cual es adecuado para aplicaciones donde los campos de flujo tienen una frontera/capa definida entre dos fases y utilizado ampliamente en el estudio de turbinas hidráulicas (Nishi *et al.*, 2020). El esquema de advección seleccionado fue alta resolución, aplicando el *First-order Upwind*. El fenómeno de turbulencia se estableció con el modelo matemático RNG $\kappa - \epsilon$ (*K-Epsilon*, energía cinética y su tasa de disipación) – ‘Scalable’ para la predicción de energía cinética de la turbulencia en el cubilete (Dhakal *et al.*, 2015). The turbulence model can solve the transportation problem of the development of turbulent vortex with the downstream distance, by establishing the relationship between the time-average variables and the fluctuating variables. Las condiciones de deslizamiento en la pared del tanque y una presión relativa a la salida se consideraron de 0 Pa.

La interfaz entre el dominio estacionario y el rotativo fue modelada utilizando el método de Marco de Referencia Múltiple (MRF, por sus siglas en inglés) adaptando la superficie de interfaz y permitiendo calcular la continuidad del flujo en la capa de frontera de la zona adyacente. El algoritmo ‘*General Grid Interface*’ (GGI) proporciona una función automática de ajuste que pueda presentarse con superficies no compatibles (Fu *et al.*, 2020). Contrario al método Arbitrario Lagrangiano-Euleriano (ALE), el MRF es básicamente una aproximación en el que la malla no sufre una deformación o movimiento obligado. Para preservar la transferencia de información entre las mallas generadas (Cubilete y turbina) se utiliza la función GGI (Khan *et al.*, 2018). Con respecto a la interacción de fases, el modelo de tensión superficial se planteó mediante *Continuum Surface Force* con un coeficiente de tensión superficial de 0.072 N/m , donde el agua es establecida como fluido primario y la interfaz de transferencia se define en *Free Surface*.

La tabla 5.7 muestra las condiciones de frontera establecidas para la modelación con CFD. Los diferentes valores de caudal simulan diferentes escenarios para comprender el margen de rendimiento y la respuesta de la turbina. La zona de entrada es introducida con velocidad normal y *volume fraction* $\alpha_{air} = 0$ y $\alpha_{water} = 1.0$. Estos parámetros de entrada son válidos para los casos con turbina y sin turbina en el dominio. Únicamente se considera agua en la superficie de entrada del canal (*Inlet*). La zona superior es designada como una entrada de flujo de aire (Presión estática relativa de 0 Pa) para establecer condición de superficie libre. Para la zona de salida, se declara una Presión estática promedio de 0 Pa. La inicialización del sistema se establece en un *Volume Fraction* de $\alpha_{air} = 1.0$ de aire y valores nulos de velocidad asumiendo una condición de vacío al inicio del análisis en todo el dominio. El dominio del cubilete es identificado como estacionario y el correspondiente a la turbina se definió en rotación con respecto al eje Y con una velocidad de 30 rpm para los casos de radio máximo (+) y 60 rpm para los modelos con radio mínimo (-). El periodo de rotación (*Timestep*) es establecido en 0.025 segundos. El periodo de análisis del fenómeno se planteó en 20 segundos de operación para alcanzar un nivel de estabilización en los valores de flujo masico en las zonas de entrada y salida (continuidad).

Tabla 5.7. Valores utilizados de las condiciones de frontera en el análisis mediante CFD.

Boundary	Condición de frontera	Elemento	Parámetro	Valor
Inlet	Normal speed Fluido: Agua	Canal de entrada	Velocidad del flujo en la zona del canal	$Q_{in} = 5.0 \text{ l/s}$ $V_{in} = 0.222 \text{ m/s}$
				$Q_{in} = 7.5 \text{ l/s}$ $V_{in} = 0.333 \text{ m/s}$
				$Q_{in} = 10.0 \text{ l/s}$ $V_{in} = 0.444 \text{ m/s}$
Free surface	Total pressure (stable) Fluido: Aire	Plano superior en el tanque (superficie libre)	Volumen de aire dentro del dominio	0 Pa Turbulence Intensity = 5.0%
Outlet	Average static pressure	Tubería de salida (Dentro del tanque)	Descarga a presión atmosférica	0 Pa Pressure Profile Blend = 0.05
Basin wall	No slip – Stationary wall	-	-	-
Turbine wall	No slip – Stationary wall	-	-	-

5.4.5. Estimación de eficiencia mecánica

Como parte del análisis paramétrico, se requiere establecer indicadores que permitan cuantificar el rendimiento y el estado del sistema según las condiciones de trabajo durante la modelación numérica y, posteriormente, la validación mediante pruebas experimentales. En las turbinas impulsadas por un remolino, las características geométricas y dimensiones de la turbina tienen un impacto significativo en la estructura del remolino, principalmente en el núcleo de aire y su altura y, por ende, en la cantidad de energía disponible. La forma de los álabes redirecciona la trayectoria del flujo facilitando su salida por el orificio en el fondo del (Bajracharya *et al.*, 2020). Por ello, uno de los indicadores del sistema es la altura del remolino H_v [m]. La eficiencia del sistema es un parámetro de sumo interés en el presente trabajo. La cual se divide en dos partes: la eficiencia mecánica de la turbina η_t y la eficiencia de producción eléctrica η_g . La estimación de eficiencia es posible de realizar relacionando la cantidad de energía disponible con la energía aprovechada en diferentes puntos del proceso de operación.

La potencia esperada o teórica P_t [W] puede ser estimada mediante la ecuación 5.18. Donde, ρ es la densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$, g es la constante de gravitación universal $\left[\frac{m}{s^2}\right]$, Q es el caudal suministrado en el canal de entrada $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ y H_n es la carga hidráulica neta siendo la suma de la altura del remolino H_v y la columna de agua equivalente de energía cinética, representada por la velocidad del flujo a la entrada del cubilete V_{in} (ecuación 5.19; Nishi *et al.*, 2020). Por principio de continuidad, la velocidad de entrada V_{in} puede ser estimada a partir del ancho del canal de entrada b_{in} y la altura alcanzada por la superficie libre del cauce h_{in} (ecuación 5.20). Para el flujo en el canal abierto, se considera inicialmente un flujo constante de $5.0 \frac{L}{s}$ como escenario mínimo y un máximo de $10.0 \frac{L}{s}$ (Khan *et al.*, 2018).

Por otro lado, la energía mecánica proporcionada por el eje de la turbina P_s [W] (ecuación 5.21) puede ser estimada como el producto del torque generado T_s [$N \cdot m$] y la velocidad angular ω_t [rad/s] (ecuación 5.22). Donde, \vec{r} es el radio de impulso [m], \vec{V} es la velocidad del fluido definido por los polígonos de velocidades [m/s], \vec{A} es el área de la sección transversal del fluido [m^2] y N es el número de revoluciones por minuto alcanzadas. De esta forma, conociendo potencia mecánica y la potencia teórica en función de su radio de impulso, es posible determinar la eficiencia de la turbina (ecuación 5.23), así como la interacción y efectos principales de los factores. Según las

pretensiones de este proyecto, se buscó analizar el comportamiento de todas las variables descritas en función del valor del radio de impulso \vec{r} .

$$P_t = \rho \cdot g \cdot Q_{in} \cdot H_n \quad (5.18)$$

$$H_n = h_v + \frac{V_{in}^2}{2g} \quad (5.19)$$

$$V_{in} = \frac{Q_{in}}{b_{in} \cdot h_{in}} \quad (5.20)$$

$$P_s = T_s \cdot \omega_t \quad (5.21)$$

$$\omega_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad (5.22)$$

$$\eta_t = \frac{P_s}{P_t} = \frac{T_s \cdot \omega_t}{\rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q_{in}} \quad (5.23)$$

5.5. Construcción de prototipos seleccionados

La etapa 5 (Construcción de prototipos) tiene como objetivo manufacturar el modelo seleccionado de acuerdo con los resultados de la etapa 4. La construcción del sistema se puede dividir en dos secciones principales: el cubilete y la turbina. La sección del cubilete incluye el tanque cilíndrico, una sección de canal a superficie libre con perfil rectangular, el orificio de salida y una base para el generador eléctrico. El material utilizado para su construcción es acrílico de 6 milímetros de espesor debido a sus propiedades mecánicas, fácil acceso comercial y facilitar la visualización el flujo en todo el sistema. Las dimensiones del cubilete están sujetas a los resultados del análisis de la etapa 3. La base del generador debe ser rígida para resistir el momento de inercia debido a la velocidad rotacional rodete y soportar parte de la carga hidráulica. Lo cual es necesario utilizar acero comercial.

5.5.1. Lineamientos de impresión tridimensional

En el caso de la turbina, se aplicó un método de manufactura flexible debido a la compleja geometría de los álabes y la estructura en general, como lo es la impresión tridimensional (Takagi *et al.*, 2014). La figura 5.12 muestra la descripción básica del proceso para la construcción de una pieza a partir de un modelo 3D producido en algún software especializado de diseño. El tipo de impresión es un proceso de manufactura aditivo donde el material (polímero, metal, cerámica, etc.) es calentado e inyectado sucesivamente por una o varias boquillas sobre una placa, capa por capa, generando la

estructura gradualmente. El material es calentado ligeramente por encima de su punto de fundición para su rápida solidificación en la placa (Sagias *et al.*, 2018). Existen diversos tipos de impresión con diferentes características, como: Inyección Aglutinante (*BI*, por sus siglas en inglés), Sinterizado Selectivo por Laser (*SLS*), Laminado de Objetos (*LOM*), entre otros. Para este proyecto, se empleó Modelación mediante Deposición de Material fundido (*FDM*). Este tipo de impresoras cuenta con gran variedad de dispositivos mercado y una interfaz de fácil manejo para el usuario (Jandyal *et al.*, 2022). La aplicación de esta tecnología en turbomáquinas proporciona ventajas como (Takagi *et al.*, 2014):

- 1) Las deficiencias y fallas de diseño pueden ser identificadas en una etapa temprana y
- 2) Rotores con diferentes formas y geometrías pueden ser construidos con un bajo costo y reducido tiempo, permitiendo correr una mayor cantidad de experimentos.

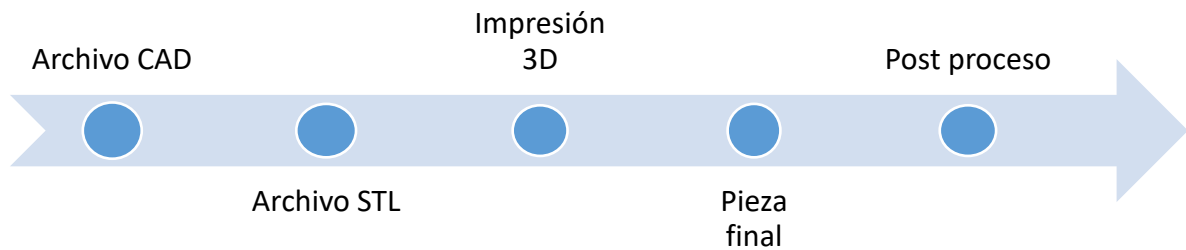


Figura 5.12. Proceso básico para la manufactura de una pieza 3D.

El modelo de impresora utilizado es marca Ultimaker con una boquilla y una cama de calentamiento de hasta 120°C. El grado de precisión de la impresora es de 0.2 milímetros. La tabla 5.8 muestra los parámetros utilizados para la impresión de los modelos. La generación del código de impresión se realiza en el software especializado Cura (figura 5.13; Ultimaker BV, 2022). La selección de material depende de sus propiedades mecánicas y su resistencia al agua. Principalmente, una buena resistencia a la tracción, calidad superficial y uso en entornos domésticos e ingenieriles. Para ello, se optó por PLA (Ácido Poli Láctico) de acuerdo con la experiencia adquirida de trabajos previos (Zamora, 2019), su accesibilidad comercial y baja expansión térmica (poco o ninguna deformación; Prusament, 2018). La tabla 5.9 algunas de las propiedades físicas y mecánicas del PLA.

Tabla 5.8. Parámetros para impresión 3D de los modelos.

Parámetro de impresión	Valor asignado
Densidad	20%
Altura de capa	0.2 mm
Espesor de carcasa	1.5 mm
Velocidad de boquilla	30 mm/s
Temperatura de la placa	60 °C
Temperatura de fundición	195 °C
Patrón de estructura	Hexagonal

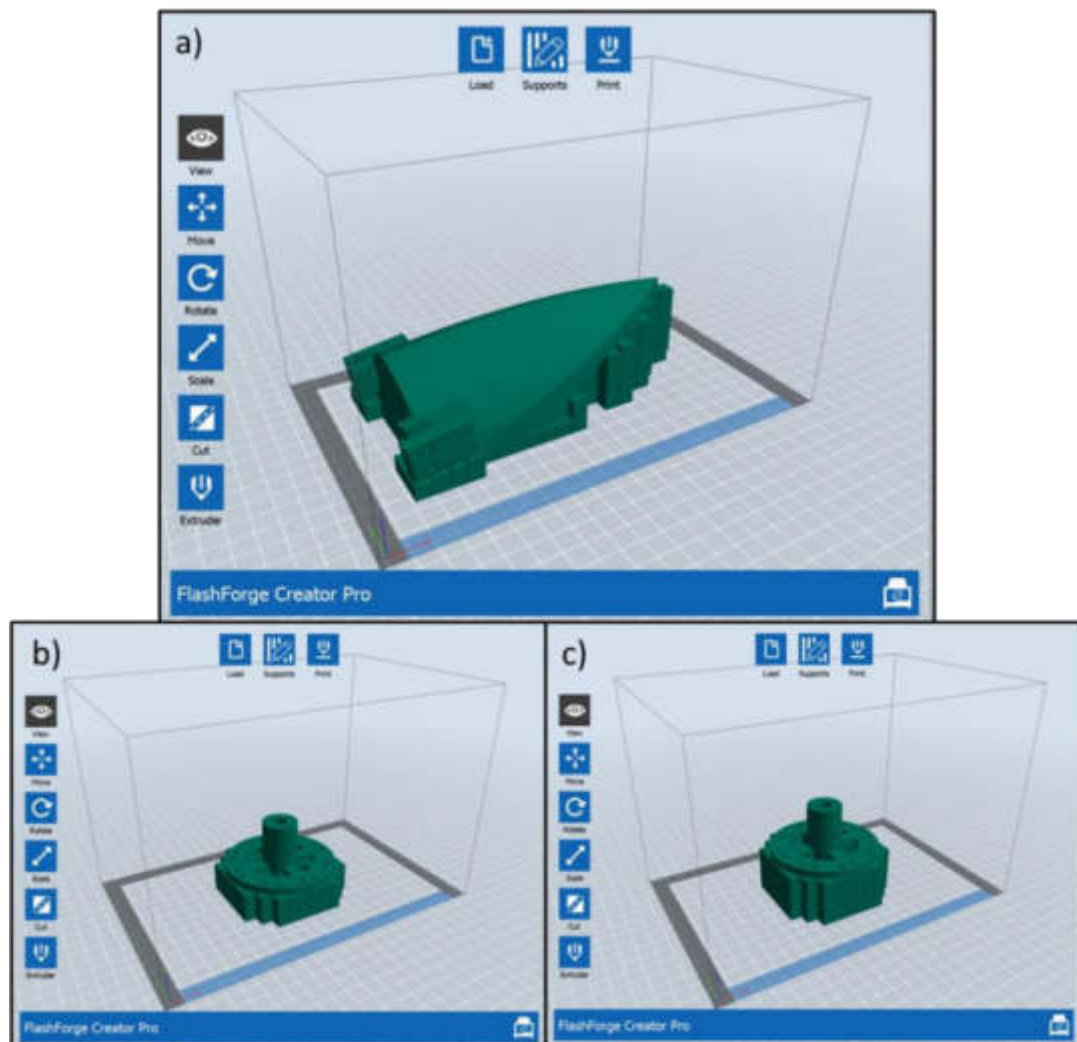


Figura 5.13. Visualización de la impresión de los elementos de la turbina: a) Álabes, b) Rotor Inferior y, c) Rotor superior.

Tabla 5.9. Especificaciones de Ácido Poli láctico (PLA) utilizado en impresoras 3D.

Material	Propiedad Mecánica	Valor	Unidades	Método
PLA (Ácido Poli Láctico)	Temperatura de fusión máxima	145-160	$^{\circ}C$	ISO 11357
	Densidad	1.24	$\frac{g}{cm^3}$	ISO 1183
	Módulo de Young (Elasticidad)	2.4	GPa	ISO 527-1
	Relación de Poisson	0.36	-	-
	Rendimiento de tracción	59.3	MPa	ISO 527-1
	Elongación en el punto de rendimiento	3.2	%	ISO 179-1

Fuente: Prusament, 2018.

5.6. Evaluación experimental del sistema

Esta etapa busca evaluar en laboratorio el rendimiento del modelo seleccionado por CFD bajo diferentes escenarios de operación (variando los valores de carga hidráulica y caudal, principalmente). La fase experimental fue desarrollada en el tanque de aforos volumétrico del Laboratorio de Hidráulica del Instituto de Ingeniería Civil de la UANL. El modelo fue instalado en la salida de una placa con un orificio de 4 pulgadas de diámetro, donde una reducción de 4 a 3 pulgadas y un codo de 90° dirigido fue acondicionada hacia el inicio del canal rectangular. Las figuras 5.14 y 5.15 muestran los esquemas de la instalación del sistema de acuerdo con las características geométricas del tanque, el sistema de bombeo, la posición del cubilete, la turbina y el generador. El sistema es alimentado por una bomba con una capacidad de bombeo nominal de $12.0 \frac{l}{s}$ y regulado por una válvula de asiento manual. La válvula permite asegurar un tirante h_{tn} constante dentro del tanque proporcionando una variación mínima de caudal en el orificio de la placa. El flujo saliente del cubilete es recirculado a la bomba por una tubería de retorno.

Para mantener el control del suministro, se realizó la lectura de caudal en dos puntos: la zona del canal de entrada y en la zona del vertedor triangular a la salida del tanque. Por principio de continuidad, el flujo de entrada Q_{in} en el canal es equivalente al flujo saliente en el vertedor triangular. La estimación del caudal en la zona del canal se estimó mediante la ecuación de flujo volumétrico (ecuación 5.24) siendo el producto del área hidráulica $A_h [m^2]$ en el canal de sección rectangular y la velocidad del caudal $V_{in} [m/s]$ (White, 2011). En el caso del área hidráulica, el ancho del canal es constante ($b_{in} = 0.15 m$), el tirante y_{in} depende el caudal suministrado en cada

prueba y es medido con una cinta métrica. La velocidad del agua V_{in} es medida mediante un molinete digital.

$$Q_{in} = V_{in} \cdot A_h = V_{in} \cdot (b_{in} \cdot y_{in}) \quad (5.24)$$

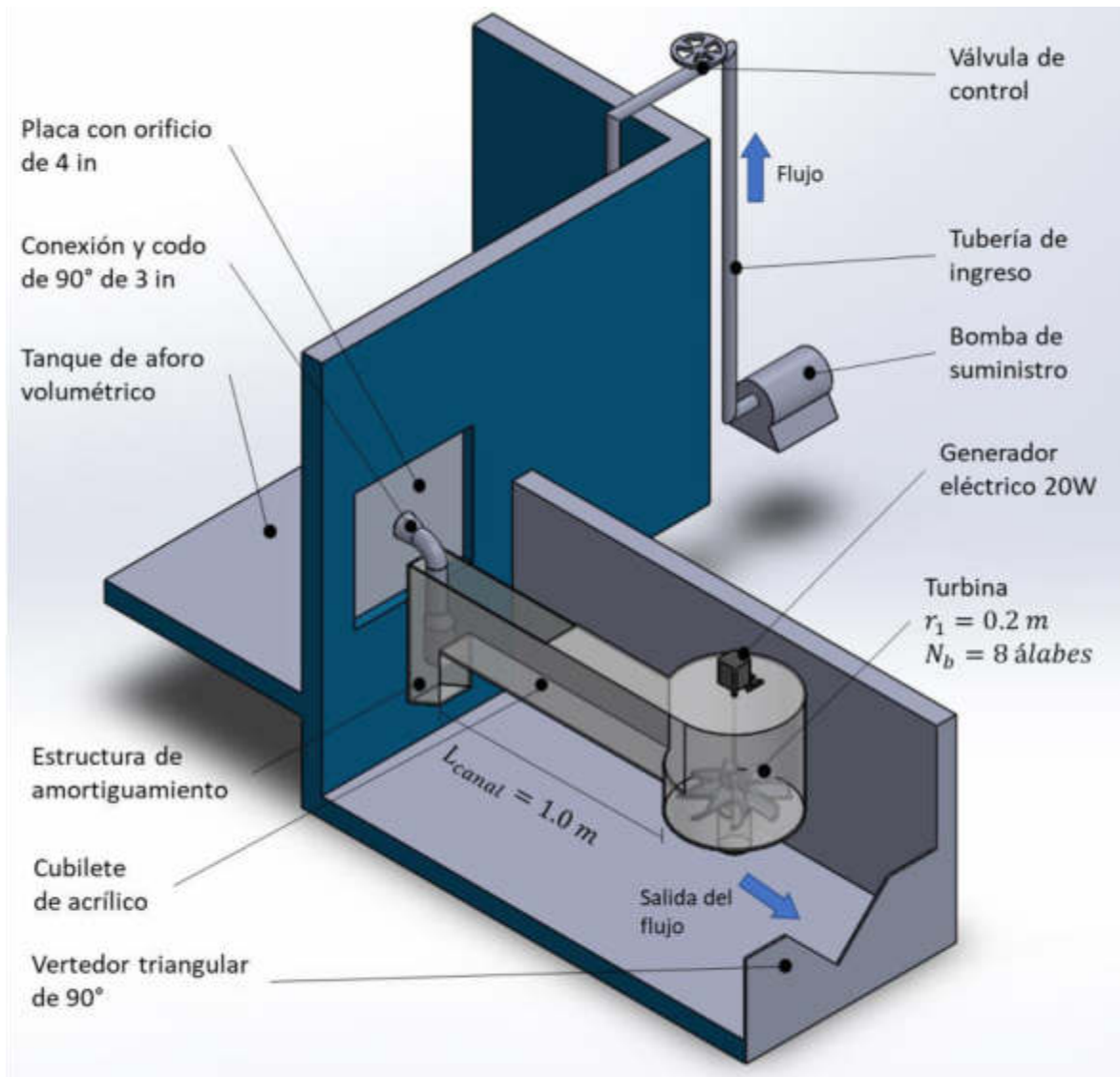


Figura 5.14. Esquema general de la configuración experimental de la micro central.

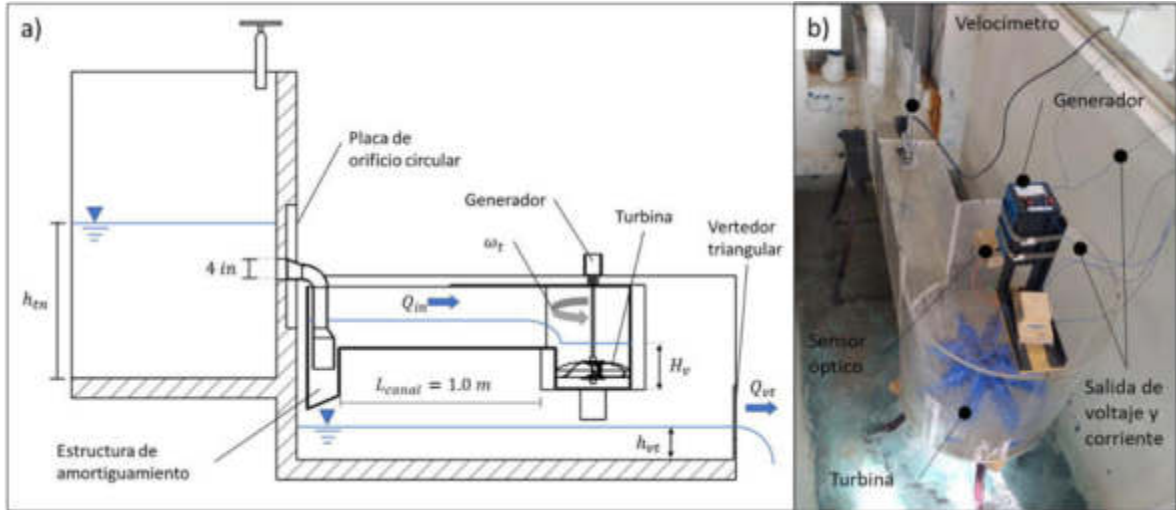


Figura 5.15. a) Esquema experimental de la GWVT; b) Instalación experimental de la GWVT.

5.6.1. Estimación de eficiencia eléctrica y registro de parámetros de respuesta

El eje de la turbina se encuentra conectado al generador transformando la energía mecánica en eléctrica. El generador posee una potencia máxima de 20W con un rango de voltaje de 3-15V y opera con corriente directa (CD) a la salida. La potencia eléctrica del generador P_g (ecuación 5.25) está dada por el producto del voltaje V_{gen} [V] y la corriente eléctrica I_{gen} [A]. De esta forma, la eficiencia eléctrica se representa como el cociente de la energía eléctrica P_g con la energía mecánica proporcionada por la flecha de la turbina P_t (ecuación 5.26; Agar & Rasi, 2008). Por otro lado, la producción eléctrica puede estimarse en función de la energía a la salida del generador y el tiempo de operación t_m (ecuación 5.27).

$$P_g = V_{gen} \cdot I_{gen} \quad (5.25)$$

$$\eta_g = \frac{P_g}{P_t} = \frac{V_{gen} \cdot I_{gen}}{T_s \cdot \omega_t} \quad (5.26)$$

$$E_{acc} = P_g \cdot t_m = V_{gen} \cdot I_{gen} \cdot t_m \quad (5.27)$$

El registro y lectura de las variables, como voltaje generado V_{gen} [V], la corriente eléctrica producida I_{gen} [A] y número de revoluciones por minuto de la turbina N , se realiza mediante un circuito electrónico construido específicamente para este fin (figura 5.16). El circuito consta de tres partes principales: a) tarjeta microcontrolador tipo Arduino UNO, b) un conjunto de sensores para la medición de los parámetros (voltaje FZ0430, corriente eléctrica MLM620606251 y revoluciones por

minuto MLM625089741) y; c) enlace a computadora para registro de datos. Los datos son desplegados en un archivo con formato '.csv' y su manejo más simplificado en un base de datos.

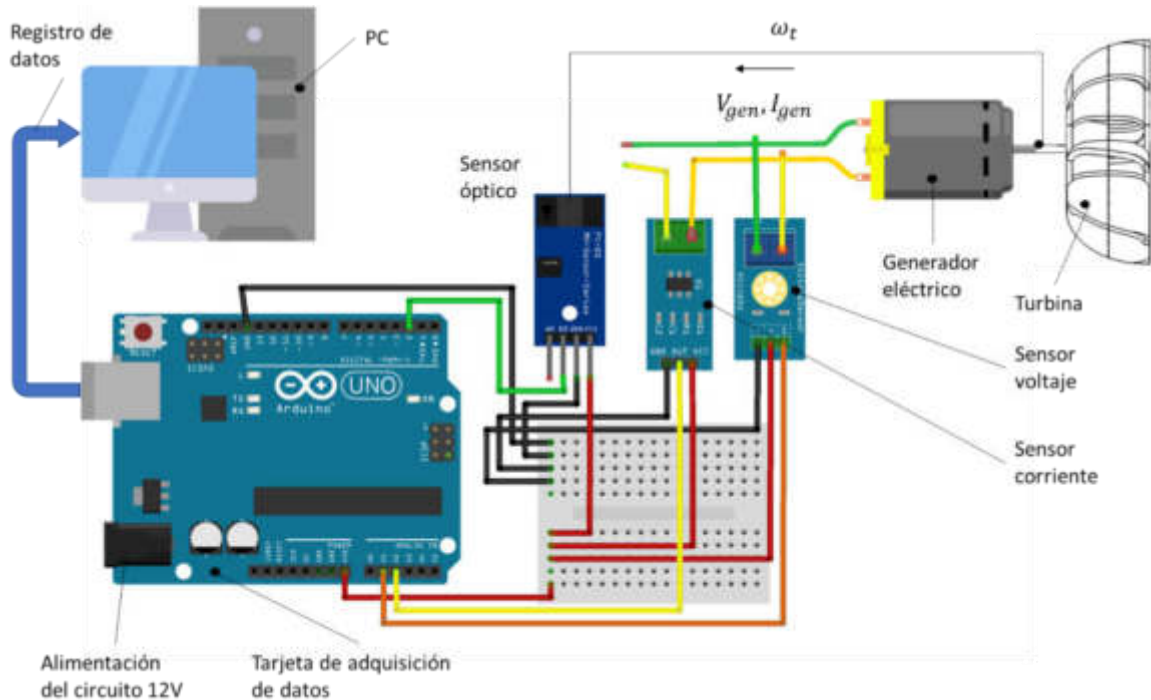


Figura 5.16. Esquema general del sistema electrónico para monitoreo de parámetros de operación (Elaboración propia).

5.7. Validación de condiciones de operación

5.7.1. Validación estadística de resultados experimentales y numéricos

La etapa 7 (Validación de condiciones de operación particulares), analiza y define el régimen de operación de acuerdo con los resultados obtenidos en la etapa numérica y experimental. La validación de los resultados permite corroborar la precisión de la modelación numérica con el fenómeno físico (Orych *et al.*, 2021). Usualmente, la validación de resultados numéricos en turbinas hidráulicas se realiza comparando directamente parámetros tales como: torque, energía producida y eficiencia (Bajracharya *et al.*, 2020; Nigussie *et al.*, 2017). Sin embargo, existen funciones objetivo con un enfoque estadístico que permiten conocer el grado de ajuste y medir la certidumbre entre los valores numéricos $V_{num\ i}$ y los observados experimentalmente $V_{exp\ i}$ (Guerra-Cobián, 2007). Este tipo de funciones son utilizados en diferentes campos para asegurar la fiabilidad de modelos matemáticos aplicados en hidrología, Sistemas de Información Geográfica (GIS) y procesos de

producción como herramientas de calidad (Villón, 2006). Para evaluar los atributos de energía de la turbina, se seleccionaron cinco funciones objetivo (tabla 5.10): Error medio absoluto (EMA), Error relativo cuadrático medio (ERCM) y el Sesgo residual (BIAS) y la Raíz del error relativo medio cuadrático (RMSE). Todas las funciones, a excepción del EMA y BIAS, son adimensionales. El coeficiente BIAS es una medición de la “exactitud” y representa el error sistemático del sistema (en este caso, del planteamiento de la modelación numérica); el RMSE (también conocido como raíz de la desviación cuadrática media) y ERCM mide la cantidad de error entre dos conjuntos de datos, y; la eficiencia de Nash-Sutcliffe que evalúa el poder reproductivo comparando la varianza residual (numérico) con la variación de los datos experimentales (Zhang *et al.*, 2021; Vázquez & Feyen, 2003).

Tabla 5.10. Criterios estadísticos para la verificación de resultados de la micro central hidroeléctrica.

Función objetivo	Criterio estadístico	Valor óptimo	Rango
Error medio absoluto	$EMA = \frac{\sum_{i=1}^n V_{exp i} - V_{num i} }{n}$	$EMA = 0.0$	$0.0 \leq EMA$ $(0, \infty)$
Error relativo cuadrático medio	$ERCM = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{V_{exp i} - V_{num i}}{V_{exp i}} \right]^2$	$ERCM = 0.0$	$0.0 < ERCM$ $(0, \infty)$
Raíz del error relativo medio cuadrático	$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (V_{exp i} - V_{num i})^2}{n}}$	$RMSE = 0.0$	$0.0 \leq RMSE$ $(0, \infty)$
Nash-Sutcliffe	$NSE = 1 - \left[\frac{\sum_{i=1}^n (V_{exp i} - V_{num i})^2}{\sum_{i=1}^n (V_{exp i} - \bar{V}_{exp})^2} \right]$	$NSE = 1.0$	$-\infty < NSE < 1.0$ $(-\infty, 1.0)$
BIAS	$BIAS = \frac{\sum_{i=1}^n (V_{exp i} - V_{num i})}{n}$	$BIAS = 0.0$	$-\infty < BIAS < \infty$ $(-\infty, \infty)$

Fuente: Guerra-Cobián (2007); Vázquez & Feyen (2003).

5.7.2. Velocidad específica

La velocidad específica Ω_{esp} (ecuación 5.28) es un parámetro que permite clasificar de forma numérica asignando a toda la familia de turbinas geoméricamente semejantes un número específico de revoluciones (Mataix, 2008). Es decir, este indicador permite conocer al diseñador o usuario el número de revoluciones por minuto que da una turbina que desarrolla la unidad de potencia trabajando la unidad de carga (similar a un escalamiento o proyección). Por ejemplo, las turbinas Pelton suelen tener un rango de velocidad específica de 0.05 – 0.25 y con una eficiencia

aproximada de 90%. Mientras que Francis y Kaplan operan en un rango de 0.4 – 2.2 y 1.8 – 5.0, respectivamente (figura 5.17; Dixon, 2005). Esto se debe a que el rodete de las turbinas hidráulicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de operación de la central hidroeléctrica (carga hidráulica, caudal, presión, etc.; Mataix, 2008). Para el caso de la turbina propuesta, su estructura híbrida plantea un rango similar o intermedio al de las turbinas Pelton y Francis. Dicha aseveración se determina a partir de los resultados experimentales y numéricos.

$$\Omega_{esp} = \frac{\Omega \sqrt{P/\rho}}{(gH_n)^{5/4}} \quad (5.28)$$

Donde:

Ω : Velocidad angular $\left[\frac{rad}{s}\right]$

P : Potencia entregada por el rodete $[W]$

ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

g : Constante de gravitación universal $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

H_n : Carga hidráulica neta $[m]$

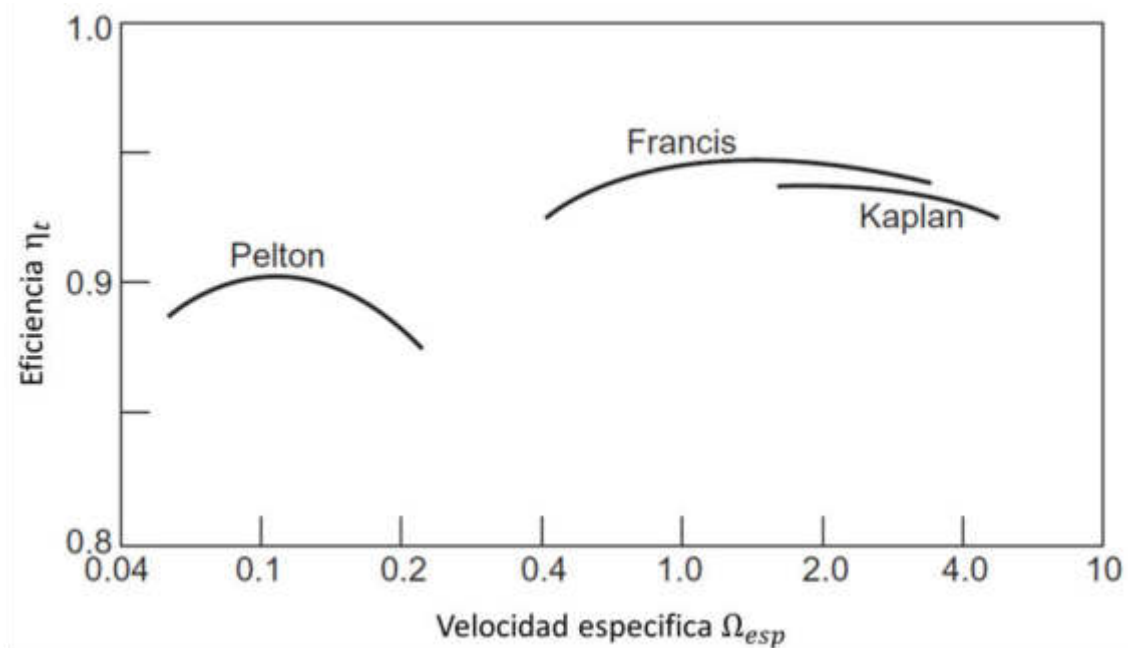


Figura 5.17. Puntos de diseño típicos de eficiencia de turbinas Pelton, Kaplan y Francis (Dixon. 2005).

5.7.3. Propensión a cavitación en la micro central

Parte del diseño de una turbomáquina incluye analizar la presencia de agentes y/o fenómenos que puedan afectar su rendimiento. Uno de los fenómenos más estudiado y que puede afectar la integridad y el rendimiento en estos sistemas es la cavitación (Freitas *et al.*, 2015; Singh *et al.*, 2010). De acuerdo con Knapp *et al.* (1970), la cavitación es definida como la caída local de presión en el fluido por debajo de la presión de vapor de saturación en la temperatura local ocasionando la evaporación de fracciones del fluido y la formación de burbujas de vapor en esta zona de baja presión. Las burbujas colapsan contra la estructura del rodete donde se presenta una mayor presión (fase líquida) induciendo el desgaste del material por efecto de erosión, socavando gradualmente la superficie (figura 5.18; Jain *et al.*, 2016). Como cualquier máquina hidráulica, el modelo puede ser propenso a este tipo de fenómenos. Por lo que, un análisis de cavitación permitirá estimar la presencia de estructurales en la estructura y plantear periodos de mantenimiento.

En el caso de las micro centrales hidroeléctricas, el efecto de la cavitación tiene una proporción menor comparada con grandes centrales hidroeléctricas debido a trabajar a una presión cercana a la atmosférica (superficie libre) y cargas hidráulicas no mayores a 10.0 m (Hatata *et al.*, 2019). Sin embargo, como en todo sistema hidráulico, la presencia de cavitación puede cuantificarse mediante el coeficiente adimensional de Thoma σ (ecuación 5.28; Escaler *et al.*, 2006). Donde, H_{atm} es la carga equivalente generada por la presión atmosférica [m], H_{dif} es la carga equivalente de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del agua [m], H_s es la diferencia de elevación entre el centro de línea de la turbina y la descarga de agua [m] y H_n es la carga hidráulica neta [m]. A partir de los resultados obtenidos mediante CFD es posible estimar si bajo las condiciones propuestas es posible la formación de burbujas que afecten la estructura de la turbina.

$$\sigma = \frac{H_{atm} - H_{dif} - H_s}{H_n} \quad (5.28)$$

Considerando las características del factor de Thoma, las variables H_{atm} , H_{dif} y H_s presentan valores constantes. La carga equivalente generada por la presión atmosférica fue estimada considerando el valor de las mediciones reportadas (1 016.2 hPa) en la zona Metropolitana de Monterrey (MeteoRed, 2022), con una carga equivalente a $H_{atm} = 103.59 m$. La diferencia de elevación entre el centro de la turbina y la descarga de agua fue de 0.1 m. Para la carga equivalente de vapor de saturación en función de la temperatura fue de 0.32 m, considerando una temperatura

ambiental de referencia de 25 °C. Por lo que, la estimación del coeficiente de Thoma está en función de la carga hidráulica neta producida por el caudal suministrado.

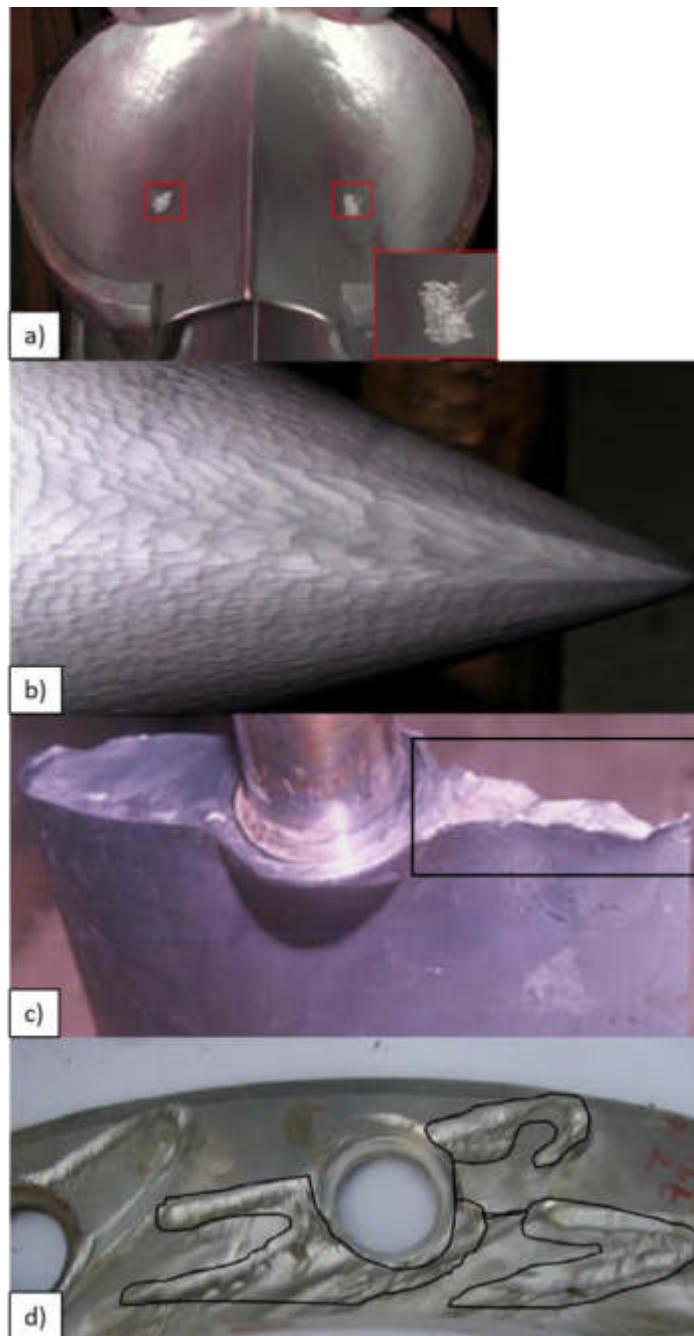


Figura 5.18. Efectos de cavitación en diferentes tipos de turbomáquinas: a) Daño puntual en un *bucket* de turbina tipo Pelton; b) Daño global en la superficie de una aguja de boquilla; c) Desgaste en la base soporte de un álabe guía de turbina Francis; d) Daño en el anillo de un rotor de bomba centrífuga.

Para una operación segura (libre de cavitación) en la turbina, el valor σ debe ser mayor al valor crítico proporcionado por las condiciones de presión absoluta y la presión de evaporación del agua en función de la temperatura. El valor de este parámetro es definido por el coeficiente empírico σ_c (ecuación 5.29), aplicable para diferentes tipos de turbinas y que se encuentra en función de Ω_{esp} , que a su vez está dada por las condiciones de operación (Gohil & Saini, 2014). Por lo que, se puede realizar un seguimiento del coeficiente de forma global o para específicas zonas superficiales en los álabes, el rotor o puntos de sujeción.

$$\sigma_c = 0.28 + \left[\left(\frac{1}{75} \right) \left(\frac{\Omega_{esp}}{380.78} \right) \right]^3 \quad (5.29)$$

Sin embargo, es difícil garantizar la completa eliminación de este fenómeno. Sin embargo, la cavitación puede mantenerse dentro de límites aceptables por medio del monitoreo de este tipo de parámetros.

6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El siguiente capítulo presenta y discute los resultados obtenidos durante el proceso de diseño y análisis de rendimiento de una turbina eficiente con una propuesta innovadora de álabe con la metodología descrita en el capítulo 5. Los resultados incluyen la caracterización y la estimación del perfil característico del álabe, la comparación de resultados de forma experimental y mediante modelación numérica y la estimación de parámetros convencionales del funcionamiento de turbomáquinas. Adicionalmente, los alcances y limitaciones del modelo propuesto son discutidos durante el desarrollo del proyecto.

6.1. Caracterización geométrica de la turbina

La primera etapa consistió en caracterizar la propuesta geométrica de la turbina. A partir de la revisión de literatura, se analizaron las características de los distintos tipos de turbinas (principalmente la geometría de cada elemento y su relación para aprovechar el empuje generado por el fluido y transformarlo en energía mecánica), las condiciones a las que operan (carga hidráulica, caudal, tipo de flujo, etc.), la infraestructura requerida, entre otros aspectos. De este análisis, se consideró que la turbina Pelton posee una mayor capacidad de resistir variaciones en el flujo, un atributo de importante interés para las pretensiones del proyecto. Las unidades en la periferia utilizados en la turbina Pelton (conocidos como cazoletas) no son viables para el tipo de flujo generado en el cubilete. En cambio, las turbinas Francis y Kaplan poseen álabes con una geometría más adecuados para aprovechar la aceleración del fluido e impulsar la geometría. Una cualidad que se busca acoplar a la turbina propuesta.

Por ello, a partir de los atributos geométricos y de operación identificados se planteó una propuesta geométrica con un cuerpo de rotor similar al de una turbina Pelton, pero modificando la naturaleza de los álabes para aprovechar la velocidad tangencial generada por el remolino (figura 6.1). Además, la forma de la pared de los álabes pretende generar un corte gradual en el flujo para evitar la formación de turbulencia o vórtices que afecten la eficiencia de absorción de energía. En cambio, en las turbinas Francis y Kaplan los álabes poseen una curvatura uniforme que aprovecha la aceleración del fluido convirtiéndolo en trabajo mecánico, pero requieren una importante infraestructura y son propensas a cavitación y erosión por operar a altas presiones.

La propuesta de geometría plantea un cuerpo de rotor similar al de la turbina Pelton donde los álabes se encuentran sujetos en la periferia. En ese sentido, los álabes son los elementos

responsables de absorber la energía cinética y potencial del flujo para producir el impulso necesario que le permita rotar a la turbina. La forma del álabe está diseñada para generar un corte gradual en el flujo y disminuir la formación de turbulencia o vórtices que afecten la eficiencia. Adicionalmente, como medida preventiva, se considera un orificio en el centro del rotor que permita el paso de agua para escenarios donde las cavidades entre álabes no proporcionen la salida suficiente para mantener la estructura del remolino y su dinámica de operación. En términos generales, la turbina comparte diversos rasgos geométricos de turbinas tradicionales (considerando el mismo concepto de turbina híbrida). El principal diferenciador es la forma del álabe con una hoja cerrada y un corte que promueve el contacto entre la pared y el fluido sin alterar el flujo significativamente. Por lo que determinar el número adecuado de estos es un factor importante para su construcción.

De acuerdo con las características descritas, se pretende que el modelo sea capaz de operar en un amplio margen de valores de carga hidráulica, caudal y bajo flujos de trabajo tangenciales y mixtos, mostrar una importante resiliencia ante escenarios críticos o fuera de diseño (turbulencia, flujos no estacionarios, entre otros.) y mantener una adecuada y estable tasa de eficiencia. La evaluación mediante CFD y experimentalmente permitirán definir los alcances de estas conjeturas. Al compartir el cuerpo de una turbina Pelton podría ser viable la opción de operar mediante boquillas en lugar de un cubilete. Un atributo que le genera un valor agregado al diseño para adaptarse a dos posibles configuraciones de trabajo. Adicionalmente, la propuesta de una geometría alternativa de turbina hidráulica busca innovar dentro del sector energético como una opción viable para la generación de energía renovable a superficie libre.

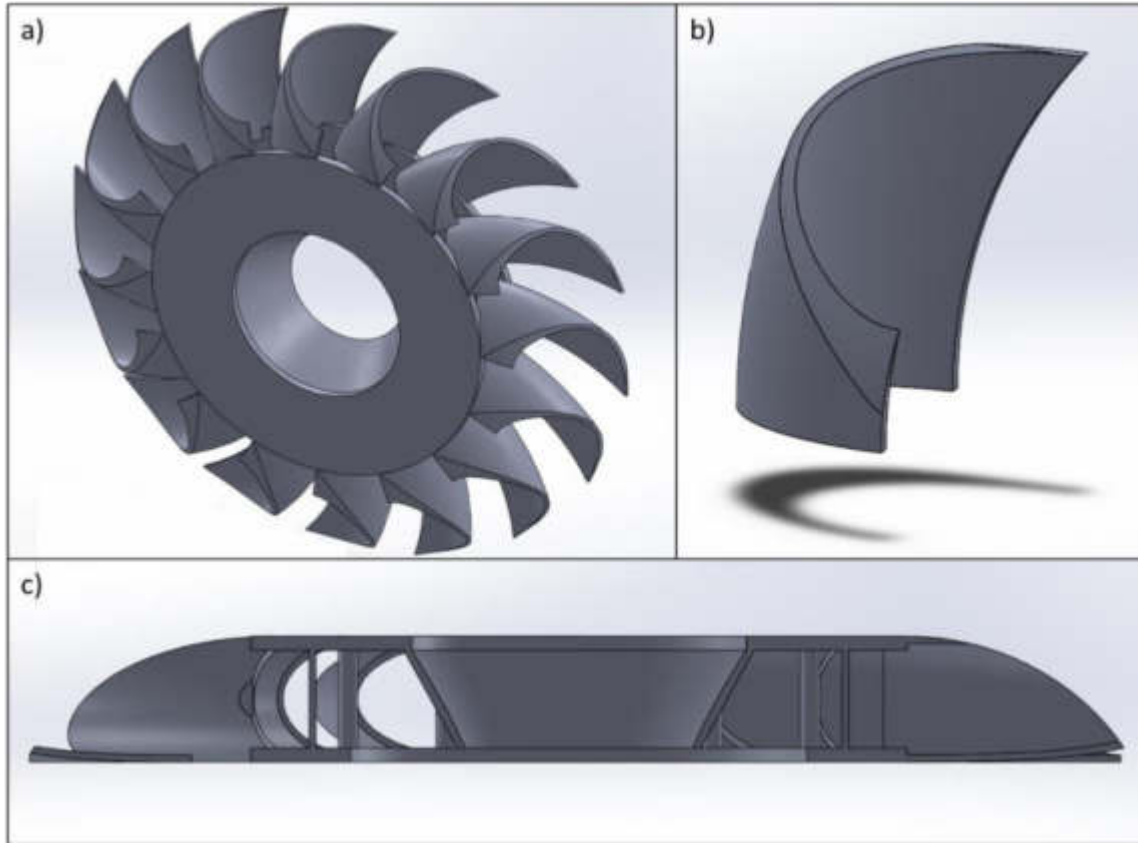


Figura 6.1. Propuesta general de la turbina hidráulica: a) Vista isométrica del rotor, b) Vista isométrica del álabes y c) Corte lateral del modelo.

6.2. Establecimiento de dimensiones geométricas

6.2.1. Características dimensionales e hidráulicas del cubilete

El dimensionamiento del sistema considera definir los parámetros geométricos del sistema. En primer lugar, se definieron las dimensiones del cubilete. Para ello, se aprovechó el modelo de cubilete propuesto por Khan *et al.* (2018). Los autores plantean las dimensiones y fueron evaluadas en laboratorio con el objetivo de analizar el comportamiento del remolino en el cubilete, con lo que la validación experimental se puede realizar a una escala que permita observar el comportamiento del modelo ante diferentes valores de caudal. La figura 6.2 muestra las dimensiones propuestas para el análisis y construcción del cubilete.

Con respecto al análisis hidráulico del flujo de entrada al cubilete, a partir de la ecuación de Mannings para canales abiertos (ecuación 5.7), se estimó el factor de sección para diferentes valores

de tirante. Considerando un canal de ingreso de $Q_{in} = 5 \frac{l}{s}$, un coeficiente de rugosidad $n_{rug} = 0.011$ para concreto liso (Sotelo, 2002) y una pendiente de canal de $s_{canal} = 0.0005$. La tabla 6.1 muestra los resultados del factor de sección para incrementos de tirante $y_{in} = 0.05m$. Los valores obtenidos del factor de sección son graficados en función del valor de tirante mostrando la relación que poseen estos parámetros para el canal con las dimensiones geométricas propuestas y el flujo que circula en el ($Q_{in} = 5 \frac{l}{s}$). Posteriormente, se estima el factor de sección $K_s = 0.707 \frac{m^3}{s}$ en función de Q_{in} y la pendiente del canal $s_{canal} = 0.00005$, el cual es el escenario esperado a estudiar. El valor de K_s permite ubicar el valor del tirante esperado en la curva de la figura 6.3, definiéndose en $y_{in} = 0.3347 m$. De acuerdo con la ecuación de continuidad, la velocidad de entrada del flujo es de $V_{in} = 0.1 \frac{m}{s}$.

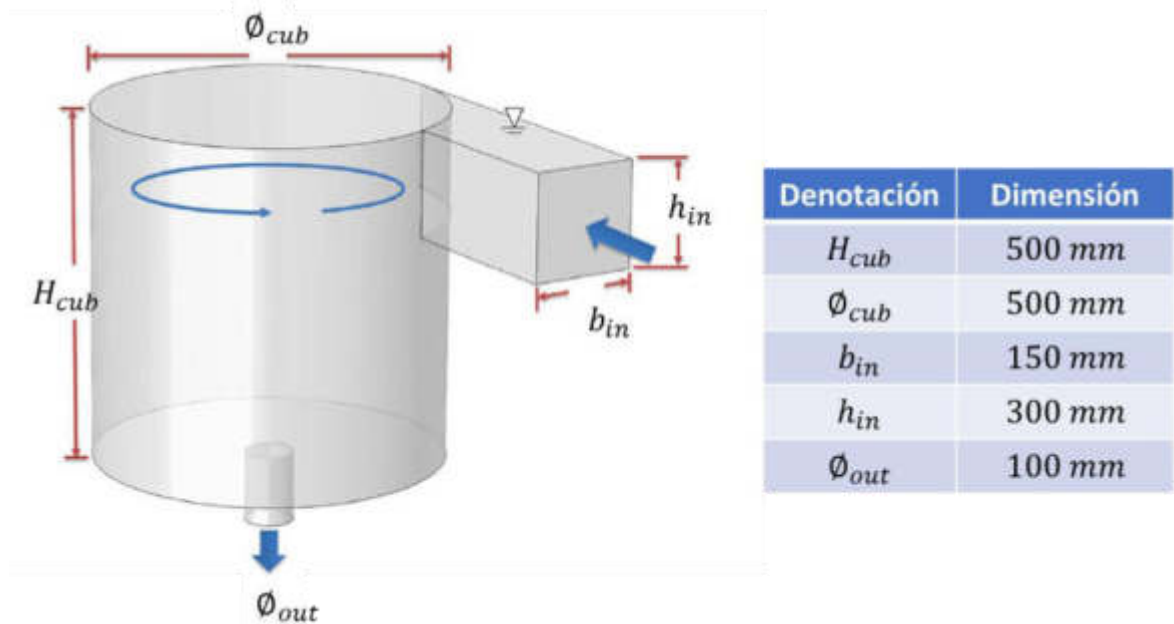
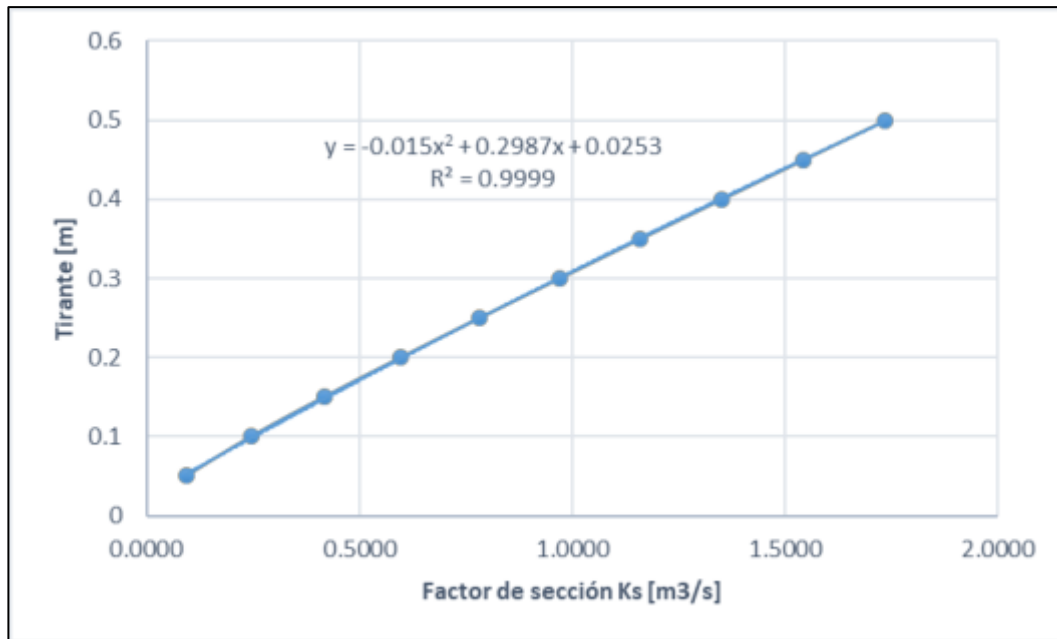


Figura 6.2. Dimensiones geométricas del cubilete (Khan *et al*, 2018).

Tabla 6.1. Estimación del factor de sección K para distintos valores de tirante.

Tirante y_{in} [m]	Área hidráulica A_h [m ²]	Perímetro mojado P_w [m]	Radio hidráulico R_H [m]	Factor de sección K_s
0.05	0.01	0.30	0.0333	0.0942
0.10	0.02	0.40	0.0500	0.2468
0.15	0.03	0.50	0.0600	0.4181
0.20	0.04	0.60	0.0667	0.5980
0.25	0.05	0.70	0.0714	0.7827
0.30	0.06	0.80	0.0750	0.9702
0.35	0.07	0.90	0.0778	1.1597
0.40	0.08	1.0	0.0800	1.3505
0.45	0.09	1.10	0.0818	1.5423
0.50	0.10	1.20	0.0833	1.7347

Figura 6.3. Relación entre el factor de sección K y el tirante del canal h_{canal} .

6.2.2. Análisis hidrodinámico del remolino en el cubilete mediante CFD

Definidas las condiciones hidráulicas del cubilete y para generar una perspectiva del comportamiento del flujo y la formación del remolino en el cubilete con los resultados obtenidos de la ecuación de Manning, se realizó una simulación del fenómeno mediante CFD utilizando el software ANSYS-Fluent© (ANSYS Inc., 2021). La geometría utilizada fue modelada mediante Solidworks © (2020) de acuerdo con los valores establecidos previamente (figura 6.2). La malla se realizó considerando un refinamiento de las paredes inferiores del cubilete y en la salida del fluido (tamaño de elemento de 10 mm). El número de elementos utilizados fue de 465 604 con una topología tetraédrica y una calidad de deformación media de 0.8516 en una escala de 1.0 (figura 6.4). La escala de deformación es un parámetro de calidad que indica el grado de deformación de los elementos. En este caso, un elemento con un valor de 1 indica que no ha sufrido deformación alguna y sus aristas y ángulos son del mismo valor. Las condiciones de frontera del modelo fueron los parámetros estimados previamente ($Q_{in} = 5.0 \frac{l}{s}$, $y_{in} = 0.3347 m$, $V_{in} = 0.1 \frac{m}{s}$, entre otros) y considerando un flujo bifásico mediante el módulo 'Volume of Fraction' (VOF). La figura 6.5 muestra los resultados obtenidos de la simulación y la trayectoria del flujo. Es importante destacar que, de acuerdo con el software, cerca de la zona de entrada (*Inlet*) se presentó indicios de salto hidráulico (figura 6.5b). El salto hidráulico no genera un efecto importante en la estructura del remolino, sin embargo, tiene un efecto a considerar en la altura de la columna de agua. La carga hidráulica generada por el remolino se estimó en $H_v = 0.29 m$. En comparación con la estimación utilizando la ecuación de Mannings, se presenta una diferencia de 4 cm y se consideró el tirante obtenido mediante simulación numérica como efectivo de diseño determinando la velocidad tangencial máxima (figura 6.6; ecuación 5.1) $V_{a1} = 1.293 \frac{m}{s}$. Este parámetro permitirá relacionar la energía cinética de entrada con la cantidad de *momentum*.

La aplicación de la ecuación de Manning para estimar el tirante se realizó bajo la suposición de un caudal constante y flujo uniforme en la entrada. Sin embargo, el planteamiento del flujo se realiza con la intención de establecer condiciones iniciales de diseño en tales condiciones más que una descripción de estado del sistema. Por lo que las condiciones de flujo no estacionario serán evaluadas más adelante en la etapa de modelación numérica y experimentalmente.

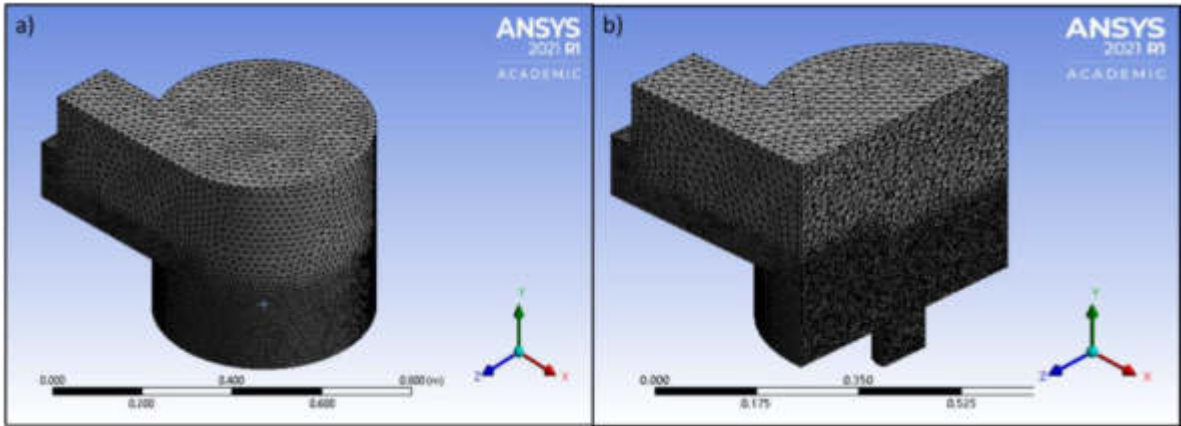


Figura 6.4. Malla del cubilete: a) Vista isométrica y; b) Vista isométrica con corte en el plano YZ.

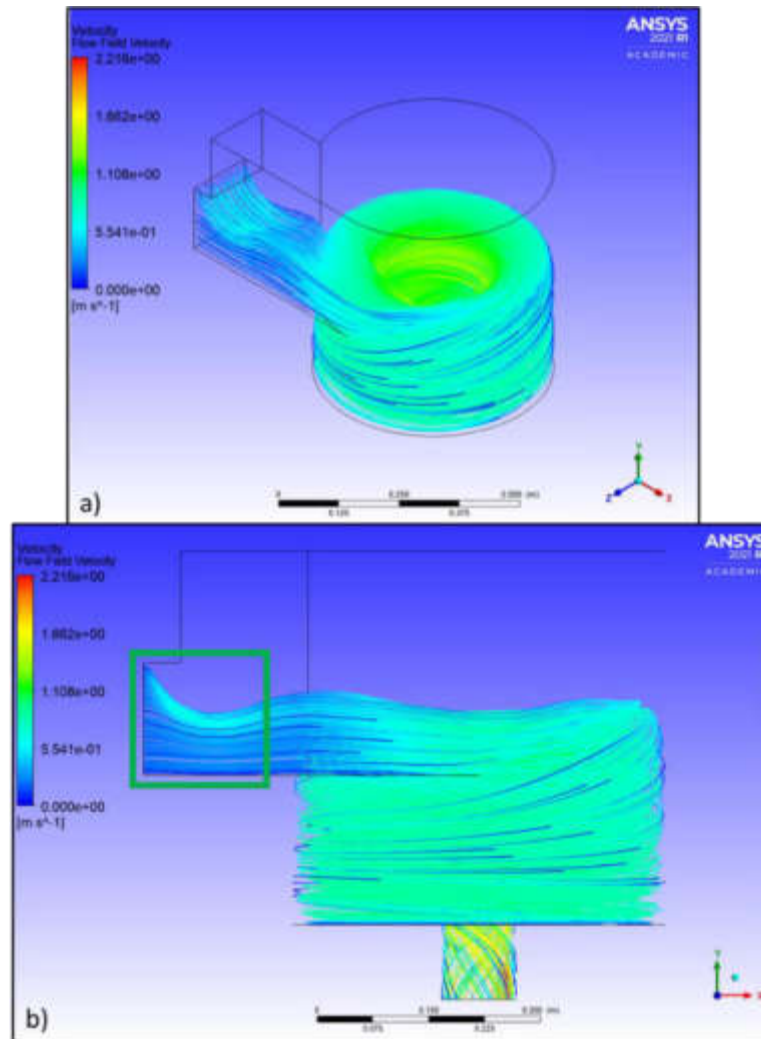


Figura 6.5. Simulación del flujo en la zona del cubilete: a) Vista isométrica y; b) Vista lateral.

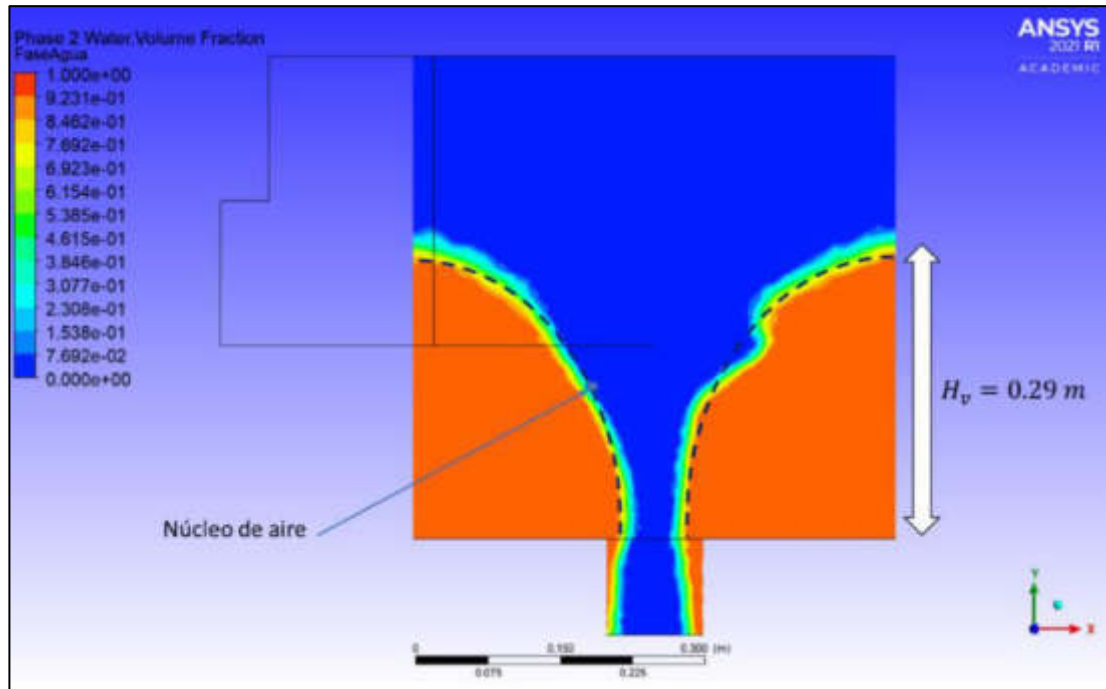


Figura 6.6. Perfil del remolino y estructura del núcleo de aire en el cubilete.

6.2.3. Construcción del perfil base del álabe

La estimación de la curvatura se llevó a cabo considerando los valores de coeficientes mostrados en la tabla 5.3, aplicándose en la ecuación de forma φ (ecuación 5.11) y considerando un intervalo $\theta \in [0^\circ, 180^\circ]$. De igual forma, se estimó el factor r a partir de los resultados obtenidos. El anexo A muestra los valores de los parámetros φ y r para los distintos valores de coeficientes. Utilizando las ecuaciones de x y y (ecuaciones 5.9 y 5.10, respectivamente) con los valores medios del fue posible trazar la parte superior del perfil de turbina eólica (figura 6.7). Para caracterizar la curvatura se utilizó el intervalo correspondiente en $\theta \in [150^\circ, 180^\circ]$ para identificar la sección de la curvatura (figura 6.8) y utilizando simetría se definió la trayectoria (figura 6.9). Es importante mencionar que, la trayectoria definida corresponde para el caso de valores medios de coeficientes. Para el caso de valores mínimos y máximos el intervalo de θ abarca de 165° a 180° . Utilizado el mismo proceso para definir la sección media de la curvatura y simetría se definieron las coordenadas para trazar las curvaturas (tabla 6.2). Los perfiles obtenidos poseen diferentes medidas, por lo que se aplicó un factor de escala para ajustar al ancho del álabe en la dirección del eje x , estimado en 6.45 cm .

Tabla 6.2. Coordenadas utilizadas para definir la curvatura del aspa.

Valores mínimos		Valores medios		Valores máximos	
X	Y	X	Y	X	Y
11.6474	0.0000	0.2355	0.0000	148.9554	0.0000
10.0165	-2.6233	0.2300	0.0656	129.1527	28.7593
5.6867	-4.5235	0.2075	0.1280	72.4567	47.9653
0.0000	-5.3499	0.1700	0.1841	0.0000	53.4740
-5.6867	-4.5235	0.1205	0.2313	-72.4567	47.9653
-10.0165	-2.6233	0.0627	0.2684	-129.1527	28.7593
-11.6474	0.0000	0.0000	0.2950	-148.9554	0.0000
-	-	-0.0627	0.2684	-	-
-	-	-0.1205	0.2313	-	-
-	-	-0.1700	0.1841	-	-
-	-	-0.2075	0.1280	-	-
-	-	-0.2300	0.0656	-	-
-	-	-0.2355	0.0000	-	-

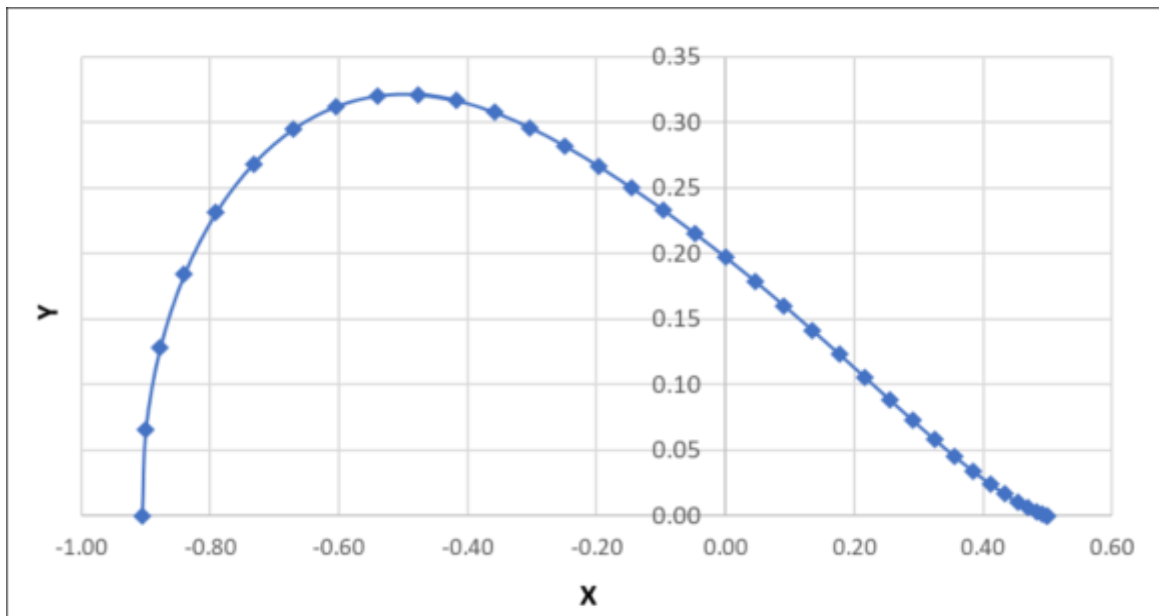


Figura 6.7. Perfil de aspa de turbina eólica estimada con valores de coeficientes medios.

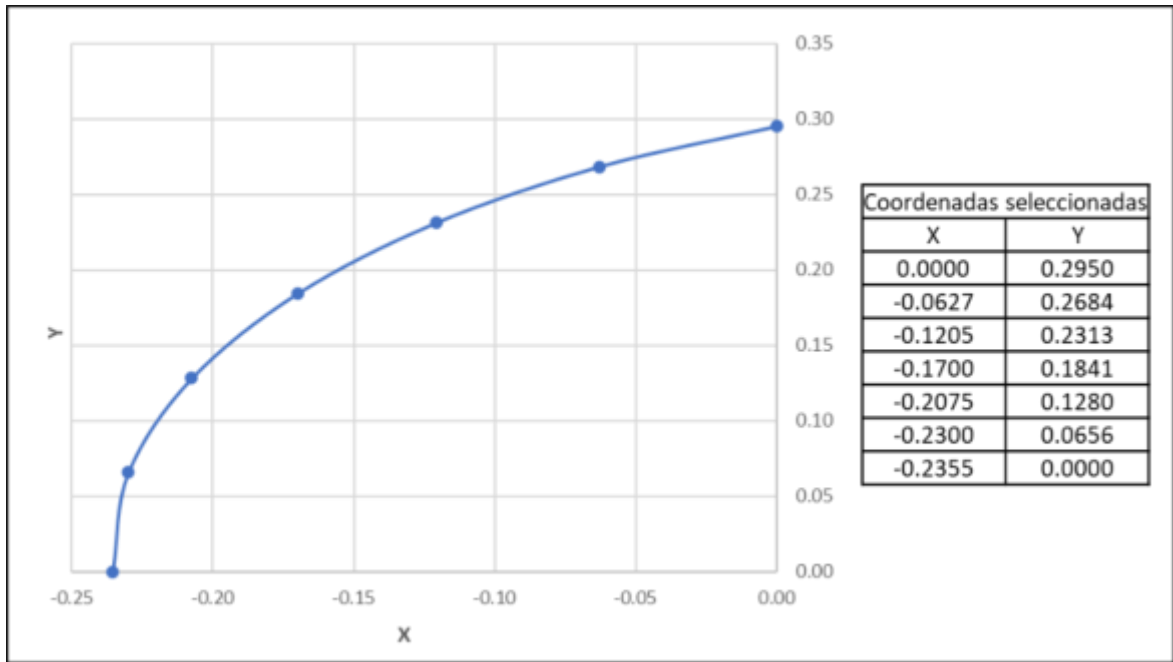


Figura 6.8. Coordenadas de álabe seleccionadas para trazar el perfil del álabe de la turbina.

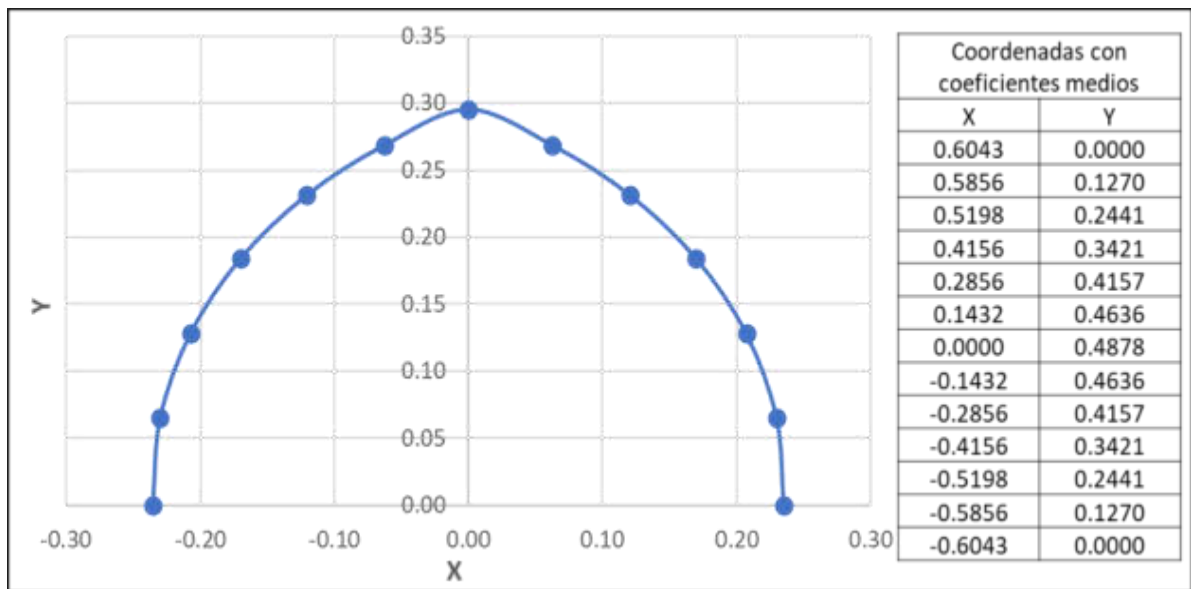


Figura 6.9. Perfil de curvatura A para la turbina *vortex* utilizando valores de coeficientes medios.

6.2.4. Estimación del radio de impulso y el número de álabes

El radio de impulso mínimo se determinó mediante el principio de cantidad de movimiento angular (ecuación 5.7), donde los valores de las variables son el torque mínimo impuesto por el generador $T_{gen} = 1.672 N \cdot m$, la velocidad de operación de la turbina $\omega_t = 60 rpm = 6.283 \frac{rad}{s}$, un caudal de diseño de $Q_{in} = 5.0 \frac{L}{s}$, un radio interno de turbina $r_2 = 4 cm = 0.04 m$ (determinado por los resultados obtenidos de la modelación del remolino y mostrados en la figura 6.10), un ángulo de entrada $\beta_1 = 66.6^\circ$, una velocidad máxima tangencial inducida por el remolino de $V_{a1} = 1.293 \frac{m}{s}$ y una velocidad de rotación con respecto al eje interno r_2 de $u_2 = \omega_t \cdot r_2 = \left(6.283 \frac{rad}{s}\right) \cdot (0.04 m) = 0.251 \frac{m}{s}$. La curvatura generada busca que el flujo de agua actúe bajo un gradiente uniforme y continuo sin cambios bruscos en su trayectoria reduciendo las pérdidas locales.

Para definir el valor de r_1 se realizó una estimación numérica del torque generado por álabes en función del radio externo y a su vez estimar el número de álabes mínimos necesarios. Considerando incrementos de 5 milímetros se determinó el torque generado y el número de álabes necesarios determinando los valores de u_1 , γ_1 , θ_1 y α_1 mediante las ecuaciones 5.2, 5.4, 5.5 y 5.3, respectivamente. El anexo B muestra los resultados obtenidos para los diferentes valores de radio externo y se definió un radio mínimo de $0.1 m$ generando un torque por álabes $\overline{T}_{blade} = 0.4190 N \cdot m$ y, de acuerdo con la ecuación 5.9, se estimó un número mínimo de $N_b = 3.99 \cong 4$ álabes. Por otro lado, el radio máximo se estableció en $0.2 m$ debido a los valores de velocidad tangencial observados en los resultados de la modelación del cubilete sin turbina en ANSYS-Fluent© (ANSYS Inc., 2021). De esta forma, se puede apreciar la relación importante entre el número de álabes y el radio de impulso, una conjetura que se evaluara más adelante mediante ANSYS-CFX. Por otro parte, el número de álabes máximo puede ser determinado mediante la ecuación 5.13 y considerando un radio interno $r_2 = 0.04m$ y el radio externo máximo $r_1 = 0.2 m$, se determinó un número $N_b = 7.854 \cong 8$ álabes. Con base en las estimaciones realizadas, la tabla 6.3 muestra los umbrales propuestos para el análisis paramétrico. El diseño de experimentos de Plackett-Burman se estableció en 12 corridas a 1 bloque y 2 puntos centrales con el fin de considerar el peso a valores intermedios de los umbrales.

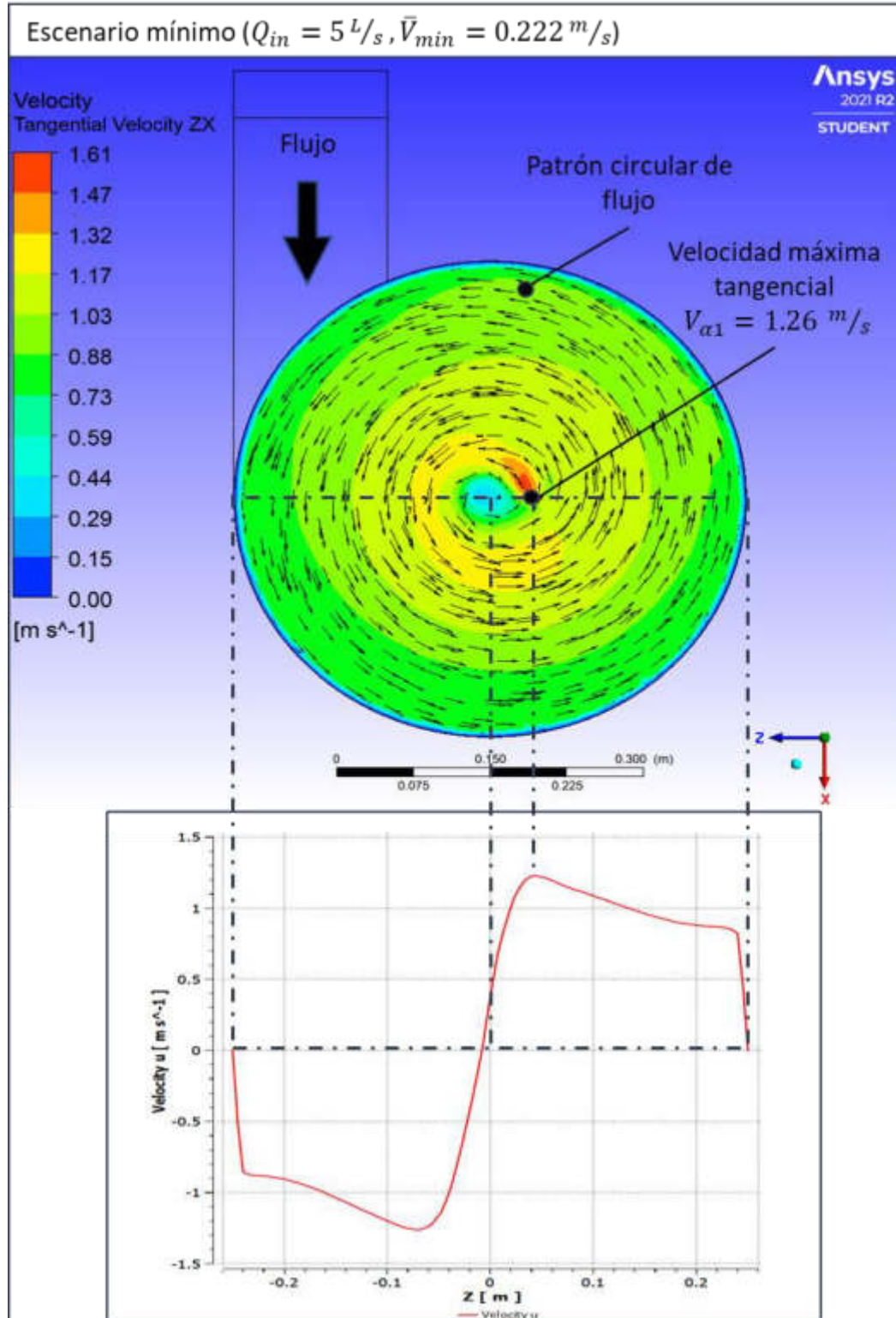

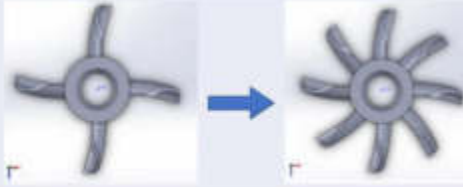


Figura 6.10. Perfil de velocidad tangencial del remolino en el escenario mínimo $Q_{in} = 5.0 \frac{L}{s}$.

Tabla 6.3. Umbrales mínimos y máximos del radio de impulso y el número de álabes.

Parámetros/Factores	Controlable	Esquema descriptivo	Umbral +	Umbral -
Radio de la turbina	Si		0.2 m	0.1 m
Numero de alabes	Si		8 álabes	4 álabes

6.3. Análisis paramétrico mediante CFD

El análisis mediante CFD evalúa el rendimiento de diferentes propuestas geométricas de acuerdo con los lineamientos y umbrales establecidos en el capítulo anterior (sección 5.3), donde cada factor posee umbrales donde se evalúa su impacto en la eficiencia del modelo.

La relación entre la altura del remolino, velocidad, y por efecto el torque, en relación con el caudal de suministro incrementaron considerablemente (tabla 6.4). Los valores para los escenarios medio (nominal de operación) y máximo mostraron un incremento de la velocidad tangencial V_{a1} de $0.13 \frac{m}{s}$ (10.3%) y $0.29 \frac{m}{s}$ (23.0%), respectivamente en relación con el escenario de caudal mínimo. La diferencia de velocidad no indica un incremento considerable en la velocidad de rotación de la turbina comparada con la diferencia de flujo másico. Tal conjetura permite suponer que la turbina presenta una importante tendencia de estabilidad ante escenarios fuera de diseño o eventos extremos (déficit o exceso). Sin embargo, en temporadas con incrementos en el caudal, la eficiencia mecánica (asociado con el torque) podría disminuir al mantenerse un rango similar de velocidad angular a pesar de disponer de un volumen mayor de agua. Desde este punto, parece viable considerar el torque como parámetro de diseño al adaptarse de mejor manera a la variación del caudal, pero, se debe considerar que las dimensiones de la turbina modificarían el comportamiento del remolino y la altura del nivel del agua en el cubilete.

Tabla 6.4. Escenarios de operación para la evaluación mediante CFD.

Escenario	Caudal de entrada $Q_{in} \left[\frac{L}{s} \right]$	Altura del remolino $H_v [m]$	Velocidad de entrada $V_{in} \left[\frac{m}{s} \right]$	Velocidad tangencial máxima esperada $V_{\alpha 1} \left[\frac{m}{s} \right]$
Mínimo	5.0	0.2889	0.222	1.2911
Medio	7.5	0.3368	0.333	1.3941
Máximo	10.0	0.4214	0.444	1.5593

Como parte del proceso de simulación, se mantuvo un monitoreo a los valores residuales de los esquemas de solución y su convergencia (figura 6.11). Los valores de principal interés son los términos de continuidad (*RMS P-Vol*) y momentum (*RMS U-Mom*, *RMS V-Mom* y *RMS W-Mom*) estimados para el lapso establecido en el *SetUp* (*TimeStep* = 0.025 s). En general, los términos residuales alcanzaron una convergencia inferior a 1×10^{-4} a partir de la iteración 400, con cambios muy poco significativos. El valor para el término correspondiente a 'Continuidad' alcanzó un mayor nivel de convergencia con respecto a los de *Momentum*. De acuerdo con Gupta *et al.* (2016), las modelaciones numéricas deben alcanzar un nivel de convergencia en los valores residuales de 1×10^{-3} para considerarse aceptables, por lo que el resultado de las simulaciones es aceptado según el criterio mencionado. Adicionalmente, considerando el balance de flujo masico se observó un equilibrio general en el flujo de entrada (*Inlet*) comparado con el de salida (*Outlet*) cumpliendo con el principio de continuidad.

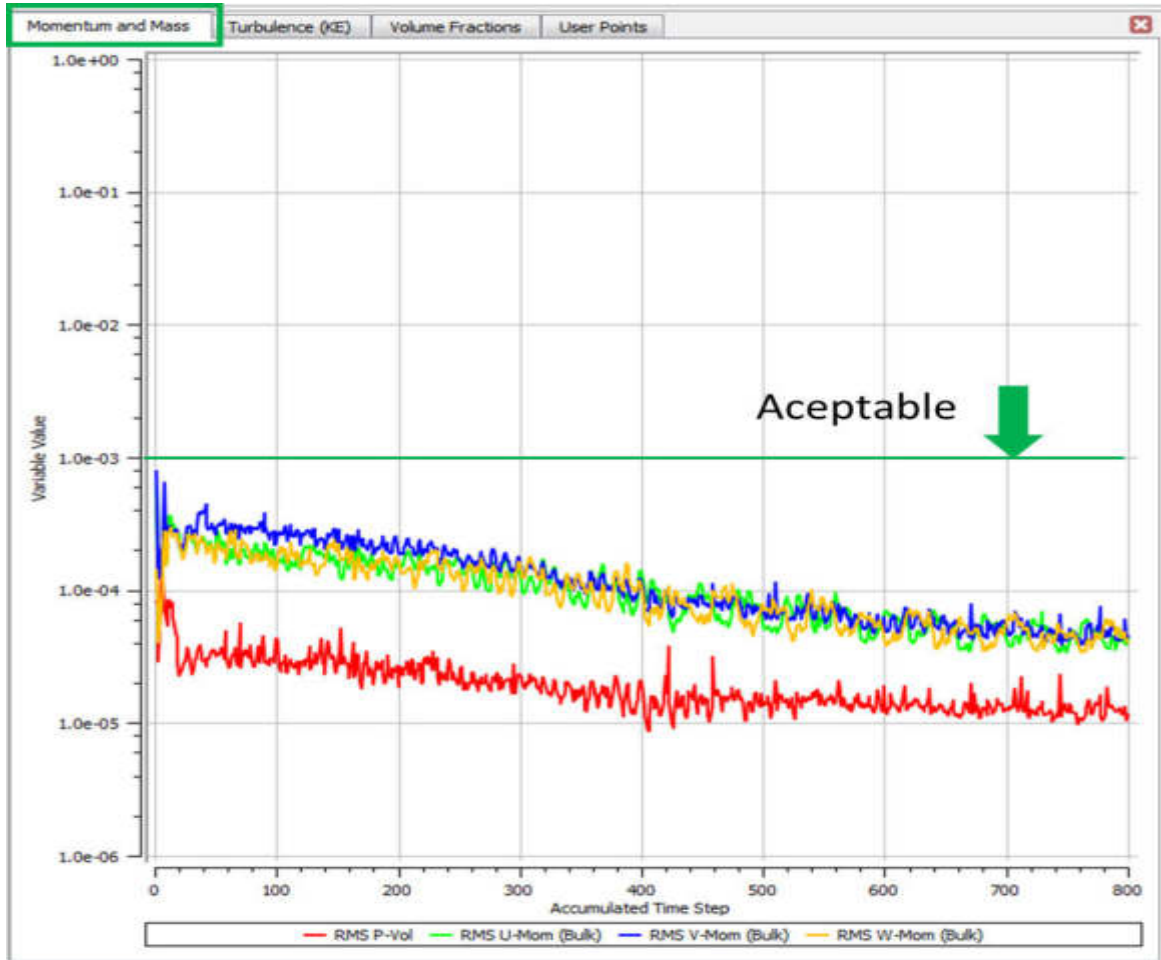


Figura 6.11. Valores residuales correspondiente a las simulaciones numéricas.

Con base en los resultados de las simulaciones se determinaron parámetros, tales como altura del remolino H_v , carga hidráulica neta H_n ; y la estimación de indicadores como potencia teórica P_t , mecánica P_s y torque T_s para los flujos de operación (figura 6.12 y anexo C). Se puede observar, en general, una eficiencia mayor en los modelos con valores máximos (+) de radio de impulso máximo y número de álabes. Los indicadores de eficiencia y energía fueron estimados mediante las ecuaciones 5.19, 5.20, 5.21, 5.22, 5.23 y 5.24. El modelo “Turbina_ *CurvAMin_RadMax_NoAlab8*” se desempeñó como el más alto en cuanto a eficiencia con un valor aproximado de $\eta_t = 0.5004$ para el escenario mínimo. Mientras que los valores con radio de impulso menor (-) mostraron diferencias significativas en cuanto a su capacidad de absorción de la energía mecánica del flujo. El modelo con menor tasa de eficiencia se identificó como “Turbina_ *CurvAMax_RadMin_NoAlab4*” con un valor de 0.1247 en el escenario mínimo. En el escenario medio ($Q_{in} = 7.5 \frac{L}{s}$) y máximo ($Q_{in} = 10.0 \frac{L}{s}$) se mantuvo una tendencia en los valores de

eficiencia con los parámetros mencionados. Sin embargo, se identificó una reducción de la tasa de eficiencia en un intervalo del 35-40%. Dicha reducción se debe en parte a considerar una velocidad de rotación constante para los tres escenarios (30-60 rpm, dependiendo el modelo). El incremento de flujo fomenta un incremento de velocidad y torque. Al considerar una velocidad de rotación menor a la que el caudal es capaz de alcanzar la estructura de la turbina, específicamente el perfil característico del álabe fomenta la salida del flujo compensando en parte con el valor del torque, pero afectando la estructura y la altura del remolino. Sin embargo, a partir de los resultados es posible seleccionar una geometría óptima por la igualdad de condiciones en los modelos. Siendo que el modelo seleccionado debe ser sometido a un número adicional de simulaciones para observar su comportamiento bajo diferentes velocidades de rotación y definir un rango de operación adecuado. Los resultados de dichas simulaciones se realizarán en paralelo con las pruebas experimentales y su comparación en la etapa 'Validación de condiciones de operación'.

Considerando los resultados de otros parámetros, la altura de remolino H_v y el torque T_s resultan de especial interés. La altura de remolino presentó variaciones significativas en función de las dimensiones en la estructura de la turbina. Los modelos con mayor radio y número de álabes presentan menores alturas en el remolino. El modelo "Turbina_CurvAMin_RadMax_NoAlab8", identificado con el mayor valor de eficiencia, mostró valores de remolino H_v de 0.1166 m, 0.1413 m y 0.1652 m, para los escenarios mínimo, medio y máximo, respectivamente. Dichos valores de altura son menores comparados a los de modelos con radio de impulso menor. Por ejemplo, en el modelo "Turbina_CurvAMin_RadMin_NoAlab4" la altura de remolino alcanzó valores de 0.2052 m, 0.2602 m y 0.2897 m.

Por otro lado, el torque T_s presentó un comportamiento opuesto a la altura del remolino H_v . Los modelos con radio de impulso mayor (+) fueron capaces de propiciar un mayor *momentum* comparado con los modelos de radio menor (-). La estructura del remolino juega un papel importante en este sentido. Los modelos con mayores dimensiones incrementan la interacción estructura-fluido afectando considerablemente la altura del remolino, como se comentó previamente. En los escenarios propuestos el valor del torque incrementa hasta más de dos veces en comparación de configuraciones con radios de impulso menores y menos número de álabes. Con respecto a otros trabajos, la formación e integridad del cubilete es una cualidad característica. Sin embargo, pasando a un segundo plano este aspecto puede ser un apoyo para aumentar la eficiencia.

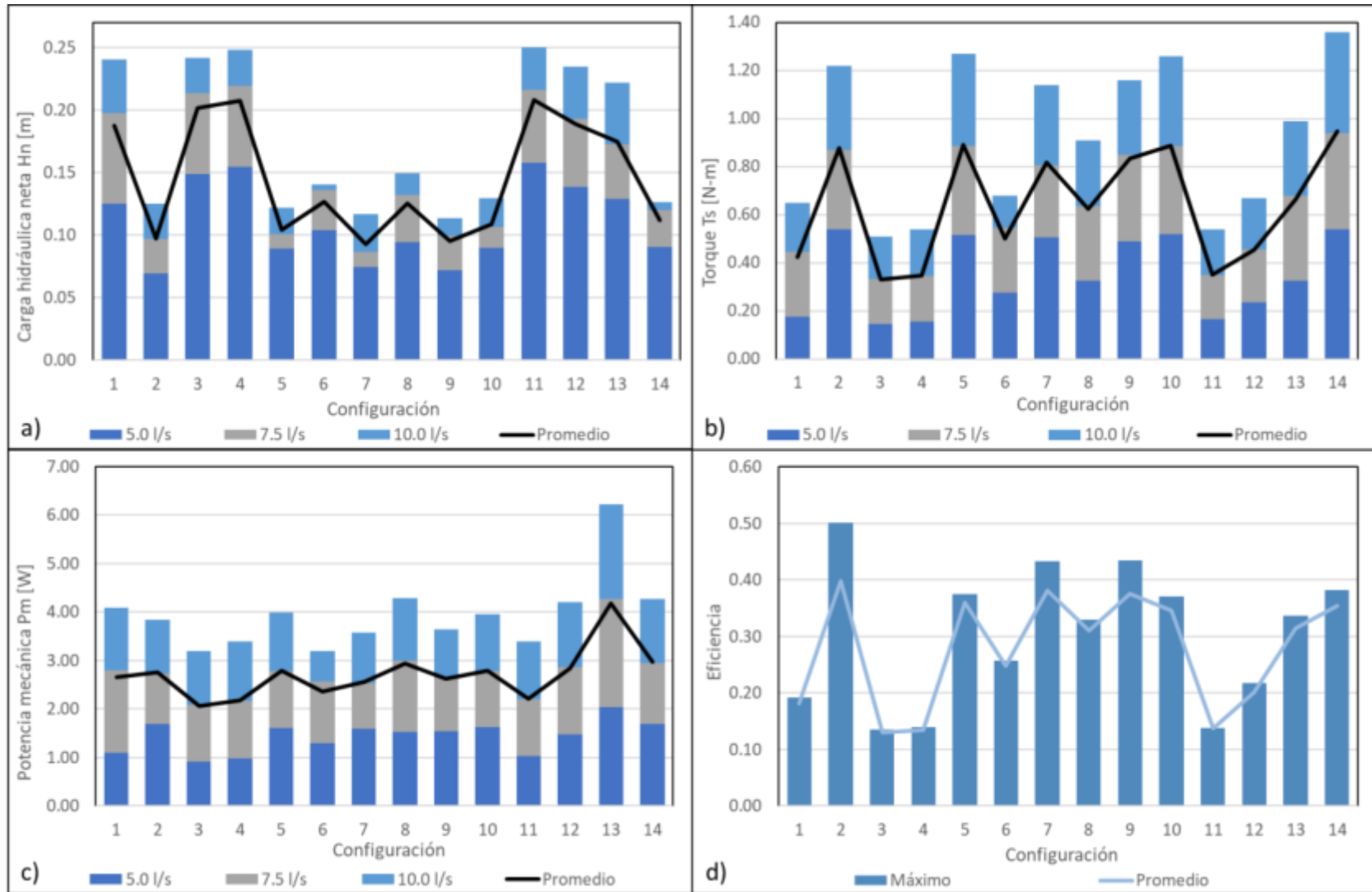


Figura 6.12. Gráficas del análisis paramétrico mediante CFD para los modelos de turbina propuestos.

Para tener una perspectiva estadística de la influencia de los parámetros geométricos, se realizó la construcción de las gráficas de efectos principales. Las gráficas muestran la estimación de medias ajustadas de los indicadores de rendimiento y el efecto de la variación de los factores geométricos (figuras 6.13, 6.14 y 6.15). Las gráficas correspondientes a la altura del remolino (figura 6.13a, 6.14a y 6.15a) muestran que el radio de impulso es el parámetro con mayor relevancia. Como se mencionó anteriormente, un radio de impulso mayor genera que el perfil característico del álabe facilite la salida del flujo afectando en la altura y la acumulación de volumen dentro del tanque. Por otro lado, los dos factores restantes (Curvatura y Número de álabes) presentan un comportamiento diferente. El valor intermedio (0) muestra un decremento desde 0.02 m hasta 0.05 m en su efecto en la altura del remolino.

En el caso del torque, se aprecia un incremento marcado en función del radio de impulso (figura 6.13b, 6.14b y 6.15b). EL incremento es entendible debido al incremento del área de impulso y la distancia con respecto al centro de la turbina. La diferencia en función de los factores va desde $0.3 N \cdot m$ (escenario mínimo) hasta $0.7 N \cdot m$ (escenario máximo). De igual forma, los factores de curvatura A y número de álabes muestran decrementos en sus valores medios pero cercanos a los umbrales mínimos. El comportamiento de dichos incrementos se debe al impacto del radio de impulso y la naturaleza del diseño de experimentos de Plackett-Burman. Al priorizar el comportamiento de los factores de manera individual se aprecia una tendencia de influencia mayor en el radio de impulso. Sin embargo, las gráficas permiten observar adecuadamente el efecto de cada factor en los indicadores de rendimiento.

Es de especial interés los casos de potencia teórica y mecánica. La potencia teoría es un valor dependiente de la carga hidráulica (ecuación 5.19). La relación de la reducción de la potencia se debe a que la altura del remolino varía en función del modelo y el caudal suministrado. La curvatura A y el número de álabes muestran una variación importante afectando la eficiencia en el escenario máximo (figura 6.15c) a comparación del medio y el mínimo (figuras 6.13 c y 6.14c). En el caso de la potencia mecánica, estos factores poseen una fuerte influencia en escenarios con caudales mayores a $Q_{in} = 7.5 L/s$ teniendo una variación similar de $0.5 W$. En contra parte, el radio de impulso muestra una influencia marcada en el escenario mínimo incrementando la potencia mecánica en $0.4 W$ (figura 6.13d). Sin embargo, para caudales mayores al de diseño $Q_{in} = 5.0 L/s$ muestra una marcada estabilización. En parte relacionado por la reducción de la altura del remolino y el incremento en el torque.

En el marco de la eficiencia, se puede apreciar que el radio de impulso se posicionó como el factor con mayor efecto. En los escenarios medio y mínimo la diferencia es marcada (figura 6.13e y 6.14e) con una diferencia de 0.17 y 0.20, respectivamente. Para el escenario máximo se genera una estabilidad y la diferencia entre el valor de umbral medio y máximo es mucho menor (0.02) comparada con la del umbral mínimo y medio (0.13). Considerando los resultados de simulaciones y su análisis mediante efectos principales, se estableció como modelo ideal la configuración “*Turbina_CurvAMed_RadMax_NoAlab8*”. En el caso de los umbrales máximos de radio de impulso y número de álabes se observa una influencia muy importante en el torque, la potencia mecánica y la eficiencia. Por otro lado, la variación de curvatura influye en menor medida. Los umbrales mínimos y máximos indican que una ligera influencia en los escenarios. Sin embargo, el umbral medio (0) muestra un importante incremento en la eficiencia en los escenarios máximos con caudales de $10.0 L/s$.

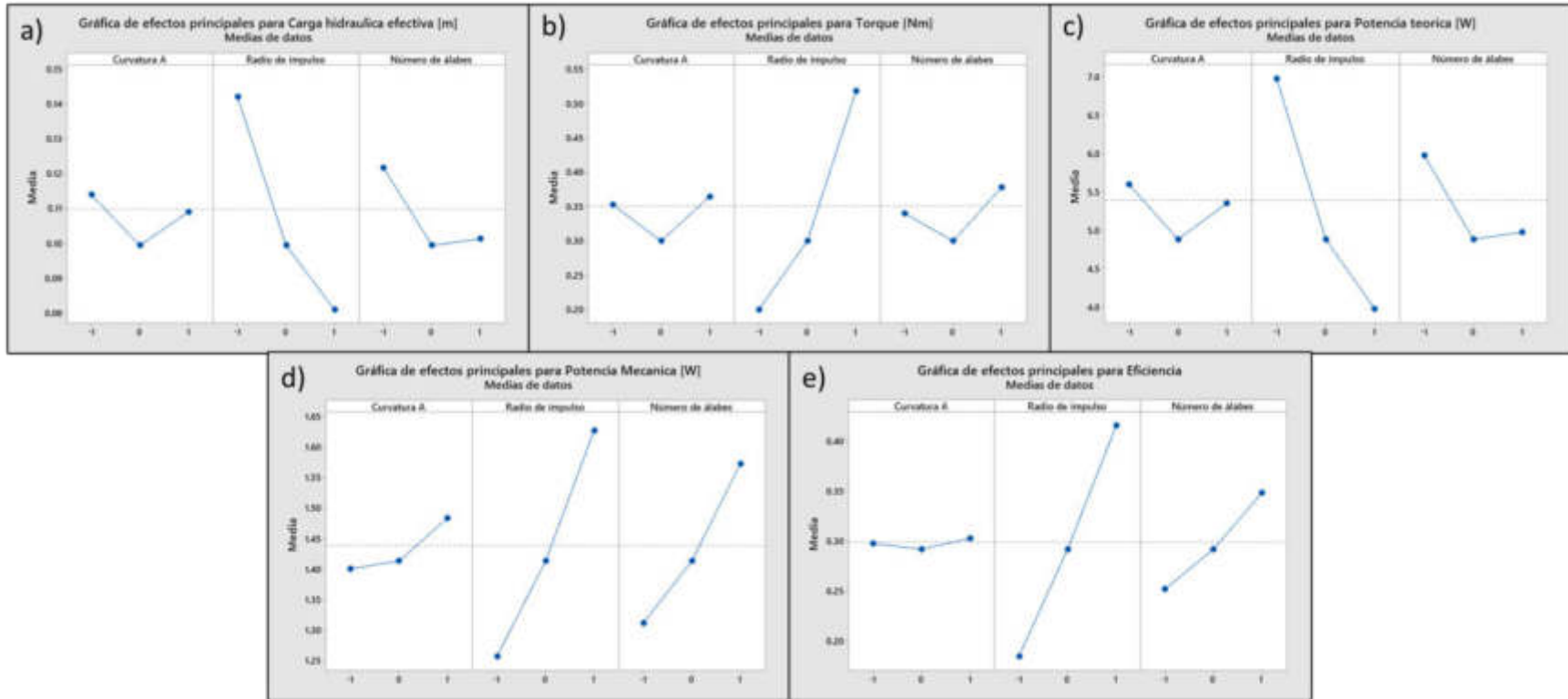


Figura 6.13. Gráficas de efectos principales de las variables de respuesta en el escenario mínimo $Q_{in} = 5.0 \text{ L/s}$: a) Carga hidráulica efectiva, b) Torque, c) Potencia teórica, d) Potencia mecánica y, e) Eficiencia.

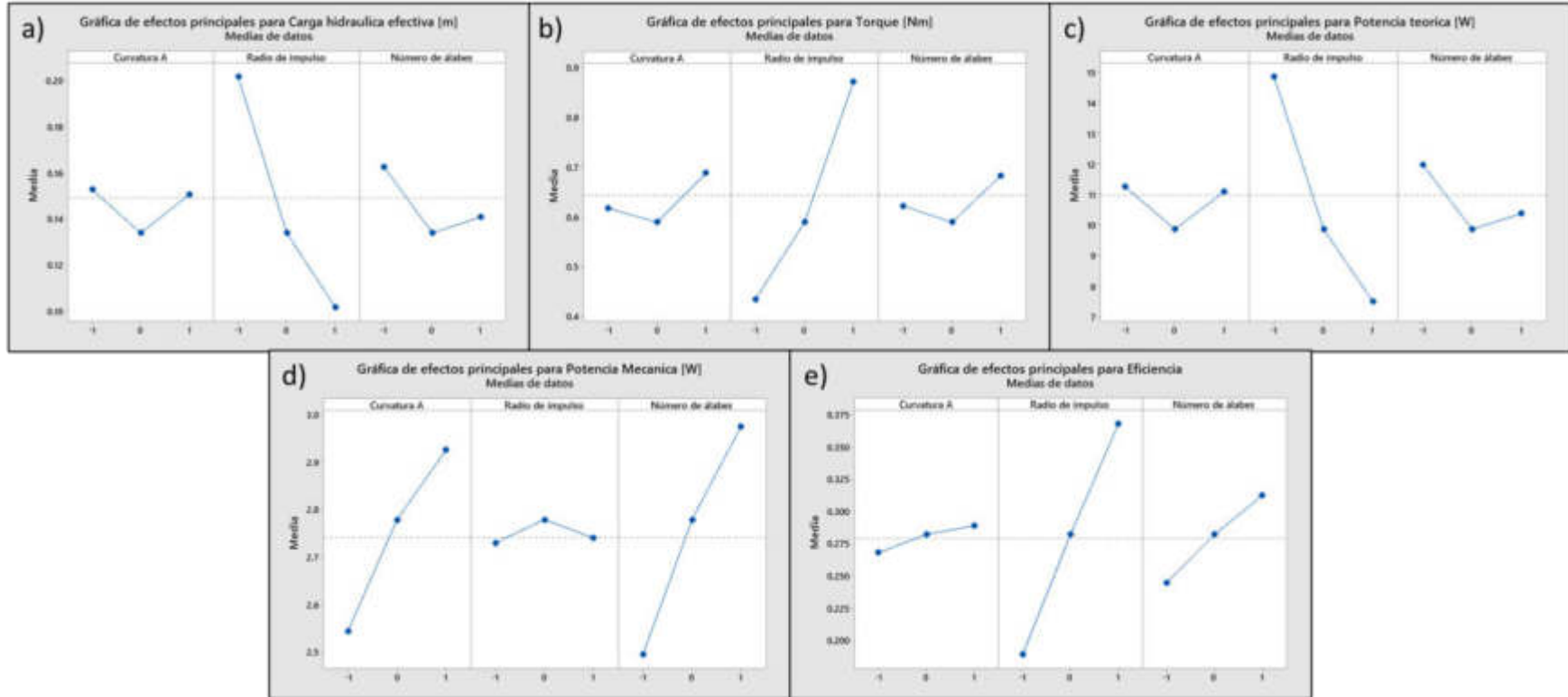


Figura 6.14. Gráficas de efectos principales de las variables de respuesta en el escenario medio $Q_{in} = 7.5 \text{ L/s}$: a) Carga hidráulica efectiva, b) Torque, c) Potencia teórica, d) Potencia mecánica y, e) Eficiencia.

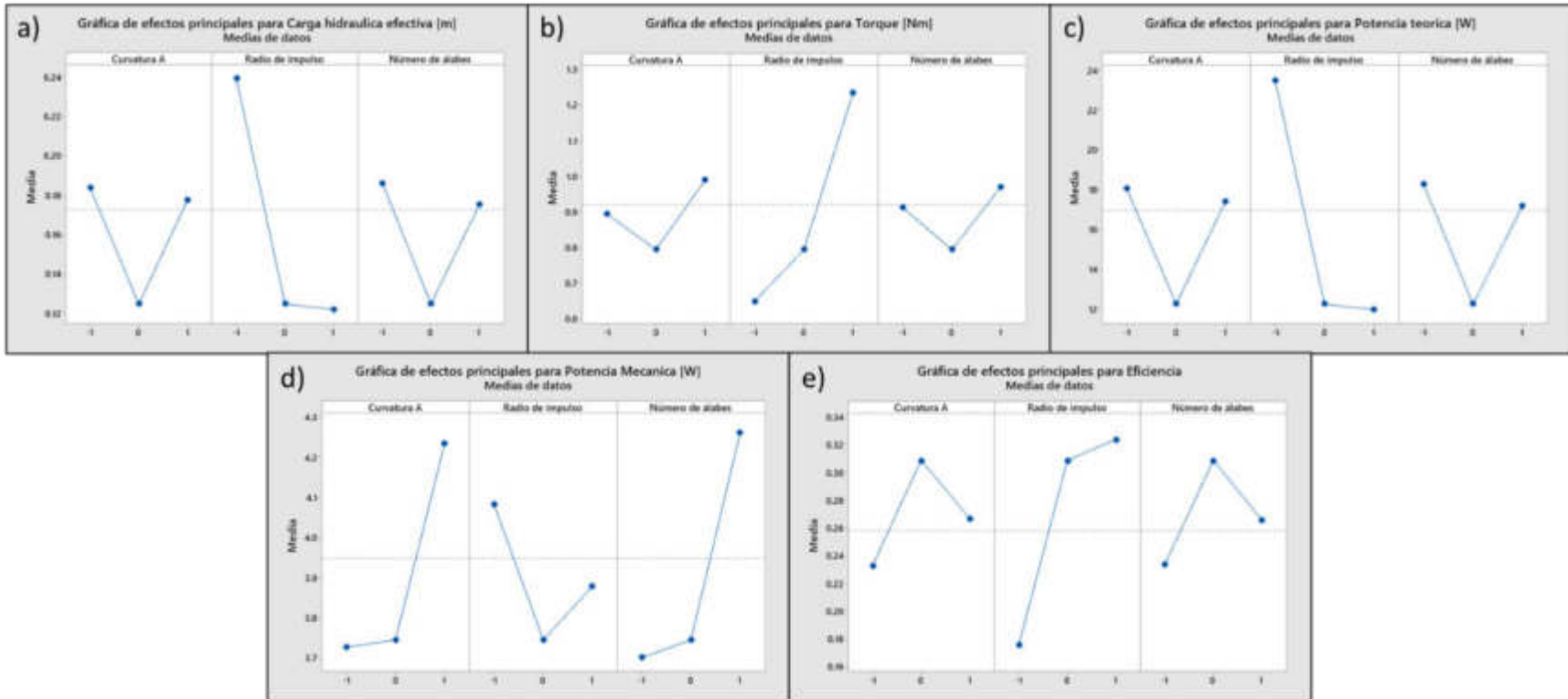


Figura 6.15. Gráficas de efectos principales de las variables de respuesta en el escenario medio $Q_{in} = 7.5 L/s$: a) Carga hidráulica efectiva, b) Torque, c) Potencia teórica, d) Potencia mecánica y, e) Eficiencia.

La figura 6.16 muestra los valores de velocidad tangencial y su interacción con la turbina para los caudales propuestos. Se puede apreciar que la zona con mayor intensidad de velocidad y empuje se produce en la región cercana al canal de ingreso alcanzando un máximo de 2.16 m/s . La reducción de velocidad cercana a la pared del álabe forma parte del proceso de absorción de energía debido al des aceleramiento del fluido y su conversión en energía mecánica. La interacción del fluido con la pared del álabe incrementa su rango según el coeficiente adimensional C_r , que representa la relación entre el radio de la turbina y el cubilete. En los tres casos, se puede apreciar un pico máximo de 1.0 m/s y un marcado descenso conforme este se acerca al centro del cubilete. En el escenario de caudal máximo, el rango de interacción del coeficiente opera entre $C_r \in [0.35, 0.75]$ incrementando considerablemente el empuje. Para el escenario de caudal mínimo la interacción se reduce en un intervalo $[0.55, 0.74]$. La modelación mostro el llenado del cubilete donde inicialmente predomina un flujo de tipo radial y conforme aumenta la carga hidráulica la componente tangencial incrementa proporcionalmente. Con el incremento de carga hidráulica y la naturaleza del remolino, el efecto de succión presento un incremento de la componente axial. Por ello, se planteó la alternativa de modificar la geometría de la pared en esta zona para aprovechar la componente axial de la velocidad. Sin embargo, en la modificación geométrica fue conveniente reducir el diámetro de impulso a un valor intermedio a los propuestos inicialmente ya que incrementar la interacción entre el álabe y el fluido ocasiona mayores pérdidas por fricción.

La figura 6.17 muestra el efecto del radio considerando dos factores constantes (Curvatura A Media y 8 álabes) para un flujo de entrada de 7.5 l/s . El comportamiento del remolino con álabes de 0.2 m muestra una estructura poco uniforme y turbulencia más intensa (figura 6.19a y 6.19b). El flujo indica que los álabes cercanos a la entrada del canal interactúan con una velocidad cercana a la superficie de hasta 2.07 m/s . Para caso del radio mayor (+), el fluido presenta un incremento de velocidad en la zona posterior del canal de entrada que, sumado a la carga hidráulica, genera un importante impulso al impactar con las caras de los álabes de una manera frontal incrementando el torque. El modelo con radio menor (-) muestra una estructura de remolino más uniforme y con menor variación de velocidad y poca turbulencia. Sin embargo, la velocidad máxima se genera en la zona por debajo de la turbina y cercana al orificio de salida (1.87 m/s), haciendo que sea poco aprovechable para la generación de energía. Por ello, la pérdida de estructura del remolino puede ser un factor benéfico, aunque poco estético en la transmisión de energía.

Otro parámetro hidrodinámico que se analizó es el grado de inmersión o cobertura del agua en los álabes. Tradicionalmente, el planteamiento consiste que una mayor cobertura es benéfica para el sistema aumentando la carga hidráulica. El ángulo de ataque del perfil se mantiene en una posición vertical con respecto a la dirección tangencial del flujo. El grado de inmersión depende de dos aspectos: la altura del remolino y la velocidad de rotación de la turbina con respecto al núcleo de aire. El primer factor influye directamente en la zona de contacto entre el agua y la superficie del álabe, incrementando el torque. El segundo factor está relacionado con la velocidad angular y el torque mínimos necesarios del generador eléctrico. La completa cobertura asegura un buen valor de torque en el cuerpo del rotor. La velocidad de rotación es el parámetro afectado por la completa cobertura en términos de la producción de energía y eficiencia mecánica. La cobertura del agua sobre las superficies frontales de los álabes con respecto al sentido del remolino aprovecha el empuje y aumenta la aceleración mecánica. Sin embargo, en las caras posteriores del álabe el fluido actúa como un mecanismo de frenado disminuyendo la velocidad (principalmente) y el torque en menor medida. En el radio de 0.2 m, el grado de inmersión en los álabes no es uniforme en las 8 unidades. Sin embargo, se puede apreciar que las zonas posteriores con respecto a la superficie de entrada del canal muestran menor tendencia de cobertura.

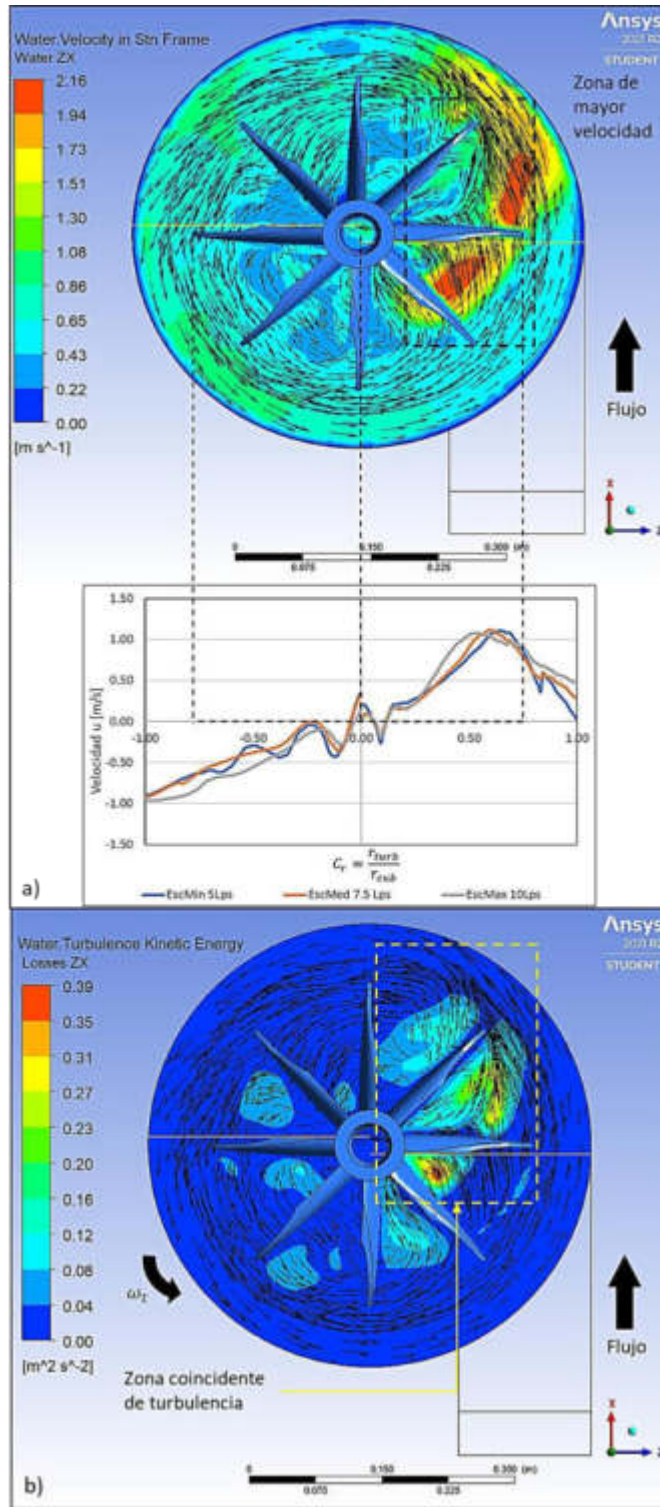


Figura 6.16. Relación de velocidad tangencial con la estructura de la turbina con un radio de impulso + en los escenarios de operación simulados.

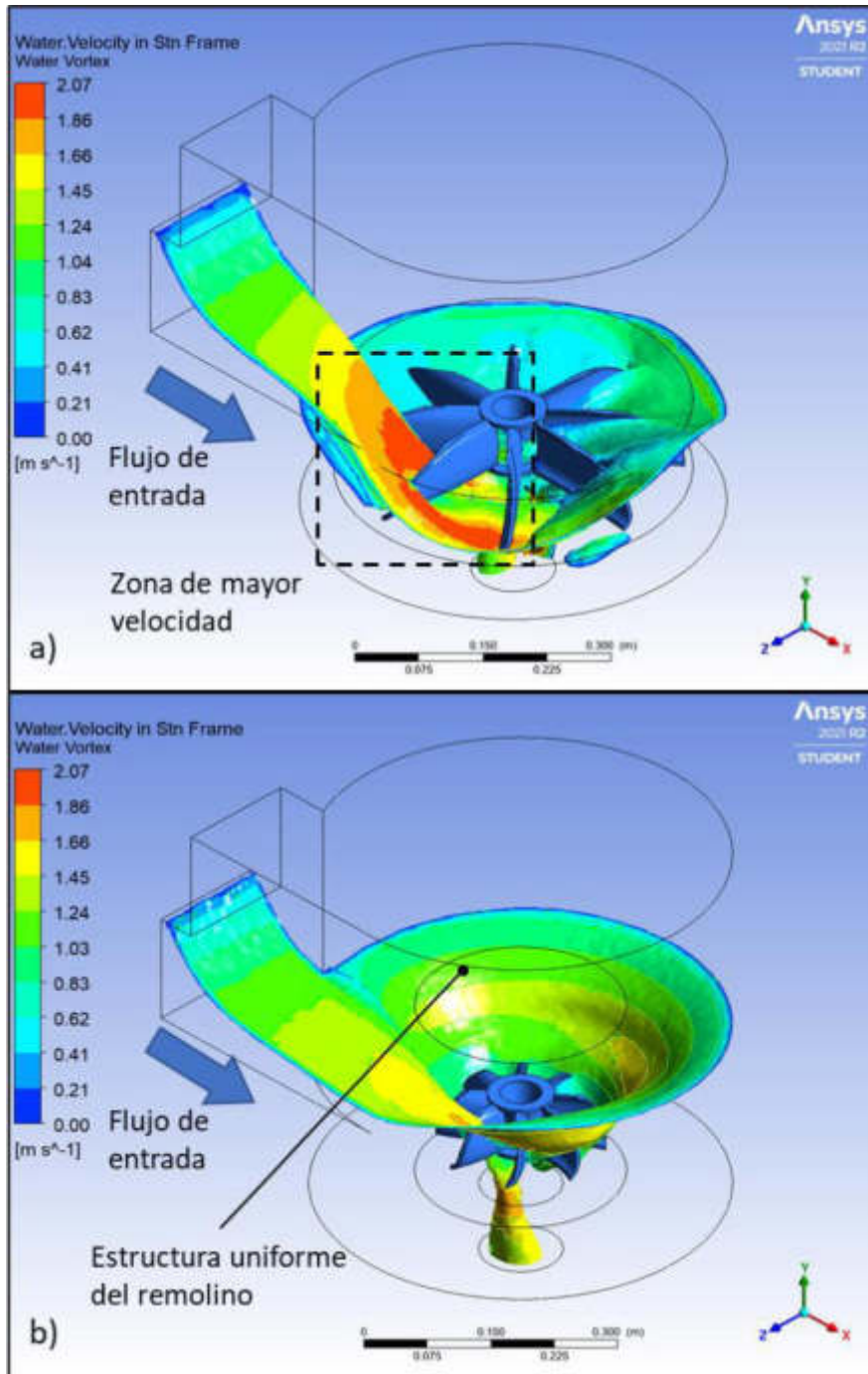


Figura 6.17. Influencia del radio de impulso en la formación del remolino y la velocidad superficial.

Con base en los resultados de eficiencia, el incremento de caudal no refleja una producción de energía en la misma proporción. Sin embargo, dicho comportamiento se debe principalmente a dos aspectos, el primero relacionado al número de revoluciones por minuto declaradas. El fluido posee una velocidad mayor comparada con la rotación del rotor y este fomenta la descarga en el fondo

del tanque. La segunda causa se debe al grado de inmersión o cobertura del agua en la estructura de la turbina. La inmersión en la cara frontal del álabe, con respecto a la entrada del caudal, aprovecha el empuje generando el *momentum* para rotar. La zona posterior genera el efecto contrario. El fluido que cubre la zona posterior ofrece una resistencia que afecta la rotación del modelo. Dicho aspecto se evalúa profundamente más adelante.

Los resultados de los parámetros permiten la construcción de curvas de rendimiento general del sistema. Las curvas de rendimiento son cruciales para comprender el rango de operación en las turbomáquinas. Las curvas proporcionan información sobre el rendimiento del dispositivo en condiciones particulares relacionando diferentes parámetros hidráulicos. Para el modelo “Turbina_RadMax_NoAlab8” se generaron diferentes curvas que se muestran en la figura 6.18. Los valores de rendimiento fueron satisfactorios y consistentes para cada escenario de caudal de entrada y revoluciones por minuto establecidas.

6.3.1. Análisis de rendimiento del modelo “Turbina_CurvMed_RadMax_NoAlab8”

El rendimiento del modelo seleccionado fue evaluado por medio de la carga hidráulica neta H_n , la potencia mecánica en el eje P_m y la eficiencia mecánica η . En relación con diferentes velocidades angulares, el rendimiento presentó comportamientos similares a los observados por Nishi et al. (2020). La carga hidráulica tiende a converger para caudales menores a 12.0 l/s (figura 6.18a). La potencia mecánica presenta un incremento medio de 9.12% entre 30 y 40 rpm (figura 6.18b). Sin embargo, por la disminución del torque para mantener las velocidades angulares la eficiencia muestra un decremento medio de 7.06% a partir de 40 rpm (figura 6.18c).

Considerando la elasticidad como el cociente entre las variaciones proporcionales de la eficiencia en relación con la potencia mecánica, se puede observar un incremento medio de la eficiencia 3.33 veces mayor que la potencia mecánica entre 30 y 35 rpm (figura 6.18d). Sin embargo, a partir de esa velocidad la eficiencia decrece 3.92% en comparación con la potencia mecánica.

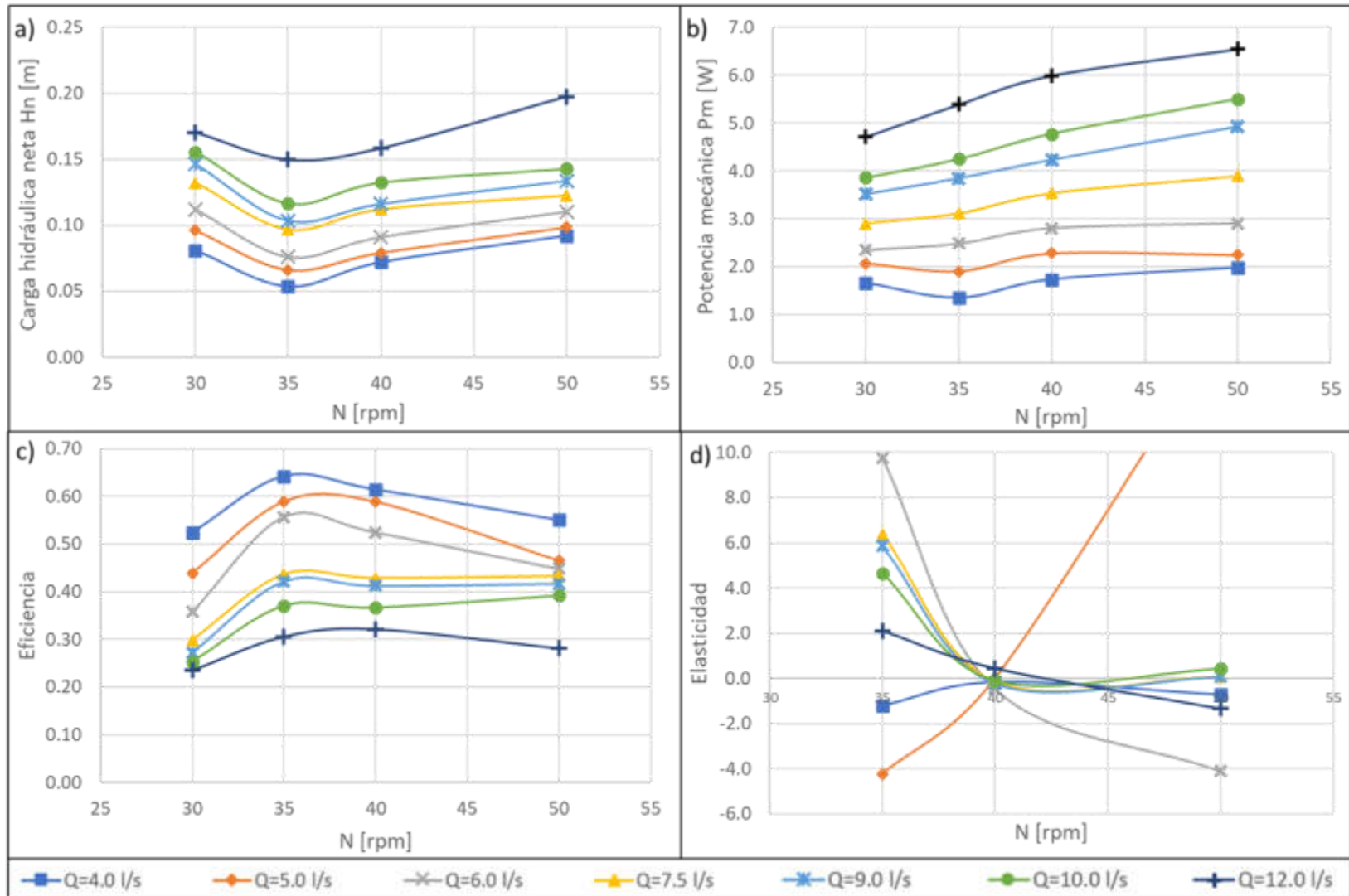


Figura 6.18. Curvas de rendimiento de la turbina.

Por lo anterior, estas curvas muestran que el mejor punto de rendimiento (*Best Efficient Point*) se presenta entre 35 y 40 rpm para diferentes escenarios de caudal, en un rango de $4.0 \frac{l}{s}$ a $12.0 \frac{l}{s}$. La eficiencia máxima alcanzó un valor de 64.23% asociado a un caudal de $4.0 \frac{l}{s}$ y 35 rpm. Los escenarios restantes mostraron una operación máxima para el intervalo de 35-40 rpm con una tendencia a incrementar para valores mayores de caudal. Para el caso de los caudales de 9.0 y $12.0 \frac{l}{s}$ el valor óptimo de rotación fue aproximadamente de 40 rpm. Para una eficiencia de al menos el 50% se requiere un caudal de entre 4.0 y $6.0 \frac{l}{s}$. El modelo de turbina muestra una operación eficiente con valores de caudal bajo. Sin embargo, considerando los valores de variaciones proporcionales, el intervalo más eficiente de caudal se reduce entre $6.0 \frac{l}{s}$ y $7.5 \frac{l}{s}$ por la razón de cambio de la eficiencia con respecto a la potencia mecánica. Por otro lado, la carga hidráulica neta asociada incrementa proporcionalmente conforme el caudal de ingreso aumenta, excepto para el caudal de $12.0 \frac{l}{s}$, observando una diferencia de hasta 5.5 cm para 50 rpm.

La distribución de velocidades en las simulaciones permitió analizar el grado de inmersión o cobertura del agua en los álabes. Tradicionalmente, una mayor cobertura aumenta la carga hidráulica y el ángulo de ataque del perfil se mantiene en una posición vertical con respecto a la dirección tangencial del flujo. El grado de inmersión dependió de dos aspectos: la altura del remolino y la velocidad de rotación de la turbina con respecto al núcleo de aire. La figura 6.19 muestra el grado de inmersión en función del caudal suministrado. El grado de inmersión no es necesariamente en función de un mayor caudal de entrada. La hidrodinámica y la rotación del modelo, influye directamente en la cobertura. Para una velocidad de turbina de 35 rpm se presenta la menor inmersión con un valor máximo de 87.20% a $12.0 \frac{l}{s}$ y un mínimo de 24.60% a $4.0 \frac{l}{s}$ y coincide con los mejores valores de eficiencia de acuerdo con lo observado en la figura 16d. En contra parte, el escenario de mayor cobertura, independientemente del valor del caudal de entrada, se presenta a una velocidad de 30 rpm alcanzando un máximo de 94.50% y un mínimo de 58.20%. Para una velocidad de rotación de 40 rpm la cobertura muestra un pequeño aumento en los valores de inmersión con una tendencia similar a los resultados de la curva de 35 rpm con un valor mínimo de cobertura de 37.90% con una eficiencia 61.44% y un máximo de cobertura de 81.80% y una eficiencia de 32.11%. Por lo que se establece que la hidrodinámica de la turbina se adapta mejor a velocidades mayores de 35 rpm y valores de rotación la turbina mayor a dicho punto mantiene una adecuada relación cobertura-eficiencia. De igual forma, a 50 rpm, la forma de la curva y el aumento

de cobertura se mantiene. Las tres curvas (35, 40 y 50 rpm) mantienen una tendencia semi lineal, comparada con la curva de velocidad mínima (30 rpm) la cual presenta una tendencia de alto crecimiento de torque, pero la cobertura de agua en las zonas posteriores de los álabes afecta el rendimiento. La correspondencia de la distorsión de las curvas se puede asociar a la eficiencia y la forma de campana en la curva de este parámetro (figura 6.18c), al alcanzar el punto óptimo de operación (35-40 rpm) la hidrodinámica del modelo indica un mejor proceso de adaptación a la dinámica del remolino y operando en una condición deseada, donde las caras frontales tienen una adecuada inmersión y las superficies posteriores tienen valores mínimos de cobertura.

La figura 6.19b muestra la respuesta del torque de acuerdo con el grado de inmersión, cumpliendo la tendencia de que valores cercanos al 100% proporcionan un mayor torque. Sin embargo, los valores de mayor torque no coinciden con los valores de eficiencia más altos. Las variables de respuesta de velocidad de rotación de 30 rpm mostraron la tasa más baja de eficiencia para todos los escenarios de caudal comparado con el resto de las velocidades de rotación, incluyendo a 50 rpm que se encuentra más alejado de la zona óptima de rendimiento. Por lo cual, se establece que el torque es el parámetro para considerar para el aprovechamiento, siempre que se mantenga un rango de cobertura o inmersión de la turbina menor al 90% para asegurar un valor adecuado de torque sin generar un efecto de frenado en los álabes.

El fenómeno de frenado puede apreciarse en la tabla 6.5 donde se muestra la fracción de volumen cubierta en lo que corresponde al perfil de la turbina y los álabes situado a una altura de 0.1 m con respecto al fondo del cubilete en el periodo $t = 20$ s. Los perfiles correspondientes a la columna de 30 rpm muestran una considerable presencia de fluido en las caras posteriores de los álabes con respecto al resto de las columnas. Se puede apreciar que a 7.5 l/s la inmersión es prácticamente total. La fracción de volumen para 35 y 40 rpm muestra una diferencia notable hasta valores mayores a 7.5 l/s donde la cobertura es significativa y las caras frontales del álabe muestran una importante interacción con el remolino y una mínima interacción del agua con las zonas posteriores. Las imágenes de estos casos muestran de forma gráfica el proceso de conversión del flujo tangencial del remolino en un flujo radial en dirección al orificio de salida.

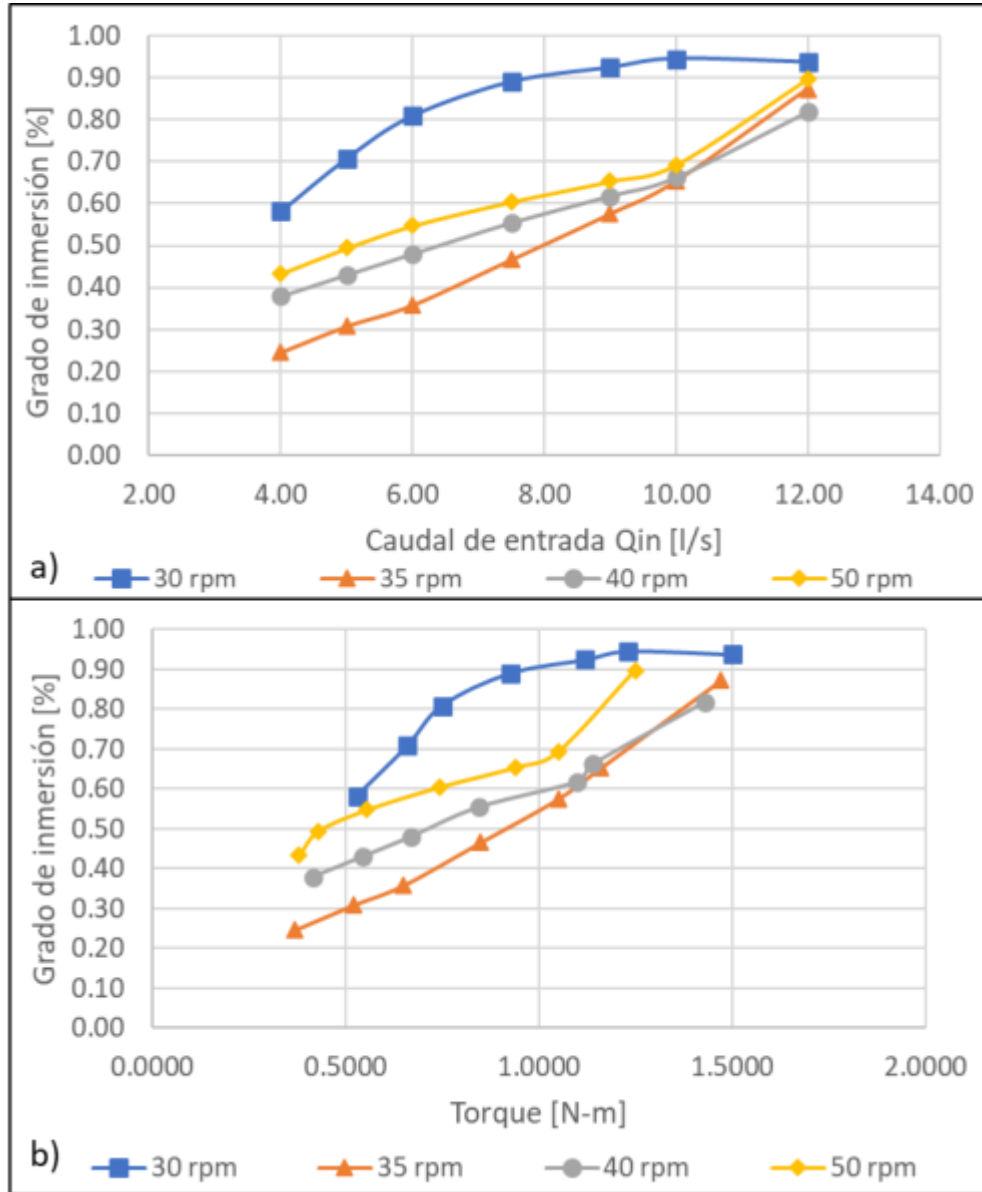
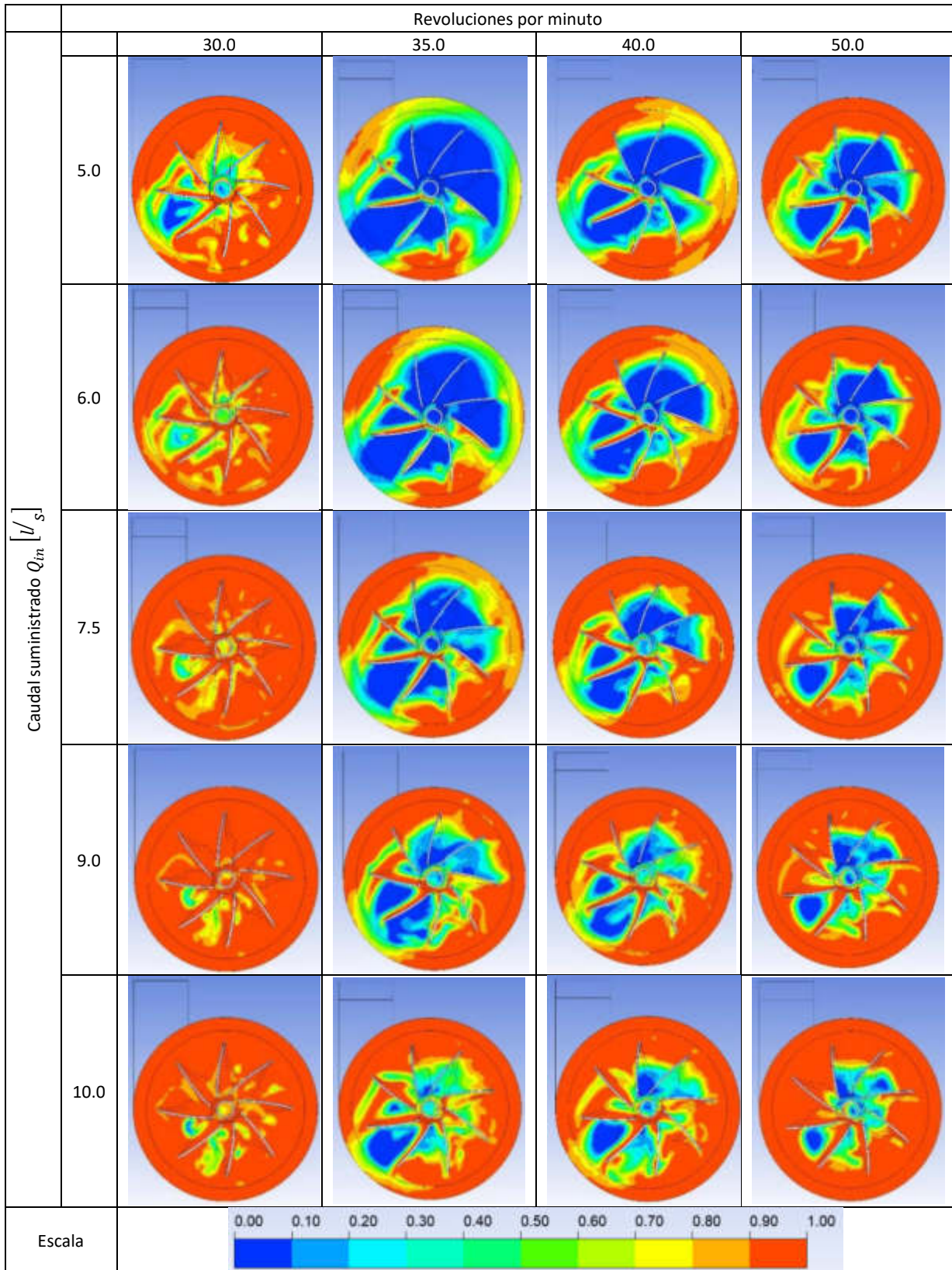


Figura 6.19. Comparación de las velocidades de rotación de la turbina de acuerdo con el grado de inmersión del álabe: a) Grado de inmersión en función del caudal suministrado, y b) Torque generado por el grado de inmersión.

Tabla 6.5. Grado de inmersión cubriendo los álabes de la turbina.



6.4. Construcción de prototipos seleccionados

6.4.1. Construcción del cubilete

La construcción de los modelos seleccionados para la evaluación experimental de la micro central se realizó en dos partes: la construcción del cubilete y la manufactura de la turbina con las especificaciones designadas en la tabla 5.8. La construcción del cubilete se basó en las dimensiones descritas en la figura 6.2 y las características físicas del tanque de aforo del laboratorio de Hidráulica (figura 6.20).



Figura 6.20. Construcción del cubilete y el canal de entrada: a) Vista lateral del cubilete, b) Vista frontal y; c) Detalle del orificio de salida y guía del eje de la turbina.

6.4.2. Manufactura de la turbina mediante impresión 3D

En el caso de la turbina, los resultados obtenidos del análisis paramétrico mediante ANSYS-CFX permitieron seleccionar la configuración “Turbina_CurvAMed_RadMax_NoAlab8” como el modelo más eficiente. La manufactura de la turbina se realizó mediante impresión tridimensional utilizando Acido Poli Láctico (PLA) en una impresora marca Ultimaker (figura 21a). La impresión de la turbina se dividió en tres secciones: soporte superior e inferior del rodete (figura 21b) y álabes (figura 21c). El tiempo total de impresión fue de 87.98 horas para 8 álabes y 2 soportes (tabla 6.6), con una densidad del 20% en la estructura. Una vez manufacturadas las cazoletas, se realizó el armado de la turbina sujetando los 8 álabes a los soportes utilizando tornillos de 1/8 de pulgada (3.1 milímetros), asegurándose que la dirección de los álabes coincidiera con el sentido de rotación del remolino en el cubilete.

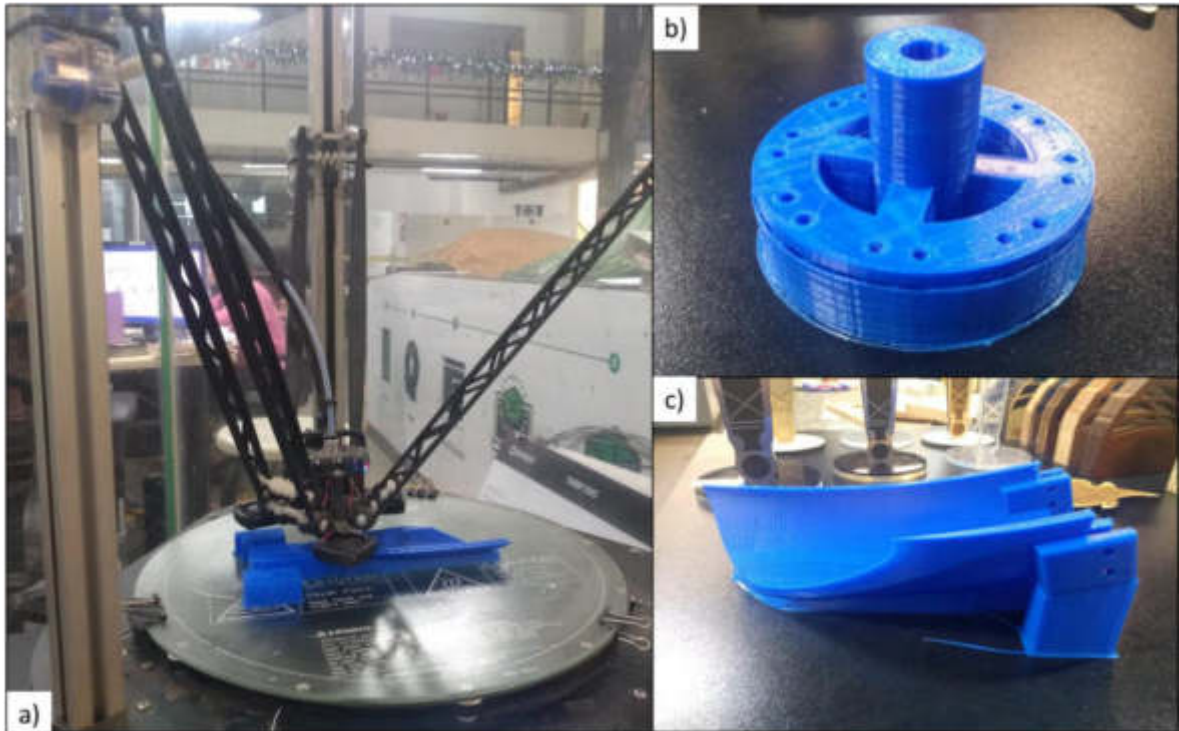


Figura 6.21. Manufactura de la turbina mediante impresión 3D: a) Impresión de álabe, b) Soporte del rodete, c) Álabe de la turbina.

Tabla 6.6. Estimación del tiempo de impresión de los elementos de la turbina.

Elemento	Tiempo [min]	Unidades	Tiempo total [min]	Tiempo total [hrs]
Álabe	565	8	4 520	75.33
Rotor superior	470	1	470	7.83
Rotor inferior	289	1	289	4.82
		TOTAL	5 279	87.98

6.5. Evaluación experimental del sistema

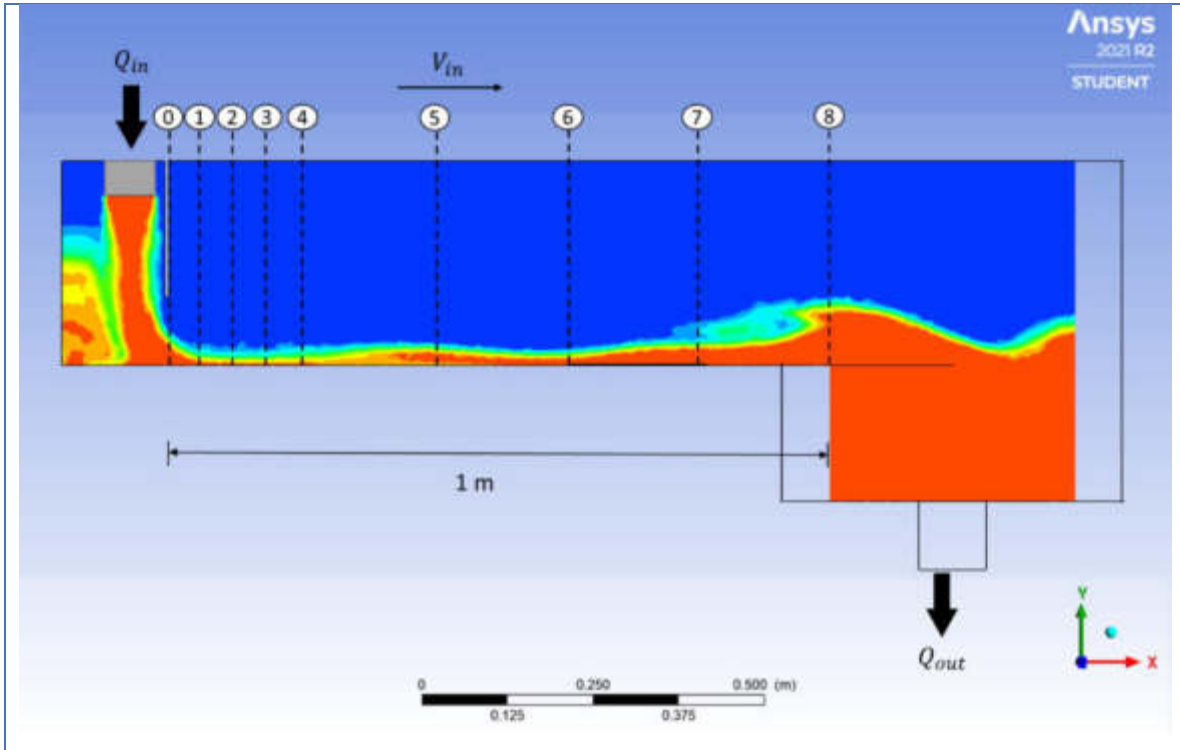
6.5.1. Análisis CFD del canal de entrada para pruebas experimentales

La evaluación experimental se realizó considerando los caudales propuestos con el fin de cuantificar el rendimiento y analizar la respuesta de la turbina. En primer lugar, fue necesario replicar las condiciones establecidas en la etapa de evaluación numérica con las condiciones de laboratorio para asegurar resultados fiables que permitan la validación del modelo. Durante las pruebas previas a la evaluación de la turbina, la configuración geométrica del cubilete mostró la presencia de un prolongado salto hidráulico a lo largo del canal para el caudal mínimo de 5.0 l/s afectando el ingreso del flujo en el cubilete con un alto grado de turbulencia (tabla 6.7). El suministro de caudal se realizó mediante una tubería, actuando como tubo corto, dirigiendo el chorro presurizado y una alta velocidad de ingreso. El tirante en la zona de entrada (sección 0) posee un tirante $y_{in} = 3.29 \text{ cm}$ y un número de Froude $F = 1.78$, indicando un flujo supercrítico desde la entrada del flujo en el canal. Posteriormente, las secciones subsecuentes (1, 2, 3 y 4) presentan variaciones de tirante de -52%, -55%, -52%, y -35%, respectivamente, con respecto al tirante inicial, por lo que se la condición de flujo supercrítico se mantiene hasta una longitud de 0.8 metros y una alta velocidad. Las secciones restantes mantienen valores entre 2.09 cm y 3.35 cm, a excepción de la sección 8 donde el tirante sube hasta 9.19 cm debido a la acumulación en el cubilete por la estructura del remolino. Por lo que, las condiciones presentadas en el canal con esta geometría no coinciden con las establecidas en la modelación numérica.

Para empalmar las condiciones planteadas en la etapa de simulación, es necesario agregar una estructura disipadora de energía que permita asegurar un nivel de tirante estable y constante a lo largo del canal. Por ello, fue implementada una caja disipadora en el extremo inicial del canal coincidente con la tubería de suministro del tanque de aforo (figura 6.8). Un plano con una inclinación de 23 grados con respecto al fondo fomenta la orientación del flujo a la pared limitante

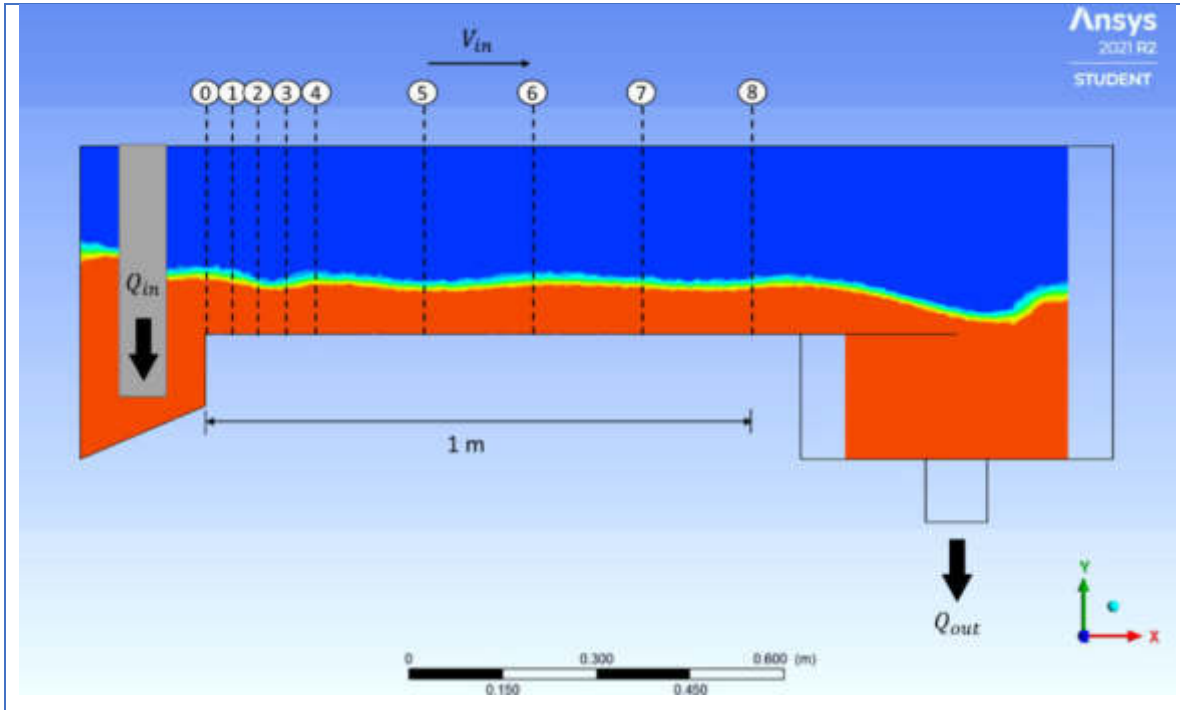
del canal asegurando una mejor disipación y una transición gradual en dirección al cubilete para la adecuada formación del remolino. Se puede apreciar que, en la sección 0 se observó un tirante $y_{in} = 10.19 \text{ cm}$ y un número de Froude $F = 0.3272$, indicando un régimen subcrítico. Las secciones siguientes (1, 2, 3 y 4) mantuvieron una diferencia del -6%, -22%, -13% y -11%, respectivamente, en el tirante con una variación máxima 2 cm en las secciones restantes. Comparando los valores del régimen de flujo con la adición de la caja disipadora y la geometría original, se puede apreciar un impacto positivo en el comportamiento del flujo y apegado a las condiciones analizadas de la fase de CFD.

Tabla 6.7. Comportamiento del caudal a lo largo del canal por secciones para la configuración inicial del cubilete.



Sección	0	1	2	3	4	5	6	7	8
x [m]	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00
Tirante en el canal y_{in} [m]	0.0329	0.0157	0.0148	0.0156	0.0213	0.0290	0.0209	0.0335	0.0919
Área hidráulica [m ²]	0.0049	0.0024	0.0022	0.0023	0.0032	0.0044	0.0031	0.0050	0.0138
Velocidad V_{in} [m/s]	1.0132	2.1231	2.2523	2.1368	1.5649	1.1494	1.5949	0.9950	0.3627
Velocidad ANSYS V_{in} [m/s]	1.14	1.94	2.06	2.01	1.67	1.40	1.53	1.14	0.34
No de Froude F	1.78	5.41	5.91	5.46	3.42	2.15	3.52	1.73	0.38

Tabla 6.8. Comportamiento del caudal a lo largo del canal por secciones para la configuración inicial del cubilete.



Sección	0	1	2	3	4	5	6	7	8
x [m]	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00
Tirante en el canal y_{in} [m]	0.1019	0.0951	0.0792	0.0879	0.0903	0.0802	0.0909	0.0804	0.0818
Área hidráulica [m^2]	0.0153	0.0143	0.0119	0.0132	0.0135	0.0120	0.0136	0.0121	0.0123
Velocidad V_{in} [m/s]	0.3271	0.3505	0.4209	0.3792	0.3691	0.4156	0.3667	0.4146	0.4075
Velocidad ANSYS V_{in} [m/s]	0.31	0.35	0.40	0.35	0.31	0.40	0.35	0.40	0.40
No de Froude F	0.3272	0.3629	0.4775	0.4084	0.3922	0.4686	0.3883	0.4668	0.4549

6.5.2. Comparación de resultados experimentales y numéricos

El modelo matemático avala inicialmente el rendimiento del sistema de forma cuantitativa, por lo que la fase experimental permitió determinar los rangos operativos para verificar dicha fase. Las curvas de respuesta obtenidas de las pruebas experimentales (figura 6.22) son superpuestas en las gráficas construidas de la simulación numérica (figura 6.18) para determinar aquellas modelaciones que se ajustan a las características operativas (caudal y revoluciones por minuto) impuestas, en parte, por el generador eléctrico. A partir de estos valores se puede determinar la curva de rendimiento a la par con los resultados experimentales y verificar la exactitud de la modelación.

La tabla 6.9 muestra las revoluciones por minuto alcanzadas por la turbina en función del caudal, con generador y sin generador. Se puede apreciar que, para caudales cercanos al máximo propuesto (10.0 l/s) la velocidad de rotación disminuye significativamente asociado al incremento de H_v . Esto se debe a que la componente tangencial es mayor, sin embargo, la cobertura completa de la turbina (especialmente en las caras posteriores de los álabes) induce un efecto de frenado, disminuyendo la rotación, pero acompañado de un incremento de torque por parte de la columna de agua.

En relación con la comparación de resultados, la altura del remolino (figura 6.22a) muestra una diferencia media de 6.5% y una máxima de 13.2%, correspondiente al valor mínimo de caudal. La mayor diferencia se presentó a partir de caudales mayores a 8.0 l/s . El torque fue el parámetro con mayor diferencia porcentual con un 13.0% promedio y un máximo de 18.3% (figura 6.22b). Para caudales menores a 7.0 l/s la diferencia fue menor al 8.0%. La energía mecánica (figura 6.22c) mantuvo un crecimiento medio del 20% en función del caudal de entrada. Mientras que, la eficiencia (figura 6.22d) presentó una tendencia de incremento del 5% hasta 6.0 l/s (identificado como el BEP) y un decremento medio de 13% para caudales mayores a este punto. Por lo que, comparado con el volumen suministrado, la turbina se desempeña con mejor eficiencia con valores de caudal no mayores a 7.0 l/s (coincidiendo con el rango determinado de los resultados numéricos para diferentes velocidades angulares), ya que a partir de este punto se presenta una pérdida de eficiencia de 8.8% por litro de caudal suministrado.

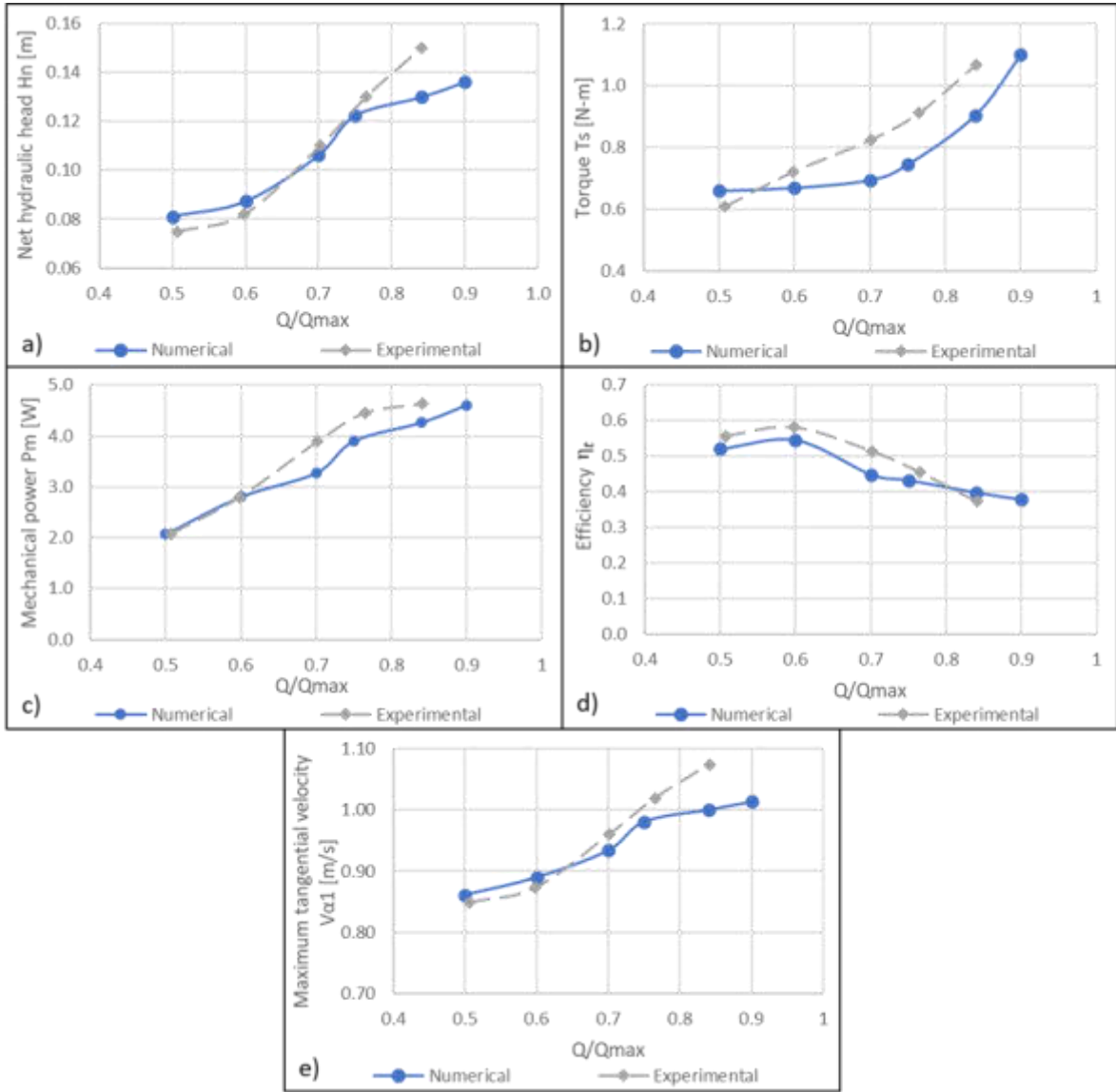


Figura 6.22. Comparación de resultados numéricos con valores obtenidos experimentalmente: a) Carga hidráulica neta H_n ; b) torque T_s ; c) Potencia mecánica P_m ; d) Eficiencia mecánica del rodete η_t ; e) Velocidad tangencial máxima V_{a1} .

Tabla 6.9. Valores promedio de revoluciones por minuto alcanzadas según el caudal de entrada.

	Con generador					Sin generador							
Caudal de entrada $Q_{in} [l/s]$	5.07	5.98	7.02	7.65	8.41		4.65	5.77	6.52	7.49	8.04	9.0	9.74
Revoluciones por minuto	32.6	37.0	45.0	46.6	41.4		67	67.4	66.2	61.0	57.8	54.2	47.6
Altura del remolino $H_v [cm]$	12.5	13.2	16.0	18.0	0.20		22.0	28.5	31.5	36.0	37.0	38.0	39.0

La visualización de la superficie libre del flujo alrededor del rodete, numéricos y experimentales, se puede apreciar en la figura 6.23. La frontera entre agua y aire fue definida como $\alpha_{water} = 0.5$ para la delimitación de la superficie libre en el post procesado del software. El incremento del caudal de entrada induce mayor altura de remolino, mayor cobertura e interacción con la estructura de la turbina. La altura del remolino, aunado con la variación de flujo de entrada, fue cualitativamente consistente entre los resultados numéricos y experimentales hasta un caudal no mayor a $7.5 l/s$. Se puede apreciar un incremento de altura mayor para el resultado experimental de $8.41 l/s$ (figura 6.23c) con respecto al estimado numéricamente. Esta comparativa coincide con la diferencia calculada de 13.2% (2.6 cm). Por lo que, es necesario evaluar una configuración alternativa de la malla para mejorar la exactitud de la modelación en tales condiciones de operación.

Cualitativamente, las dimensiones de la turbina afectan sustancialmente la formación del *air core*. Esta observación es importante ya que, con respecto a otros trabajos de GWVT, Alzamora-Guzmán (2019) reportan una eficiencia media 35% de la turbina y una eficiencia global del sistema de 17.5% de producción de electricidad. Saleem et al. (2020) realizaron una revisión de literatura de trabajos con turbinas *vortex* reportando eficiencias mecánicas de 28%, 35%, 79% y 15%. Nishi et al. (2020) alcanzaron una eficiencia máxima del 50%. La mayoría de estos trabajos respeta considerablemente la estructura estable del remolino con turbinas de una relación de radio $\frac{r_{turb}}{r_{cub}} < 0.5$, donde r_{turb} representa la distancia distante del álabe con respecto al centro del tanque y $r_{cub} [m]$ es el diámetro del cubilete. Sin embargo, si la turbina rompe dicha estructura, con radios de álabe mayores a 0.5, fomenta un incremento de torque. Comparado con otros sistemas, la configuración seleccionada en

este trabajo con radios de impulso de 0.20 m puede alcanzar niveles de operación similares al analizado por Nishi *et al.* La diferencia de rendimientos se debe en parte a variaciones en la configuración geométrica de cada modelo. En el presente trabajo, la forma de los álabes es parte de la innovación del modelo de turbina por su curvatura y capacidad de adaptarse a la dinámica del flujo reduciendo las pérdidas locales y por turbulencia.

Para caudales superiores a $Q_{in} = 7.0\text{ l/s}$ la interacción con el álabe se prolonga en un rango $\frac{r_{turb}}{r_{cub}} \in [0.35, 0.75]$, donde $r_{cub} = 0.25\text{ m}$. Mientras que, para valores menores de 7.0 l/s la interacción se reduce en un intervalo $[0.55, 0.74]$. Con base en el grado de interacción y las gráficas de eficiencia (figura 8d), la turbina propuesta opera de forma eficiente en función de la energía cinética del flujo. Mientras que la carga hidráulica (componente potencial de la línea de energía), contribuye, principalmente, con la carga suficiente para vencer el torque de oposición impuesto por el generador. El aprovechamiento del torque, generado por la componente tangencial de la velocidad, se basa en la interacción del remolino las superficies frontales de los álabes y la curvatura externa pretende reducir gradualmente el corte del flujo.

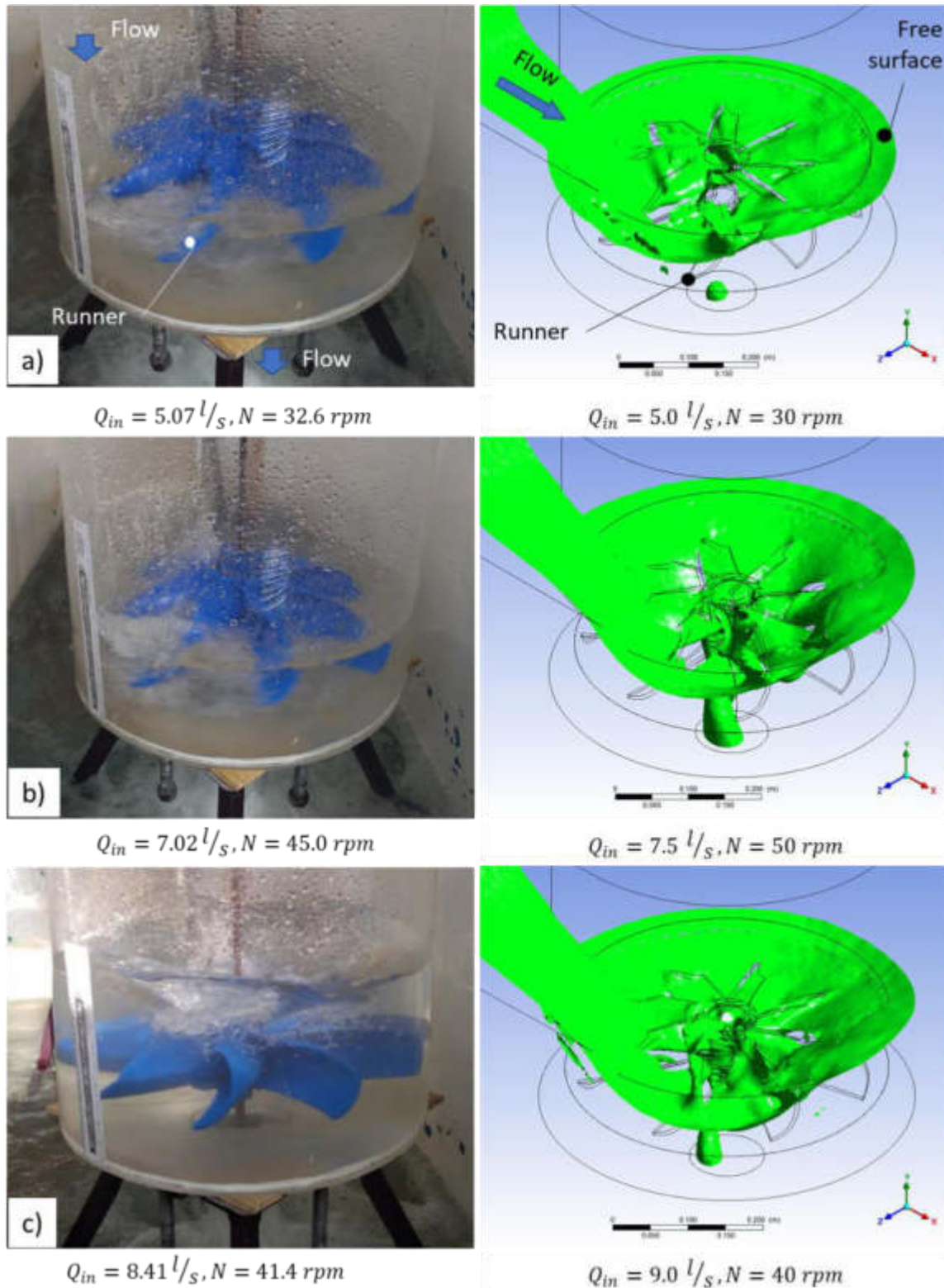


Figura 6.23. Superficie libre del remolino en la turbina en diferentes escenarios.

6.5.3. Delimitación de las zonas de eficiencia

Con base en las mediciones experimentales y la estimación de producción energética fue posible definir un marco de operación en función del caudal de entrada y la carga hidráulica neta para la configuración geométrica seleccionada (figura 6.24). La principal observación es que la mejor tasa de rendimiento $\eta_t > 60.0\%$ se presentó para $Q_{in} \leq 5.0 \text{ l/s}$ ya que por la entrada del flujo y la cobertura generada por la altura del remolino indujeron un mayor empuje en la componente tangencial de la turbina. Por lo que, en términos de aprovechamiento hidráulico, la turbina mostró capacidad de operar con un reducido volumen de agua considerando que se proyecta instalar para producción a micro escala o en ríos de baja afluencia. Sin embargo, energéticamente, la producción de energía disponible se ve disminuida sustancialmente.

Mientras que, para un intervalo de caudal $Q_{in} \in [5.5, 8.5] \text{ l/s}$ la eficiencia mantiene una tasa mayor al 40 % que, como se mencionó previamente, se mantiene dentro del rango promedio de operación para este tipo de turbinas tipo *vortex*. Además, considerando que los valores de eficiencia más bajos se presentaron para valores de caudal y grados de inmersión mayores a 8.0 l/s (observación igualmente descrita durante el análisis paramétrico), se refuerza el argumento de acotar un rango de caudal operativo para $Q_{in} \in [6.0, 7.5] \text{ l/s}$.

Adicionalmente, para mejorar el proceso de conversión de energía mecánica de parte del rodete se sugiere modificar la geometría del canal de entrada y el cubilete, ya que la configuración cilíndrica permite un considerable volumen de agua desaprovechado en la parte inferior (zona de descarga). Principalmente, la zona inferior cercana a las paredes del tanque funciona como un depósito que no genera valor significativo en el término energético y mecánico. Por lo que se plantea utilizar una forma de cubilete cilíndrica o evaluar la posibilidad de un perfil parabólico.

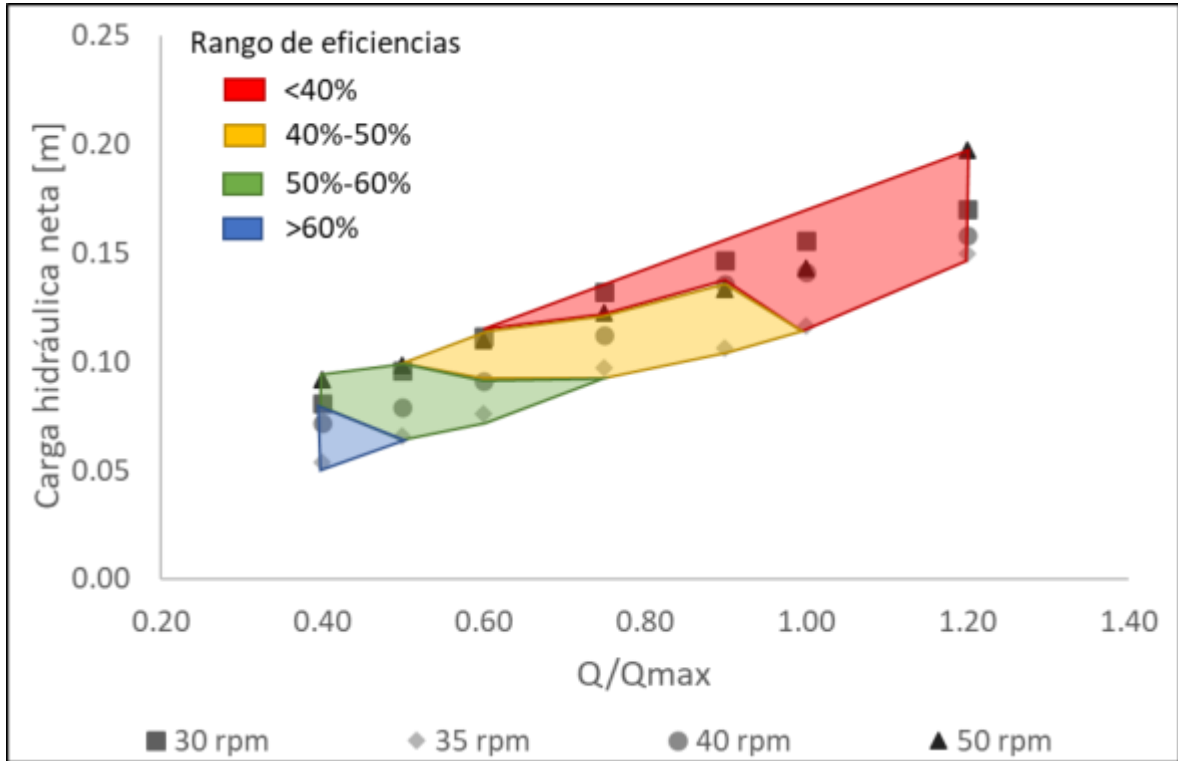


Figura 6.24. Delimitación de las zonas de eficiencia de acuerdo con el caudal de entrada y la carga hidráulica neta generada

6.5.4. Estimación de eficiencia eléctrica

La producción de energía y eficiencia del generador (ecuaciones 5.25 y 5.26) fue estimada a partir de los registros generados por el circuito electrónico durante cada prueba experimental por un lapso de 10 minutos. La generación eléctrica mostró un comportamiento Gaussiano (figura 6.25), a diferencia de otro tipo de turbinas donde su eficiencia disminuye a pesar de aumentar la energía generada (condiciones fuera de diseño – *off design operating conditions*).

La energía producida en función del caudal alcanzó un máximo de $1.10 W$ para un caudal de 7.65 l/s con un decremento de 11.9% para caudales mayores a partir de este punto (figura 6.25a). El descenso de potencia está asociado a la disminución del número de revoluciones por minuto, a su vez asociado a la altura de remolino. Previamente se mencionó que, la altura de remolino es uno de los atributos de mayor incidencia en este tipo de turbinas. En el caso de la turbina propuesta, para un valor mayor a $H_v = 0.18 \text{ cm}$ el número de revoluciones por minuto y, por ende, la potencia eléctrica presenta un descenso del 17.2%. La tasa de incremento en la eficiencia por unidad de caudal fue de 8.0%, aplicable para el intervalo de 5.0 a 6.0 l/s , con un valor máximo $\eta_g = 27.68\%$

(figura 6.25b). Sin embargo, la producción de energía y de eficiencia mantiene valores aprovechables hasta 7.5 l/s , con una eficiencia del 24.62%.

Con respecto a la producción de energía (figura 6.25c), la energía eléctrica de salida se cuantificó en un intervalo de $2\,786.21 \text{ J/h}$ (557.24 Wh/mes) – $3\,946.14 \text{ J/h}$ (789.23 Wh/mes) de operación para un rango de caudal de 5.98 a 7.65 l/s , respectivamente. A partir de 7.65 l/s , la tasa de eficiencia y de energía eléctrica sufren un descenso con una tasa del 11%. De igual forma que la eficiencia, el incremento de caudal y de altura de remolino reduce la producción de energía. Para un caudal de 8.41 l/s , la energía sufre un descenso de $3\,474.81 \text{ J}$ por hora, asociada a la disminución de revoluciones por minuto.

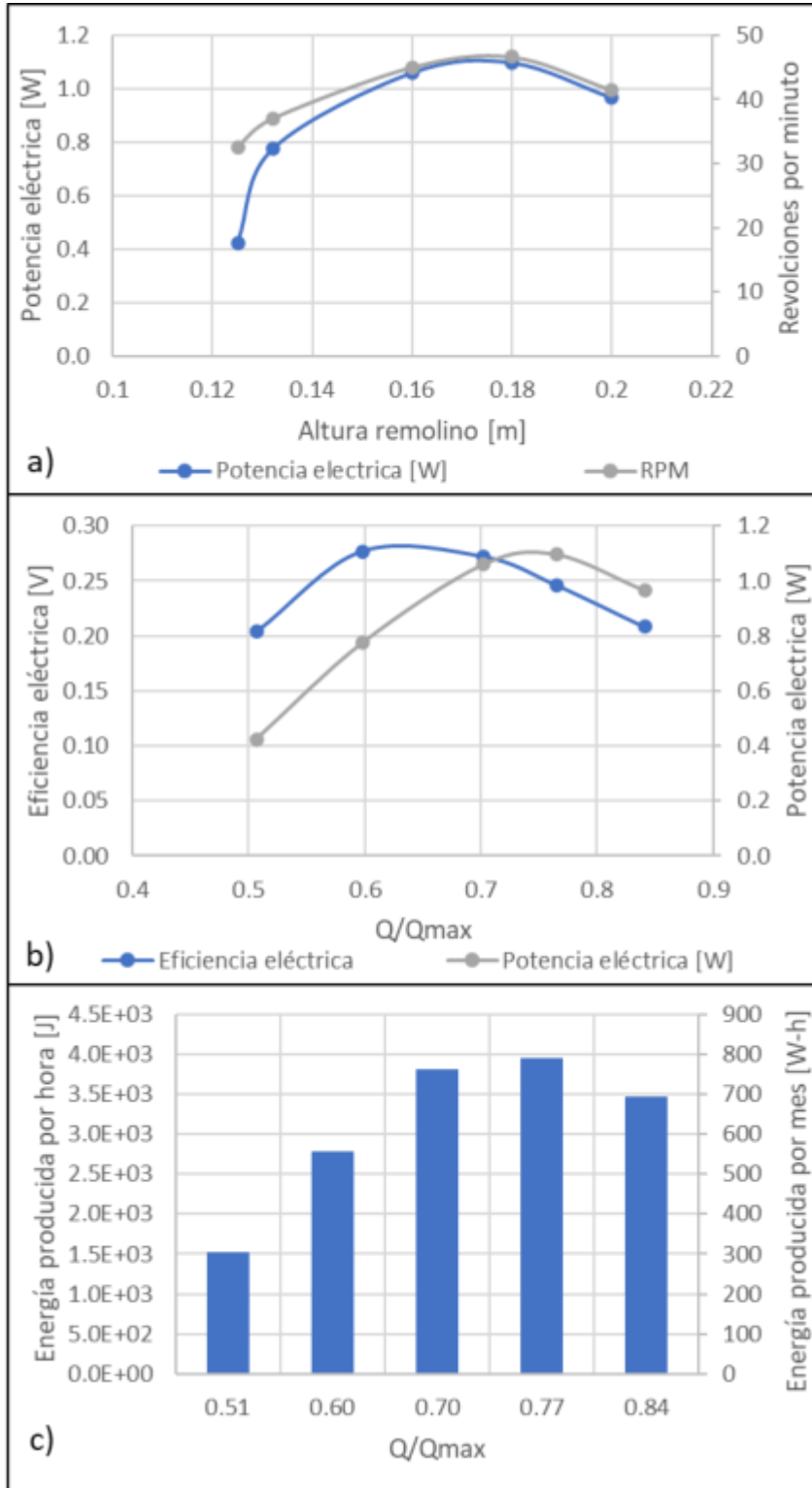


Figura 6.25. Producción y eficiencia eléctrica de la turbina.

6.6. Validación de condiciones de operación

La naturaleza de las funciones objetivos cuantifica la diferencia existente entre los valores numéricos y experimentales a partir de una base estadística. Aunado a los criterios, es posible ilustrar esa diferencia en una escala numérica situando los valores óptimos y el comportamiento matemática de cada función (tendencia de crecimiento a $\pm\infty$; figura 6.26). La altura del remolino H_v muestra una buena relación estadística según los criterios establecidos para cada función. El error relativo presenta un valor medio de 6.5% y un máximo de 13.2% para $Q_{in} = 8.4 \text{ l/s}$ y $N = 41.4 \text{ rpm}$. Para caudales cercanos al BEP el error relativo es menor a 5.4%. El ERCM y RMSE presentan valores de 0.0057 y 0.0141, respectivamente (cercanos al valor optimo). La varianza en el RMSE se estimó en 0.1 cm que se puede considerar aceptable por los valores estimados de H_v . Para el caso de BIAS indica una diferencia menor a 0.79 cm. Las tres funciones objetivos mencionadas son válidas para caudales no máximos a 8.0 l/s . Por lo que, considerando el comportamiento de valores de altura de remolino (figura 6.22a), el EMA y NSE se ajustan de forma más realista por la diferencia existente entre 8.0 l/s y 9.5 l/s . El EMA mantiene un valor cercano a cero, pero se ajusta a la diferencia presentada en los escenarios máximos del remolino según el criterio de este. Mientras que, para NSE se tiene un valor aceptable considerando su acercamiento a 1.

Para la potencia mecánica, se estimaron valores de 0.3107 W, 0.3066 W y 0.4059 para el EMA, BIAS y RMSE, respectivamente. A pesar de aparentar ser uno de los parámetros con menor grado de exactitud, la escala de valores del EMA y BIAS (valores dimensionales) indica una buena correlación con respecto a la comparación previa (figura 6.22c), principalmente para caudales mayores a 7.0 l/s . Por otro lado, el EMA, NSE y RMSE para el torque se determinó en 0.1131 N · m, 0.3778 y 0.1244, respectivamente. Los valores estimados se ajustan adecuadamente al sesgo visto en la figura 6.22b, donde el error relativo presentó una media 13.03% (0.11 N · m), comparado con los coeficientes BIAS y ERCM. Para mejorar la precisión de los resultados se sugiere agregar elementos de refinamiento en el dominio de la turbina, ya que la solución matemática está sujeta a las condiciones de la malla.

En el caso de la η_t y la $V_{\alpha 1}$, los valores indican una buena relación considerando los valores óptimos de cada función y la tendencia mostrada en las gráficas (figuras 6.22d y 6.22e). La diferencia se estimó en un promedio de 7.3% para la eficiencia y 3.4% para la velocidad máxima tangencial.

Comparado con sus respectivas funciones objetivo, los valores se encuentran cercanos a los valores óptimos. Destacando la NSE con valores de 0.715 y 0.779, que valida de buena forma la modelación numérica y muestra una importante sensibilidad ante la variación. Donde, la varianza residual con respecto a los valores numéricos para la eficiencia fue de 0.8%.

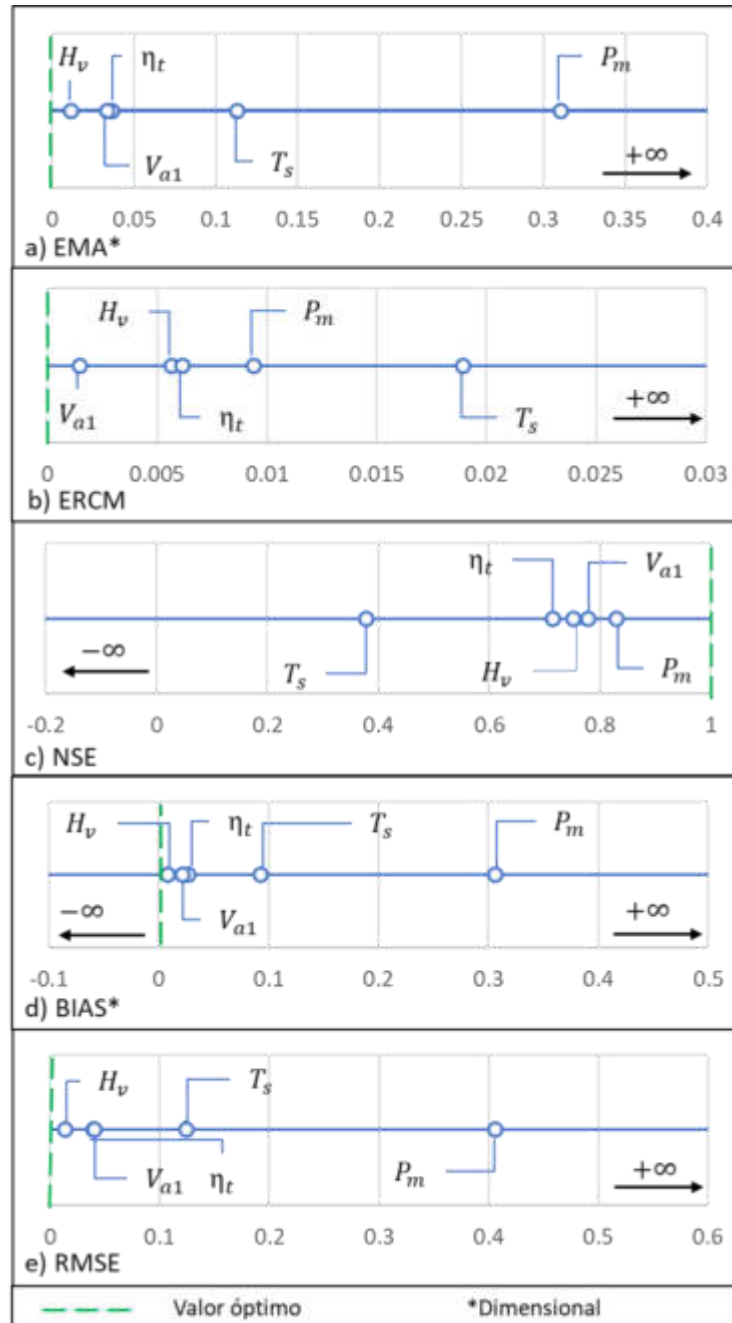


Figura 6.26. Estimación de funciones objetivo para la verificación de resultados numéricos.

De forma general, cada función objetivo presentó una diferente reacción para cada parámetro de respuesta. El NSE y ERCM se identificaron como funciones con sensibilidad y criterios adecuados para validar la modelación numérica comparados con error relativo promedio. Específicamente, el EMA y BIAS mostraron buena sensibilidad con excepción del caso de potencia mecánica. Así mismo, el principal parámetro de interés en este tipo de sistemas es la eficiencia mecánica. Ya que permitió englobar el rendimiento del sistema en un único indicador, seguido de la altura del remolino.

6.6.1. Estimación de velocidad específica

La comparación de rendimiento se realizó mediante el parámetro de la velocidad específica (ecuación 5.27). Cuantitativamente, el rango de operación con este parámetro se estimó en $\Omega_{esp} \in [0.19, 0.27]$, mostrados en la figura 6.27a, y, comparado con los valores de tipo Pelton (0.05 – 0.25) y Francis (0.4 – 3.8) descritos en la figura 5.17, la turbina con álabes modificados se sitúa en un punto medio. Por lo que, la premisa de crear un modelo de turbina híbrida, con características combinadas de distintas turbinas, se cumple. Sin embargo, el posicionamiento de la turbina está directamente relacionado a las condiciones geométricas seleccionadas del análisis paramétrico hecho previamente, principalmente por la variación del radio de impulso. En el supuesto de un radio de impulso menor, la velocidad de rotación y el torque pueden generar cambios significativos en la velocidad específica permitiendo que su rendimiento abarque un mayor rango de operación con respecto a las turbinas tradicionales citadas.

Por otro lado, la eficiencia mecánica mostró que a partir de $\Omega_{esp} = 0.23$ el modelo presentó la mejor tasa de rendimiento, asociado al intervalo de caudal $Q_{in} \in [6.0, 7.5] \frac{l}{s}$ y un rendimiento basado principalmente en un flujo radial e incrementando gradualmente el empuje de la componente axial (pasando a un flujo axial parcial), adoptando un intervalo de adaptación híbrida en la interacción fluido – estructura. La relación velocidad específica – eficiencia indica que, al menos para la configuración geométrica seleccionada, la turbina responde de mejor manera a rangos altos de velocidad específica comparado con los de una turbina Pelton tradicional. Sin embargo, comparado con una turbina Pelton, el aprovechamiento del caudal es notoriamente menor por la distribución del fluido en el volumen del cubilete.

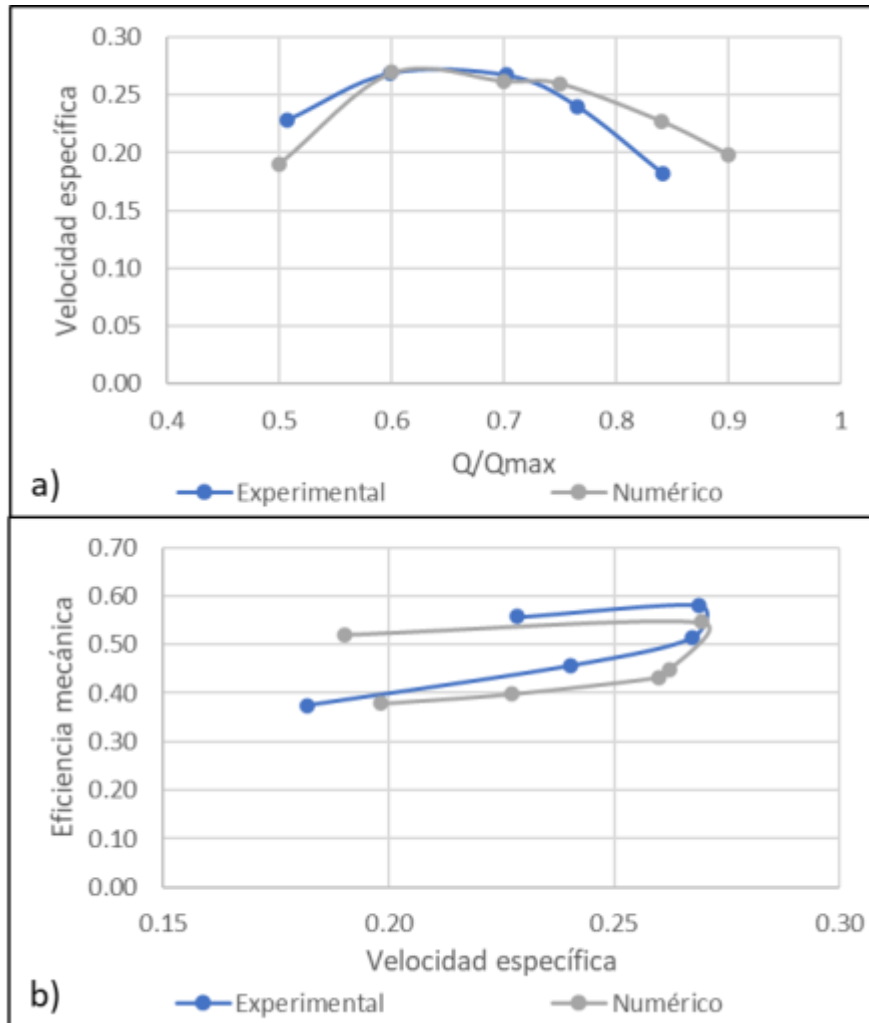


Figura 6.27. Estimación de velocidad específica y su relación con la eficiencia mecánica de la turbina

6.6.2. Propensión a la cavitación

Finalmente, la propensión a la cavitación fue estimada con el criterio del factor de Thoma (ecuación 5.28) y las condiciones de trabajo generadas por el flujo. Como se comentó en el capítulo 5, la cavitación se presenta por la caída de presión con respecto a la presión de vapor de saturación del agua en la temperatura local. La estimación del coeficiente σ se realizó en función de los valores obtenidos, numéricos y experimentales, de carga hidráulica neta H_n (figura 6.27). Para un caudal $Q_{in} = 5.0 \text{ l/s}$ el valor de σ fue de 1 375, para los datos experimentales, y 1 271, en la parte numérica, con una diferencia del 7.5%. De forma global, el error relativo promedio entre los valores de cavitación fue de 7.7%, con un máximo de 15.4% para un caudal de 8.5 l/s debido a la diferencia

de altura de remolino estimados entre el software y las mediciones experimentales. Por otro lado, con un ingreso de 7.5 l/s , el factor de cavitación disminuyó un 33% con respecto a la parte numérica y un 42% de la experimental, indicando que, en la parte experimental se presentaron condiciones que fomentan el cambio de fase en el fluido.

Con respecto al valor crítico σ_c (ecuación 5.29), el valor se determinó en 0.28. Por lo que, la diferencia numérica entre el coeficiente de Thoma y σ_c indica una zona segura para evitar la evaporación del fluido. Sin embargo, es importante mencionar el margen de seguridad va disminuyendo conforme el caudal de suministro aumenta reduciendo el sesgo a $\sigma = 687.7$ puntos (un descenso del 50% con respecto al valor estimado de $Q_{in} = 5.0 \text{ l/s}$), indicando que las condiciones van incrementando para la aparición de cavitación. Sin embargo, el valor de caudal para alcanzar este punto es, relativamente, alto, en el sentido de que físicamente el volumen de agua sería mayor al disponible en el cubilete y se desbordaría en la parte superior de la infraestructura.

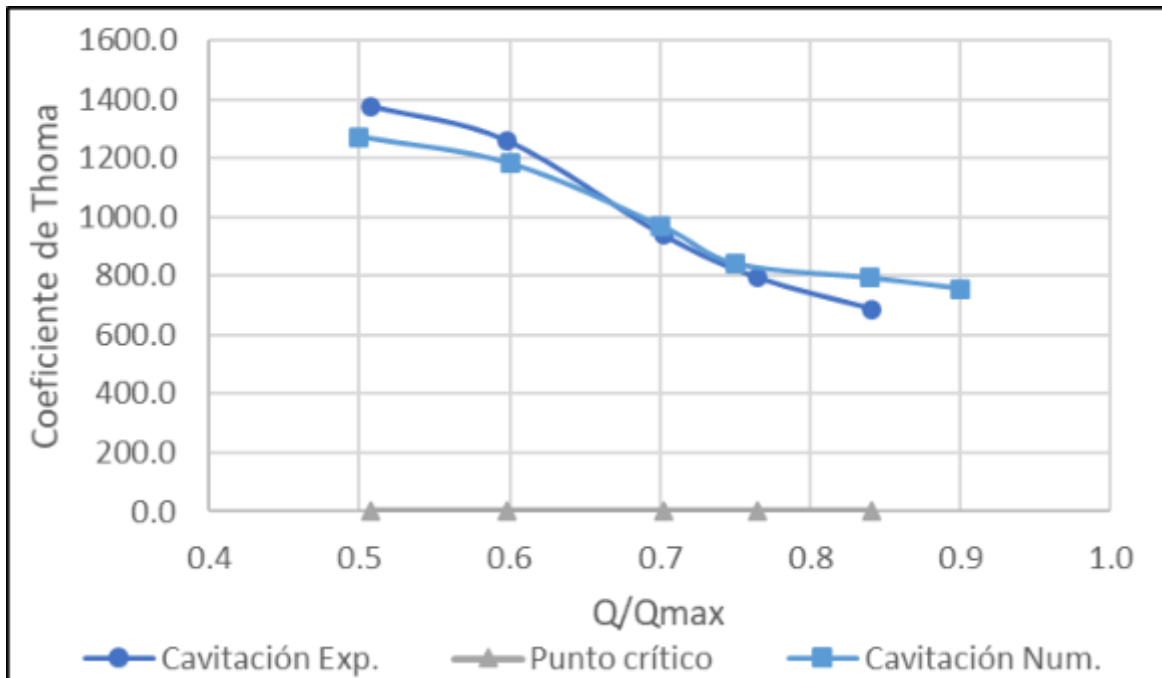


Figura 6.28. Estimación del coeficiente de Thoma para determinar la propensión de cavitación en la turbina

En un sentido local, los resultados numéricos (sección 6.3) mostraron que las caras posteriores de los álabes presentaron descensos significativos en el campo de presión. Aunado a la interacción de

fases (agua - aire) generado entre el remolino y la estructura de la turbina, el sitio fue identificado como el sitio con mayores condiciones para la formación de cavitación.

La estimación de este parámetro se realizó mediante una base de datos que representa el campo de presión de las superficies posteriores de uno de los álabes y considerando el eje coordenado que permitió situar cada uno de los valores de presión. Por lo que, se pudo contar con un medio para representar espacialmente la distribución de la cavitación (Anexo F). La estimación del coeficiente de Thoma y su punto crítico permitió cuantificar el porcentaje de área que se ve afectada por este fenómeno (tabla 6.10). La presencia de cavitación en la superficie un máximo del 19.3% para un caudal de 8.4 l/s asociado a que el grado de inmersión de la turbina alcanza un valor cercano al 90%, pero las bolsas de aire inducen el efecto de las burbujas en la estructura. Es importante destacar que, la cavitación del sistema evaluado se da en una escala menor comparado con las condiciones de grandes centrales hidroeléctricas

Tabla 6.10. Porcentajes de propensión de cavitación en los álabes

Escenario	Caudal de entrada $Q_{in} \text{ [l/s]}$	Revoluciones por minuto	Nodos generados en el álabe	% de superficie propensa en el álabe
1	5.0	30.0	463	0.0
2	6.0	40.0	435	6.2
3	7.0	45.0	421	10.9
4	8.4	45.0	423	19.3
5	9.0	40.0	421	4.2

En el supuesto de operar bajo las condiciones de la turbina Pelton (flujo radial) o de tipo Francis (flujo radial), inicialmente la geometría del modelo intuye una alta capacidad de operar como una turbina de impulso (utilizando boquillas para dirigir el flujo). Por ello, y considerando las condiciones de la turbina Francis se puede asegurar que la turbina posee una estructura híbrida capaz de adaptarse a diferentes tipos de flujos (radial, mixto, subcrítico y no estacionario).

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En la etapa “*Caracterización geométrica de la turbina*” se realizó una revisión de literatura de los diferentes tipos de turbinas, sus condiciones de operación en diferentes escenarios, la influencia de la geometría en la eficiencia y el tipo de flujo. El análisis permitió conocer consideraciones de diseño en turbinas y cómo estas aprovechan la energía potencial y/o cinética de los diferentes tipos de flujo para su conversión en energía mecánica. Las turbinas que poseen álabes con una curvatura gradual o suave son ideales para caudales altos y carga hidráulicas bajas. Además, la orientación del álabe busca aprovechar la dirección del flujo, como las de tipo Francis o Kaplan. Sin embargo, estas turbinas son susceptibles a cambios en la velocidad del fluido. Por ello, se pretende aprovechar el cuerpo del rotor de la turbina Pelton, ya que esta posee la propiedad de resistir variaciones en la velocidad y presión del fluido. Sin embargo, la forma propuesta del álabe modifica la trayectoria de flujo pasando de un flujo radial al inicio a un flujo mixto. Una cualidad compartida con la turbina Francis.

La geometría propuesta posee una estructura híbrida, o combinación, con características de tres turbinas, en este caso: el cuerpo de la turbina Pelton y una combinación de geometría de los álabes de las turbinas *Vortex* y Francis. En esencia, el presente trabajo establece como principal innovación la forma del álabe con respecto a otros modelos de turbinas. La propuesta de álabe pretende generar un corte gradual en el flujo evitando una excesiva formación de turbulencia y vórtices que puedan afectar la eficiencia del sistema. Otro aspecto importante es, el cuerpo del rotor busca aprovechar la resistencia a la variación de flujo, similar al de una turbina Pelton. Dichos aspectos se evaluaron mediante Dinámica de Fluidos Computacional y se validarán de forma experimental.

En *Formulación analítica de la dinámica de fluidos de la turbina* se planteó la manera de representar geoméricamente el tránsito del fluido en el álabe, definidos principalmente por los polígonos de velocidades. La formulación de estos parámetros permite relacionar la cinemática del flujo con la ecuación de cantidad de movimiento angular con el fin estimar el radio de impulso de la turbina. La cinemática derivada consideró las componentes de velocidad (tangencial y radial, principalmente) generadas por el remolino y su interacción con la curvatura del modelo. En ese sentido, la velocidad tangencial es la componente de mayor interés al propiciar el *momentum*, o torque, para impulsar al álabe. Es importante destacar que, en el escenario ideal de operación, la geometría fue desarrollada con la intención de minimizar el efecto de los ángulos a la salida y aumentar el empuje en la pared del álabe con un gradiente uniforme y continuo en su trayectoria.

En *Establecimiento de dimensiones geométricas* (etapa 3) algunos parámetros geométricos han sido definidos considerando la disponibilidad de recursos e infraestructura del Laboratorio de Hidráulica del Instituto de Ingeniería Civil de la UANL y considerando diversos factores y variables según sea su necesidad. El primer elemento por dimensionar fue la zona del canal de entrada y del cubilete. Esta parte del sistema es importante debido a que influye en parámetros del remolino, como lo son el tirante efectivo H_n y su simetría. De estos parámetros, el diámetro del orificio de salida se estableció en 0.1 m y se identificó como un factor de peso ya que influye directamente en el valor de la velocidad de salida y el tirante efectivo H_v . La modelación numérica del remolino en el cubilete permitió identificar el tirante efectivo, a diferencia de considerar del valor estimado analíticamente (0.3347 m), debido a indicios de salto hidráulico originado entre la zona de entrada y el escalón del canal con el fondo del cubilete. La diferencia de resultados se debió al desnivel generado por el remolino y que repercute en el tirante estimado considerando el flujo de entrada previo como un canal a superficie libre. Sin embargo, la estimación analítica permitió plantear condiciones de frontera iniciales para modelar el remolino mediante simulación numérica. Por lo que, la simulación permitió visualizar el fenómeno en el cubilete y afianzar la perspectiva del funcionamiento del sistema estableciendo el valor de tirante efectivo en $H_v = 0.29\text{ m}$.

Para la estimación de sus valores (*Generación de umbrales de dimensionamiento geométrico*), el método utilizado para el primer factor (Curvatura A), basado en el dimensionamiento de turbinas eólicas, permitió trazar la trayectoria de la curvatura. El perfil generado debe ser escalado ya que la función de forma φ , el factor r y las fórmulas de x y y no están ajustadas al modelo debido a la naturaleza geométrica del método. La estimación del radio de impulso se planteó a partir del torque generado por unidad de álabe considerando las variables de diseño para un escenario de operación mínimo ($Q_{in} = 5 \frac{\text{L}}{\text{s}}$, $T_{gen} = 1.672\text{ N} \cdot \text{m}$ y $\omega_t = 60\text{ rpm} = 6.283 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$). Sin embargo, la propuesta de variar el valor de este parámetro se debió a la influencia generada en la estimación de los ángulos de entrada y que influyen en el proceso de absorción de energía cinética. Finalmente, el número de álabes fue definido bajo dos perspectivas, la primera fue a partir del torque generado por unidad de álabe, mientras que el segundo fue considerando la relación de radios a la entrada y salida del flujo en la turbina. La estimación mediante el torque hace suponer que ya existe una relación importante entre el radio de impulso y el número de álabes, conjetura que es evaluada en la fase de CFD.

En *la confección de un diseño experimental*, la selección de factores permitió un monitoreo estructurado en el estudio considerando 3 parámetros que pudieran influir de manera global en el

rendimiento de la turbina y 3 escenarios de caudal suministrado en el canal de entrada. El diseño de experimentos se planteó con una estructura de Plackett-Burman por su flexibilidad al considerar valores mínimos, máximos y asignación de peso específico a valores intermedios mediante los puntos centrales. El método seleccionado permitió agilizar el análisis considerando el alto número de simulaciones inicial ($3^3 = 81$ modelaciones). La propuesta de diseño permitió que la evaluación de rendimiento tenga un sustento teórico y fiable para las pretensiones del proyecto.

La Definición de indicadores de rendimiento permitió plantear un conjunto de parámetros para el monitoreo del rendimiento de la turbina. Usualmente, los parámetros más utilizados en las turbinas convencionales son las ecuaciones de potencia teórica y mecánica que permiten relacionar los parámetros hidráulicos con la cantidad de trabajo mecánico que absorbe la turbina. Sin embargo, un parámetro de especial interés en este trabajo fue la altura del remolino H_r . A diferencia de otro tipo de sistemas, la altura de remolino es un valor variable que dependió del caudal suministrado y las dimensiones del modelo posicionado en el centro del tanque. Su valor afecta directamente el valor de velocidad tangencial máxima y la cobertura del flujo sobre el cuerpo de la turbina para propiciar el *momentum*. La altura de remolino se posicionó como un parámetro característico para aumentar el rendimiento del sistema. Por ello, se plantea modificar valores dimensionales, principalmente en el cubilete (p.e. reducir el diámetro del orificio de salida) y la orientación del flujo de entrada en el tanque para evaluar su impacto en la carga hidráulica, la generación de potencia teórica y mecánica. Por otro lado, la velocidad de rotación se ubicó en un segundo plano al observar variaciones poco significativas en los valores de velocidad máxima tangencial V_1 del remolino en comparación con el incremento de caudal suministrado (20% entre el escenario mínimo y el máximo). Desde el punto de vista hidrodinámico y energético, el incremento de velocidad es poco aprovechable en términos de un incremento proporcional en la generación de energía mecánica.

En la estimación de eficiencia derivadas del diseño de experimentos evaluó los resultados obtenidos del análisis paramétrico con CFD. El modelo determinado como ideal fue “Turbina_ *CurvAMed_RadMax_NoAlab8*” de acuerdo con los indicadores de rendimiento y la relación de los factores seleccionados con las variables de respuesta. El valor de eficiencia estimado para dicho modelo fue una media de $\eta_t = 0.3985$ y una máxima de 0.5004 para el escenario mínimo. La variación de velocidades estimadas y obtenidas por simulación numérica permite suponer que el incremento en este parámetro es relativamente bajo. La diferencia de velocidad tangencial entre el escenario mínimo y el máximo no fue mayor de 0.25 m/s . Por otra parte, los valores de torque indican un

crecimiento considerable conforme el umbral del radio de impulso y el número de álabes se incrementan. Por ello, se puede deducir que la turbina opera de manera más eficiente priorizando la generación de torque a diferencia de la velocidad angular en su rotación. Para satisfacer las necesidades de rotación de un generador convencional (que puede operar por encima de 1 000 revoluciones por minuto) se aconseja utilizar un tren de engranes helicoidales.

El análisis de medias ajustadas (figuras 6.13, 6.14 y 6.15) mostró el impacto en la variación cuantitativa de cada factor geométrico con las variables de respuesta. El radio de impulso se posicionó como el factor con mayor impacto en todo el sistema, tanto para los parámetros hidráulicos, como con los aspectos mecánicos. Los factores restantes (curvatura A y número de álabes) mostraron una menor inferencia en los escenarios evaluados. Sin embargo, para el escenario máximo la diferencia se redujo considerablemente, principalmente en la eficiencia y la potencia mecánica. Por lo que hace deducir que, para escenarios críticos con caudales mayores a 10 L/s , . Esta observación será sometida a análisis en la etapa de validación de condiciones de operación con el fin de definir un régimen de operación en función del caudal. Adicionalmente, se analizó la interacción del empuje y la velocidad del flujo sobre la turbina. Se observó que conforme el valor del caudal aumenta el rango del coeficiente de radio C_r , se incrementa incrementando el valor neto del torque en los álabes.

Un aspecto que influyó en el rendimiento fue el grado de inmersión en la estructura de la turbina. El grado de cobertura en las caras frontales induce un mayor empuje que beneficia la conversión de energía cinética y potencial en energía mecánica. La propuesta de mecanismos o la implementación de medios para reducir el nivel de inmersión en las caras posteriores ayudara a incrementar la producción de energía. Un medio para lograr esto es mediante la inclusión de boquillas como sistema de suministro de caudal. Por su estructura, la turbina podría ser capaz de trabajar adecuadamente en tales condiciones emulando a las turbinas Pelton o Turgo. La utilización de boquillas permitiría aumentar la velocidad del flujo, orientarlo y estabilizarlo mediante la estructura de chorro. Sin embargo, este tipo de elementos requiere una mayor infraestructura a diferencia del propuesto en este trabajo, incrementado el costo operativo y el mantenimiento en general.

Para *Construcción de prototipos seleccionados*, la selección de PLA como material de manufactura para la turbina se basó en las propiedades mecánicas del polímero, la resistencia al agua para el fenómeno estudiado y el costo de adquisición. La alta resistencia del material permite asegurar una

estructura capaz de resistir los esfuerzos generados por el remolino y reducir la cantidad de material necesario, reduciendo costos y tiempos de manufactura.

En la etapa 6 (*Evaluación experimental del sistema*), la etapa inicial de la experimentación mostró la formación de un prolongado salto hidráulico debido a la geometría del canal de entrada. La presencia de este fenómeno propició a modificar la geometría en la estructura de acrílico agregando un elemento para la disipación de energía. El comportamiento del flujo sin este elemento inducía un régimen supercrítico (un valor de Froude mínimo de $F = 1.78$) en todo el tramo longitudinal del canal reduciéndose en la zona cercana al cubilete debido a la acumulación por la formación del remolino. Sin embargo, la acumulación en esta zona no es benéfico para las pretensiones del proyecto debido a la incompatibilidad con las condiciones analizadas en la fase numérica del proyecto. Por lo cual, se realizó la implementación de una caja disipadora en el extremo del canal para reducir la formación del salto hidráulico. Con dicha medida, el valor del número de Froude se estimó en un máximo de $F = 0.4775$ garantizando un régimen subcrítico o “lento”.

Para *Validación de condiciones de operación*, en la simulación fue evaluado el rendimiento del mecanismo para diferentes condiciones de carga hidráulica, potencia y eficiencia mecánica, mientras que la validación de resultados permitió un mejor entendimiento de la diferencia entre la modelación numérica y los valores registrados de forma experimental. Para ello, algunas funciones objetivo fueron propuestas para cuantificar estadísticamente el sesgo existente entre la fase numérica y la experimental. Entre las diferentes funciones objetivo-consideradas, principalmente, las funciones NSE y ERCM se identificaron como funciones con sensibilidad y criterios acordes para validar la modelación numérica comparados con el error relativo promedio de cada variable de respuesta. La validación mediante funciones objetivo fortalece el valor de la modelación numérica permitiendo cuantificar la exactitud del modelo numérico e identificar argumentos para mantener o reestructurar puntos del planteamiento del fenómeno físico modelados en el software (calibración).

Con respecto al rendimiento del sistema desde la simulación, se determinó un intervalo de operación en función del caudal considerando el grado de interacción fluido-estructura y su efecto en la eficiencia. La turbina opera de forma similar a una de tipo Pelton (operando inicialmente por un flujo radial), pero su BEP se basa principalmente en la componente cinética del flujo y una cobertura parcial del fluido en la estructura. El parámetro crítico de rendimiento fue la carga hidráulica neta, asociada a la altura del remolino, dado que influye en todos los aspectos operativos

del sistema, principalmente en el número de revoluciones por minuto (con un valor óptimo de 40 rpm). Adicionalmente, el concepto de elasticidad permitió visualizar el efecto en el rendimiento como el cociente de variaciones proporcionales relativo a estas variables.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agar, D. & Rasi, M. (2008). On the use of a laboratory-scale Pelton wheel water turbine in renewable energy education. *Renewable Energy*, 33 (1), 1517 – 1522.

Agencia Internacional de Energía (2020), Renewables 2020, IEA, Paris. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/renewables-2020>. [Fecha de consulta: 28 de Septiembre de 2021].

Alnakhlani, M., Mukhtar, M, Himawanto, D., Alkurtehi, A. & Danardono D. (2015). Effect of the bucket and nozzle dimension on the performance of a Pelton water turbine. *Modern Applied Science*, 9 (1), 25-33.

Alzamora, V., Glasscock, J. & Whitehouse, F. (2019). Design and construction of an off-grid gravitational vortex hydropower plant: A case study in rural Peru. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 35(1), 131-138.

ANSYS Engineering Inc. (2020). Structural Analysis. Disponible en: www.ansys.com/products/structures. [Fecha de consulta: 5 de Mayo de 2020].

Anugrah, P., Setiawan, A., Budiarto, R. & Sihana. (2015). Evaluating micro hydro power generation system under climate change scenario in Bayang Catchment, Kabupaten Pesisir Selatan, West Sumatra. *Energy Procedia*, 65 (1), 257-263.

Archetti, R. (2011). Micro hydroelectric power: Feasibility of a domestic plant. *Procedia Engineering*, 21 (1), 8-15.

Atthanayake, I. (2009). Analytical Study of Flow Throught a Pelton Turbine Bucket Using Boundary Layer Theory. *International Journal of Engineering & Technology*, 9 (9), 11-15.

Bajracharya, T., Shakya, S., Timilsina, A., Dhakal, J., Neupane, S., Gautam, A. & Sapkota, A. (2020). Effects of Geometrical Parameters in Gravitational Water Vortex Turbines with Conical Basin. *Journal of Renewable Energy*, 1(1), 1-16.

Basso, S., Lazzaro, G., Bovo, M., Soulsby, C. & Botter, G. (2020). Water-energy-ecosystem nexus in small run-of-river hydropower: Optimal design and policy. *Applied energy*, 280 (1), 115936.

Beran, V., Sedlacek, M. & Marsik, F. (2013). A new bladeless hydraulic turbine. *Applied Energy*, 104 (1), 978-983.

Berga, L. (2016). The role of hydropower in climate change mitigation and adaptation: A review. *Engineering*, 2 (1), 313-318.

Chen, J., Wang, Q., Pang, X., Li, S. & Guo, X. (2013). Improvement of airfoil design using smooth curvature technique. *Renewable Energy*, 51(1), 426-435.

Chichkhede, S., Verma, V., Kumar, V. & Bhowmick, S. (2016). A simulation-based study of flow velocities across cross flow turbine at different nozzle openings. *Procedia Technology*, 25(1), 974-981.

- Chongji, Z., Yexiang, X., Wei, X., Tao, W., Jin, Z, Zhengwei, W. y Yongyao, L.** (2016). Numerical Analysis of Pelton nozzle jet flow behavior considering elbow pipe. *Earth and Environmental Science*, 49 (1), 11-18.
- Chung, T.** (2002). Computational Fluid Dynamics. 1° Edition, Cambridge University, United Kingdom, 1012 p.
- Comino, E., Dominici, L., Ambrogio, F. & Rosso, M.** (2020). Mini-hydro power plant for the improvement of urban water-energy nexus toward sustainability. A case of study. *Journal of Cleaner Production*, 1(1), 1-23.
- Crowe, C., Elger, D., Williams, B. & Roberson, J.** (2009). Engineering fluid mechanics. 9° Edition, John Wiley & Sons Inc., United States, 553 p.
- De Castro, J., Takano, C. & Yagi, J.** (2017). A theoretical study using multiphase numerical simulation technique for effective use of H₂ as blast furnaces fuel. *Journal of Materials Research and Technology*, 6 (3), 258-270.
- Dhakal, S., Timilsina, A., Dhakal, R., Fuyal, D., Bajracharya, T. Pandit, H., Amatya, N. & Nakarmi, A.** (2015). Comparison of cylindrical and conical basins with optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48(1), 662-669.
- Dixon, S.** (2005). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 5° Edition, Elsevier, United Kingdom, 381 p.
- Dragorimescu, A. & Schiaua, M.** (2017). Experimental and numerical investigation of a Banki Turbine operating far away from design point. *Energy Procedia*, 112 (1), 43-50.
- Drtina, P. & Sallaberger, M.** (1999). Hydraulic turbines: Basic principles and state of the arte computational fluid dynamics applications. *Process Mechanical Engineers*, 213 (1), 85-102.
- Edirisinghe, D., Yang, H.S., Gunawardane, S.D. & Lee, Y.H.** (2022). Enhancing the performance of gravitational water vortex turbine by flow simulation. *Renewable Energy*, 194 (1), 163-180.
- Einsering, M.** (1991). Harnessing waterpower on a small scale. Volume 9: Micro Pelton turbines[M]. St. Gallen, Switzerland: Swiss Centre for Appropriate Technology.
- Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F. & Coussirat, M.** (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical systems and Signal processing*, 20(1), 983 – 1007.
- Falco, G., Web, R.** (2015). Water Microgrids: The future of water infrastructure resilience. *Procedia Engineering*, 118 (1), 50-57.
- Filgueiras, A., Gago, J., García, I., León, V. & Viñas, L.** (2021). Plackett-Burman design for microplastics quantification in marine sediments. *Marine Pollution Bulletin*, 162 (1), 1-8.
- Fox, R., McDonald, A., Pritchard, P.** (2002). Introduction in Fluid Mechanics. John Wiley & Sons, EE. UU. 787 p.

Freitas da Silva, P.A., Shinomiya, L., Felamingo de Oliveira, T., Pinheiro, J., Amarante, A.L. & Brasil, A.C. (2015). Design of hydrokinetic turbine Blades considering cavitation. *Energy Procedia*, 75(1), 277 – 282.

Fu, T., Deng, Z., Duncan, J., Zhou, D., Carlson, T., Johnson, G. & Hou, H. (2016). Assessing hydraulic conditions through Francis turbines using an autonomous sensor device. *Renewable energy*, 99 (1), 1244-1252.

Garlet, T., Duarte, J., de Souza, F. & Mairesse, J. (2020). Value chain in distributed generation of photovoltaic energy and factors for competitiveness: A systemic review. *Solar Energy*, 211 (1), 396-411.

García, E., Correcher, A., Quiles, E. & Morant, F. (2016). Recursos y sistemas energéticos renovables del entorno marino y sus requerimientos de control. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 13 (1), 141-161.

Gelpke, V., Howell, A. (2017). Hydraulic turbines, their design and installation. 1° Edición, Facsimile Publisher, India, 293 p.

Gohil, P. & Saini, R. (2014). Coalesced effect of cavitation and silt erosion in hydro turbines – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33(1), 280-289.

Gok, K., Inal, S., Gok, A. & Gulbandilar, E. (2017). Comparison of effects of different screw materials in the triangle fixation of femoral neck fractures. *Journal of Material Sciences: Material Medical*, 28 (81), 1-7.

Gong, R., Shang, C., Wang, H., Li, D. & Qin, D. (2019). Solution of a kind of negative flow in a Pelton turbine. *Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 240 (1), 1-10.

Guerra-Cobián, V. (2007). Análisis del efecto de discretización especial en el modelado de cuencas hidrológicas utilizando el modelo distribuido CEQUEAU-ONU (Tesis de Doctorado). FIC – UANL, México.

Gupta, V., Prasad, V. & Khare R. (2016). Numerical simulation of six jet Pelton turbine model. *Energy*, 104 (1), 24-32 p.

Gutiérrez, H. & de la Vara, R. (2012). Análisis y diseño de experimentos. 3ra Edición, McGrawHill, México, 489 p.

Hatata, A., El-Saadawi, M. & Saad, S. (2019). A feasibility of small hydro power for selected locations in Egypt. *Energy Strategy Reviews*, 24(1), 300-313.

Hongya Power Generating (2021). China Customized Turgo Turbine Manufacturers. Recuperado de: <http://m.chinawaterturbine.com/hydro-generator/turgo-turbine.html>. [Fecha de consulta: 14 de Enero de 2021].

International Renewable Energy Agency (2020). Global renewables outlook: Energy transformation 2050 (Edition 2020). Recuperado de: <https://www.irena.org/>

[/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2020/Apr/IRENA_Global_Renewables_Outlook_2020.pdf](#).

[Fecha de consulta: 3 de Mayo de 2020].

Jacob, J. & Chatterjee, D. (2018). Design methodology of hybrid turbine towards better extraction of wind energy. *Renewable Energy*,1(1), 1-40.

Jain, S., Patel, N. & Patel, R. (2016) Experimental investigations of cavitation characteristics of Pup running in turbine mode. *Journal of Energy Engineering*, 1(1), 1-12.

Jandyal, A., Chaturvedi, I., Wazir, I., Raina, A., Ul, M. (2022). 3D printing – A review of processes, materials, and applications in industry 4.0. *Sustainable Operations and Computers*, 3(1), 22-42.

Jawahar, C. & Prawin, M. (2017). A review on turbines for micro hydro power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72(1), 882-887.

Khan, N., Cheema, T., Chattha, J. & Park, C. (2018). Effective basin-blade configurations of a gravitational water vortex turbine for micro hydropower generation. *Journal of Energy Engineering*, 144(4), 1-12.

Kigha, B., Butu, H., Babatunde, A., Roh, J., Suh, D. & Huh, J. (2020). Integrating multi-criteria analysis with PDCA cycle for sustainable energy planning in Africa: Application to hybrid mini grid system in Cameroon. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 37 (1), 1-12.

Knapp, R.T., Daily, J.W. & Hammit, F.G. (1970). Cavitation. 1° Edition, Ed. McGraw-Hill Publications, New York, USA.

Kothandaraman, C.P. & Rudramoorthy, R. (2007). Fluid Mechanics and Machinery. 2° Edition, New Age International Publishers, India, 596 p.

López, B., Salinas-Tapia, H., García-Pulido, D., Duran-García, M., Gallego-Alarcón, I., Fonseca-Ortiz, C., García-Aragón, Díaz-Delgado, C. (2021). Performance study of annular settler with gratings in circular aquaculture tank using computational fluid dynamics. *Aquaculture Engineering*, 92(1), 1-16.

Mamo, G., Marence, M., Hurtado, J & Franca, M. (2018). Optimization of run of river hydropower plant capacity. *International Water power and Dam Construction*,1(1), 1-9.

Marius-Gheorghe, M., Tudor, S. & Abdelkrim, A. (2013). Study of micro hydropower plant operating in gravitational vortex flow mode. *Applied Mechanics and Materials*, 371(1), 601-605.

Mataix, C. (2008). Mecánica de fluidos y Maquinas hidráulicas. 2° Edición, Alfaomega, México, 660 p.

Mauro, S, Lanzafame, R., Brusca, S. & Messina, M. (2019). Unsteady computational fluid dynamics analysis of the hydrodynamic instabilities in a reversible G=Francis turbine used in a storage plant. *Heliyon*,5(1), 1-15.

MeteoRed (2022). Histórico del clima en Monterrey. Disponible en: <https://www.meteored.mx/monterrey/historico>. [Fecha de consulta: 20 de Septiembre de 2022].

MiniTab LLC. (2021). MiniTab Statistical Software. Disponible en: <https://www.minitab.com/en-us/products/minitab/>. [Fecha de consulta: 24 de Marzo de 2021]

Mock, F. (1973). Land capability appraisal, Indonesia. water availability appraisal - basic study 1. Field Document of FAO, Land and Water, Development Div.

Nasir, B. (2014). Design considerations of micro-hydro-electric power plant. *Energy Procedia*, 50(1), 19-29.

National Aeronautics and Space Administration (2021). Technology Readiness Level. Disponible en: https://www.nasa.gov/directorates/heo/scan/engineering/technology/technology_readiness_level/. [Fecha de consulta: 26 de Noviembre de 2021].

Nechleba, M. (1957). Hydraulic turbines: Their design and Equipment. 1° Edition, Constable & Co Ltd, United Kingdom, 636 p.

Nigussie, T., Engeda, A. & Edessa, D. (2017). Design, Modelling and CFD Analysis of a Micro Hydro Pelton turbine runner: For the case of selected site in Ethiopia. *International Journal of Rotating Machinery*, 1(1), 1-17.

Nishi, Y., Suzuo, R., Sukemori, D. Inagaki, T. (2020). Loss analysis of gravitation vortex type water turbine and influence of flow rate on the turbine performance. *Renewable energy*, 155 (1), 1103-1117.

Orych, M., Werner, S. & Larsson, L. (2021). Validation of full-scale delivered power CFD simulations. *Ocean Engineering*, 238 (1), 1-10.

Palacios, A., Peña, N., Cervantes, E., Guitrón, A. & López, M. (2017). Bases para un Centro Mexicano en Innovación de Energía Hidroeléctrica, CEMIE-Hidro. 1era Parte: Infraestructura Hidroeléctrica Actual. 1° Edición, Instituto Mexicano de Tecnología del Agua – IMTA, México, 74 p.

Payambarpour, S., Najafi, A. & Magagnato, F. (2020). Investigation of deflector geometry and turbine aspect ratio effect on 3D modified in pipe hydro Savonius turbine: Parametric study. *Renewable Energy*, 148 (1), 44-59.

Prusament Polymers a.s. (2022). Hoja de datos tecnicos. Prusament PLA de Prusa Polymers. Disponible en: https://prusament.com/media/2020/01/PLA_TechSheet_SPA.pdf. [Fecha de consulta: 24 de Enero de 2022].

Rai, A., Kumar, A. y Staubli, T. (2016). Forces acting on particles in a Pelton bucket and similarity considerations for erosion. *Earth and Environmental Science*, 49 (1), 1-10.

Sagias, V., Giannakopoulos, K. & Stergiou, C. (2018). Mechanical properties of 3D printed polymer specimens. *Procedia Structural Integrity*. 10 (1), 85-90.

Saleem, A., Cheema, Rizwan, R., Ahmad, S., Chattha, J., Akbar, B. & Park, C. (2020). Parametric study of single-stage gravitational water vortex turbine with cylindrical basin. *Energy*, 200 (1), 1-18.

- Salehi, S. & Nilsson, H.** (2022). Effects of uncertainties in positioning of PIV plane on validation of CFD results of a high-head Francis turbine model. *Renewable Energy*, 193 (1), 57-75.
- Santoli, L., Berghi, S. y Bruschi, D.** (2015). A schematic framework to assess mini hydro potentials in the Italian Regional Energy and Environmental Plans. *Energy Procedia*, 82 (1), 615-622.
- Secretaría de Energía** (2018). Contexto Energético Mundial, en: Secretaría de Energía, Balance Nacional de Energía 2017. Secretaria de Energía, 1° Edición, México, 129 p.
- Singh, R., Tiwari, S. & Mishra, K.** (2012). Cavitation erosion in hydraulic turbine components and mitigation by coatings: Current status and future needs. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 21(7), 1539 – 1551.
- Solemslie, B. & Dahlhaug, O.** (2012). A reference Pelton turbine design. *Earth and Environmental Science*, 15(1), 1-8.
- Solemslie, B. & Dahlhaug, O.** (2014) A reference Pelton turbine – Design and efficiency measurements. *Earth and Environmental Science*, 22(1), 1-10.
- SolidWorks Corporation** (2020). Guía del estudiante para el aprendizaje del software SolidWorks. SolidWorks Corporation, EE. UU, 152 p.
- Sotelo, G.** (2002). Hidráulica General. Volumen 1. Ed. Limusa, México, 561 p.
- Takagi, M., Watanabe, Y., Ikematsu, S., Hayashi, T., Fujimoto, T. & Shimatani, Y.** (2014). 3D-Printed Pelton turbine: How to produce effective technology linked with global knowledge. *Energy Procedia*. 61 (1), 1593-1596.
- Thiruchelvi, R., Venkataraghavan, R. & Sharmila, D.** (2021). Optimization of environmental parameters by Plackett-Burman design and response surface methodology for the adsorption of Malachite green onto Gracilaria. *Materials Today: Proceedings*, 1(1), 1-6.
- Thomai, M., Sivamani, S. & Venkatesan, H.** (2020). Dataset on the measurement of power in the hybrid vertical axis wind turbine in natural wind. *Data in Brief*, 31(1), 1-13.
- Tian, Y., Zhang, F., Yuan, Z., Che, Z. & Zafetti, N.** (2020). Assessment power generation potential of small hydropower plants using GIS software. *Energy Reports*, 6(1), 1393 – 1404.
- Twidell, J. & Weir, T.** (2006). Renewable energy resources. 2° Edición, Taylor & Francis, EE. UU., 601 p.
- Uchiyama, T., Honda, S., Okayama, T. & Degawa, T.** (2016). A feasibility study of power generation from sewage using a Hollowed pico hydraulic turbine. *Engineering*, 2(1), 510-517.
- Ullah, R., Cheema, T., Saleem, A., Ahmad, S., Chattha, J. & Park, C.** (2020). Preliminary experimental study on multi-stage gravitational water vortex turbine in a conical basin. *Renewable Energy*, 145 (1), 2516-2529.

Ullah, R., Cheema, T., Saleem, A., Ahmad, S., Chattha, J. & Park, C. (2019). Performance analysis of multi-stage gravitational water vortex turbine. *Energy Conversion and Management*, 198 (1), 1-14.

Ultimaker B. V. (2022). Materiales para impresión 3D. Disponible en: <https://ultimaker.com/en/products/materials>. [Fecha de consulta: 225 de Enero de 2022].

Vázquez, R. & Feyen, J. (2003). Effect of potential evapotranspiration estimates on effective parameters and performance of the MIKE SHE-code applied to a medium-size catchment. *Journal of Hydrology*, 270 (1), 309-327.

Villón, M. (2006). Hidrología Estadística. 1ra Edición, Editorial Tecnológica de Costa Rica, Costa Rica, 440 p.

Venkataraghavan, R., Thiruchelvi, R. & Sharmila, D. (2020). Statistical optimization of textile dye effluent adsorption by *Gracilaria edulis* using Plackett-Burman design and response surface methodology. *Heliyon*, 6 (1), 1-15.

Wang, Q., Chen, J., Pang, X., Li, S. & Guo, X. (2013). A new direct design method for the medium thickness wind turbine airfoil. *Journal of Fluids and Structures*, 43(1), 287-301.

Wang, Q., Wang, J., Sun, J., Ren, J. & Wei, Q. (2016). Optimal design of wind turbine airfoils based on functional integral and curvature smooth continuous theory. *Aerospace Science and Technology*, 55 (1), 34-42.

Wei, X., Wang, X. / Chen, S. (2020). Research on parameterization and optimization procedure of low-Reynolds-number airfoils based on genetic algorithm and Bezier curve. *Advances in Engineering Software*, 149(1), 1-12.

White, F. (2011). Fluid mechanics. 7° Edition, Mc Graw-Hill, EE.UU. 862 p.

Yanine, F., Córdova, F. & Valenzuela, L. (2015). Sustainable hybrid energy systems: An energy and Exergy management approach with homeostatic control of microgrids. *Procedia Computer Science*, 55 (1), 642-649.

Zamora, M. (2019). Eficiencia de micro central hidroeléctrica relativa al dimensionamiento geométrico de la turbina (Tesis de Maestría). IITCA-UAEMex, México.

Zaw, T., Nyi, N. & Khaing, C. (2019). Design calculation of Pelton turbine for 22 kW. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 9(7), 218-224.

Zeng, C., Xiao, Y., Luo, Y., Zhang, J., Wang, Z., Fan, H. & Ahn, S. (2018). Hydraulic performance prediction of a Prototype Four nozzle Pelton turbine by entire flow path simulation. *Renewable Energy*, 1(1), 1-21.

Zhang, Y., Ye, A., Nguyen, P., Analui, B., Sorooshian, S. & Hsu, K. (2021). Error characteristics and scale dependence of current satellite precipitation estimates products in hydrological modeling. *Remote sensing*, 13 (1), 3061.

Zidonis, A. & Aggidis, G. (2016). Pelton turbine: Identifying the optimum number of buckets using CFD. *Journal of Hydrodynamics*, 28(1), 75-83.

Zikanov, O. (2010). Essential computational fluid dynamics. 1° Edition, Ed. Wileys & Sons, EE. UU., 302 p.

Zivkovic, S., Cerce, L., Kostic, J., Majstorovic, V. & Kramar, D. (2018). Reverse Engineering of turbine blades Kaplan tupe for small hydroelectric power station. *Procedia CIRP*, 75(1), 379-384.

ANEXOS

Anexo A. Estimación de parámetros de la función de forma φ y factor r

theta [°]	theta [rad]	Función de forma φ			Factor r		
		Mínimo	Medio	Máximo	Mínimo	Medio	Máximo
0.0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.2500	0.2500	0.2500
5.0	0.0873	0.0003	0.0055	0.0107	0.2501	0.2514	0.2527
10.0	0.1745	0.0012	0.0133	0.0253	0.2503	0.2533	0.2564
15.0	0.2618	0.0023	0.0233	0.0443	0.2506	0.2559	0.2613
20.0	0.3491	0.0031	0.0355	0.0679	0.2508	0.2590	0.2676
25.0	0.4363	0.0031	0.0498	0.0966	0.2508	0.2628	0.2753
30.0	0.5236	0.0019	0.0663	0.1307	0.2505	0.2671	0.2849
35.0	0.6109	-0.0014	0.0848	0.1709	0.2497	0.2721	0.2966
40.0	0.6981	-0.0072	0.1051	0.2174	0.2482	0.2777	0.3107
45.0	0.7854	-0.0159	0.1273	0.2705	0.2460	0.2839	0.3277
50.0	0.8727	-0.0280	0.1511	0.3302	0.2431	0.2908	0.3478
55.0	0.9599	-0.0435	0.1764	0.3963	0.2393	0.2982	0.3716
60.0	1.0472	-0.0624	0.2030	0.4684	0.2349	0.3063	0.3993
65.0	1.1345	-0.0846	0.2307	0.5460	0.2297	0.3149	0.4316
70.0	1.2217	-0.1102	0.2595	0.6292	0.2239	0.3241	0.4690
75.0	1.3090	-0.1397	0.2892	0.7181	0.2174	0.3338	0.5127
80.0	1.3963	-0.1745	0.3199	0.8143	0.2100	0.3443	0.5644
85.0	1.4835	-0.2168	0.3518	0.9203	0.2013	0.3554	0.6275
90.0	1.5708	-0.2700	0.3850	1.0400	0.1908	0.3674	0.7073
95.0	1.6581	-0.3390	0.4200	1.1789	0.1781	0.3805	0.8127
100.0	1.7453	-0.4294	0.4572	1.3438	0.1627	0.3949	0.9584
105.0	1.8326	-0.5478	0.4972	1.5423	0.1445	0.4110	1.1688
110.0	1.9199	-0.7008	0.5406	1.7820	0.1240	0.4293	1.4854
115.0	2.0071	-0.8943	0.5877	2.0697	0.1022	0.4500	1.9806
120.0	2.0944	-1.1324	0.6389	2.4102	0.0806	0.4736	2.7842
125.0	2.1817	-1.4171	0.6942	2.8054	0.0606	0.5005	4.1334

130.0	2.2689	-1.7467	0.7531	3.2530	0.0436	0.5309	6.4667
135.0	2.3562	-2.1161	0.8150	3.7460	0.0301	0.5648	10.5876
140.0	2.4435	-2.5157	0.8785	4.2726	0.0202	0.6018	17.9267
145.0	2.5307	-2.9324	0.9419	4.8162	0.0133	0.6412	30.8729
150.0	2.6180	-3.3497	1.0032	5.3561	0.0088	0.6818	52.9757
155.0	2.7053	-3.7489	1.0601	5.8691	0.0059	0.7217	88.4834
160.0	2.7925	-4.1104	1.1102	6.3307	0.0041	0.7587	140.3825
165.0	2.8798	-4.4151	1.1510	6.7171	0.0030	0.7903	206.6079
170.0	2.9671	-4.6464	1.1806	7.0075	0.0024	0.8140	276.2211
175.0	3.0543	-4.7908	1.1972	7.1853	0.0021	0.8277	329.9764
180.0	3.1416	-4.8400	1.2000	7.2400	0.0020	0.8300	348.5235

Anexo B. Estimación de torque y número de álabes en función del radio de impulso

Radio entrada propuesto [m]	Factor 1	θ_1 [°]	α_1 [°]	Velocidad tangencial máx. [m/s]	Torque esperado T_{blade} [N · m]	Número de álabes mínimos N_b
0.050	0.2230	12.8841	53.7159	0.7652	0.1159	14.43
0.055	0.2453	14.1982	52.4018	0.7889	0.1415	11.81
0.060	0.2676	15.5200	51.0800	0.8123	0.1683	9.94
0.065	0.2899	16.8504	49.7496	0.8354	0.1961	8.53
0.070	0.3122	18.1901	48.4099	0.8583	0.2250	7.43
0.075	0.3345	19.5403	47.0597	0.8808	0.2549	6.56
0.080	0.3568	20.9018	45.6982	0.9031	0.2858	5.85
0.085	0.3791	22.2758	44.3242	0.9250	0.3177	5.26
0.090	0.4014	23.6634	42.9366	0.9466	0.3506	4.77
0.095	0.4237	25.0660	41.5340	0.9679	0.3843	4.35
0.100	0.4460	26.4847	40.1153	0.9888	0.4190	3.99
0.105	0.4683	27.9212	38.6788	1.0094	0.4545	3.68
0.110	0.4906	29.3771	37.2229	1.0296	0.4909	3.41
0.115	0.5129	30.8541	35.7459	1.0494	0.5280	3.17
0.120	0.5352	32.3542	34.2458	1.0688	0.5659	2.95
0.125	0.5574	33.8796	32.7204	1.0878	0.6045	2.77
0.130	0.5797	35.4327	31.1673	1.1064	0.6437	2.60
0.135	0.6020	37.0165	29.5835	1.1244	0.6836	2.45
0.140	0.6243	38.6340	27.9660	1.1420	0.7240	2.31
0.145	0.6466	40.2888	26.3112	1.1590	0.7649	2.19
0.150	0.6689	41.9852	24.6148	1.1755	0.8062	2.07
0.155	0.6912	43.7281	22.8719	1.1913	0.8479	1.97
0.160	0.7135	45.5232	21.0768	1.2065	0.8898	1.88
0.165	0.7358	47.3776	19.2224	1.2209	0.9319	1.79
0.170	0.7581	49.2997	17.3003	1.2345	0.9739	1.72
0.175	0.7804	51.2998	15.3002	1.2472	1.0159	1.65
0.180	0.8027	53.3913	13.2087	1.2588	1.0575	1.58

Radio entrada propuesto [m]	Factor 1	θ_1 [°]	α_1 [°]	Velocidad tangencial máx. [m/s]	Torque esperado T_{blade} [N · m]	Número de álabes mínimos N_b
0.185	0.8250	55.5910	11.0090	1.2692	1.0986	1.52
0.190	0.8473	57.9216	8.6784	1.2782	1.1389	1.47
0.195	0.8696	60.4146	6.1854	1.2855	1.1779	1.42
0.200	0.8919	63.1153	3.4847	1.2906	1.2152	1.38
0.205	0.9142	66.0947	0.5053	1.2929	1.2499	1.34
0.210	0.9365	69.4742	-2.8742	1.2914	1.2805	1.31
0.215	0.9588	73.4985	-6.8985	1.2836	1.3045	1.28
0.220	0.9811	78.8458	-12.2458	1.2636	1.3145	1.27
0.225	1.0034	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!
0.230	1.0257	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!	#¡NUM!

Anexo C. Resultados de las configuraciones de turbinas propuestas obtenidos mediante CFD

 Tabla C.1. Resultados obtenidos para el escenario mínimo ($Q_{in} = 5.0 L/s$)

Corrida	Bloque	Curvatura	Radio de	Número	Altura	Carga		Potencia	Potencia	Eficiencia
		A	Impulso	de álabes	remolino	hidráulica	Torque T	teórica P_t [W]	mecánica	
					h_v [m]	efectiva	[Nm]		P_s [W]	η_t
						H_n [m]				
1	1	+	-	+	0.1724	0.1249	0.1750	6.1269	1.0996	0.1795
2	1	-	+	+	0.1166	0.0691	0.5400	3.3899	1.6965	0.5004
3	1	+	-	-	0.1964	0.1489	0.1450	7.3041	0.9111	0.1247
4	1	-	-	-	0.2019	0.1544	0.1550	7.5739	0.9739	0.1286
5	1	+	+	-	0.1365	0.0890	0.5150	4.3660	1.6179	0.3706
6	1	0	0	0	0.1517	0.1042	0.2750	5.1116	1.2959	0.2535
7	1	-	+	+	0.1221	0.0746	0.5050	3.6597	1.5865	0.4335
8	1	0	0	0	0.1421	0.0946	0.3250	4.6407	1.5315	0.3300
9	1	+	+	+	0.1197	0.0722	0.4905	3.5420	1.5410	0.4351
10	1	-	+	-	0.1373	0.0898	0.5200	4.4053	1.6336	0.3708
11	1	-	-	-	0.2052	0.1577	0.1650	7.7358	1.0367	0.1340
12	1	-	-	+	0.1860	0.1385	0.2350	6.7940	1.4765	0.2173
13	1	+	-	+	0.1764	0.1289	0.3250	6.3231	2.0420	0.3229
14	1	+	+	-	0.1381	0.0906	0.5400	4.4445	1.6965	0.3817

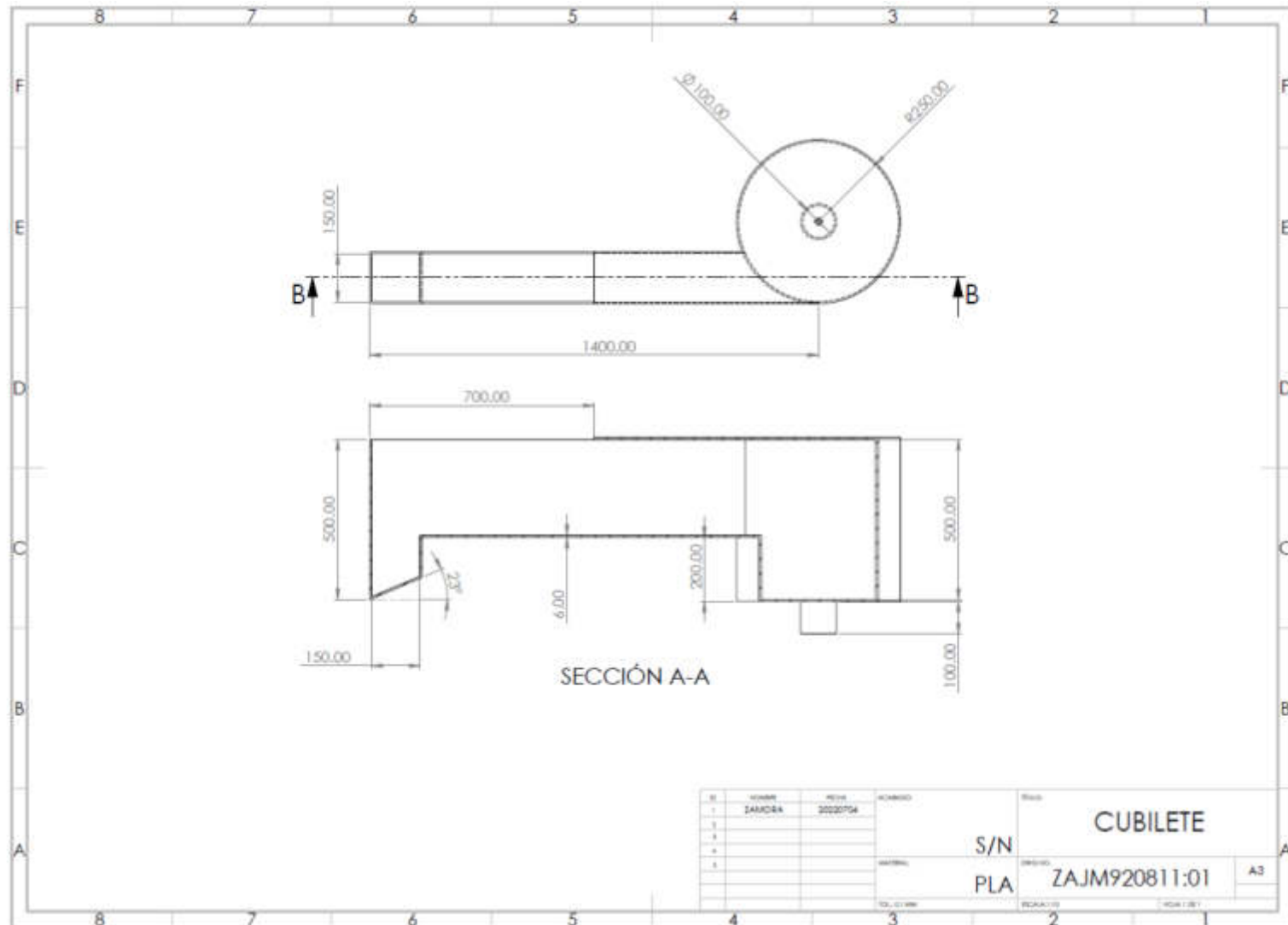
Tabla C.2. Resultados obtenidos para el escenario medio ($Q_{in} = 7.5 L/s$)

Corrida	Bloque	Curvatura A	Radio de Impulso	Número de álabes	Altura remolino h_v [m]	Carga hidráulica efectiva H_n [m]	Torque T [Nm]	Potencia teórica P_t [W]	Potencia mecánica P_s [W]	Eficiencia η_t
1	1	+	-	+	0.2418	0.1975	0.4450	14.5275	2.7960	0.1925
2	1	-	+	+	0.1413	0.0970	0.8700	7.1332	2.7332	0.3832
3	1	+	-	-	0.2578	0.2135	0.3330	15.7047	2.0923	0.1332
4	1	-	-	-	0.2634	0.2191	0.3450	16.1167	2.1677	0.1345
5	1	+	+	-	0.1453	0.1010	0.8850	7.4275	2.7803	0.3743
6	1	0	0	0	0.1804	0.1361	0.5450	10.0100	2.5683	0.2566
7	1	-	+	+	0.1309	0.0866	0.8050	6.3681	2.5290	0.3971
8	1	0	0	0	0.1764	0.1321	0.6350	9.7157	2.9924	0.3080
9	1	+	+	+	0.1437	0.0994	0.8500	7.3098	2.6704	0.3653
10	1	-	+	-	0.1509	0.1066	0.8850	7.8396	2.7803	0.3547
11	1	-	-	-	0.2602	0.2159	0.3500	15.8813	2.1991	0.1385
12	1	-	-	+	0.2371	0.1928	0.4550	14.1817	2.8588	0.2016
13	1	+	-	+	0.2171	0.1728	0.6800	12.7102	4.2726	0.3362
14	1	+	+	-	0.1644	0.1201	0.9400	8.8328	2.9531	0.3343

Tabla C.3. Resultados obtenidos para el escenario máximo ($Q_{in} = 10.0 L/s$)

Corrida	Bloque	Curvatura A	Radio de Impulso	Número de álabes	Altura remolino h_v [m]	Carga hidráulica efectiva H_n [m]	Torque T [Nm]	Potencia teórica P_t [W]	Potencia mecánica P_s [W]	Eficiencia η_t
1	1	+	-	+	0.2802	0.2402	0.6500	23.5683	4.0841	0.1733
2	1	-	+	+	0.1652	0.1252	1.2200	12.2868	3.8327	0.3119
3	1	+	-	-	0.2818	0.2418	0.5100	23.7253	3.2044	0.1351
4	1	-	-	-	0.2881	0.2481	0.5400	24.3433	3.3929	0.1394
5	1	+	+	-	0.1620	0.1220	1.2700	11.9729	3.9898	0.3332
6	1	0	0	0	0.1405	0.1005	0.6800	9.8637	3.2044	0.3249
7	1	-	+	+	0.1565	0.1165	1.1400	11.4333	3.5814	0.3132
8	1	0	0	0	0.1892	0.1492	0.9100	14.6412	4.2883	0.2929
9	1	+	+	+	0.1533	0.1133	1.1600	11.1194	3.6442	0.3277
10	1	-	+	-	0.1692	0.1292	1.2600	12.6792	3.9584	0.3122
11	1	-	-	-	0.2897	0.2497	0.5400	24.5003	3.3929	0.1385
12	1	-	-	+	0.2746	0.2346	0.6700	23.0189	4.2097	0.1829
13	1	+	-	+	0.2618	0.2218	0.9900	21.7633	6.2204	0.2858
14	1	+	+	-	0.1660	0.1260	1.3600	12.3653	4.2726	0.3455

Anexo D. Plano del cubilete



Anexo E. Mesh sensitive test

En el análisis con CFD, la configuración y calidad de la malla puede afectar considerablemente la precisión y convergencia de los resultados. El tamaño de elementos en el dominio del rotor fue modificado para evaluar la precisión en los resultados obtenidos. En la tabla E.1 y figura E.1, se puede apreciar que el tamaño de elemento muestra dependencia mínima para mallas con 42 696 nodos y 218 524 en el dominio del rotor.

Para el dominio del rotor, las pruebas del fenómeno son realizadas en un periodo de 20 segundos con un *Timestep* de 0.025 s desde el dominio con una fracción de volumen de aire $\alpha_{air} = 1.0$, abarcando el llenado en función del caudal y la estabilización en la altura del remolino. Se pueden observar que, los parámetros mantienen un determinado nivel de independencia de la malla del rotor. El error relativo máximo se estableció en 4.23%, 4.35% y 7.16% para el torque, la altura de remolino y la eficiencia, respectivamente, en la malla con tamaño de 6.5 mm. La calidad de la malla fue revisada y encontrada dentro de los valores recomendados de ANSYS CFX. Los resultados indicaron mayor relación en los parámetros, al incrementar el número de elementos en la malla, donde el torque muestra un ligero decremento mientras que la altura del remolino incrementa ligeramente.

Tabla E.1. Resultados en función del tamaño de elemento

	Tamaño de elemento [mm]			
	8.0	7.5	7.0	6.5
Nodos en el rotor	42 696	51 093	62 335	77 175
Número de elementos en el rotor	218 524	263 961	324 781	405 281
Tiempo CPU (horas)	19.0	19.5	19.5	20.0
Element quality	0.8376	0.8388	0.8380	0.8381
Torque [N-m]	0.885	0.920	0.895	0.875
Altura de remolino [m]	0.1338	0.1347	0.1338	0.1406
Eficiencia [%]	0.4224	0.4348	0.4272	0.3882

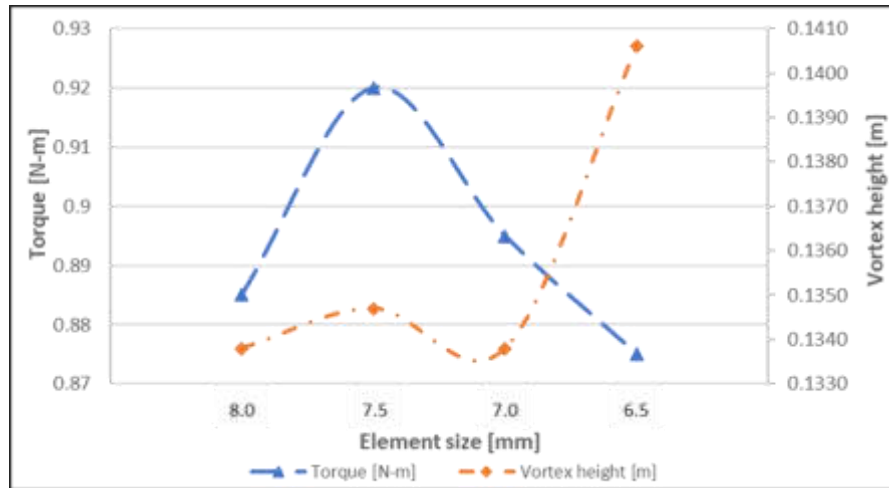
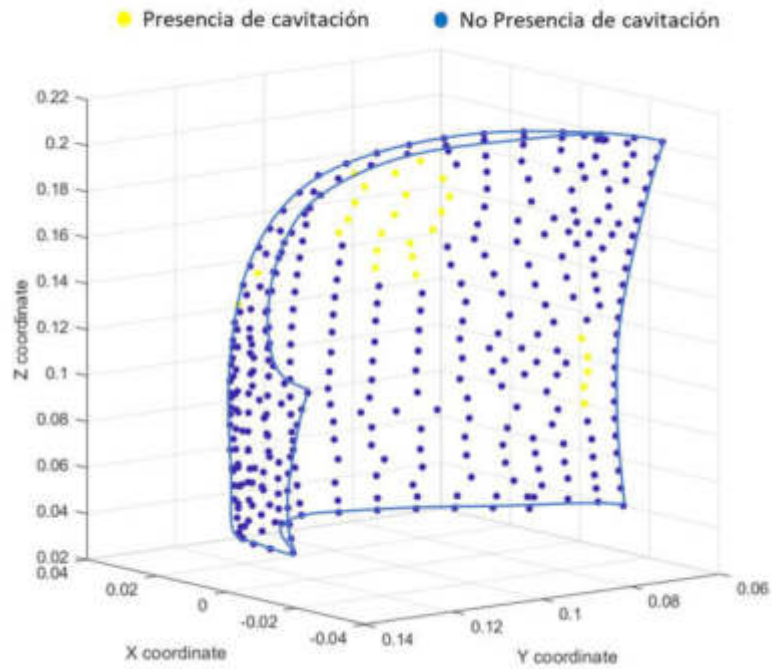
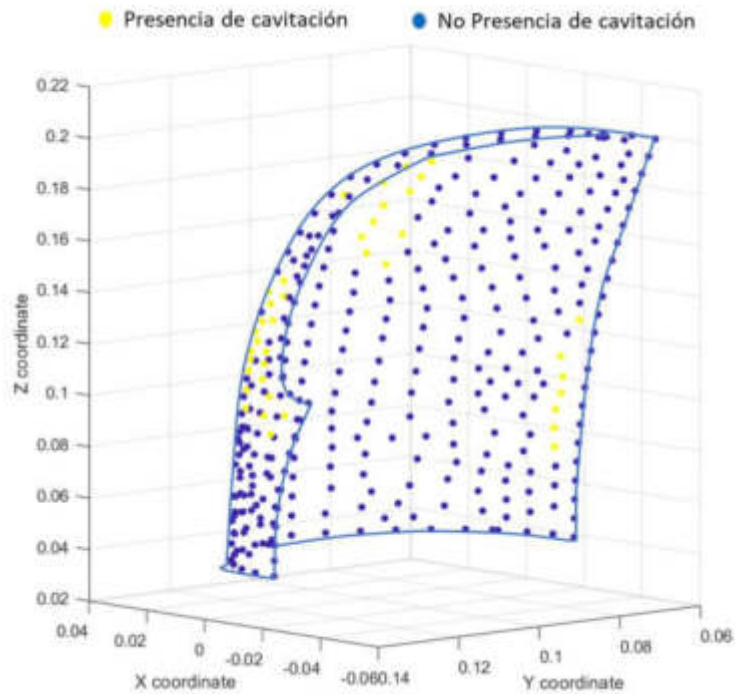
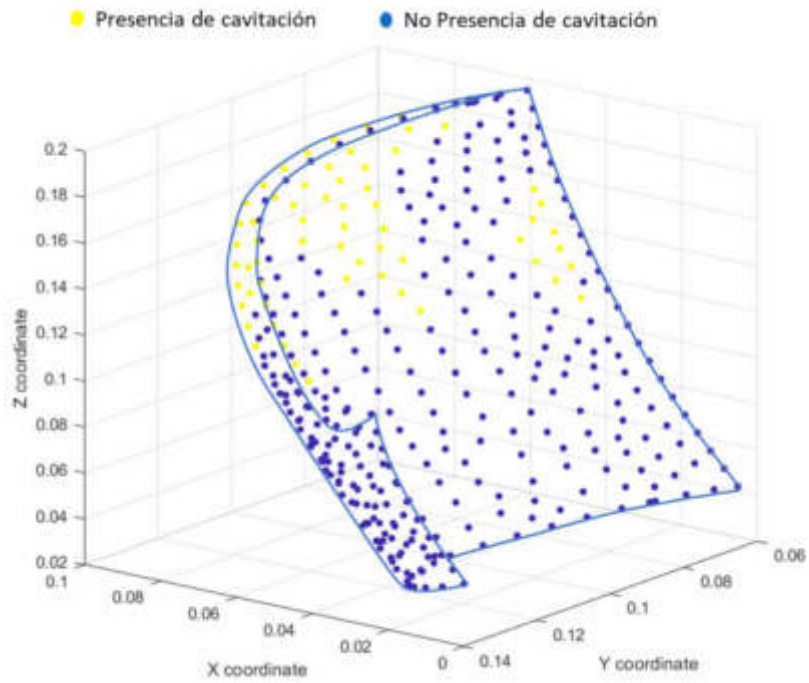


Figura E.1. Variación de torque y altura de remolino con respecto al tamaño de elemento

Anexo F. Resultados de propensión a la cavitación

Escenario $Q_{in} = 6.0 \text{ l/s}$, $N = 40 \text{ rpm}$ Escenario $Q_{in} = 7.0 \text{ l/s}$, $N = 45 \text{ rpm}$ 

Escenario $Q_{in} = 8.0 \text{ l/s}$, $N = 45 \text{ rpm}$



Escenario $Q_{in} = 9.0 \text{ l/s}$, $N = 40 \text{ rpm}$

