



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO
ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS PARA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL MÉTODO DE VÓRTICE
GRAVITACIONAL

AUTORES
GIOVANY ENRIQUE DÍAZ SALCEDO
JAVIER MUÑOZ GÓMEZ

UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
BARRANCABERMEJA
FECHA DE PRESENTACIÓN: 23-09-2019



TÍTULO DEL TRABAJO DE GRADO
ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS PARA
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL MÉTODO DE VÓRTICE
GRAVITACIONAL

AUTORES
GIOVANY ENRIQUE DÍAZ SALCEDO
JAVIER MUÑOZ GÓMEZ

Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

DIRECTOR
LUIS OMAR SARMIENTO ÁLVAREZ

GRUPO DE INVESTIGACIÓN – DIANOIA

UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERÍA
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
BARRANCABERMEJA
FECHA DE PRESENTACIÓN: 23-09-2019

Nota de Aceptación

Trabajo de grado titulado: ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL MÉTODO DE VÓRTICE GRAVITACIONAL

Presentado por: GIOVANY ENRIQUE DÍAZ SALCEDO, JAVIER MUÑOZ GÓMEZ. Para optar el título de INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

Firma del jurado

Firma del Jurado

DEDICATORIA

Agradezco a mí ser por permitir cumplir esta meta, agradezco todos los días de esfuerzo y dedicación, de altos y bajos, siempre buscando la mejor solución y disponibilidad para realizar los objetivos. Doy también las gracias a mis familiares los cuales fueron pieza fundamental en el andar de este largo camino. Este logro es por y para ustedes, me brindaron su apoyo incondicional y sacrificio a lo largo de este proceso. Me apoyaron para llegar a donde estoy en la actualidad, haciendo un aporte significativo en mi persistencia; Además, Por su paciencia, por su empeño en resaltar mis habilidades y su inigualable actitud que siempre positiva me impulsó a perseverar. Gracias a mi hija, por darme esos momentos de amor cuando más lo necesitaba.

GIOVANY ENRIQUE DÍAZ SALCEDO

Quiero darle gracias primeramente a Dios por su bondad y amor al haberme dado salud, sabiduría y la fortaleza necesaria para llegar hasta este punto y poder lograr mis objetivos. Además, dedicarle este logro a mi madre, mi esposa y mis hijos, por sus consejos, su motivación y perseverancia que me permitieron ser una persona de bien; finalmente, a los docentes y compañeros de trabajo que me apoyaron en todo momento. Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

JAVIER MUÑOZ GÓMEZ

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por darnos el valor y la fuerza para culminar esta etapa de nuestra profesión, sin su provisión de habilidades para superar cada obstáculo y cumplir con cada una de las metas establecidas a lo largo de este proceso. Sin él, esto no hubiera sido posible.

A su vez, a todas las personas que ayudaron directa e indirectamente a la realización de este proyecto. En especial al Ingeniero Luis Omar Sarmiento quien nos brindó sus conocimientos, su experiencia y su guía. Logrando así elaborar la presente investigación con base en un excelente contenido y resultados obtenidos.

A las Unidades Tecnológicas de Santander sede Barrancabermeja y a todo el equipo de trabajo que hacen de esta institución una excelente oportunidad de cambio, enseñanza e inclusión.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN EJECUTIVO	13
INTRODUCCIÓN	14
1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN	15
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	15
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	17
1.3. OBJETIVOS	19
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	19
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES	20
2. MARCOS REFERENCIALES.....	24
2.1. MARCO TEÓRICO	24
2.1.1. TEORÍA DE DISEÑO	24
2.1.2. POTENCIA MÁXIMA DE SALIDA	25
2.1.3. EFICIENCIA, TORQUE Y POTENCIA HIDRÁULICA	27
2.1.4. TRANSFERENCIA DE ENERGÍA O ECUACIÓN DE EULER	27
2.1.5. GEOMETRÍA DE LA CARCASA O CUENCA PARA LA GENERACIÓN DEL VÓRTICE	30
2.1.6. ECUACIONES DE CONTINUIDAD Y DE NAVIER-STOKES QUE DESCRIBEN EL MOVIMIENTO DE UN FLUIDO	32
2.1.7. GRADO DE REACCIÓN	33
2.1.8. VELOCIDAD ESPECIFICA	34
2.1.9. COEFICIENTES DE VELOCIDAD	35
2.1.10. CARGA TEÓRICA Y CARGA NETA.....	37
2.1.11. VELOCIDAD SINCRÓNICA	38
2.2. MARCO HISTÓRICO	39
2.3. MARCO CONCEPTUAL	46
2.3.1. TURBOMÁQUINA	46
2.3.2. TURBO MÁQUINAS HIDRÁULICAS	46
2.3.3. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	47
2.3.4. PARTES DE UNA TURBO MÁQUINA	48
2.4. MARCO LEGAL.....	50
2.4.1. RESUMEN LEY 373 DE 1997	50
2.4.2. DECRETO 4742 DE 2005	52
2.4.3. RESOLUCIÓN CARDER 567 DE 1997.....	52
3. DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO.....	54
3.1. PARTES DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR VÓRTICE GRAVITACIONAL	54

3.2.	MODELAR UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS	56
3.3.	DEFINIR PARÁMETROS DE DESEMPEÑO	63
3.4.	IMPLEMENTAR MEDIANTE FLOW SIMULATION EL MODELO DINÁMICO DE LA TURBINA	66
3.4.1.	CONFIGURACIONES INICIALES.....	66
3.4.2.	COMPORTAMIENTO DEL FLUJO DEL FLUIDO.....	73
3.4.3.	EFICIENCIA Y VELOCIDAD ANGULAR.....	74
3.4.4.	TORQUE	75
3.4.5.	POTENCIA MECÁNICA	77
3.5.	DOCUMENTAR TODO EL PROCESO DE ANÁLISIS MEDIANTE ANIMACIÓN EMPLEANDO EL CAD SOLIDWORKS	79
4.	<u>RESULTADOS</u>	86
5.	<u>CONCLUSIONES</u>	91
6.	<u>RECOMENDACIONES</u>	93
7.	<u>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	94
8.	<u>ANEXOS</u>	96

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Triangulo de velocidad de entrada y salida	25
Figura 2. Fuerzas de impacto que actúan sobre el álabe	26
Figura 3. Geometría de referencia utilizada inicialmente para análisis	30
Figura 4. Vórtices formados en la geometría inicial.....	31
Figura 5. Vórtice formado en la cuenca.....	31
Figura 6. Simulación de flujo en una cuenca cónica	33
Figura 7. Rueda hidráulica de alimentación superior.....	41
Figura 8. Turbina Banki.....	41
Figura 9. Turbina hidráulica propuesta por Euler	42
Figura 10. Clasificación de las turbinas según la dirección del flujo en el rodete.....	48
Figura 11. Partes del sistema para la generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional	54
Figura 12. Dibujo del círculo con las medidas requeridas	56
Figura 13. Extrucción del círculo y dibujo de la cúpula	57
Figura 14. Ángulo del alabe y extrucción del álabe	58
Figura 15. Numero de álabes con la herramienta matriz circular	58
Figura 16. Eje complementario de la turbina	59
Figura 17. Selección del material a utilizar durante la simulación.....	60
Figura 18. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 0 grados	60
Figura 19. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 5 grados	61
Figura 20. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 10 grados	61
Figura 21. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 15 grados	61
Figura 22. Turbina con 4, 6 y 8 álabes.....	64
Figura 23. Variación del ángulo entre 0, 5, 10 y 15 grados en una turbina con 4 álabes..	64
Figura 24. Ajustes de temperatura y presión estática del fluido	71
Figura 25. Ajuste del límite de velocidad del fluido.....	72
Figura 26. Ajuste de rugosidad para los materiales	73
Figura 27. Vista frontal de la velocidad del fluido	73
Figura 28. Vista lateral de la velocidad del fluido	74
Figura 29. Velocidad angular y rangos de eficiencia con acero al carbón no aleado.....	74
Figura 30. Comparación de la eficiencia en la turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados con tres tipos de material.....	75
Figura 31. Comparación del torque en la turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados con tres tipos de material.....	76
Figura 32. Valores de torque y velocidad angular en las turbinas de 4, 6 y 8 álabes	77
Figura 33. Comparación de la potencia mecánica, en relación a la potencia de entrada y de salida	78
Figura 34. Aprovechamiento de la potencia mecánica por el tipo de material	78
Figura 35. Activar el diseño de la turbina	79
Figura 36. Dominio computacional de la turbina	80
Figura 37. Subdominios del fluido	80
Figura 38. Región de rotación.....	81
Figura 39. Condiciones limitantes de ingreso del fluido.....	81
Figura 40. Condiciones limitantes de salida del fluido.....	82

Figura 41. Insertar las metas	82
Figura 42. Meta definida por el software	83
Figura 43. Meta definida por el usuario	83
Figura 44. Cargar la simulación	84
Figura 45. Cortes del plano.....	84
Figura 46. Vista isométrica de la trayectoria del fluido	85
Figura 47. Vista superior de la trayectoria del fluido.....	85
Figura 48. Turbina de 6 álabes a 0° de inclinación.....	87
Figura 49. Curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes con acero	87
Figura 50. Turbina de 6 álabes curvados a 19° de inclinación	87
Figura 51. Curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes.....	88
Figura 52. Comparación de la eficiencia entre los materiales	89

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Valores de referencia de los parámetros de la cuenca.....	30
Tabla 2. Propiedades físicas de los materiales	65
Tabla 3. Velocidad máxima 1 (GG Max Velocity 1)	67
Tabla 4. Torque (GG Torque (Y) 1).....	68
Tabla 5. Velocidad angular en un punto del álabe (PG Velocity 1).....	68
Tabla 6. Área del alabe (SG CAD área 1)	69
Tabla 7. Torque (SG Torque (Y) 1)	69
Tabla 8. Volumen promedio del fluido 1 (SG Volume Flow Rate 1).....	69
Tabla 9. Volumen promedio del fluido 2 (SG Volume Flow Rate 2).....	69
Tabla 10. Caudal promedio 1 (SG Mass Flow Rate 1)	69
Tabla 11. Caudal promedio 2 (SG Mass Flow Rate 2)	69
Tabla 12. Eficiencia de la turbina	70
Tabla 13. Velocidad angular	70
Tabla 14. Potencia mecánica (Pmecánica)	70
Tabla 15. Potencia de entrada (Pentrada)	70
Tabla 16. Potencia de salida (Psalida).....	71
Tabla 17. Potencia hidráulica – PHYD	71

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Portada planos de ensamble de las turbinas de 4, 6 y 8 álabes.....	96
Anexo 2. Vistas ensamblaje turbina de 4 álabes.....	96
Anexo 3. Vistas ensamblaje turbina de 6 álabes.....	97
Anexo 4. Vistas ensamblaje turbina de 8 álabes.....	97
Anexo 5. Turbina de 4 álabes	98
Anexo 6. Turbina de 6 álabes	98
Anexo 7. Turbina de 8 álabes	99
Anexo 8. Informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia.....	99
Anexo 9. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	100
Anexo 10. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	101
Anexo 11. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	102
Anexo 12. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	103
Anexo 13. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	104
Anexo 14. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	105
Anexo 15. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	106
Anexo 16. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	107
Anexo 17. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	108
Anexo 18. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	109
Anexo 19. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia	110
Anexo 20. Archivos de simulación y animación proceso de análisis	111

RESUMEN EJECUTIVO

La investigación plantea la elaboración de un proyecto en el que se modela y realizan los cálculos matemáticos con el propósito de evaluar la eficiencia de la turbina y luego proceder a efectuar la inclusión de estos en el software SolidWorks, haciendo énfasis en la herramienta Flow Simulation para lograr el objetivo del proyecto. Esto con el fin de exponer un mejor soporte y evidenciar el trabajo que se lleva a cabo gracias a las herramientas implementadas en el proceso del presente desarrollo.

La fundamentación del proyecto se basa en una investigación descriptiva la cual emplea una serie de procedimientos orientados a la descripción e inclusión de aportes significativos a lo largo de la investigación realizada como parte del proceso de análisis de eficiencia de una turbina. Aquí se especifican los requerimientos funcionales de acuerdo con parámetros de entrada y salida. Con una duración estimada de cuatro meses, donde se contemplan las actividades a realizar por parte de los autores para efectuar la entrega del proyecto final, con los planos, medidas nominales, descripción de geometrías y variantes para su desarrollo.

INTRODUCCIÓN

La producción de energía eléctrica es posiblemente una de las fuentes más importantes de progreso y del mejoramiento de la calidad de vida del hombre actual, ya que, gracias a ella, hoy en día es posible llevar a cabo una cantidad indefinida de actividades que favorecen al crecimiento integral de la sociedad, tanto desde el punto de vista científico y tecnológico, como del industrial, cultural y económico. Es por esta razón, que la energía eléctrica se ha transformado en uno de los servicios sociales de mayor demanda e importancia en nuestro medio, haciéndose cada vez más indispensable para la ejecución de actividades de gran trascendencia.

El aumento en la demanda de energía renovable, económica y ecológica; el agotamiento de los hidrocarburos y, por ende, el aumento de su precio, la contaminación y el calentamiento global han puesto a los investigadores a hacer un esfuerzo mayor en encontrar fuentes alterativas que cumplan cabalmente con estas características. Es ahora un hábito la instalación y la implementación de aerogeneradores de palas para producir electricidad, el uso de biocombustibles, de paneles solares y turbinas puestas en lugares que antes no se tenía contemplado ni por casualidad.

La turbina de álabes curvados basado en el método de vórtice gravitacional funciona tomando todo o una parte de la corriente de agua que le permita el paso por el canal interno, haciendo girar la turbina, para luego dejarla fluir libremente. Únicamente requiere de un flujo constante de agua con desnivel que pase por un canal de desvío, fuerza y velocidad suficiente en el recorrido del agua, para que la fuerza motriz del eje tenga la capacidad de mover una bomba o cualquier tipo de máquina con movimiento rotacional.

1. DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Según Rojas (2018) en Colombia ha incrementado el consumo energético a 5,4 GWh para el año 2018. Actualmente, se emplea el uso de cuencas hidroeléctricas, considerada como alternativa para la distribución de energía que genera el 82% del consumo en el país, teniendo en cuenta que dicho recurso es poco confiable para cubrir las necesidades de los habitantes ubicados en centros rurales. Cada vez son más populares las hidroeléctricas en Colombia, las cuales se emplean como una solución a la falta del servicio eléctrico en muchos lugares del país. Sin embargo, poco se conoce sobre experiencias de diseño y fabricación de componentes hidráulicos de este método de generación de energía eléctrica. Por lo general, se emplean generadores que han funcionado adecuadamente en un rango y caudal determinados, pero se desconoce su eficiencia de acuerdo con las condiciones de operación a las cuales está siendo sometida.

Actualmente, las UTS adelantan proyectos orientados al estudio de energías limpias y renovables, considerado un factor indispensable debido a que permite describir los principios de operación de las centrales, siendo el caso de evaluado la explicación del potencial de generación eléctrica de una turbina de álabes curvados basado en el método de vórtice gravitacional, teniendo en cuenta factores analíticos los cuales permitan la dimensión geométrica, variación de los números de álabes y ángulos de inclinación requeridos para variar la estructura de estudio del modelado y simulación en el software Solidworks.

Fundamento a lo mencionado anteriormente se propone desarrollar una simulación de turbina de álabes curvados para la generación de energía eléctrica mediante el método de vórtice gravitacional, lo cual permite obtener información

para analizar y evaluar la eficiencia de la turbina teniendo en cuenta la variación del número de álabes y ángulos de inclinación. Abarcando temáticas del área de mecánica de fluidos, neumática, y termodinámica, además de promover el uso de software de simulación para complementar el aprendizaje teórico.

Se plantea la siguiente pregunta problema ¿Bajo qué parámetros es posible analizar, bajo simulación dinámica, la eficiencia de una turbina de álabes curvados para la generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional?

1.2. JUSTIFICACIÓN

El uso de herramientas de diseño y simulación es considerado como un elemento fundamental en el estudio de los procesos de toma de decisiones, en el manejo de empresas y planeación de la producción, orientados a la creación o estudio de soluciones.

El desarrollo del presente proyecto se direcciona al estudio de eficiencia de una turbina de álabes curvados para generación de energía eléctrica, considerando la importancia que representa dicha aplicación. La investigación es de gran provecho, debido a que contempla las características y condiciones operacionales requeridas para el aprovechamiento de la energía hidráulica ya que es limpia, renovable y una fuente de suministro energético exequible a zonas rurales que no cuentan con un abastecimiento estable de energía.

De igual forma, el modelado de la turbina de álabes curvados permite no solo analizar los elementos y parámetros que influyen en su accionamiento, sino que además la variación del número de álabes, ángulo de inclinación, material de construcción y dimensiones de la turbina permite analizar los cambios de comportamiento, teniendo en cuenta las corrientes de agua que conforman el vórtice gravitacional. Se definirán parámetros de desempeño que permitan analizar cambios en el número de álabes, ángulo de inclinación, material de construcción y dimensiones de la turbina. Adicionalmente los resultados obtenidos en el diseño son representados mediante un modelo dinámico, el cual es documentado a través de una animación empleando SolidWorks.

Otro de los objetivos que se tiene con la investigación, es que los estudiantes del área electromecánica en las Unidades Tecnológicas de Santander regional Barrancabermeja a través de modelos a escala puedan analizar la eficiencia de

una turbina de álabes curvados para generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional en los laboratorios de la UTS, de esta manera poder enriquecer su conocimiento y estimular el ámbito de la adquisición de información con el fin de que se generen documentos guías o antecedentes para las futuras construcciones o adecuaciones de los diseños de centrales hidráulicas basadas en vórtice gravitacional.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

Analizar la eficiencia de una turbina de álabes curvados para la generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional empleando una dinámica computacional de fluidos.

1.3.2. Objetivos específicos

- Modelar una turbina de álabes curvados empleando Solidworks de tal forma que se pueda variar el número y el ángulo de inclinación de los álabes, el material de construcción y las dimensiones de la turbina.
- Definir parámetros de desempeño que permitan analizar el efecto de la variación del número de álabes, el ángulo de inclinación, el material de construcción y las dimensiones de la turbina.
- Implementar mediante Fluid Simulation el modelo dinámico de una turbina de álabes curvados empleando una base de vórtice gravitacional tipo cuadrada y cilíndrica para calcular la eficiencia en función del número, el ángulo de inclinación de los álabes y el material de construcción de la turbina.
- Documentar todo el proceso de análisis de una turbina de álabes curvados mediante una animación empleando Solidworks.

1.4. ESTADO DEL ARTE / ANTECEDENTES

A nivel nacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Diseño de una picocentral hidroeléctrica (PCH) impulsada por la potencia hidráulica del río San Juan en la vereda Salao (Medio San Juan, Chocó, Colombia).” de la universidad Distrital Francisco José de Caldas de la ciudad de Bogotá D.C. (Christian Martínez, Yeirson Mosquera & 2017), presenta su resumen: *“El trabajo que se presenta a continuación, muestra el diseño de una Picocentral Hidroeléctrica (PCH) que aprovecha la corriente del río San Juan (Chocó, Colombia) para producir electricidad en la vereda El Salado o Salao, la cual se encuentra alejada de la red de interconexión nacional. Se escogió esta zona en particular, porque el potencial hidráulico que posee el río en San Juan en estado natural (caudal puro del afluente) cerca a esta vereda, permite utilizar turbinas de río para producir energía eléctrica”.*

A nivel nacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal para microgeneración de energía eléctrica” de la universidad Santo Tomás de la ciudad de Bogotá D.C. (Edison Roberto & 2017), presenta su resumen: *“En el siguiente trabajo se presenta la generación de energía eléctrica en Colombia, enfocándose en el potencial que posee el recurso hídrico, y los diversos métodos que existen para la generación de energía eléctrica. Se describió el principio físico de una turbina hidrocínética, los elementos que la componen y los diferentes tipos que existen. Se muestran diseños realizados anteriormente sobre turbinas hidrocínéticas de eje horizontal en algunos países, se presentaron los conceptos teóricos, se estableció la demanda básica de energía en una vivienda en el municipio de Bojayá, y el potencial energético que se puede extraer del río Atrato. Se generaron los requerimientos para el diseño de la turbina y posteriormente se presentaron modelos previos basándose en los requerimientos establecidos. Para realizar esto se utilizó un QFD (por sus siglas*

en inglés Quality Function Deployment) y se hizo un análisis morfológico siguiendo las recomendaciones del proceso de diseño mecánico de Ullman. Para el diseño en detalle de la turbina se hicieron cálculos para el rotor, sistema de transmisión, generador eléctrico y sistema de soporte o suspensión”.

A nivel internacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Sistema de Generación Energía Sumergible Basado en un Vórtice Gravitacional con Sifón para Comunidades Aisladas” de la Universidad Nacional de Loja de la ciudad de Loja en Ecuador, (Manuel Ayala, Holger Benavidez, Carles Riba & 2016), presenta su resumen: *“En este trabajo se presenta un sistema de generación de energía eléctrica basado en un vórtice gravitacional con sifón para comunidades aisladas, manufacturado en la provincia de Loja-Ecuador. El sistema es sumergible funciona como una central de paso y por su diseño se lo puede instalar directamente en canales de riego, ríos, etc. sin obras civiles importantes. La unidad de generación denominada UTG (Underwater Turbine Generator) está conformada por una turbina Kaplan, un generador sumergible síncrono multipolo con imanes permanentes, un rectificador, un inversor, un vórtice gravitacional y un sifón de evacuación para ganar energía potencial. Además, incluye un control integrado que permite realizar mediciones de los parámetros eléctricos del sistema. De acuerdo con los resultados de la medición de campo, el prototipo UTG basado en un vórtice gravitacional puede ofrecer de forma estable la energía eléctrica a las cargas conectadas, con un factor de planta del 60%”.*

A nivel internacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Investigación numérica de geometrías de cuenca para la generación de un vórtice en una central de vórtice de agua gravitacional” del Institute of Engineering Sciences and Technology de la ciudad de KPK en Pakistán (Javed Chattha, Taqi Cheema & 2017), presenta su resumen: *“Para mejorar la eficiencia de una turbina de vórtice de agua gravitacional, la producción de un vórtice fuerte, capaz de*

impulsar un corredor para la generación de electricidad es muy importante. Se han investigado varias configuraciones de diseño utilizando el enfoque de dinámica de fluidos computacional. Un tanque cilíndrico con un orificio de descarga en el centro inferior es la configuración más adecuada para generar un vórtice de agua. Los resultados muestran variaciones en los vórtices formados bajo diferentes parámetros de la cuenca, como la velocidad de entrada, la altura de la cuenca, el diámetro de salida, el ancho del canal de entrada, la profundidad del canal de entrada y el caudal másico. Se concluye que los parámetros de diseño optimizados mejoran la eficiencia de la planta en gran medida mediante la generación de un fuerte vórtice con núcleo de aire”.

A nivel internacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Investigación computacional y experimental de una turbina para planta de energía de vórtice de agua gravitacional” de la Universidad de Tribhuvan de la ciudad de Katmandú en Nepal (R. Dhakal, T.R Bajracharya, S.R Shakya, B. Kumal & 2017), presenta su resumen: *“La planta de energía de vórtice gravitacional de agua (GWVPP) es un nuevo tipo de sistema de turbina de bajo cabezal en el que se utiliza una estructura de canal y cuenca para formar un vórtice, donde la energía rotacional del agua puede generar a través de dicho canal. Este estudio se centra en la optimización de la turbina para mejorar la eficiencia de la GWVPP. El análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) se lleva a cabo con tres diseños diferentes de la turbina con perfiles de álabe recto, retorcido y curvo. El análisis CFD mostro que el perfil curvado del álabe era la más eficiente, con una eficiencia máxima del 82% en comparación con el 46% para la turbina con de álabes rectos y el 63% para la turbina de álabes retorcidos”.*

A nivel internacional se encontró un proyecto de investigación titulado “Efecto de los materiales de la turbina en la eficiencia de generación de energía de la central hidroeléctrica de vórtice de agua libre” de la universidad de Khon Kaen de la

ciudad de Khon Kaen en Tailandia (P. Sritram, W. Treedet, R. Suntivarakorn & 2015), presenta su resumen: *“El objetivo de esta investigación fue estudiar el efecto de los materiales de la turbina en la eficiencia de generación de energía eléctrica a partir de la central hidroeléctrica de vórtice hecha de acero y aluminio. Estas turbinas constaban de cinco álabes y estaban curvadas con ángulos a lo largo de la altura del agua. Estos álabes tenían un ancho máximo de 45 cm. y altura de 32 cm. Estas turbinas se fabricaron y experimentaron para la central hidroeléctrica de vórtice libre de agua en el laboratorio, con un caudal de agua de 0.68, 1.33, 1.61, 2.31, 2.96 y 3.63 m³ / min y una carga eléctrica de 20, 40, 60, 80 y 100 W respectivamente. Los resultados experimentales se calcularon para determinar el par, la energía eléctrica y la eficiencia de producción de electricidad. A partir del experimento, los resultados mostraron que la eficiencia máxima de generación de energía de las turbinas de acero y aluminio fue de 33.56% y 34.79% respectivamente. Del resultado al caudal máximo de agua de 3.63 m³ / min, se encontró que el valor de torque y la eficiencia de producción de electricidad de la turbina de aluminio fue mayor que la de la turbina de acero en un promedio de 8.4% y 8.14%, respectivamente. Este resultado mostró que el peso ligero de la turbina puede aumentar el par y la eficiencia de generación de energía”.*

2. MARCOS REFERENCIALES

2.1. MARCO TEÓRICO

En esta sección se plantean los fundamentos teóricos necesarios para el desarrollo del presente trabajo de grado.

2.1.1. Teoría de diseño

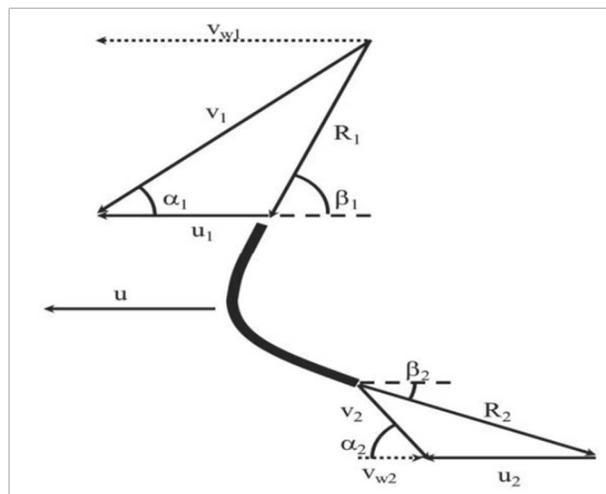
En un vórtice de agua, el agua gira alrededor de un núcleo vacío, conocido como centro de vórtice, de radio decreciente a medida que la altura del vórtice por encima del plano de salida se reduce. En un vórtice libre, las partículas fluidas no giran ya que se traducen en trayectorias circulares alrededor del centro del vórtice. Para un vórtice irrotacional, la velocidad radial v de una partícula de agua es cero, mientras que la velocidad tangencial $v\theta$ está dada por:

$$v\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (1)$$

Donde Γ es la circulación y r es el radio de la partícula de agua. La figura 1 muestra la formulación general de triángulos de velocidad de entrada y salida para un rotor de turbina de tipo impulso. En la figura 1, se denota la velocidad tangencial del corredor, v es la velocidad absoluta del chorro, R es la velocidad relativa del chorro con respecto al corredor, V_w es la velocidad de remolinamiento, los subíndices 1 y 2 corresponden a la entrada y salida del corredor, respectivamente. Normalmente se asume que $R_1=R_2$, cualquier pérdida en el

alabe del corredor se supone que es insignificante. (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

Figura 1. Triangulo de velocidad de entrada y salida



Fuente: (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

En este tipo de turbina de impulso, el fluido de alta velocidad golpea el corredor que circula la corriente del fluido, causando un cambio en el impulso del fluido y ejerciendo una fuerza de reacción en el corredor de la turbina. La velocidad de chorro de entrada es constante; sin embargo, para una planta de generación de energía por el método de vórtice gravitacional, la velocidad de entrada varía a través del radio del vórtice, como se describe en la ecuación (1), por lo tanto, los triángulos de velocidad mostrados en la figura 1 varían a través del radio del corredor. (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

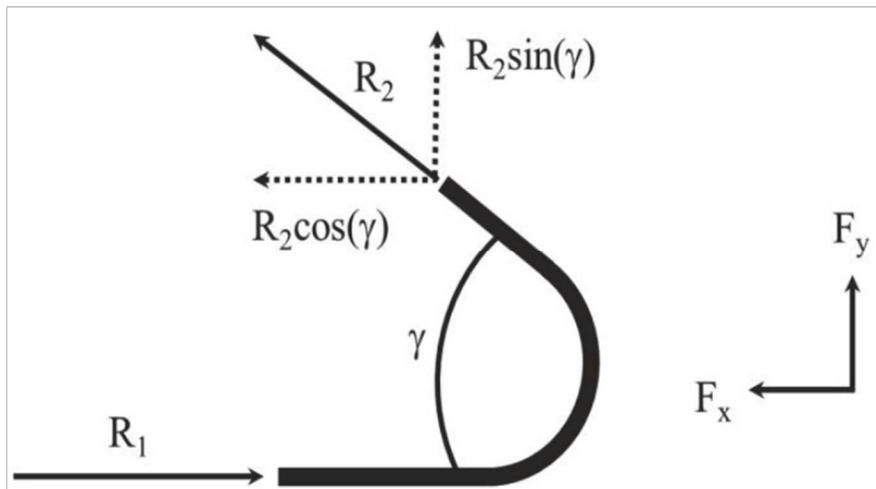
2.1.2. Potencia máxima de salida

La potencia máxima de salida para el álabe se puede obtener con la siguiente ecuación:

$$P_s = \rho Q U (U - V_1) (1 - \cos \beta) \quad (2)$$

Donde P_s es la potencia de salida del eje, ρ es la densidad del agua, Q es el caudal de agua, U es la velocidad tangencial V_1 es la velocidad de entrada absoluta, β es el ángulo de rotación del flujo de agua. El flujo de agua incide en el álabe de la turbina como se muestra en la figura 2. Si la velocidad del agua es mayor que la de la turbina, el agua hace que el corredor acelere. (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

Figura 2. Fuerzas de impacto que actúan sobre el álabe



Fuente: (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

La fuerza del agua en el álabe se da por las siguientes ecuaciones:

$$F = \sqrt{(F_x^2 + (F_y^2))} \quad (3)$$

$$F_x = \rho Q r R_2 (\cos \gamma + 1) \quad (4)$$

$$F_y = \rho Q r R_2 S \sin \gamma \quad (5)$$

$$R_1 = V \theta - u \quad (6)$$

Donde F es la fuerza total sobre el álabe, F_x y F_y son la fuerza de reacción que ejerce el agua sobre los álabes en las direcciones de los ejes X y Y, respectivamente, y el ángulo incluido del álabe con respecto al eje de la turbina. (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

2.1.3. Eficiencia, torque y potencia hidráulica

La eficiencia, el torque y la potencia hidráulica de la turbina se pueden calcular a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\eta = \frac{P_s}{P_{hyd}} \quad (7)$$

$$T = \frac{60 P_s}{2 \pi n} \quad (8)$$

$$P_{hyd} = \rho Q g H \quad (9)$$

Donde η es la eficiencia de la turbina, P_s es la potencia de salida, T es el torque o par de salida de la turbina, n es la velocidad de rotación del eje en RPM, P_{hyd} es la potencia de entrada hidráulica, ρ es la densidad del agua, Q es el caudal, g es la aceleración de la gravedad y H es la altura. (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

2.1.4. Transferencia de energía o ecuación de Euler

En la zona de acción del rotor aparece la velocidad tangencial de los álabes, velocidad periférica, velocidad de arrastres o velocidad base que se expresa por U , velocidad circunferencial del rotor (Martínez M. , 2007).

V = velocidad absoluta del fluido

El trabajo hecho por los álabes sobre el fluido (o viceversa) o expresión de la energía transferida entre álabes y fluido, por unidad de masa de fluido, será:

$$E = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad (10)$$

V_{u1} = velocidad tangencial o de giro del fluido en la entrada, m/s

V_{u2} = velocidad tangencial o de giro del fluido en la salida, m/s

U_1 = velocidad circunferencial del rotor en la entrada.

U_2 = velocidad circunferencial del rotor en la salida.

La cual es conocida como ecuación de Euler. Martínez (2007) advierte que tiene su origen en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del fluido y de los álabes entre la entrada y la salida del rotor. Esta ecuación sirve para cualquier clase de fluido compresible o incompresible, con cualquier clase de propiedades, pues al deducirla no se ha hecho ninguna restricción al respecto.

Para conservar a E (energía en el rotor) un valor siempre positivo, se escribe convencionalmente:

$$E = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \text{ Para maquinas motrices (turbinas)} \quad (11)$$

Si el fluido cede energía al rotor, de ahí el nombre de turbina; por tanto en una turbina donde $U_1V_{u1} > U_2V_{u2}$ E, expresa la energía o trabajo, por unidad de masa (lb-pie/lbm), que se tiene en la flecha como consecuencia de la cesión energética hecha por el fluido (Martínez M. , 2007).

Generalmente, en las maquinas hidráulicas la energía se expresa en unidad de peso, esto es lb-pie/lb, entonces E representa unidades de longitud (pies), siendo sustituida la letra E por la H, representativa de la carga total que actúa sobre la maquia en pies (Martínez M. , 2007). En este caso la ecuación de Euler tiene la forma:

H = Carga total que actúa sobre la máquina.

$$H = \frac{1}{g}(U_2V_{u2} - U_1V_{u1}) \text{ Para turbinas} \quad (12)$$

Que es la más usual en las turbomáquinas hidráulicas, habiéndose sustituido H por E y g_c por g . Debe hacerse notar, en esta sustitución, que el valor de la masa es constante y que el peso varía con el g . Si se representa el peso específico (γ) en lb/pie^3 y la masa especifica (ρ) en lb_m/pie^3 (Martínez M. , 2007) resulta lo siguiente.

$$\gamma = \frac{g}{g_c} \rho \quad g = \frac{pies}{seg^2} \quad g_c = \frac{lb_m-pies}{lb-seg^2} \quad (13)$$

Estas formas de la ecuación de Euler son teóricas. Según Martínez (2007) en realidad existen perdidas de carga por fricción, choques, turbulencias, etc., que se tendrán en cuenta al definir los rendimientos.

2.1.5. Geometría de la carcasa o cuenca para la generación del vórtice

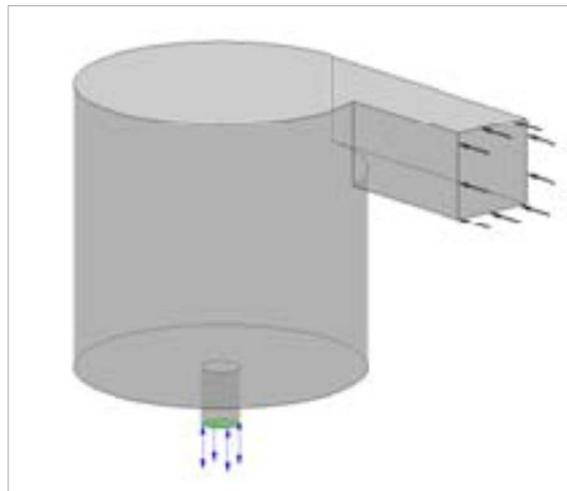
La figura 3 muestra la geometría de referencia de la carcasa o cuenca que tiene una entrada, salida y la ruta de flujo del fluido. Los parámetros de geometría de la cuenca se variaron con valores de referencia dados en la Tabla. 1 y se analizaron las velocidades tangenciales del agua en el núcleo del vórtice, la altura del vórtice y el valor del núcleo de aire que varía de 0 (sin núcleo de aire) a 1 (con núcleo de aire completo). Además de los parámetros de geometría variables, también se investigó el efecto de diversas condiciones de flujo en la formación de vórtices. La geometría fue diseñada para generar un vórtice en sentido anti horario. (Chattha & Cheema, 2017).

Tabla 1. Valores de referencia de los parámetros de la cuenca

Parámetro de la cuenca	Valor de referencia
Diámetro	500
Altura	500
Diámetro de salida	70
Ancho de entrada	150
Profundidad de entrada	150

Fuente: (Chattha & Cheema, 2017)

Figura 3. Geometría de referencia utilizada inicialmente para análisis



Fuente: (Chattha & Cheema, 2017)

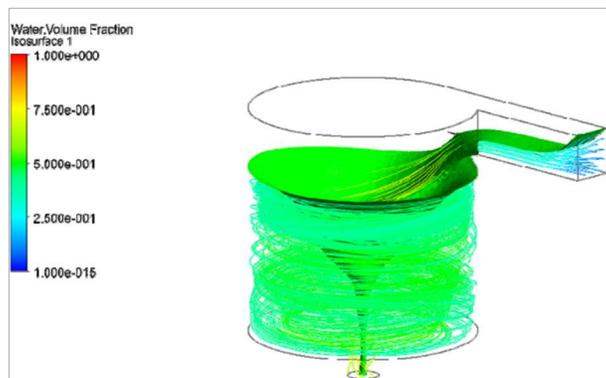
La figura 4 muestra el vórtice formado cuando se analizó la geometría de referencia. El vórtice formado en este caso no tenía un núcleo de aire completo. Los parámetros óptimos condujeron a la formación de un vórtice de núcleo de aire completo como se muestra en la figura 5. La cuenca optimizada genera un vórtice efectivo para la generación de energía usando la misma velocidad de flujo. Además, la simulación de cuenca optimizada resultó en una velocidad tangencial 15% mayor que la cuenca inicial de referencia. (Chattha & Cheema, 2017)

Figura 4. Vórtices formados en la geometría inicial



Fuente: (Chattha & Cheema, 2017)

Figura 5. Vórtice formado en la cuenca



Fuente: (Chattha & Cheema, 2017)

2.1.6. Ecuaciones de continuidad y de Navier-Stokes que describen el movimiento de un fluido

En casi todas las investigaciones previas, el vórtice aire-núcleo se consideró en base a la suposición de flujo constante, asimétrico e incompresible. La ecuación de continuidad y las ecuaciones de Navier-Stokes en coordenadas cilíndricas se describen a continuación. (Dhakal, Timilsina, Dhakal, & Fuyal, 2015)

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} = 0 \quad (14)$$

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} - \frac{V_r V_\theta}{r} = \gamma \left(\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial V_\theta}{r \partial r} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

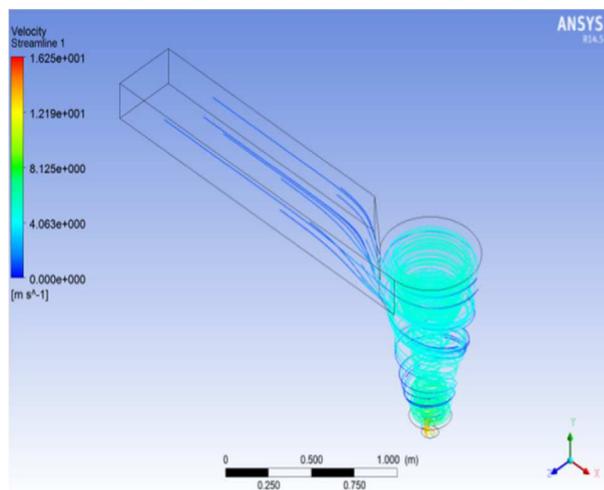
$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_r^2}{r} + \frac{\partial \rho}{\rho \partial r} = \gamma \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{\partial V_r}{r \partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \quad (16)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\rho \partial r} = g + \gamma \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{\partial V_z}{r \partial r} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

Donde, V_θ , V_r y V_z son las componentes de las velocidades tangencial, radial y axial, respectivamente, ρ es la densidad del fluido, g es la aceleración gravitacional y γ es la viscosidad cinemática. Debido a la complejidad de las ecuaciones, es extremadamente difícil obtener una solución analítica directamente. (Dhakal, Timilsina, Dhakal, & Fuyal, 2015)

La dinámica de fluidos computacional (CFD) se ha convertido en una herramienta rentable para predecir el rendimiento de las máquinas de fluidos y también el flujo de fluidos a través de una región de interés. La simulación se ha llevado a cabo para la visualización del flujo en las cuencas y la distribución de la velocidad en el plano donde la turbina ha extraído más potencia con el método de volumen finito. Para fines de simulación, el dominio de flujo de fluido se modeló como se muestra en la figura 6 utilizando el software CAD SolidWorks. El modelo fue importado en un código comercial CFD ANSYS Fluent y fue simulado. (Dhakal, Timilsina, Dhakal, & Fuyal, 2015)

Figura 6. Simulación de flujo en una cuenca cónica



Fuente: (Dhakal, Timilsina, Dhakal, & Fuyal, 2015)

2.1.7. Grado de reacción

Se le llama grado de reacción o más simplemente reacción, a la relación de la carga estática a la carga total transferida. Martínez (2007) menciona que el grado de reacción es por definición:

$$G_R = \frac{E(\text{estatica})}{E} \quad (18)$$

$$G_R = \frac{U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2}{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + V_{r1}^2 - V_{r2}^2} \quad (19)$$

Martínez (2007) indica que una turbomáquina de reacción se caracteriza, pues, por producir un gradiente de presión entre la entrada y la salida de impulso (la turbina Pelton, por ejemplo) en las que $\Delta p = 0$.

2.1.8. Velocidad específica

La velocidad específica es, sin duda alguna, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no solo el caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variables cinemáticas que sigue en importancia (Martínez M. , 2007).

En las turbinas, la velocidad específica es:

$$n_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(rpm)(cv)^{1/2}}{(m)^{5/4}} \quad (\text{Para turbinas en el sistema métrico}) \quad (20)$$

$$N_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{(rpm)(Hp)^{1/2}}{(pies)^{5/4}} \quad (\text{Para turbinas en el sistema ingles}) \quad (21)$$

Resulta práctico conocer la relación que guardan los valores de estas velocidades específicas en los dos sistemas. Para ellos solo basta tener en cuenta los factores de equivalencia, resultando:

$$\frac{n_s}{N_s} = 4.44 \quad (\text{Para turbinas}) \quad (22)$$

2.1.9. Coeficientes de velocidad

2.1.9.1 Coeficiente de la velocidad de arrastre o periférica

Calificado por la velocidad de arrastre U y que se designa por la letra griega Φ . Esto es:

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}} \quad (23)$$

Este coeficiente Φ se puede expresar fácilmente en función del coeficiente de carga C_H , así:

$$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi ND}{\sqrt{2gH}} = \left(\frac{\pi}{\sqrt{2}}\right) \sqrt{N^2 D^2 / gH} = \left(\frac{\pi}{\sqrt{2}}\right) \sqrt{\frac{1}{C_H}} = \frac{2.22}{\sqrt{C_H}} \quad (24)$$

$$C_H = \frac{H_g}{N^2 D^2} \quad (25)$$

Se puede deducir que el coeficiente Φ califica la velocidad y el tamaño, en función de la carga lo mismo que el coeficiente de carga C_H . Es útil en el diseño, ya que $\Phi = f(H, D, N)$.

Este coeficiente de velocidad Φ será menor en las máquinas de carga alta, como la turbina Pelton, donde vale aproximadamente 0.47, mientras que en las máquinas de carga reducida como la turbinas Kaplan vale alrededor de 2.5, a las primeras se les llamas maquinas lentas y a las segundas rápidas (Martínez M. , 2007).

2.1.9.2 Coeficiente de velocidad de paso

Calificado por la componente de la velocidad absoluta que cuantifica el gasto a través del rotor. Esto es, la (Martínez M. , 2007) velocidad radial en máquinas radiales y la velocidad axial en las axiales. Resultan así los coeficientes Ψ_R y Ψ_z respectivamente:

$$\Psi_R = \frac{V_R}{\sqrt{2gH}} \quad (26)$$

$$\Psi_z = \frac{V_z}{\sqrt{2gH}} \quad (27)$$

Martínez (2007) señala que en máquinas con flujos rotatorios se puede generalizar este coeficiente por medio de la velocidad meridiana que es la que condiciona el gasto, no solo al paso del fluido por el rotor, sino también en otras zonas de la máquina. Se tiene así.

$$\Psi_m = \frac{V_m}{\sqrt{2gH}} \quad (28)$$

2.1.9.3 Coeficiente de tobera o de la velocidad absoluta de inyección o del chorro

El nombre está indicando la velocidad que califica este coeficiente, de gran interés en las turbinas de impulso. Martínez menciona que (2007) en las que aprovecha la energía cinética generada en una tobera a la entrada de la máquina se designa por C_n y tiene la forma.

$$C_n = \frac{v}{\sqrt{2gH}} \quad (29)$$

Se llama velocidad unitaria a $\sqrt{2gH}$, con lo que cada coeficiente viene significando una velocidad específica que caracteriza la preponderancia de un determinado

factor. Por ejemplo, Φ representara una velocidad circunferencial específica que caracteriza la preponderancia de la carga. El coeficiente Ψ significara una velocidad de paso específica. El C_n vendrá a ser una velocidad del chorro específica (Martínez M. , 2007).

2.1.10. Carga teórica y carga neta

Martínez (2007) indica que solo en condiciones ideal toda la energía cedida por el fluido a su paso por la maquina puede ser tomada por los álabes en una turbina. En condiciones reales, siempre hay una diferencia entre la energía, diferencia que cuantifica las perdidas hidráulicas en la máquina, por fricción, choques, turbulencias, etc.

Se llama carga teórica H a la energía teóricamente transferida entre fluido y álabes:

$$H = \frac{1}{g} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g} \quad (30)$$

Y se llama carga neta H_n a la gradiente de carga dinámica entre la entrada y la salida de la máquina (Martínez M. , 2007). Para una turbina hidráulica, entre la entrada al caracol y la salida del tubo de desfogue la formula quedaría de la siguiente manera:

$$H_n = H_e - H_s = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + \frac{P_e - P_s}{\gamma} + (Z_e - Z_s) \quad (31)$$

Si se presenta por H_p las perdidas hidráulicas antes señaladas, entre la entrada y la salida, se tiene:

$$H_n = H + H_p \quad (32)$$

Rendimiento global o rendimiento energético total, que es la relación entre la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida o tomada por el fluido.

$$\eta (turbinas) = \frac{P_{flecha}}{\gamma Q H_n} = \frac{\text{potencia en la flecha turbina}}{\text{potencia cedida por el fluido}} \quad (33)$$

Rendimiento hidráulico, que muestra precisamente la relación existente entre la carga teórica y la carga neta, así

$$\eta_h = \frac{H}{H_n} \quad (34)$$

2.1.11. Velocidad sincrónica

Generalmente las turbinas hidráulicas se emplean para mover generadores eléctricos síncronos, a los que se acoplan rígidamente sobre un mismo eje. Martínez (2007) establece que la velocidad de giro la determinan las condiciones hidráulicas, de acuerdo con la carga y el caudal, pero es preciso hacer el reajuste final teniendo en cuenta ciertas condiciones eléctricas.

El generador síncrono es una máquina de corriente alterna excitada por corriente directa, existiendo una relación constante entre la frecuencia de la corriente y la velocidad de giro de la máquina, que da el número de pares de polos del rotor (Martínez M. , 2007). El rotor de un generador tiene “p” pares de polos (o sea 2p polos), N es el número de revoluciones por minuto a que gira el rotor y “f” es la frecuencia de la corriente en ciclos/seg, se tiene:

$$P = \frac{f}{N/60} = \text{pares de polos} \quad (35)$$

$$f = P (N/60) = \text{ciclos/seg} = N = 60f/P = r.p.m \quad (36)$$

El número de pares de polos suele variar de 1 a 150, o sea de 2 a 100 polos. Según esto para $f = 60$ ciclos/seg. Las turbinas hidráulicas giran a velocidades más bajas, tanto más si la maquina es grande, variando entre 72 y 600 r.p.m aproximadamente en las maquinas moderna (Martínez M. , 2007). Como puede verse, para “f” constante, “P” está en razón inversa de “N”. Por razones constructivas el número de polos suele ser múltiple de 4.

2.2. MARCO HISTÓRICO

No se sabe con exactitud quién, dónde o hace cuánto tiempo se aprovechó por primera vez la fuerza y energía que posee una corriente de agua, aunque parece probable que la inspiración haya venido de otro uso más antiguo del agua: la irrigación (Córdoba, 2001).

Antiguamente se empleaban diversos métodos para elevar el agua de los ríos a una altura mayor que la de sus márgenes, de donde correría por canales y zanjas a los campos. Uno de éstos era la rueda persa o saqia que es una rueda grande montada en un eje horizontal con cucharas en su periferia. Estas ruedas pueden verse todavía trabajando en Egipto, acopladas a engranes y movidas por un búfalo, burro o camello (Córdoba, 2001).

Córdoba (2001) destaca que hace mucho tiempo, alguien debe haber notado que cuando se desenganchaba la bestia, la corriente tendía a hacer girar la rueda en dirección opuesta, concibiendo así la idea revolucionaria de que la corriente de agua tiene energía y por lo tanto podía hacer trabajo. De todas maneras, las ruedas hidráulicas primitivas no eran diferentes de la saqia y se conectaban con un mecanismo semejante, a una piedra de molino. Seguramente el inventor se regocijó al hacerse la idea de que evitaría muchas molestias en la molienda de granos, aunque probablemente no vislumbró el alcance que traería a las generaciones posteriores.

Los romanos conocían y usaban las ruedas hidráulicas como una fuente de fuerza mecánica, y la historia recoge el nombre de Vitruvius como el ingeniero que llevó a cabo tal modificación. Se cree que las guarniciones del muro Adriano, tenían unas cuantas ruedas hidráulicas para mover molinos de trigo; pero quizás porque contaban con abundantes esclavos, los romanos no explotaron la energía de la corriente de agua extensamente. En su imperio, el trigo se molía generalmente en molinos de mano, algunos de los cuales se han encontrado en los sitios donde existieron colonias romanas en Inglaterra (Córdoba, 2001).

Córdoba (2001) indica que fueron los sajones los que popularizaron su uso en la gran Bretaña. Las evidencias más antiguas encontrada en documentos, son las de una concesión dada por el rey Ethelbert de Kent, tiene la fecha de 762 d.C. La costumbre se difundió rápidamente. En aquella época el oficio del constructor de molinos era viajar por todo el país construyendo molinos nuevos y atendiendo a los que necesitaban reparaciones y era una ocupación importante antes de la conquista de los normandos. Están registrados más de 5000 molinos en el censo de 1086.

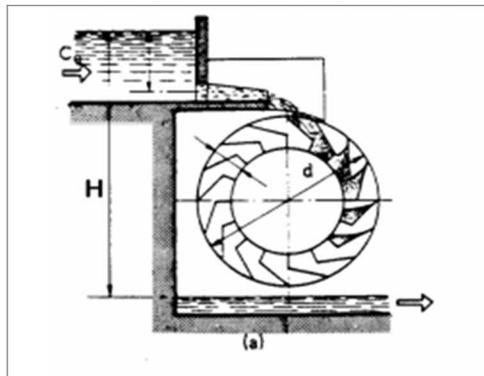
Las ruedas hidráulicas comunes que obran principalmente por el peso del agua, por ser las más elementales y obvias fueron también las primeras turbinas que construyó el hombre. Las primeras ruedas hidráulicas se construyeron posiblemente en Asia, China y la India, hace unos 2200 años; de Asia pasaron a Egipto y desde allí a Europa (unos 600 años después que en Asia) y América. Leonardo Da Vinci, Galileo y Descartes, entre otros, realizaron estudios teóricos y matemáticos sobre las ruedas hidráulicas (Córdoba, 2001).

Mención especial merece al francés Parent (1666 - 1716) físico y matemático de París y miembro de la Real Academia de Ciencias, estudia por vez primera el funcionamiento de las ruedas hidráulicas, y genialmente prevé que existe una

relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente de agua. Las mejoras ruedas comunes dieron como resultado la construcción de las ruedas de impulso y de reacción las cuales presentan la ventaja de aprovechar la energía cinética y, por lo tanto, ser de menor tamaño (Córdoba, 2001).

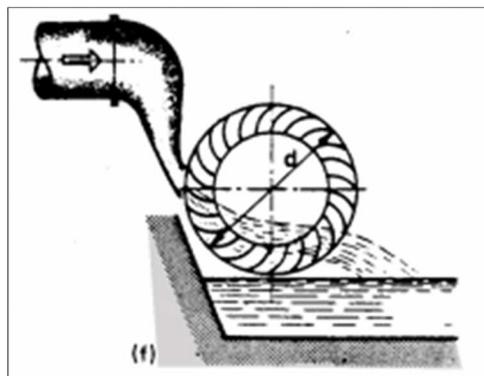
Las figuras 7 y 8 presentan los tipos principales de ruedas hidráulicas y en ellas se puede notar su evolución en el uso, no sólo de la energía gravitacional sino también de la variación de la cantidad de movimientos (principio de Euler), constituyéndose así estas ruedas en las precursoras de las modernas turbinas hidráulicas.

Figura 7. Rueda hidráulica de alimentación superior



Fuente: Córdoba, Roberto. Breve historia de las turbinas hidráulicas. Salvador: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas. 2001. p.15.

Figura 8. Turbina Banki



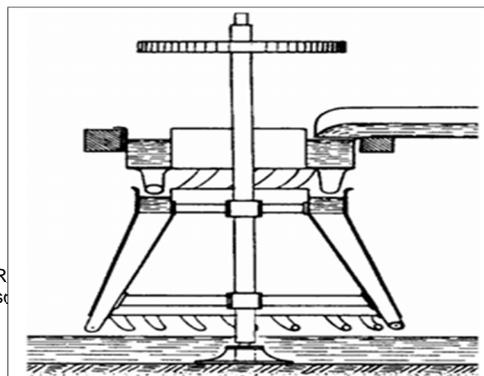
Fuente: Córdoba, Roberto. Breve historia de las turbinas hidráulicas. Salvador: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas. 2001. p.15.

Al evolucionar la tecnología de la transmisión eléctrica, está permitió el gran desarrollo de las plantas hidroeléctricas y, por consiguiente, de las turbinas hidráulicas. En este nuevo esquema de transformación de energías: energía hidráulica luego energía eléctrica y por último energía mecánica. (Córdoba, 2001, pág. 16)

Córdoba (2001) menciona que las ruedas hidráulicas debido en gran parte a que en ellas el agua entra y actúa únicamente en parte de la circunferencia, no hacia las turbinas en las cuales el agua lo hace en toda la circunferencia - tienen dos desventajas fundamentales: rendimiento bajo y velocidad de rotación muy lenta (4 a 10 RPM). Las turbinas hidráulicas nacieron para superar estas desventajas, y su evolución ha sido el aumento cada vez mayor de la velocidad de rotación y de su eficiencia con el fin de conseguir potencias específicas más altas, lo que permite generación eléctrica a más bajo costo.

El estudio del turbo máquinas hidráulicas como ciencia no se crea hasta que Euler en 1754 publica su famosa memoria de Berlín sobre maquinaria hidráulica, en la que expone su teoría de las máquinas de reacción: "La teoría más completa de las máquinas que se ponen en movimiento por la reacción del agua". En esta memoria desarrolla Euler por primera vez la ecuación fundamental de las turbo máquinas, deducidas igualando el par a la variación de la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor (Córdoba, 2001). En la siguiente figura puede verse un dibujo de la turbina hidráulica ideada por Euler.

Figura 9. Turbina hidráulica propuesta por Euler



Fuente: Córdoba, Roberto. Breve historia de las turbinas hidráulicas. Salvador: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas. 2001. p.16.

Según Córdoba (2001) posteriormente el ingeniero francés Claude Burdin (1790-1873), profesor de la escuela de minas de Saint Etienne, en su célebre memoria de la academia de Ciencias desarrolla la teoría "Turbinas hidráulicas o máquinas rotativas de alta velocidad". Acuña por primera vez la palabra "turbina" para el vocabulario técnico. La palabra turbina viene del latín turbo- inem, que significa rotación o giro.

Burdin fue un ingeniero teórico; pero su discípulo Fourneyron (1802-1867) fue un ingeniero práctico, y logró en 1827 construir la primera turbina hidráulica experimental digna de tal nombre; más aún a lo largo de su vida, Fourneyron construirá un centenar más de turbinas hidráulicas para diferentes partes del mundo.

Esta turbina que tuvo un éxito clamoroso, porque era capaz de explotar saltos mayores que los explotables con las antiguas ruedas hidráulicas, era radial centrífuga, de inyección total, y escape libre; aunque Fourneyron previó también el tubo de aspiración, cuyo estudio realizó él mismo (Córdoba, 2001).

Desde 1837 las turbinas hidráulicas de Henschel y Jonval compiten con las de Fourneyron. Otras turbinas hidráulicas anteriores al siglo XX fueron la de Fontaine, y sobre todo la desarrollada en 1851 por Girard, que era de acción de inyección total y que alcanzó una notable difusión en Europa. (Córdoba, 2001, pág. 17)

Córdoba (2001) indica que los tipos mencionados no son los únicos, y, aunque algunas de estas turbinas han logrado sobrevivir y aún siguen en funcionamiento, han dejado de construirse por las razones siguientes:

- Rendimiento bajo sobre todo en cargas parciales de (70-75% a plena carga hasta 50-55% a 50% de la carga).
- Velocidad de giro muy reducida.
- potencia por unidad muy baja.

En 1891 la central de Niágara causó sensación con una potencia instalada de 1470 kW. A comienzos del siglo XX aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad y gran rendimiento, únicas que se construyen en la actualidad. (Córdoba, 2001, pág. 18)

Según Córdoba (2001) a grandes rasgos se puede resumir así el desarrollo de las turbinas hidráulicas:

- El siglo XVIII es el siglo de su gestación.
- El siglo XIX el de su nacimiento (en este siglo nacieron en América las Turbinas Pelton y las Turbinas Francis)
- El siglo XX el de su desarrollo.

A principios del siglo XX aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad.

- 1905 – en USA existen turbinas hidráulicas de 7360 kW girando a 250 RPM (turbinas Francis gemelas),
- 1915- creación de la Turbina Kaplan
- 1918- la turbina Banki
- 1914- la turbina Turgo

R-DC-95

Análisis de eficiencia de una turbina de álabes curvados para generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional

VERSIÓN: 01

- 1950- la turbina Deriaz
- 1970- la turbina Bulbo

2.3. MARCO CONCEPTUAL

2.3.1. Turbomáquina

Una turbomáquina es una máquina cuyo elemento principal es un rodete (rotor giratorio) a través del cual pasa un fluido de forma continua, cambiando éste su cantidad de movimiento por acción de la máquina. Se da así una transferencia de energía entre la máquina y el fluido a través del momento del rotor sea en sentido máquina-fluido (como en el caso de una bomba hidráulica) o fluido-máquina (como en el caso de una turbina) (Vega, 2016).

2.3.2. Turbo máquinas hidráulicas

Vega (2016) indica que una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio del turbo máquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal constante.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; este mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional (Vega, 2016). Se nombran a continuación:

- El método analítico se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.
- El método experimental se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.

Vega (2016) menciona que el análisis dimensional ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.

2.3.3. Clasificación de las turbomáquinas hidráulicas

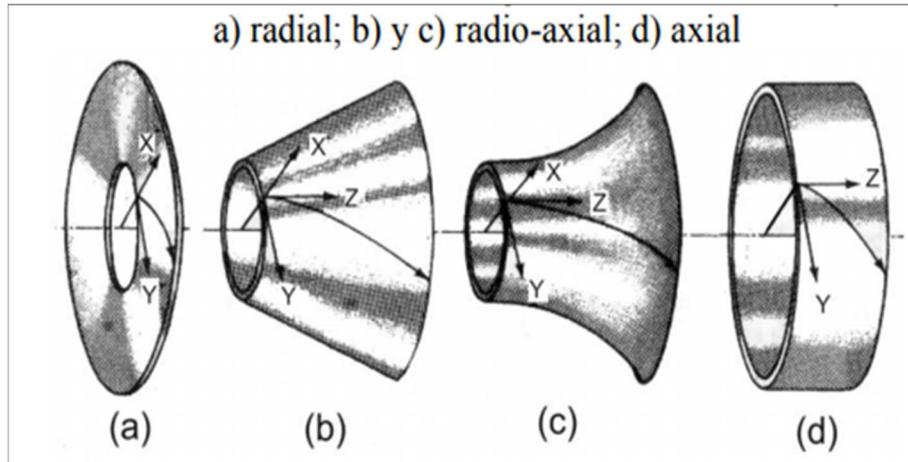
Según el modo de admisión:

- Turbinas de admisión parcial: El líquido ataca a una parte del rodete (rodete no inundado)
- Turbinas de admisión total: El líquido ataca a todo el rodete (rodete inundado)

Según el grado de reacción: Turbinas de acción, Turbinas de reacción.

Según la dirección del flujo en el rodete: Turbinas de flujo radial, turbinas de flujo radio-axial o diagonal, turbinas de flujo axial, turbinas de flujo tangencial. En la figura 10 se muestra la clasificación de las turbinas.

Figura 10. Clasificación de las turbinas según la dirección del flujo en el rodete



Fuente: Alvarado, Carlos & Torres, Santiago. Repotenciación del banco de pruebas de la turbina hélice del eje horizontal del laboratorio de turbomaquinaria. Ecuador: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. 2015. p.4.

2.3.4. Partes de una turbo máquina

Una turbo máquina consta de diversas partes y accesorios dependiendo de su tipo, aplicación y diseño; sin embargo, la mayoría comparten el hecho de tener partes estáticas y rotativas; enumeradas a continuación:

Rodete: el Rodete es el corazón de toda turbomáquina y el lugar donde se genera el intercambio energético con el fluido. Está constituido por un disco que funciona como soporte a las palas, también llamadas álabes, o cucharas en el caso de las turbinas Pelton (Vega, 2016).

Vega (Vega, 2016) menciona que la geometría con la cual se realizan los álabes es fundamental para permitir el intercambio energético con el fluido; sobre éstas reposa parte importante del rendimiento global de toda la turbomáquina y el tipo de cambio energético generado (si la energía será transferida por cambio de

presión o velocidad). Los rodetes pueden ser axiales, radiales, mixtos o tangenciales.

Generador y convertidor de potencia: según Chauvin, Rovera, & Muñoz (2015) es un generador de accionamiento directo de baja velocidad y alto número de polos, y además la turbina y el generador rotan a la misma velocidad mecánica a través del mismo eje, por lo tanto, cumple con los requerimientos del diseño.

“El generador es síncrono y tiene las siguientes características: 3 fases, 150W de potencia, tensión generada de corriente alterna a corriente continua, y esta alimentará a los dispositivos electrónicos prácticamente de forma directa” (Chauvin, Rovera, & Muñoz, 2015, pág. 6).

El modelo matemático para el generador eléctrico se basa en la teoría de máquinas general y se lo realiza con las siguientes ecuaciones representadas en el marco de referencia de los componentes del estator d-q (Chauvin, Rovera, & Muñoz, 2015).

$$V_d = R_s i_d + L_d \frac{di_d}{dt} - \omega_e L_q i_q \quad (37)$$

$$V_q = R_s i_q + L_q \frac{di_q}{dt} - \omega_e L_d i_d + \omega_e \varphi_m \quad (38)$$

Donde V_d y V_q son d y q componentes de voltaje del estator (V), i_d y i_q son d y q componentes de corriente del estator (A), R_s resistencia del estator (ohms), L_d y L_q son las inductancias de la máquina (H), ω_e es la velocidad eléctrica (rad/s) y φ_m es el flujo magnético (w_b). El torque eléctrico se obtiene a través de la siguiente ecuación. (Chauvin, Rovera, & Muñoz, 2015, pág. 6)

$$T_e - \frac{3}{2}p[\varphi_m i_q + (L_d - L_q)i_d i_q] \quad (39)$$

Donde p es el número de pares de polos. La dinámica del rotor de la máquina está dada por:

$$T_m - T_e = B\omega_r + J \frac{d\omega_r}{dt} \quad (40)$$

Establecen que B es la fricción del rotor (kgm^2/s), J es la inercia del rotor (kgm^2/s), ω_r es la velocidad del rotor (rad/s) y T_m es el torque mecánico producido por el agua (Nm). (Chauvin, Rovera, & Muñoz, 2015)

2.4. MARCO LEGAL

Colombia maneja ciertas leyes impuestas por el gobierno nacional y las cuales son aplicadas en todo proyecto ya sea industrial, agrícola, ganadero, minero o de generación de energía. Dado que el proceso de funcionamiento de la turbina requiere un recurso renovable que en este caso es el agua, se deben tener ciertas normas impuestas por la CARDER (Corporación Autónoma Regional de Risaralda), para permitir su utilización.

Estas normas son determinadas según el uso o disposición que se le dé al agua, ya que se va a manejar como recurso de generación esta, no será contaminada, pero se si se hace una proyección, simulación o cálculos se deben tener en cuenta los siguientes decretos o normativas para que permitan el uso de este recurso renovable.

2.4.1. Resumen ley 373 de 1997

Todo plan ambiental regional y municipal debe incorporar obligatoriamente un programa para el uso eficiente y ahorro del agua esto se define como el conjunto de proyectos y acciones que deben elaborar y adoptar las entidades encargadas de la prestación de los servicios de acueducto, alcantarillado, riego y drenaje, producción hidroeléctrica y demás usuarios del recurso hídrico.

El programa de uso eficiente y ahorro de agua será quinquenal y deberá estar basado en el diagnóstico de la oferta hídrica de las fuentes de abastecimiento y la demanda de agua.

Cada entidad encargada de prestar los servicios de acueducto, alcantarillado, de riego y drenaje, de producción hidroeléctrica, y los demás usuarios del recurso hídrico presentarán para aprobación de las Corporaciones Autónomas Regionales y demás autoridades ambientales, el Programa de Uso Eficiente y Ahorro de Agua, las cuales deberán elaborar y presentar al Ministerio del Medio Ambiente un resumen ejecutivo para su información, seguimiento y control, dentro de los seis meses siguientes contados a partir de la aprobación del programa.

Dentro del Programa, la Comisión de Regulación de Agua Potable y Saneamiento Básico fijará metas anuales, para reducir las pérdidas en cada sistema de acueducto.

Las aguas utilizadas, sean éstas de origen superficial, subterráneo o lluvias, en cualquier actividad que genere afluentes líquidos, deberán ser reutilizadas en actividades primarias y secundarias cuando el proceso técnico y económico así lo ameriten y aconsejen según el análisis socioeconómico y las normas de calidad ambiental.

2.4.2. Decreto 4742 de 2005

El valor para pagar por cada usuario estará compuesto por el producto de la tarifa unitaria anual de la tasa por utilización de agua (TU), expresada en pesos/m³, y el volumen captado (V), expresado en metros cúbicos (m), corregido por el factor de costo de oportunidad de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$VP = TU \times [V \times F_{op}] \quad (41)$$

Donde:

VP: es el valor para pagar por el usuario sujeto pasivo de la tasa, en el periodo de cobro que determine la autoridad ambiental, expresado en pesos.

TU: es la Tarifa Unitaria anual de la tasa por utilización de agua, expresada en pesos por metro cúbico (\$/m³)

V: es el volumen de agua base para el cobro. Corresponde al volumen de agua captada por el usuario sujeto pasivo de la tasa que presenta reporte de mediciones para el período de cobro determinado por la autoridad ambiental, expresado en metros cúbicos (m³).

FOP: Factor de costo de oportunidad, adimensional

2.4.3. Resolución CARDER 567 de 1997

La reglamentación busca el ordenamiento de la oferta de aguas superficiales y subterráneas en el territorio de jurisdicción de la CARDER, mediante las regulaciones y orientaciones que garanticen el aprovechamiento sostenible del recurso y la preservación de su calidad.

Las corrientes y depósitos de aguas superficiales y subterráneas pertenecen a la nación. Toda persona natural o jurídica, pública o privada, requiere concesión para

hacer uso de las aguas, salvo cuando se trate de la satisfacción de necesidades elementales y no se requiera derivación, o del aprovechamiento de aguas subterráneas para uso doméstico, en propiedad, posesión o tenencia del beneficiario, que no superen los 0.1 litros por segundo.

La construcción de obras que ocupen el cauce de una corriente o depósito de agua, permanente o intermitente, como son las canalizaciones para el cruce de vías o para ejecutar llenos y las obras de defensa de taludes marginales, requiere permiso de ocupación de cauce y aprobación de la correspondiente obra hidráulica.

3. DESARROLLO DEL TRABAJO DE GRADO

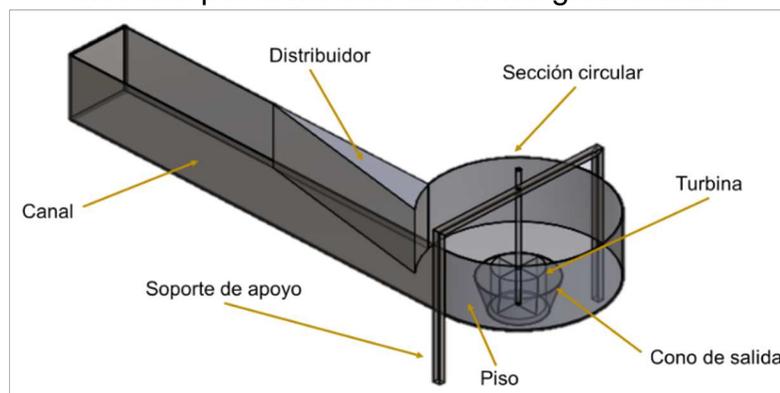
En el presente capítulo se describe la forma como se desarrolló el trabajo de investigación en concordancia con los objetivos planteados, haciendo uso de las herramientas de análisis del CAD Solidworks para visibilizar como sería el comportamiento físico de una turbina bajo condiciones aproximadas al mundo real.

Para lograr un análisis eficaz y que los resultados de dicho análisis influyan en una acertada toma de decisiones, se debe partir de la construcción virtual de una pieza siguiendo las técnicas de modelado del software, hasta obtener el diseño geométrico preciso de una turbina que posteriormente simularemos para probar su rendimiento y evaluar aspectos relevantes que pueden influir en su eficiencia (materiales de construcción, número de álabes y ángulo de inclinación).

3.1. PARTES DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR VÓRTICE GRAVITACIONAL

En la figura 11 se muestran las partes que componen todo el sistema de generación de energía eléctrica por vórtice gravitacional (carcasa y turbina), seguido de una breve descripción de cada una de ellas, para las dimensiones ver anexos 1 al 7:

Figura 11. Partes del sistema para la generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional



Fuente: el autor

Carcasa: el ensamblaje de la canal, distribuidor, piso, cono de salida y sección circular, forma la carcasa del sistema en forma de caracol, la cual genera el movimiento circular del fluido, transmitiendo el impulso a la turbina. El diseño y modelado de la carcasa no se incluye en el documento.

Canal: sección rectangular diseñada para dirigir el fluido hacia la sección circular. La cara superior de la canal es abierta a la atmosfera.

Soporte de apoyo: pieza encargada de soportar la estructura circular y el eje de la turbina.

Piso: placa base inferior de la carcasa que soporta el fluido.

Cono de salida: elemento ubicado en el centro de la sección circular con forma de conducto divergente. Posee forma cónica y su función es recuperar parte de energía cinética perteneciente a la velocidad residual del fluido en la salida del rotor.

Turbina: es la pieza conformada por los álabes, sobre la cual actúa la presión del fluido, haciendo que esta gire.

Sección circular: diseñada para generar el vórtice o rotación espiral del fluido, con el propósito de que se produzca el intercambio de energía (hidráulica – mecánica) por acción entre el fluido y las paredes de los álabes.

Distribuidor: elemento estático donde no se produce trabajo mecánico y carece de velocidad angular. Sirve para que el fluido se acelere y transforme completa o

parcialmente la energía potencial en energía cinética. El distribuidor dirige el fluido hacia la sección circular, donde interactúa con el rodete de la turbina.

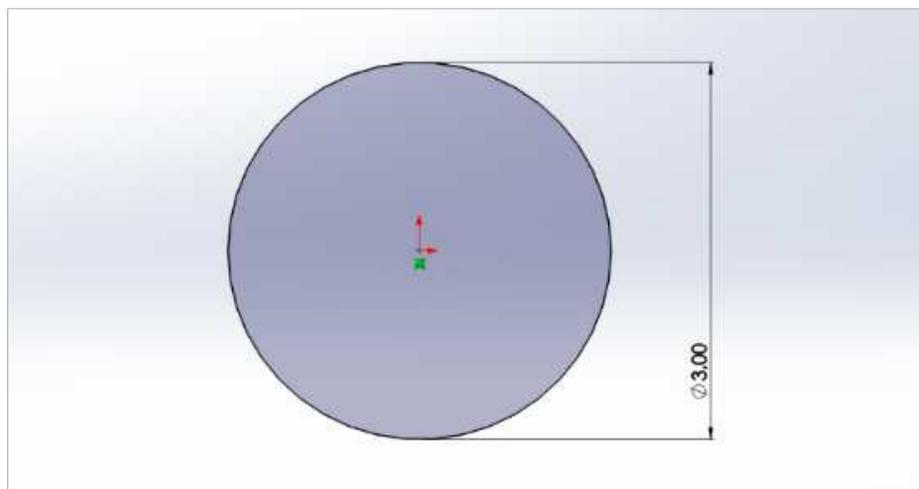
3.2. MODELAR UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS

Para llevar a cabo el proceso de modelado mecánico de la turbina que va a ser objeto de análisis, se emplea el CAD Solidworks, comenzando con la creación de una pieza en 3D, luego utilizando las diferentes entidades de croquis (círculo, línea, rectángulo, spline, entre otras), herramientas de acotación, operaciones y relaciones geométricas (tangente, perpendicular, concéntrica). El procedimiento de modelado se describe a continuación:

3.2.1.1 Diámetro y longitud de la base de la turbina

Este proceso consiste en hacer clic en la etiqueta pieza, luego seleccionar el plano de diseño (Alzado, Planta o Vista lateral, según el criterio del diseñador), en croquis hay que seleccionar un círculo y dibujarlo en el plano seleccionado, luego acotar el dibujo con las medidas requeridas para el diseño como se muestra en la figura 6.

Figura 12. Dibujo del círculo con las medidas requeridas



Fuente: el autor

Luego de realizar el círculo, se realiza la extrucción de la superficie del círculo, el cual será el eje de la turbina, aquí podemos agregar una cúpula en la parte inferior del eje, este procedimiento se realiza con la herramienta operaciones (extruir saliente/base, cúpula), hasta la medida de diseño del eje como se muestra en la figura 13.

Figura 13. Extrucción del círculo y dibujo de la cúpula

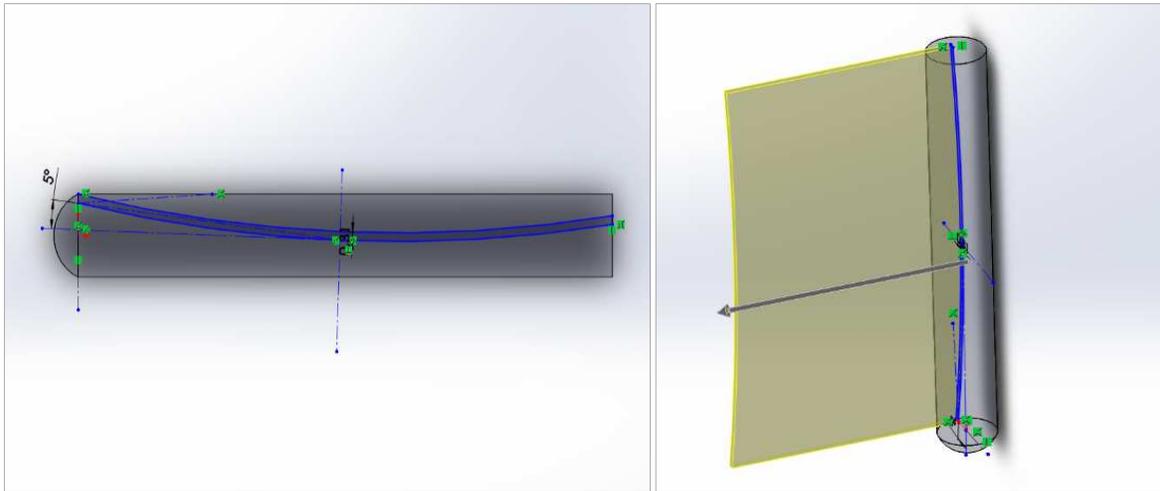


Fuente: el autor

3.2.1.2 Construcción del álabe curvado

Se procede a crear el perfil de ángulo del álabe en el costado del eje, luego se realiza la operación de extruir la pieza (En la etiqueta croquis, seleccionar la figura arco tangente, realizar el arco con el ángulo de inclinación definido en el diseño, seleccionar la etiqueta superficies, extruir superficie, Acotar las medidas requeridas para el diseño extruido). Este procedimiento se muestra en la figura 14.

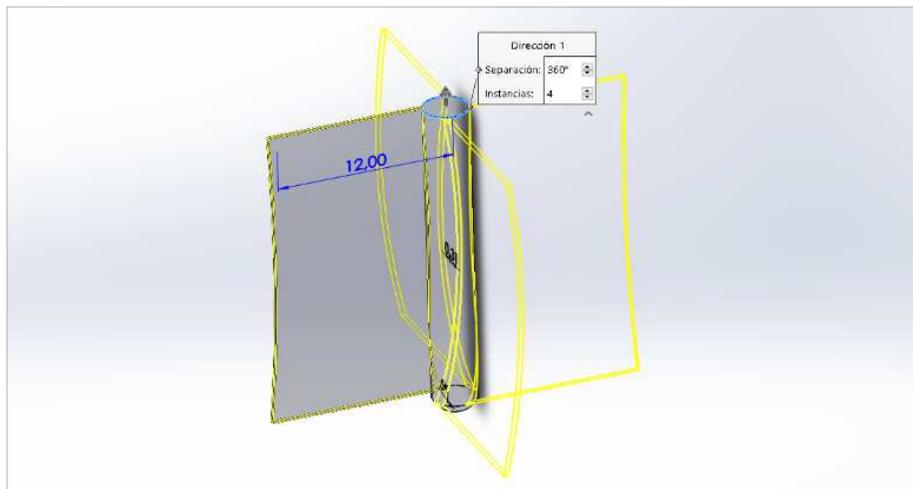
Figura 14. Ángulo del alabe y extrucción del álabe



Fuente: el autor

Con la herramienta de matriz circular, se debe seleccionar el álabe creado en el paso anterior y se determina el número de álabes que se van a incluir de acuerdo con el ángulo de separación. El software realizará un patrón de álabes como se muestra en la figura 15.

Figura 15. Numero de álabes con la herramienta matriz circular

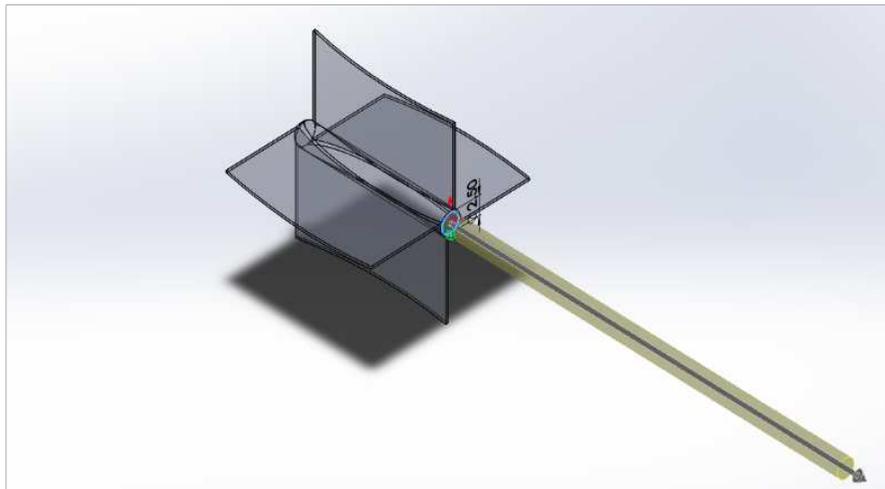


Fuente: el autor

3.2.1.3 Complemento del eje

Se debe crear el complemento del eje como se muestra en la figura 16, seleccionando una de las dos caras cilíndricas, con clic sostenido se desliza hasta obtener la longitud requerida para el diseño. Hasta este momento se tiene el modelo de una turbina con un material no existente o sin especificar, por lo que es necesario indicarle al software la clase de material para efectuar las simulaciones correspondientes.

Figura 16. Eje complementario de la turbina

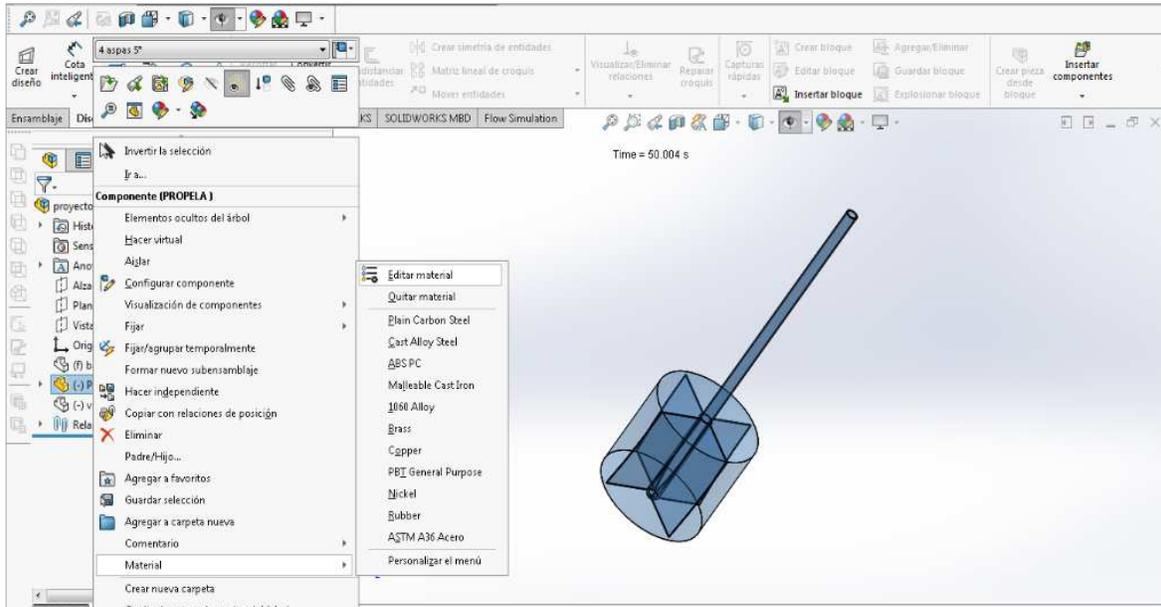


Fuente: el autor

3.2.1.4 Materiales de simulación

El CAD Solidworks contiene una amplia gama de materiales en su base de datos, incluidos los materiales que fueron seleccionados para el análisis. La selección de la clase y nombre del material se realiza a través de la opción “material – editar material” como se muestra en la figura 17. Finalmente se guarda el archivo con un nombre específico dentro de una carpeta virtual donde el CAD Solidworks guardará todo el análisis.

Figura 17. Selección del material a utilizar durante la simulación

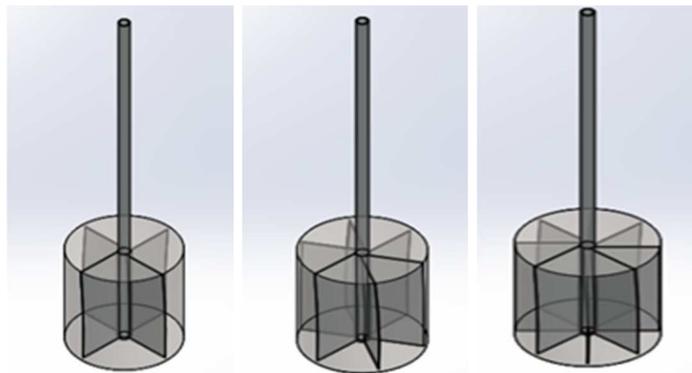


Fuente: el autor

3.2.1.5 Vistas isométricas de las turbinas

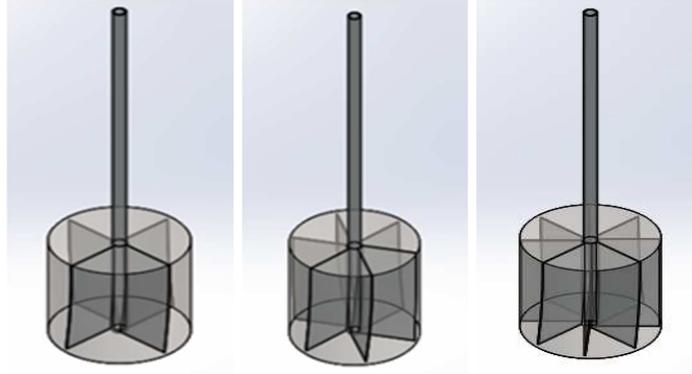
En las figuras 18, 19, 20 y 21, se muestran las turbinas modeladas con 4, 6 y 8 álabes; a cada una de las turbinas se les varió el ángulo de sus álabes entre 0, 5, 10 y 15 grados, con el propósito de establecer mediante la simulación en el CAD Solidworks, cual presenta una mejor eficiencia.

Figura 18. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 0 grados



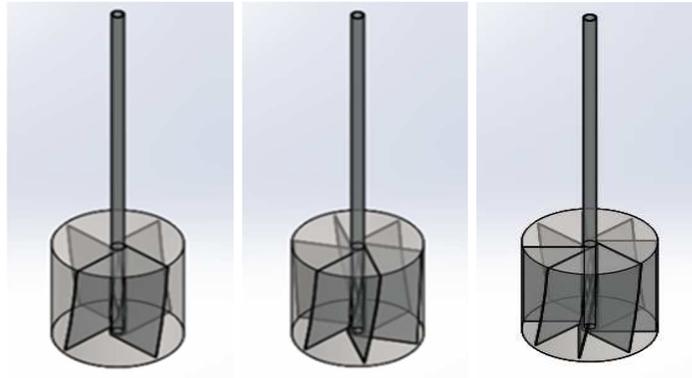
Fuente: el autor

Figura 19. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 5 grados



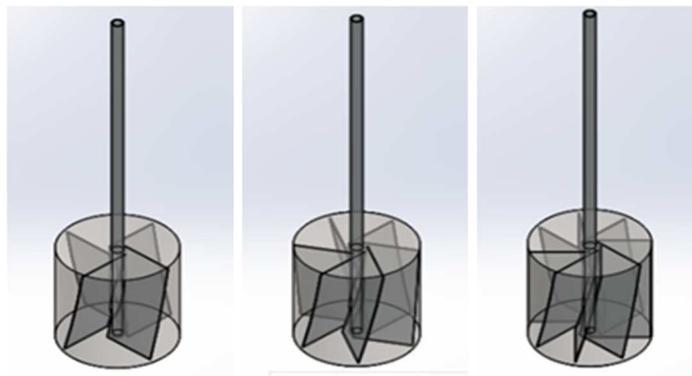
Fuente: el autor

Figura 20. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 10 grados



Fuente: el autor

Figura 21. Vista isométrica de las turbinas con 4, 6 y 8 álabes curvados a 15 grados



Fuente: el autor



R-DC-95

DOCENCIA

Análisis de eficiencia de una turbina de álabes curvados para generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional

PÁGINA 62
DE 111

VERSIÓN: 01

ELABORADO POR:
Oficina de Investigaciones

REVISADO POR:
soporte al sistema integrado de gestión

APROBADO POR : Asesor de planeación
FECHA APROBACION:

3.3. DEFINIR PARÁMETROS DE DESEMPEÑO

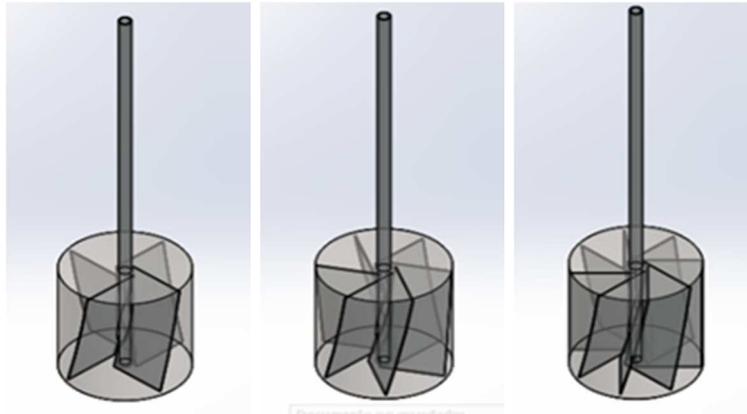
En el mundo real, el desempeño de una turbina está determinado por variables externas asociadas al ambiente que rodea el sistema de generación de energía eléctrica por vórtice gravitacional (caudal, inclinación del afluente hídrico, carga, entre otros) y por las variables de diseño empleadas en la construcción de la turbina (tipo de material, cantidad de álabes y su ángulo de inclinación); para garantizar la eficacia del análisis y que el software nos permita determinar la configuración de diseño más apropiada, se definieron tres parámetros de desempeño que desde el punto de vista de ingeniería podrían ser los determinantes en el rendimiento del dispositivo, principalmente porque pueden aumentar la velocidad angular, la potencia mecánica y el torque.

3.3.1.1 Numero de álabes en la turbina

Para el análisis se determinó variar entre 4, 6 y 8 el número de los álabes de la turbina como se muestra en la figura 22, con el fin de determinar si el área total de los álabes puede influir en la eficiencia de la turbina considerando los siguientes criterios:

1. El torque resultante de la turbina sería la suma del torque producido por cada uno de los álabes.
2. El incremento o disminución de la superficie que entrará en contacto con las partículas de agua pueden afectar o favorecer el flujo.
3. El peso de cada álabe puede agregar pérdidas a la turbina o en su defecto, podría favorecer la aceleración de esta.

Figura 22. Turbina con 4, 6 y 8 álabes

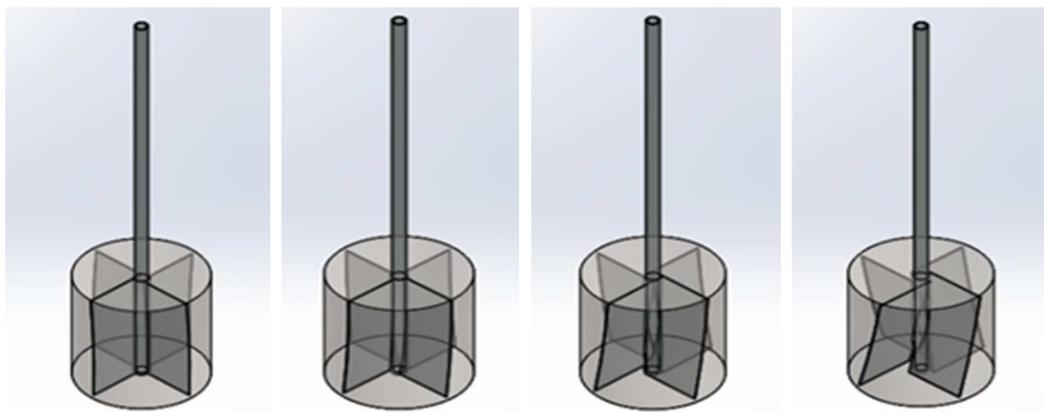


Fuente: el autor

3.3.1.2 Angulo de inclinación de los álabes

El propósito de variar el ángulo de inclinación de los álabes es determinar de qué manera influye esta inclinación en el desempeño mecánico de la turbina. Para este análisis se definió una variación de los ángulos entre 0, 5, 10 y 15 grados como se muestra en la figura 23, dicha variación determina la forma de como las partículas de agua golpean la cara de los álabes, provocando a su vez una variación en la fuerza de empuje que será analizada por el software.

Figura 23. Variación del ángulo entre 0, 5, 10 y 15 grados en una turbina con 4 álabes



Fuente: el autor

3.3.1.3 Clase de material utilizado en la turbina

Los materiales que se utilizaron para la simulación de la turbina son: acero al carbón no aleado, PVC rígido y aluminio. Cada material presenta unas propiedades únicas, principalmente una rugosidad y un módulo de elasticidad distinto; el propósito de emplear los tres tipos de materiales es para determinar cuál de estos puede influir de manera positiva en la eficiencia de la turbina. Las propiedades físicas de estos materiales se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Propiedades físicas de los materiales

Material	Rugosidad μ	Módulo de elasticidad N/m ²
Acero al carbón no aleado	45	2.1×10^{11}
PVC rígido	1.5	241×10^7
Aluminio	130	6.9×10^{10}

Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

3.4.IMPLEMENTAR MEDIANTE FLOW SIMULATION EL MODELO DINÁMICO DE LA TURBINA

El propósito de implementar el modelo dinámico de la turbina con Solidworks Flow Simulation, es obtener una amplia gama de análisis que permita examinar el comportamiento del flujo del fluido, detectar posibles problemas de turbulencias y recirculación en la zona del vórtice, explorar cada uno de los parámetros de desempeño que se definieron inicialmente esperando conseguir resultados de simulación muy precisos sobre los efectos que genera la variación del número de álabes, su ángulo de inclinación y el tipo de material en la eficiencia de la turbina, así mismo, obtener datos valiosos sobre los valores resultantes de la velocidad angular, torque, potencia, velocidad del fluido, fracción de masa, vorticidad, entre otros, en cualquier punto de interés del sistema; también es importante validar todas las alternativas de diseño de las turbinas y detectar eventuales defectos en el modelado con el fin de optimizar el rendimiento del dispositivo.

Una vez finalizado cada proceso de simulación (36 en total), los resultados son presentados en un informe generado por el software (ver anexos 8 al 19) para responder a las siguientes preguntas:

- ¿Cuál turbina tuvo mejor eficiencia?
- ¿Cuál material es el ideal?
- ¿Qué ángulo deben tener los álabes?

3.4.1. Configuraciones iniciales

Para optimizar el rendimiento del software y garantizar resultados exactos y confiables, previamente se debe configurar el sistema de unidades en que Solidworks mostrará los resultados, activar el módulo de simulación y definir la

carpeta virtual donde se guardarán los resultados de las simulaciones, posteriormente, se cargarán automáticamente todos los menús y comandos necesarios para ejecutar el análisis completo del flujo; adicionalmente, se debe configurar las variables de presión, temperatura, velocidad del fluido, rugosidad e ingresar las ecuaciones para que el software realice los cálculos de potencia de entrada, potencia de salida, potencia mecánica, potencia hidráulica, velocidad angular y eficiencia en la turbina.

3.4.1.1 Metas (Goals)

Las metas o Goals (en inglés), son todas las variables asignadas al software para realizar los cálculos con base en parámetros internos de programación y funcionalidades incomparadas en Solidworks, estas metas definen los objetivos del análisis durante la simulación, con el fin de exportar los resultados desde el software, hacia hojas de cálculo de Excel para tener un resumen visual del análisis de las turbinas a través de gráficos y tablas que permitan hacer comparaciones e identificar variaciones de geometría o de un parámetro en particular.

3.4.1.1.1 Metas globales (Global Goals)

Una meta global es un parámetro físico calculado en todo el dominio computacional, para este análisis por ejemplo, se pretende descubrir cuál será la velocidad del fluido en diferentes puntos del sistema, así como el torque generado por los álabes al eje de la turbina, estas variables determinarán la eficiencia de la turbina, las metas globales de velocidad y torque se muestran en las tablas 2 y 3, respectivamente.

Tabla 3. Velocidad máxima 1 (GG Max Velocity 1)

Type	Global Goal
Goal type	Velocity
Calculate	Maximum value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0
Tabla 4. Torque (GG Torque (Y) 1)

Type	Global Goal
Goal type	Torque (Y)
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

3.4.1.1.2 Metas de punto (Point Goals)

Es un valor en un punto específico del sistema, este se puede especificar mediante una referencia o mediante coordenadas, para este análisis, se quiere comparar los resultados de la velocidad angular de la turbina, calculados en un punto cualesquiera del álabe, esta meta se muestra en la tabla 5.

Tabla 5. Velocidad angular en un punto del álabe (PG Velocity 1)

Type	Point Goal
Goal type	Velocity
Coordinate system	Global coordinate system
Name	Arista<1>@PROPELA -1
X	0.942 m
Y	-0.505 m
Z	7.563 m
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

3.4.1.1.3 Metas de superficie (Surface Goals)

Las metas de superficie permiten obtener un dato específico en una superficie seleccionada, para este análisis se eligieron los parámetros de torque, flujo volumétrico y caudal calculados en el área del álabe de la turbina. Las metas de superficie definidas para el área del álabe, torque, flujo volumétrico y caudal, se muestran en las tablas 6, 7, 8, 9 y 10, respectivamente.

Tabla 6. Área del alabe (SG CAD área 1)

Type	Surface Goal
Goal type	CAD Area
Faces	Cara<1>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 7. Torque (SG Torque (Y) 1)

Type	Surface Goal
Goal type	Torque (Y)
Faces	Cortar-Extruir1@PROPELA -1@proyecto final
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 8. Volumen promedio del fluido 1 (SG Volume Flow Rate 1)

Type	Surface Goal
Goal type	Volume Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 9. Volumen promedio del fluido 2 (SG Volume Flow Rate 2)

Type	Surface Goal
Goal type	Volume Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 10. Caudal promedio 1 (SG Mass Flow Rate 1)

Type	Surface Goal
Goal type	Mass Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 11. Caudal promedio 2 (SG Mass Flow Rate 2)

Type	Surface Goal
Goal type	Mass Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

3.4.1.1.4 Metas de ecuaciones (Equation Goals)

Se debe agregar cada una de las ecuaciones que le van a permitir al software llevar a cabo las iteraciones para determinar las variables de potencia de entrada, potencia de salida, potencia mecánica, potencia hidráulica, velocidad angular y eficiencia en la turbina en cada una de las simulaciones, las metas de las ecuaciones se muestran en las tablas 11, 12, 13, 14 y 15.

Tabla 12. Eficiencia de la turbina

Type	Equation Goal
Formula	Equation Goal
Dimensionality	abs(PMECANICA/PHYD)*100
Use in convergence	No units

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 13. Velocidad angular

Type	Equation Goal
Formula	PG Velocity 1/0.28
Dimensionality	Angular velocity
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 14. Potencia mecánica (Pmecánica)

Type	Equation Goal
Formula	abs(SG Torque (Y) 1*VELOCIDAD ANGULAR)
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 15. Potencia de entrada (Pentrada)

Type	Equation Goal
Formula	abs(SG Mass Flow Rate 1*g*0.99)
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 16. Potencia de salida (Psalida)

Type	Equation Goal
Formula	$\text{abs}(\text{SG Mass Flow Rate } 2 * g * 0.99)$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

Tabla 17. Potencia hidráulica – PHYD

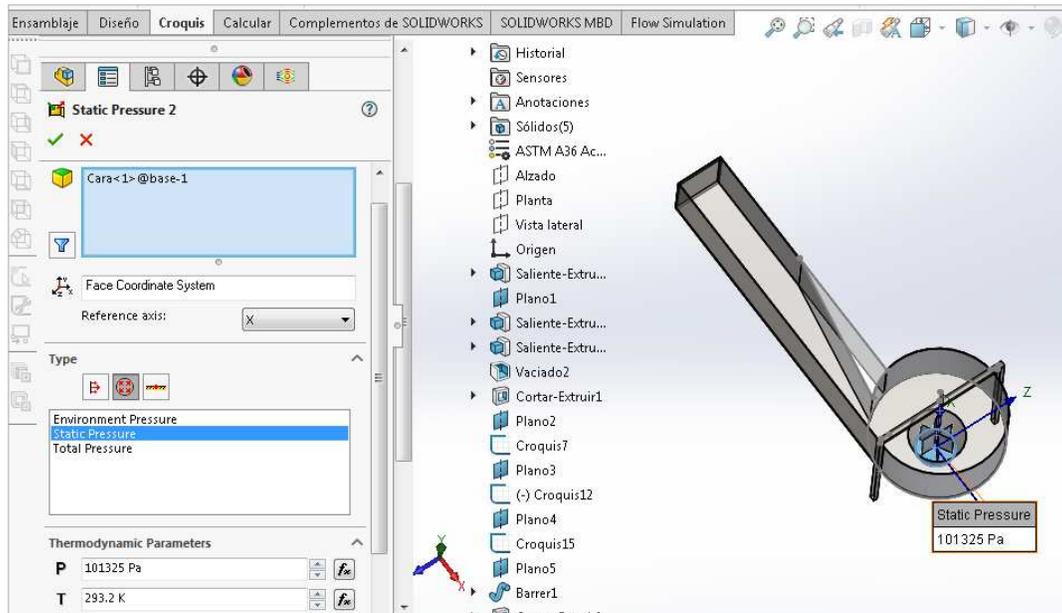
Type	Equation Goal
Formula	$\text{abs}(g * 1000 * 0.99 * \text{SG Volume Flow Rate } 1)$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Fuente: Flow Simulation 2018 SP3.0

3.4.1.1.5 Condiciones límites de presión y temperatura del fluido

La presión ejercida por el fluido o presión estática para este análisis fue de 101325 Pa (presión atmosférica), a una temperatura de 293.2 K, esta es una condición que requiere ser especificada en el software para poder efectuar la simulación, el ajuste de temperatura y presión se muestra en la figura 24.

Figura 24. Ajustes de temperatura y presión estática del fluido

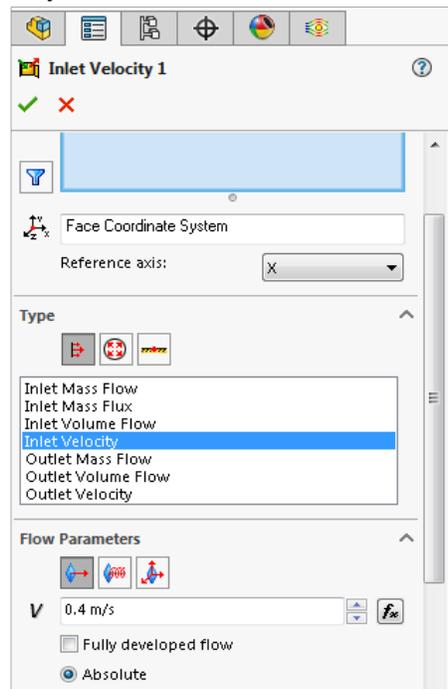


Fuente: el autor

3.4.1.1.6 Condiciones límites de velocidad del fluido

Aquí se supone una velocidad de entrada del fluido de 0.4 m/s, teniendo en cuenta la velocidad promedio de un río de caudal suave, este parámetro se muestra en la figura 25.

Figura 25. Ajuste del límite de velocidad del fluido



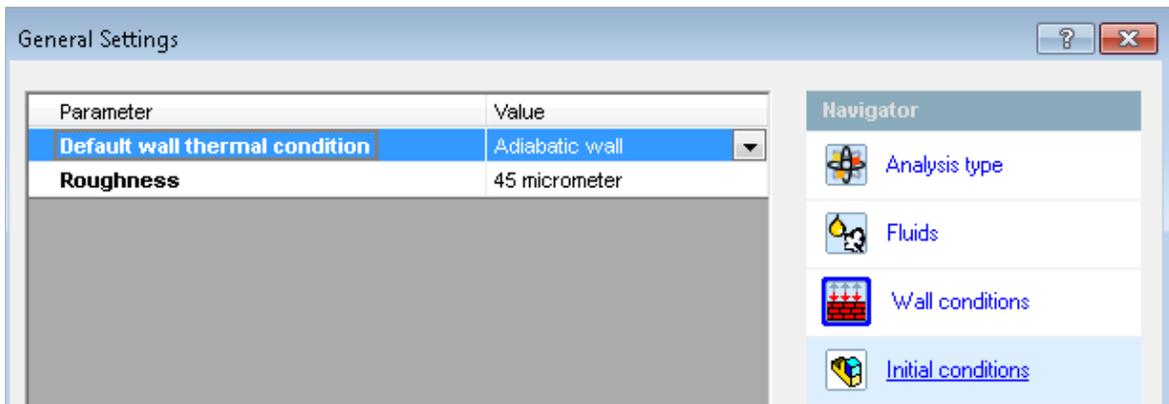
Fuente: el autor

3.4.1.1.7 Rugosidad de los materiales

Los parámetros de rugosidad, es decir, la geometría y textura superficial de los materiales utilizados para este análisis, se ingresan manualmente al software antes de ejecutar el análisis en cada simulación. Todas las propiedades de materiales se definen mediante el cuadro de diálogo “Material”.

Los valores de rugosidad ingresados en el software en unidades de micrones, corresponden a 45 para el acero, 1.5 para el PVC y 130 para el aluminio.

Figura 26. Ajuste de rugosidad para los materiales

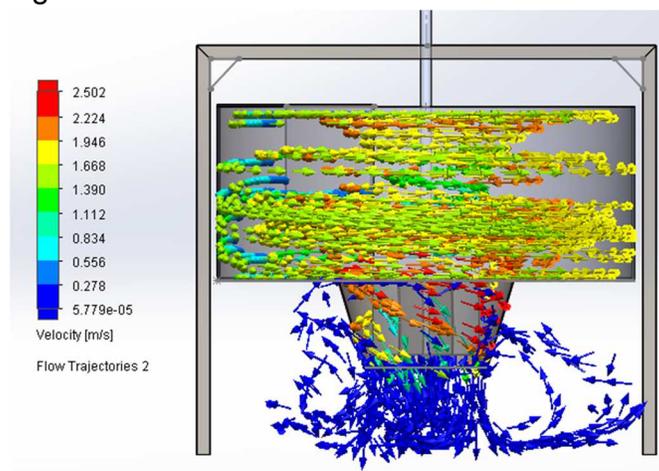


Fuente: el autor

3.4.2. Comportamiento del flujo del fluido

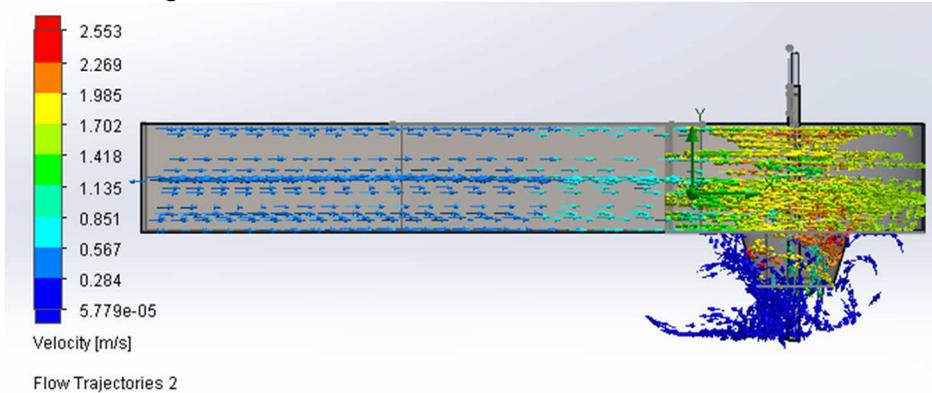
Al efectuar las simulaciones, no se evidenciaron problemas de recirculación en la zona de vórtice; sin embargo, se observa un flujo turbulento en el cono de salida luego de que las partículas de agua golpean la superficie de los álabes, aumentando la velocidad del fluido de 0.4 m/s a 2.5 m/s, en las figuras 28 y 29 se puede observar la variación de la velocidad del fluido, desde su paso por la canal, hasta el cono de salida del sistema.

Figura 27. Vista frontal de la velocidad del fluido



Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

Figura 28. Vista lateral de la velocidad del fluido

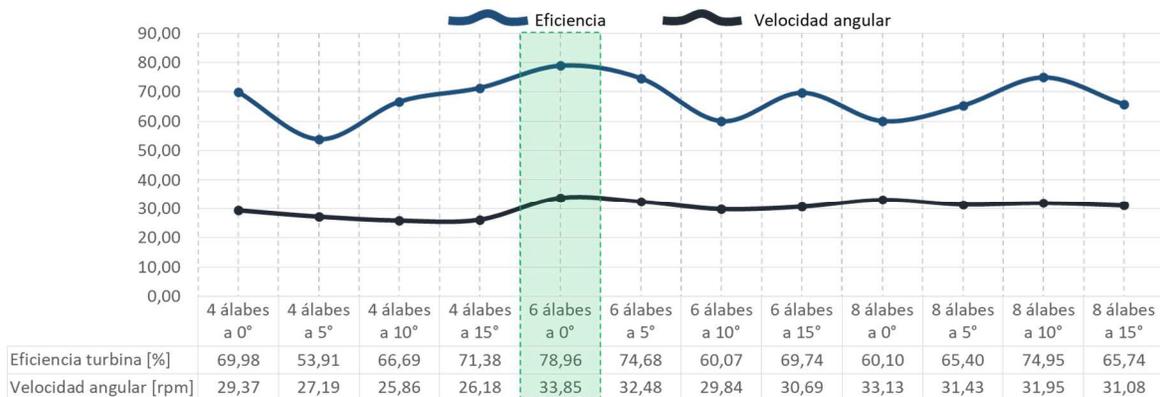


Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

3.4.3. Eficiencia y velocidad angular

Inicialmente se realizó la simulación con acero al carbón no aleado. Los cálculos efectuados por el software indican que con una velocidad angular de 33.85 RPM, se obtiene una eficiencia máxima del 78.96% en una turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados; la turbina con 4 álabes inclinados a 5 grados, presenta la eficiencia mínima de 53.91%. En la figura 30 se muestra la velocidad angular en cada una de las turbinas, así como los rangos de eficiencia empleando acero al carbón no aleado.

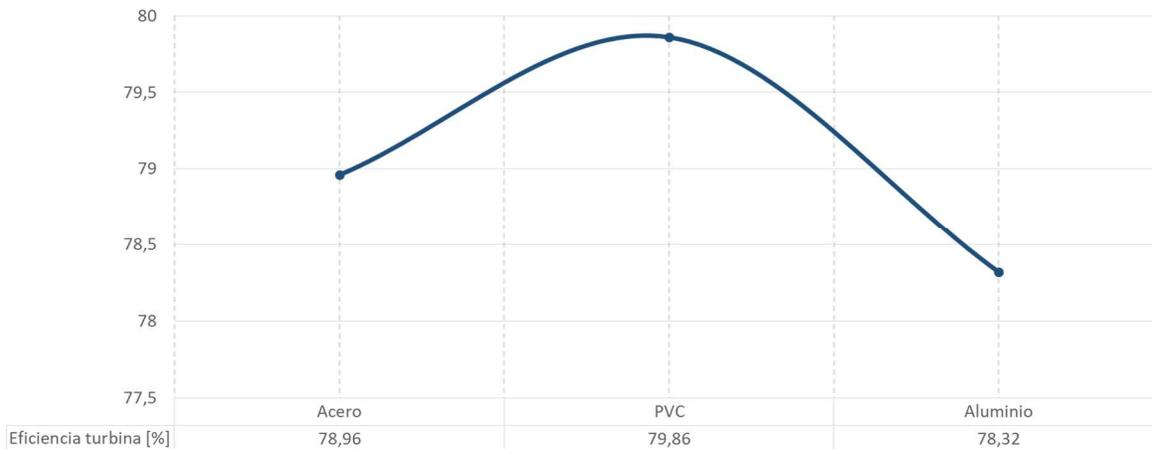
Figura 29. Velocidad angular y rangos de eficiencia con acero al carbón no aleado



Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

Posteriormente, se realizaron las simulaciones de la turbina con 6 álabes inclinados a 0 grados con PVC rígido y aluminio, evidenciando que el PVC rígido presenta una eficiencia superior al 1% con respecto al acero al carbón no aleado y del 2% con respecto al aluminio. Podemos concluir preliminarmente que las propiedades de los materiales influyen en la eficiencia de la turbina, particularmente por la rugosidad y el módulo de elasticidad que estos poseen. El comparativo de la eficiencia entre estos materiales se muestra en la figura 31.

Figura 30. Comparación de la eficiencia en la turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados con tres tipos de material

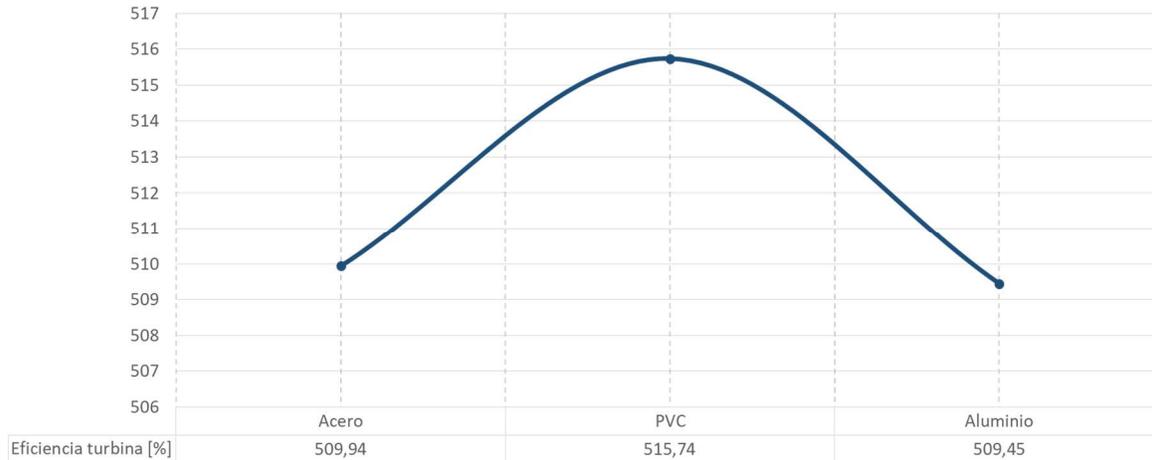


Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

3.4.4. Torque

Los datos obtenidos durante la simulación con la turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados, muestran que el torque que se transmite desde los álabes al eje de la turbina, es mayor cuando se emplea PVC rígido, obteniendo un valor máximo de 515.74 N*m como se muestra en la figura 32.

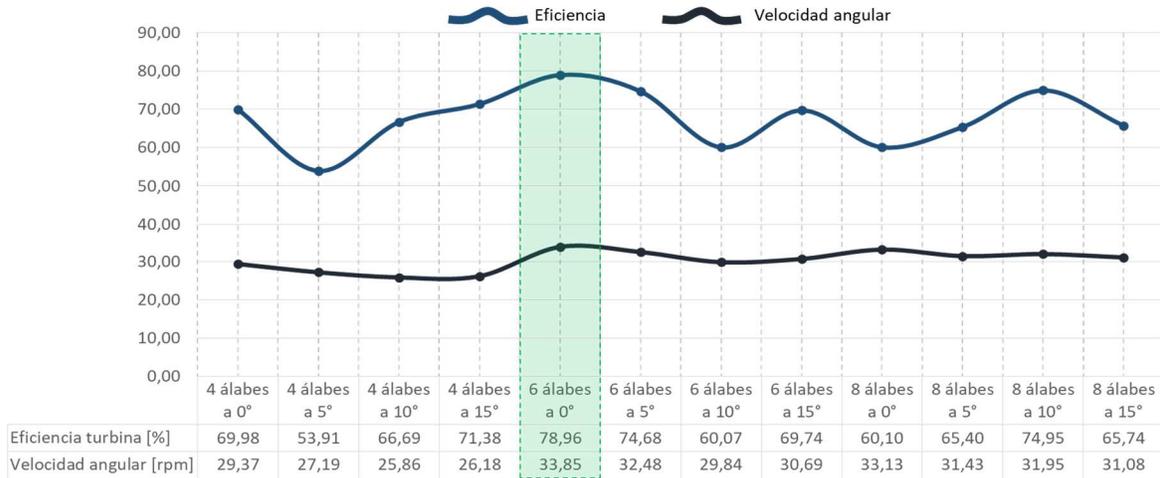
Figura 31. Comparación del torque en la turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados con tres tipos de material



Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

En la figura 33 se muestra el torque generado en el eje de cada una de las turbinas durante las simulaciones realizadas con acero al carbón no aleado, en la figura se evidencia que en la turbina con 4 álabes inclinados a 15 grados se genera un mayor torque (543.17 N*m) a una velocidad angular de 26.18 RPM, mientras que el torque mínimo (400.11 N*m) se da en la turbina de 8 álabes inclinados a 0 grados con una velocidad angular de 33.13 RPM, es decir que se presenta un decaimiento del torque a medida que aumentan las RPM, aunque este comportamiento no es lineal, ya que el aumento o disminución del torque con respecto a las RPM depende de la estructura de cada una de las turbinas.

Figura 32. Valores de torque y velocidad angular en las turbinas de 4, 6 y 8 álabes



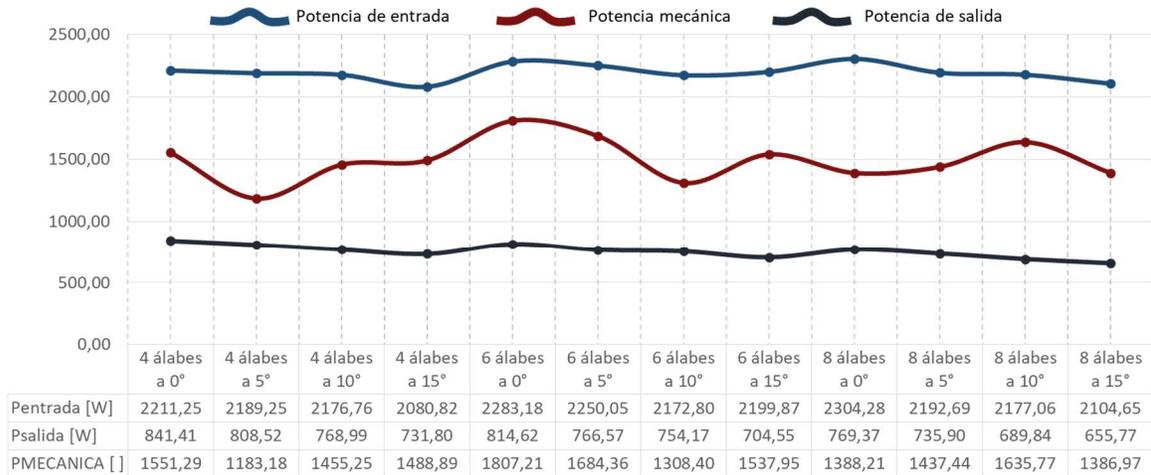
Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

3.4.5. Potencia mecánica

En la figura 33 se puede observar la variación de la potencia mecánica en cada una de las turbinas simuladas con acero al carbón no aleado. La potencia de entrada o energía hidráulica que ingresa al sistema (energía cinética y potencial) a través del fluido, es mayor que la potencia extraída o transformada por la turbina (potencia mecánica). La potencia mecánica es el resultado del producto entre la velocidad angular (rad/s) y el torque (N·m). La turbina de 6 álabes inclinados a 0 grados, es la que obtiene una mayor potencia mecánica.

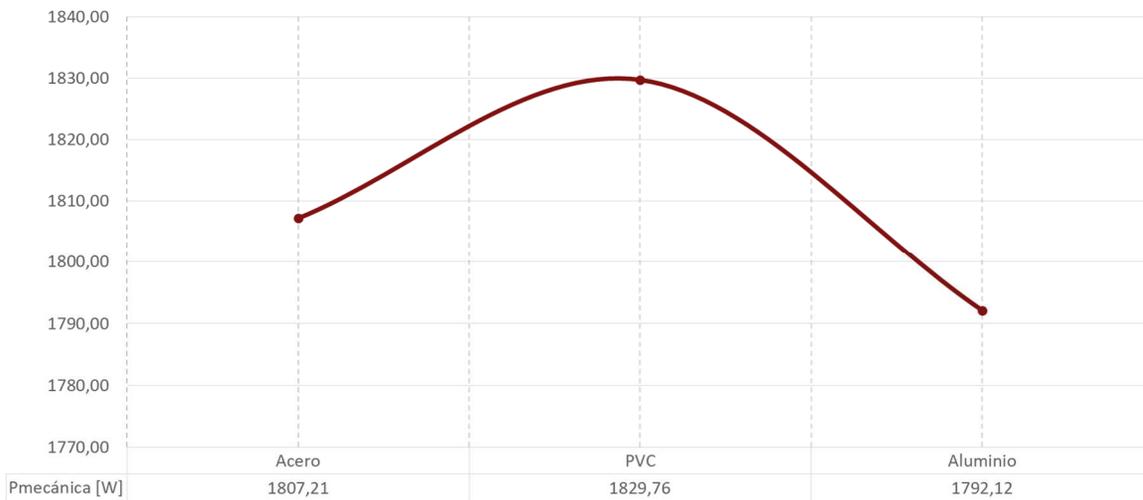
Comparando los resultados de la potencia mecánica entre el tipo de material utilizado como se muestra en la figura 34, se puede observar que con el PVC rígido se obtiene un mejor aprovechamiento de la potencia mecánica.

Figura 33. Comparación de la potencia mecánica, en relación a la potencia de entrada y de salida



Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

Figura 34. Aprovechamiento de la potencia mecánica por el tipo de material



Fuente: CAD Solidworks 2018 – Flow Simulation

3.5. DOCUMENTAR TODO EL PROCESO DE ANÁLISIS MEDIANTE ANIMACIÓN EMPLEANDO EL CAD SOLIDWORKS

La animación pretende mostrar la forma como se llevó a cabo la simulación de la turbina, desde las configuraciones iniciales del CAD Solidworks, hasta la exportación de los datos obtenidos de las iteraciones efectuadas por el software en hojas de cálculo Excel para realizar el análisis de resultados; aunque el objetivo plantea documentar el análisis mediante una animación (ver anexo 20), a continuación se describe la forma como se debe realizar dicho análisis.

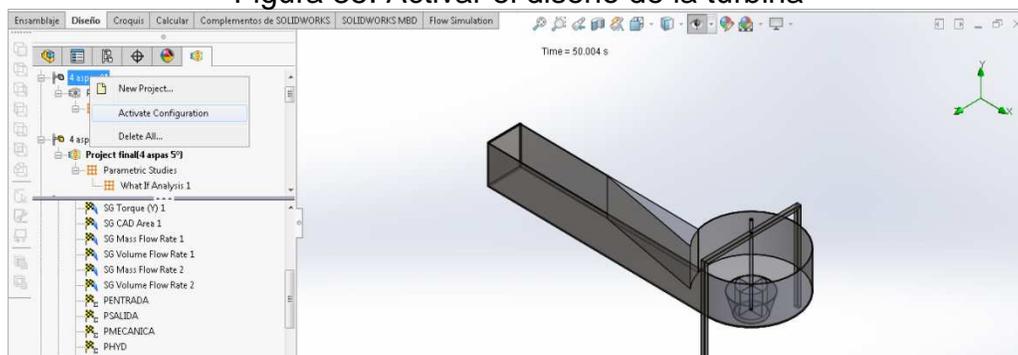
3.5.1.1 Configuraciones iniciales

Antes de realizar cada simulación, el usuario debe realizar las configuraciones iniciales descritas en el numeral 3.4.1 de este documento, esto permite someter la turbina a condiciones muy cercanas a la realidad dentro del sistema de generación de energía eléctrica por vórtice gravitacional.

3.5.1.2 Pasos para la simulación

1. Activar el módulo de simulación Flow Simulation y activar el diseño de la turbina a simular como se muestra en la figura 3.

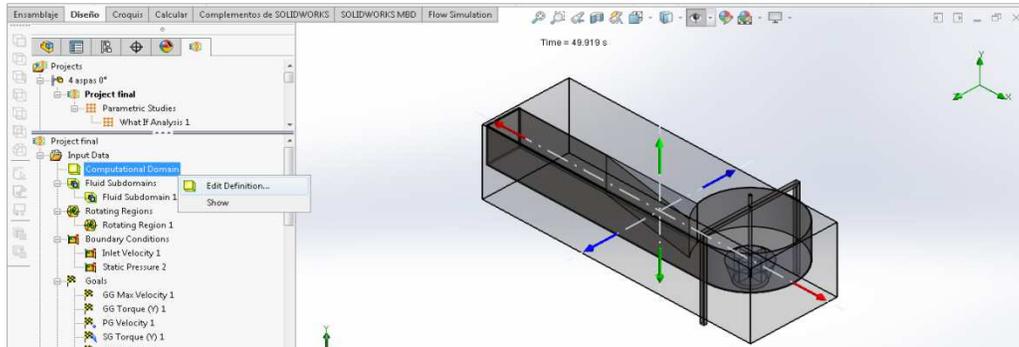
Figura 35. Activar el diseño de la turbina



Fuente: el autor

- Definir el dominio computacional (Computational Domain). La selección consta de identificar los límites para la simulación. Es recomendado definir este límite lo más próximo a la pieza como se muestra en la figura 36.

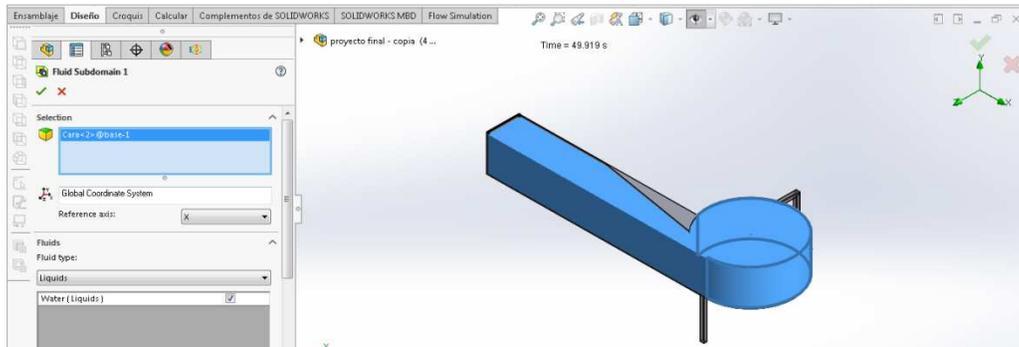
Figura 36. Dominio computacional de la turbina



Fuente: el autor

- Definir los subdominios del fluido (Fluid Subdomains). En esta opción se identifica la pieza que será utilizada para la simulación como se muestra en la figura 37.

Figura 37. Subdominios del fluido

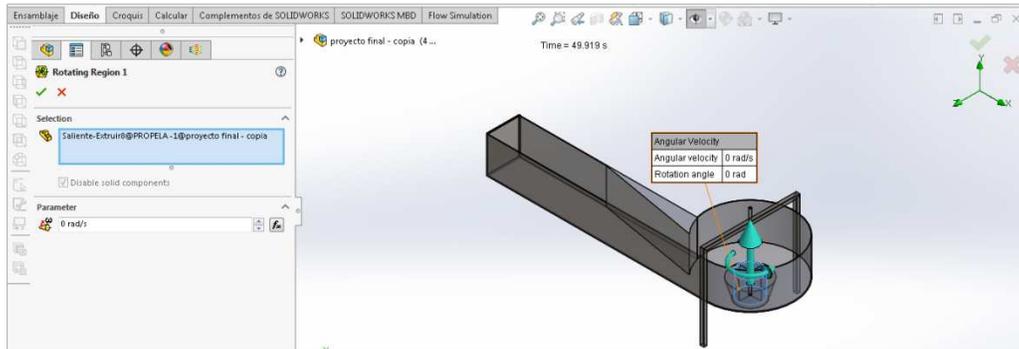


Fuente: el autor

- Definir la Región de rotación (Rotating Region). En esta opción se hace precisión de la pieza que simulará el movimiento rotacional, asignando el

parámetro de su velocidad angular en rad/s como se muestra en la figura 38.

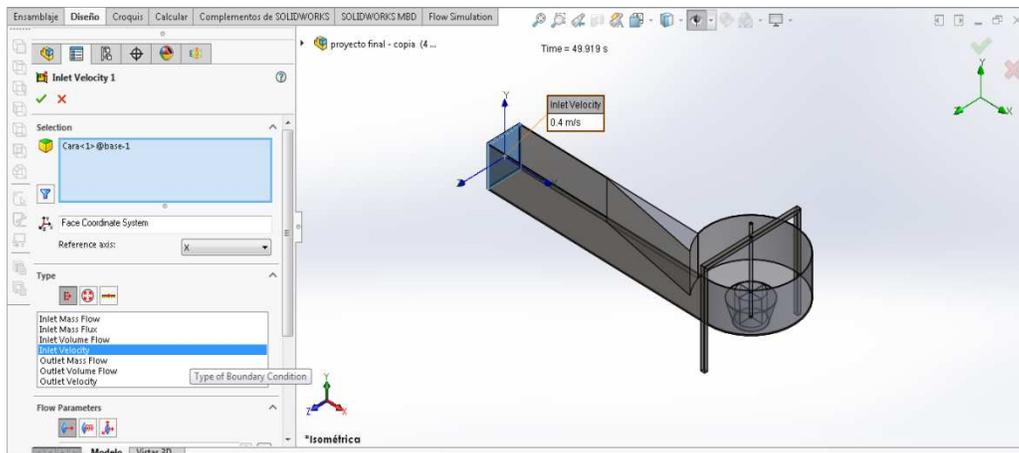
Figura 38. Región de rotación



Fuente: el autor

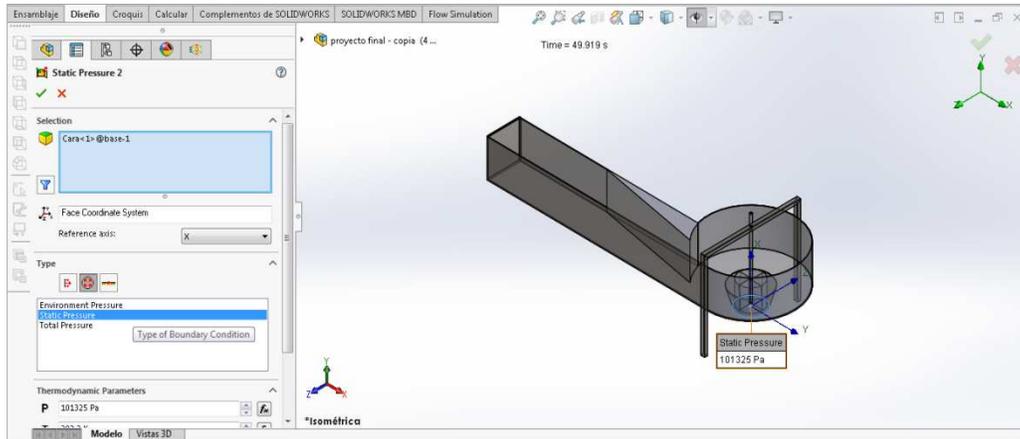
- Definir las condiciones limitantes (Boundary condition). Este procedimiento hace referencia a la cara o caras de la pieza por donde el fluido hace su ingreso y salida; en esta opción se precisa la velocidad de entrada y automáticamente genera una presión de salida del fluido, esta configuración se muestra en la figura 39 y 40.

Figura 39. Condiciones limitantes de ingreso del fluido



Fuente: el autor

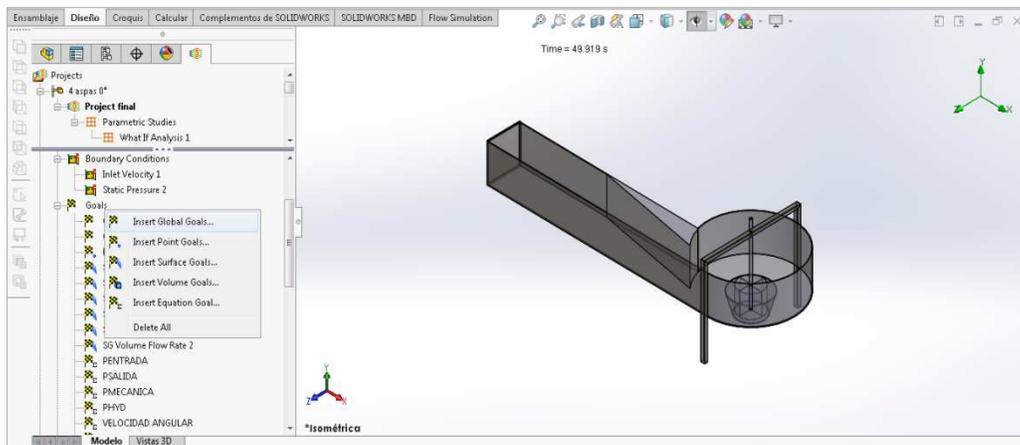
Figura 40. Condiciones limitantes de salida del fluido



Fuente: el autor

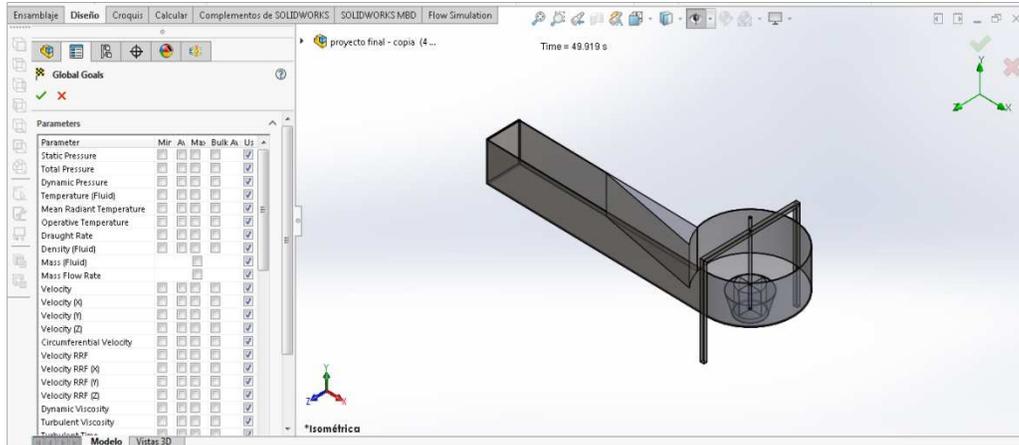
6. Insertar las metas (Goals). Durante este procedimiento se definen e ingresan las metas determinadas por el software y las creadas por el usuario, con el objetivo de precisar los datos que se mostraran como resultado de la simulación. Las metas están determinadas por el software y también las puede determinar el usuario a manera de ecuación basado en el diseño. Estas configuraciones se muestran en las figura 41, 42 y 43.

Figura 41. Insertar las metas



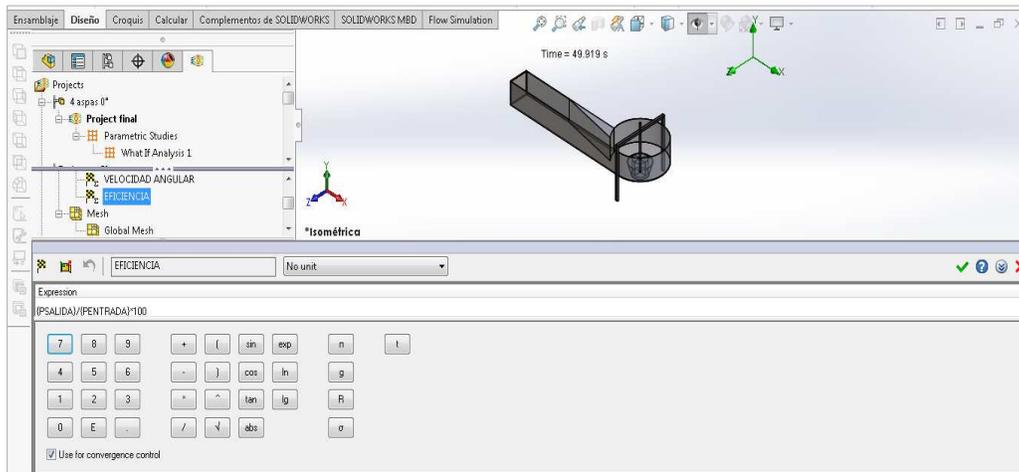
Fuente: el autor

Figura 42. Meta definida por el software



Fuente: el autor

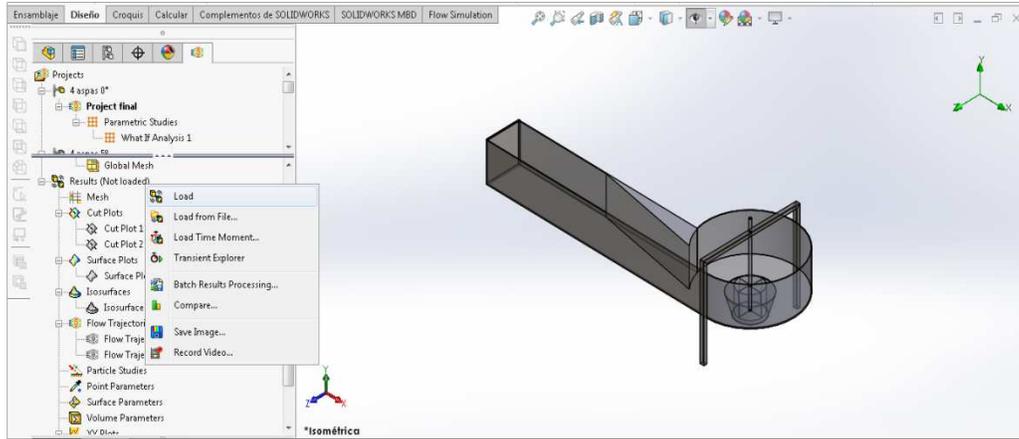
Figura 43. Meta definida por el usuario



Fuente: el autor

7. Cargar los resultados (Results load). Cuando la turbina esta activa, se debe cargar el punto diseñado para la simulación como se muestra en la figura 44.

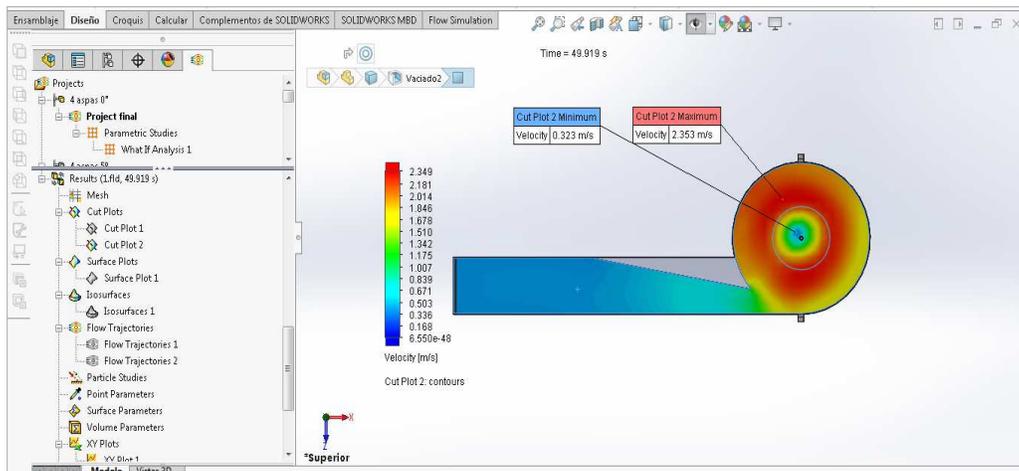
Figura 44. Cargar la simulación



Fuente: el autor

- Configurar los cortes del plano (Cut Plot). En este punto el usuario define como desea ver la simulación desde los puntos de corte del diseño, mostrando una simulación desde el punto de entrada, pasando por el canal y el vórtice gravitacional hasta el punto de salida, con las variaciones de velocidad o cualquier parámetro seleccionado que el usuario quiera mostrar, figura 46.

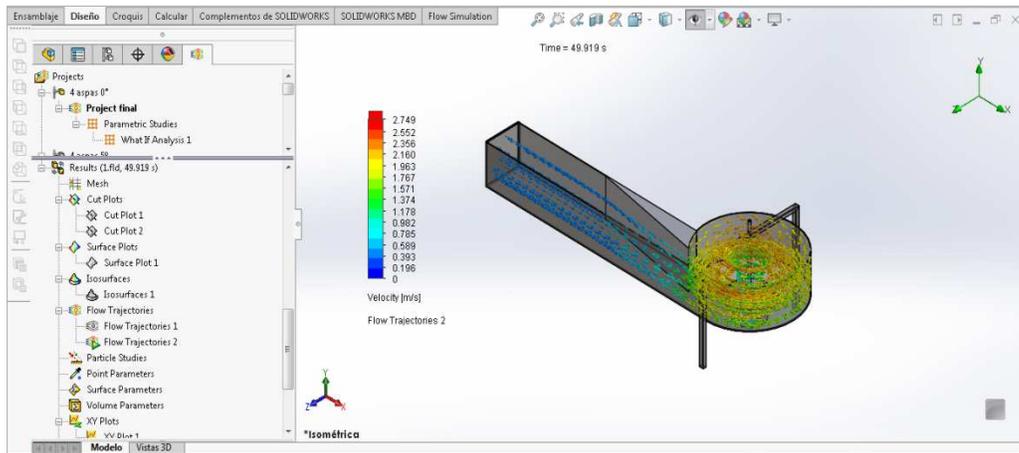
Figura 45. Cortes del plano



Fuente: el autor

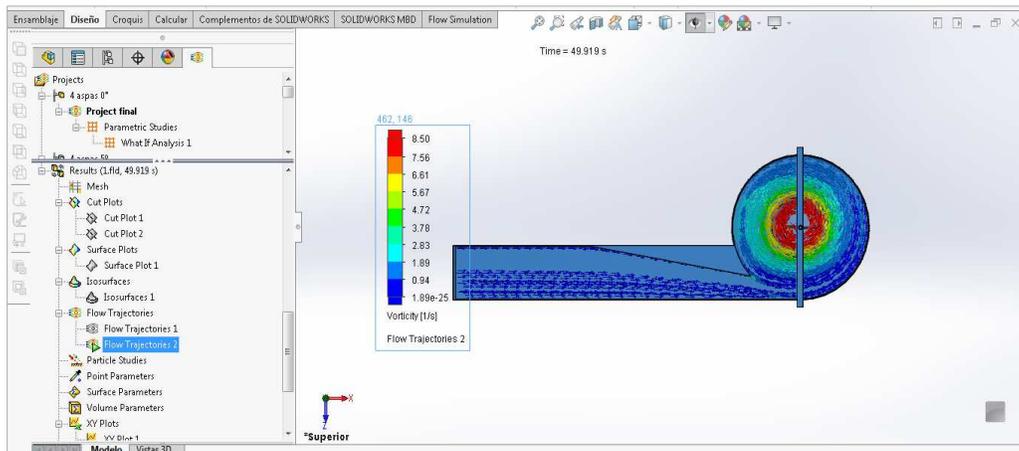
9. Trayectoria del fluido (Flow Trajectories). Esta opción simula la trayectoria de fluido a través de flechas o puntos, según sea la configuración que el usuario haya asignado al software. Con el comando clic contrario se activa la edición de la configuración. En las figuras 47 y 48 se muestran las vistas isométrica y superior del resultado de esta configuración.

Figura 46. Vista isométrica de la trayectoria del fluido



Fuente: el autor

Figura 47. Vista superior de la trayectoria del fluido



Fuente: el autor

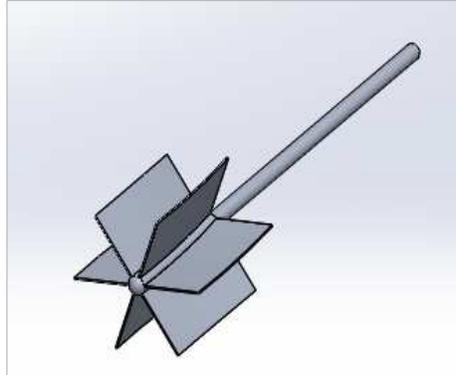
4. RESULTADOS

Los resultados de la presente investigación que se exponen a continuación fueron comparados con datos obtenidos por otros investigadores, con el propósito de presentar una evaluación crítica que permita proponer nuevas corrientes y perspectivas teóricas para futuras investigaciones en el campo de la generación de energía eléctrica por vórtice gravitacional.

1. En términos de eficiencia, la turbina con 6 álabes a 0° de inclinación empleando PVC rígido como la que se muestra en la figura 48, presentó un comportamiento superior al de las turbinas modeladas con 4 y 8 álabes con los materiales de acero al carbón no aleado y aluminio, logrando una eficiencia máxima del **79.86%**, destacando, que dicha eficiencia se alcanzó con una velocidad angular de 33.879 RPM; durante las simulaciones se evidenció que el fluido alcanza una velocidad de 2.5 m/s en la zona de vórtice, generando un mayor empuje a los álabes, aumentando la potencia mecánica de la turbina. En la figura 49 se muestra la curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes en las simulaciones realizadas con acero al carbón no aleado.

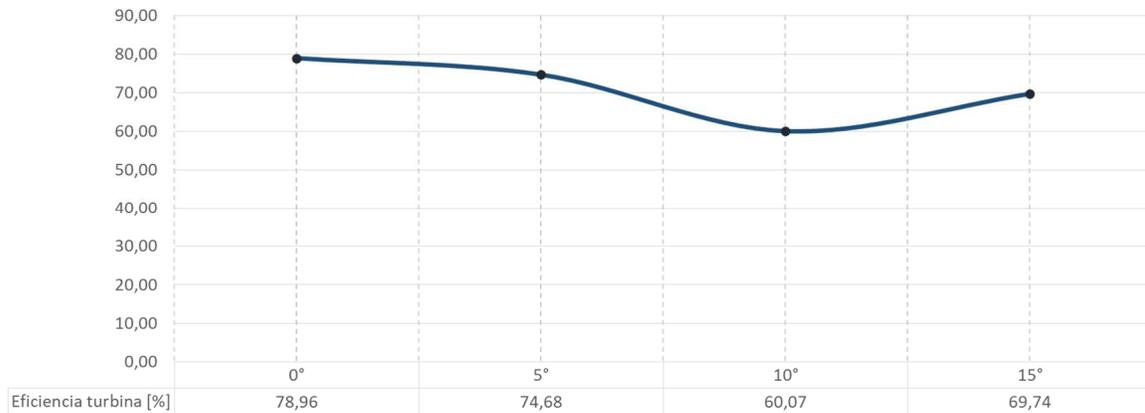
(Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017), realizó un análisis similar empleando el CAD ANSYS para determinar el ángulo óptimo con tres tipos de turbinas, incluyendo una con álabes curvados como la que se muestra en la figura 50, evidenciando que con un ángulo de 19° de inclinación en los álabes de esta última turbina, se obtiene una eficiencia del **82%**, para validar el análisis efectuado mediante CFD construyeron una plataforma experimental con la que obtuvieron una eficiencia real del **70.9%** con una velocidad angular entre 120 y 140 RPM. La curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes a 19° de inclinación se muestra en la figura 51.

Figura 48. Turbina de 6 álabes a 0° de inclinación



Fuente: el autor

Figura 49. Curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes con acero



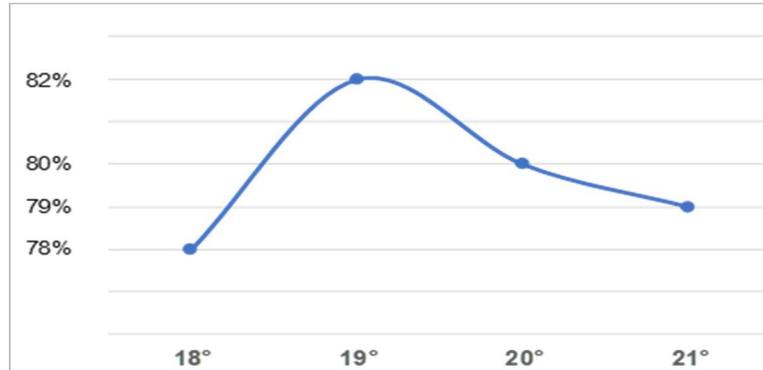
Fuente: el autor

Figura 50. Turbina de 6 álabes curvados a 19° de inclinación



Fuente: (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

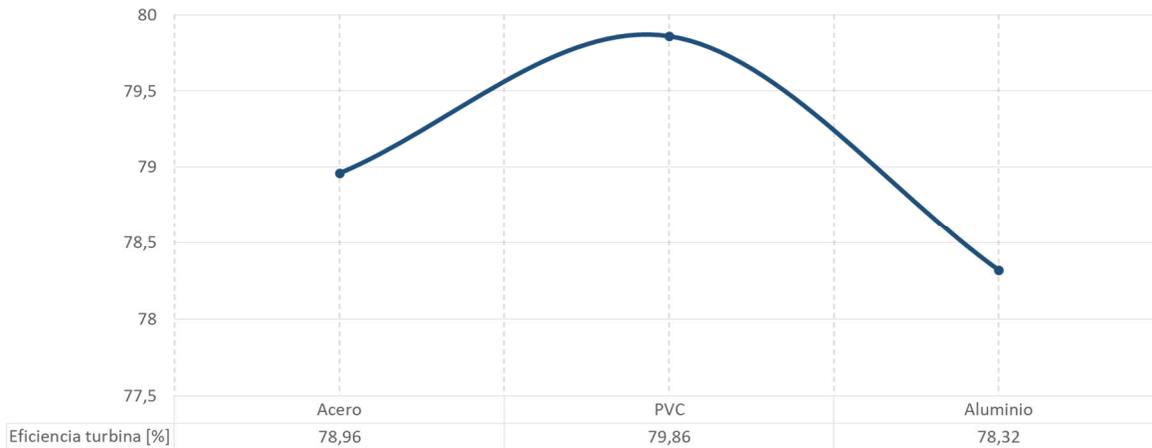
Figura 51. Curva de eficiencia en la turbina de 6 álabes



Fuente: (Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal, 2017)

- El torque presenta un decaimiento a medida que aumenta la velocidad angular, esto se evidenció al comparar los datos obtenidos entre la turbina con 4 álabes inclinados a 15 grados donde se generó un torque de 543.17 N*m a una velocidad angular de 26.18 RPM y, la turbina de 8 álabes inclinados a 0 grados donde se obtuvo un torque mínimo de 400.11 N*m a una velocidad angular de 33.13 RPM; sin embargo, este comportamiento no es lineal, ya que el aumento o disminución del torque con respecto a las RPM depende del diseño de cada una de las turbinas.
- En cuanto a los materiales empleados para la simulación de las turbinas en el software, con el PVC rígido se obtiene una mayor eficiencia comparada con la del acero y el aluminio. El PVC rígido presenta una eficiencia superior al 1% con respecto al acero al carbón no aleado y del 2% con respecto al aluminio, es decir que el cambio de material no altera de manera significativa los resultados de la eficiencia en la turbina. En la figura 51 se muestra la comparación de la eficiencia entre los materiales empleados durante la simulación.

Figura 52. Comparación de la eficiencia entre los materiales



Fuente: el autor

(Stritam, 2015), concluye que los resultados obtenidos de manera experimental con dos turbinas de 5 álabes curvados construidas en acero y aluminio, mostraron que la eficiencia máxima de generación de energía de las turbinas fue del 33.56% y 34.79% respectivamente, con un caudal de 3.63 m³/minuto, agrega que el peso ligero de la turbina puede aumentar el par y la eficiencia en la generación de energía.

- Finalmente, se evidencia que el software CAD Solidworks cuenta con una interfaz que permite al usuario familiarizarse de manera fácil en el diseño mecánico, ya que, al ser un software paramétrico, se puede iniciar el proceso de diseño a partir de un dibujo ambiguo al que posteriormente se agregan parámetros para definir completamente la geometría deseada. Para esta investigación, las turbinas fueron modeladas de manera precisa con las restricciones geométricas, dimensionales y físicas ajustadas a la realidad para poder validar su correcto funcionamiento y desempeño, variando aspectos

claves como los materiales de construcción y los ángulos de inclinación de los álabes con los que se obtuvieron diferentes lecturas de eficiencia para cada uno de los modelos simulados.

5. CONCLUSIONES

Con el análisis de los resultados obtenidos se puede concluir que, para lograr una mayor eficiencia en la turbina, es importante tener en cuenta las variables asociadas a la forma de los álabes (curvados), número y ángulo de inclinación de los álabes, así como de aquellos factores externos que pueden favorecer el rendimiento del dispositivo, principalmente la cantidad de fluido que va a circular a través de la canal hasta el cilindro donde se encuentra ubicada la turbina y el cono de salida de la carcasa (para las simulaciones se supone), también el desnivel del cauce del fluido, los cuales pueden aumentar la velocidad angular de la turbina y su potencia de salida.

Las doce simulaciones realizadas variando el número y el ángulo de inclinación de los alabes con las turbinas modeladas en la presente investigación permiten tener una percepción física cercana a la realidad del comportamiento del fluido, facilitando su comprensión, análisis y aplicación en la ingeniería a partir del aprovechamiento de un caudal para transformarlo en energía potencial, cinética y en un vórtice gravitacional (rotación del fluido). Estos datos permitieron ilustrar y contextualizar los resultados de cada una.

El desconocimiento de algunas operaciones, conceptos y terminología que se emplean en el software CAD Solidworks, fue el principal problema que se presentó al inicio del desarrollo de la investigación; sin embargo, para solucionar la dificultad fue necesario realizar una capacitación que permitió potenciar las destrezas y habilidades en el modelado mecánico en 2D y 3D.

La información aportada con esta investigación potencia la imaginación y sirve de base esencial para el avance del conocimiento, especialmente para la innovación de dispositivos capaces de aprovechar los recursos naturales sin generar un

impacto ambiental, buscando siempre la transición hacia el uso de energías renovables.

6. RECOMENDACIONES

Antes de finalizar, deseamos sugerir algunas recomendaciones basadas en los resultados y las conclusiones a que se llegó luego de la presente investigación:

- Se hace necesario avanzar en las investigaciones relacionadas con la generación de energía eléctrica por el método de vórtice gravitacional, con el fin de analizar con mayor detenimiento aquellos aspectos de diseño que seguramente no se tuvieron en cuenta, buscando mejorar el modelo de turbina propuesto, optimizando su eficiencia y rendimiento.
- Es importante priorizar y fortalecer las cátedras y/o laboratorios (hardware , software, adecuación de infraestructura, entre otros) para el manejo del CAD Solidworks, así como diseñar estrategias que busquen motivar al estudiante de las Unidades Tecnológicas de Santander para que las horas de trabajo autónomo planteadas por la institución se lleven a cabo en espacios óptimos en los que se promuevan el aprendizaje continuo, así como fomentar el uso frecuente de esta herramienta tecnológica dentro de sus diversas actividades diarias, garantizando de esta manera una solución efectiva al principal problema encontrado durante la investigación.
- Utilizar la respectiva documentación de todo el proceso de elaboración de la turbina y su simulación como un elemento complementario para facilitar a futuros estudiantes e investigadores realizar otras simulaciones teniendo en cuenta el no partir de cero (paso a paso).
- Por último, se recomienda que los equipos de cómputo que vayan a ser empleados para el desarrollo de investigaciones similares a través del uso del software CAD Solidworks, cumplan con los requisitos mínimos para el perfecto funcionamiento de las aplicaciones de Solidworks.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bahamonde, R. (1998). *Apuntes para un manual técnico de diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas: Turbinas Axiales*. Ecuador: OLADE.
- Catacora, E. (2012). *Diseño y fabricación de microturbinas hidráulicas*. Perú: Guzlop editoras.
- Chattha, J. A., & Cheema, T. A. (2017). Investigación numérica de geometrías de cuenca para la generación de un vórtice en una central de agua gravitacional. KPK.
- Chauvin, M., Rovera, C., & Muñoz, H. (2015). *Sistema de Generación Energía Sumergible Basado en un Vórtice Gravitacional con Sifón para Comunidades Aisladas*. Loja: Universidad Nacional de Loja.
- Cherta, O. (2014). *Estudio y desarrollo de una microturbina para la generación de energía eléctrica en redes de suministro de agua potable*. España: Universidad Jaime I.
- Córdoba, R. (2001). *Breve historia de las turbinas Hidráulicas*. Salvador: Universidad Centroamericana José Simeón Cañas.
- Dhakal, Bajracharya, Shakya, & Kumal. (2017). Computational and Experimental Investigation of Runner for Gravitational Water Vortex Power Plant. *6th International Conference on Renewable Energy Research And Applications*. Kathmandu University Kavre.
- Dhakal, S., Timilsina, A., Dhakal, R., & Fuyal, D. (2015). Comparación de cuencas cilíndricas y cónicas con la posición óptima del corredor: planta de energía de vórtice de agua gravitacional.
- García, H., & Nava, A. (2013). *Selección y Dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas para centrales hidroeléctricas*. México: Universidad Autónoma de México.
- Haro, J., & Sanaguano, E. (2016). *Estudio del comportamiento de fluidos de una micro central hidroeléctrica gravitacional de vórtice, mediante la dinámica computacional de fluidos de alto rendimiento, para la generación de energía eléctrica*. Ecuador: Universidad de las Fuerzas Armadas.
- Hernández, J., & Garzón, D. (2006). *Metodología de Diseño de una Turbina Radial para una Micro-Turbina*. Bogotá: Universidad de San Buenaventura.
- Maldonado, F. (2015). *Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto*. Perú: Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- Martínez, C., & Mosquera, Y. (2017). *Diseño de una Picocentral Hidroeléctrica (PCH) impulsado por la potencia Hidráulica del Río San Juan*. Bogotá: Universidad Distrital Francisco José de Caldas.
- Martínez, M. (2007). *Pruebas de comportamiento de las turbinas Francis*. Medellín: Universidad EAFIT.
- Medina, J., Aguilera, A., Ortiz, F., & Riascos, S. (2010). *Aprovechamiento de la energía mareomotriz en bahía malaga con un generador eléctrico prototipo*. Cali: Universidad del Valle.
- Ortiz, E. (2017). *Diseño de una turbina hidrocinetica de eje horizontal para microgeneración de energía eléctrica*. Bogotá: Universidad Santo Tomás.
- Peña, V. (2013). *Diseño de una turbina hidro-cinética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos*. Perú: Universidad de Piura.

- Renedo, C., Carcedo, J., & Ortiz, F. (2014). *Máquinas de fluidos incomprensibles*. España: Universidad de Cantabria.
- Rojas, G. (2018). *3.5 % creció la demanda de energía en enero de 2018 en Colombia*. Colombia: El mundo.
- Rojas, G. (2018). *3.5 % creció la demanda de energía en enero de 2018 en Colombia*. Colombia: El mundo.
- Stritam, P. (2015). effect of turbine materials on power generation efficiency from free water vortex hydro power plant. *Materials Science and Engineering*. Integrated Environmental Solutions.
- Vega, O. (2016). *Diseño y construcción de una turbina hidraulica de baja altura*. Barranquilla: Universidad Simón Bolívar.

8. ANEXOS

Anexo 1. Portada planos de ensamble de las turbinas de 4, 6 y 8 álabes

ANÁLISIS DE EFICIENCIA DE UNA TURBINA DE ÁLABES CURVADOS PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA POR EL MÉTODO DE VÓRTICE GRAVITACIONAL

PLANOS

AUTORES.

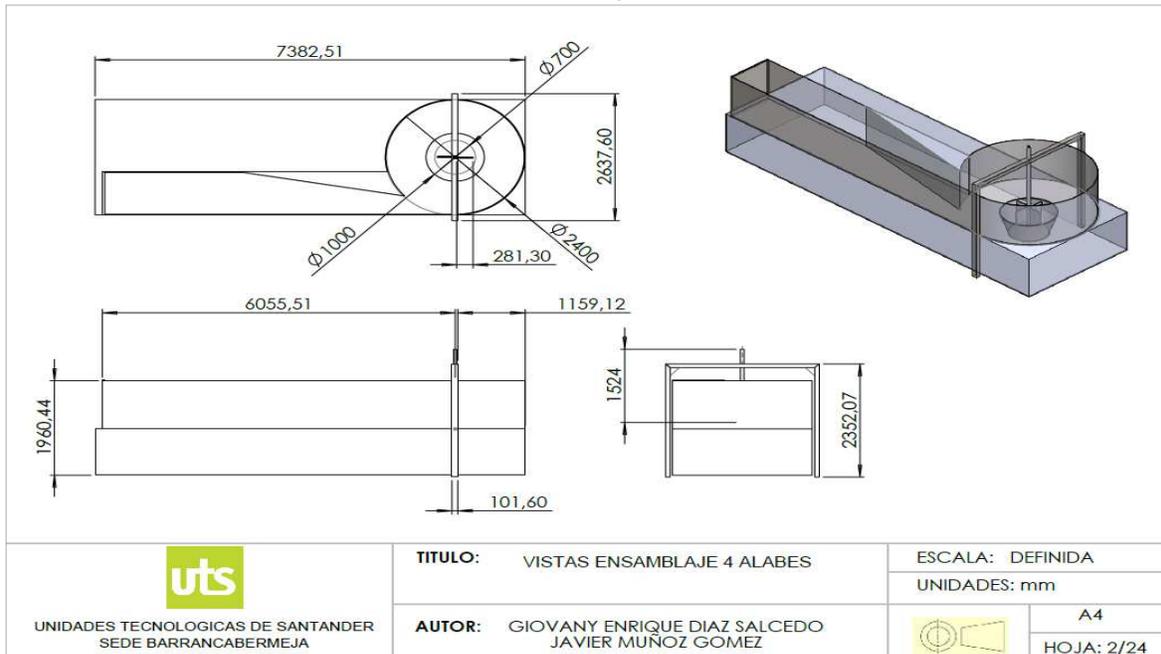
GIOVANY ENRIQUE DIAZ SALCEDO
 JAVIER MUÑOZ GOMEZ



UNIDADES TECNOLOGICAS DE SANTANDER
 SEDE BARRANCABERMEJA

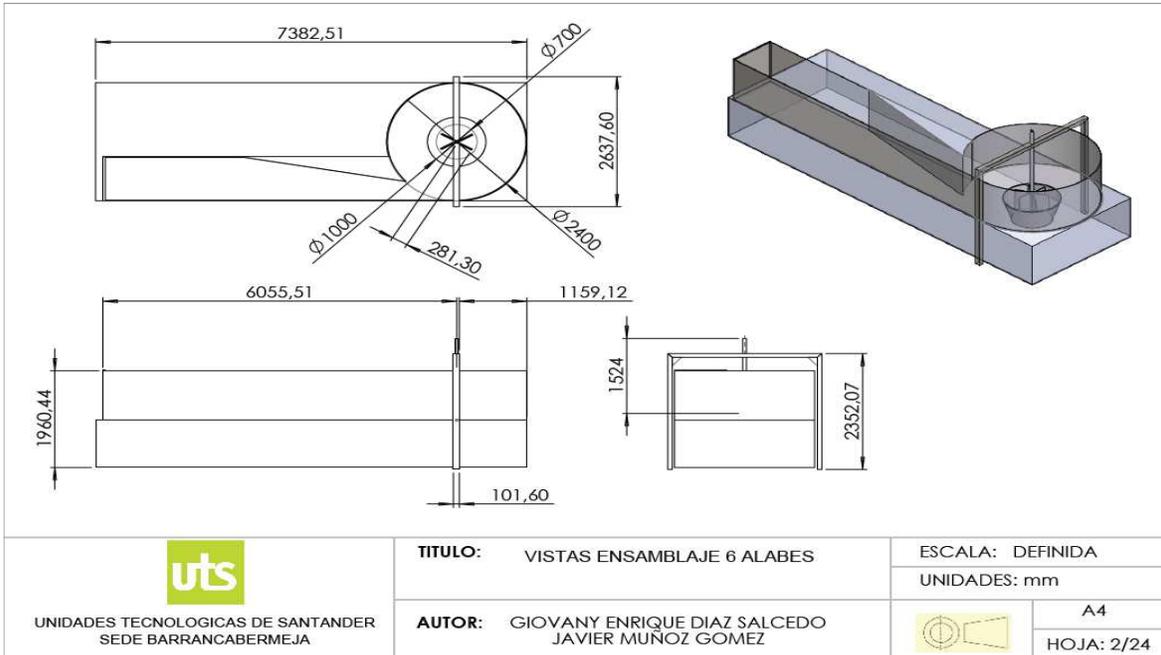
Fuente: el autor

Anexo 2. Vistas ensamblaje turbina de 4 álabes



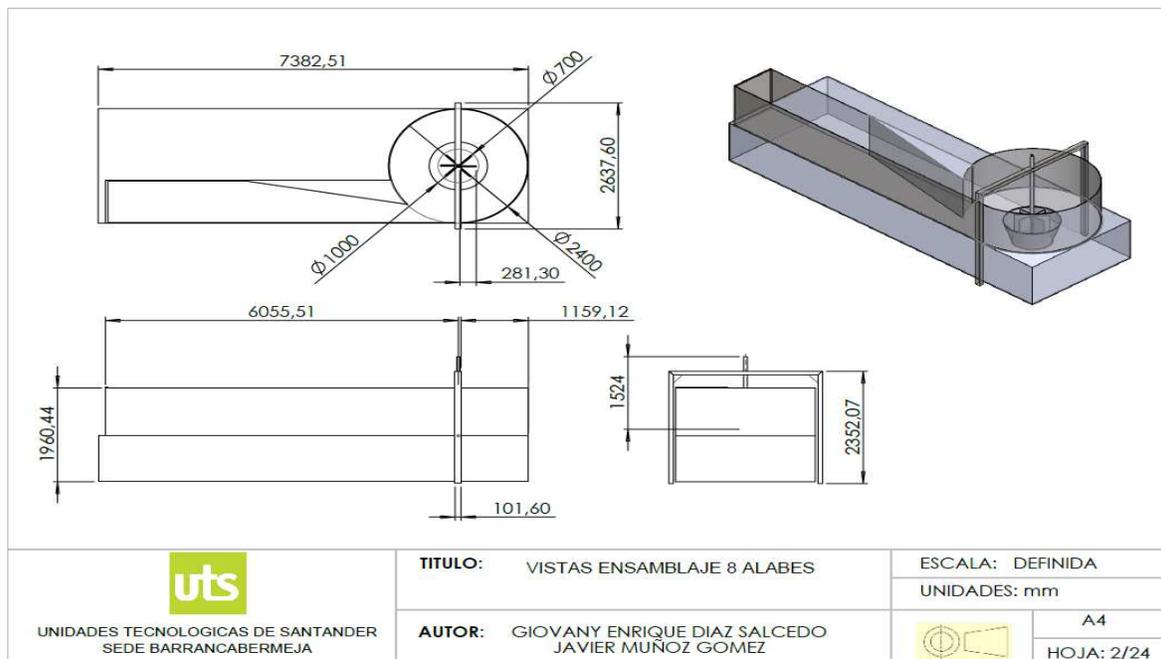
Fuente: el autor

Anexo 3. Vistas ensamblaje turbina de 6 álabes



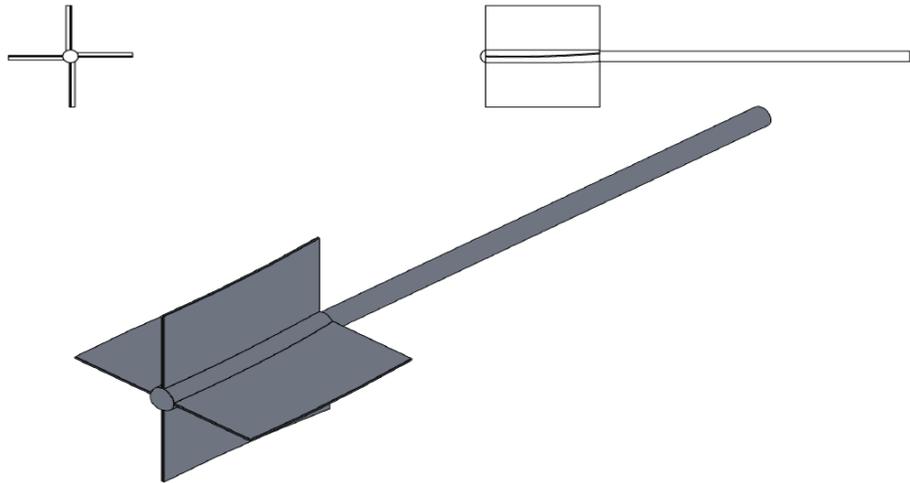
Fuente: el autor

Anexo 4. Vistas ensamblaje turbina de 8 álabes



Fuente: el autor

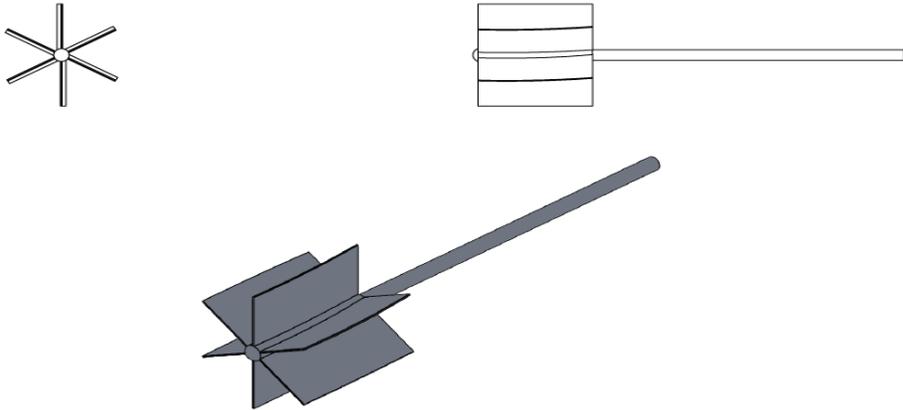
Anexo 5. Turbina de 4 álabes



 UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER SEDE BARRANCABERMEJA	TÍTULO: 4 ALABES	ESCALA: DEFINIDA UNIDADES: mm
	AUTOR: GIOVANY ENRIQUE DIAZ SALCEDO JAVIER MUÑOZ GÓMEZ	

Fuente: el autor

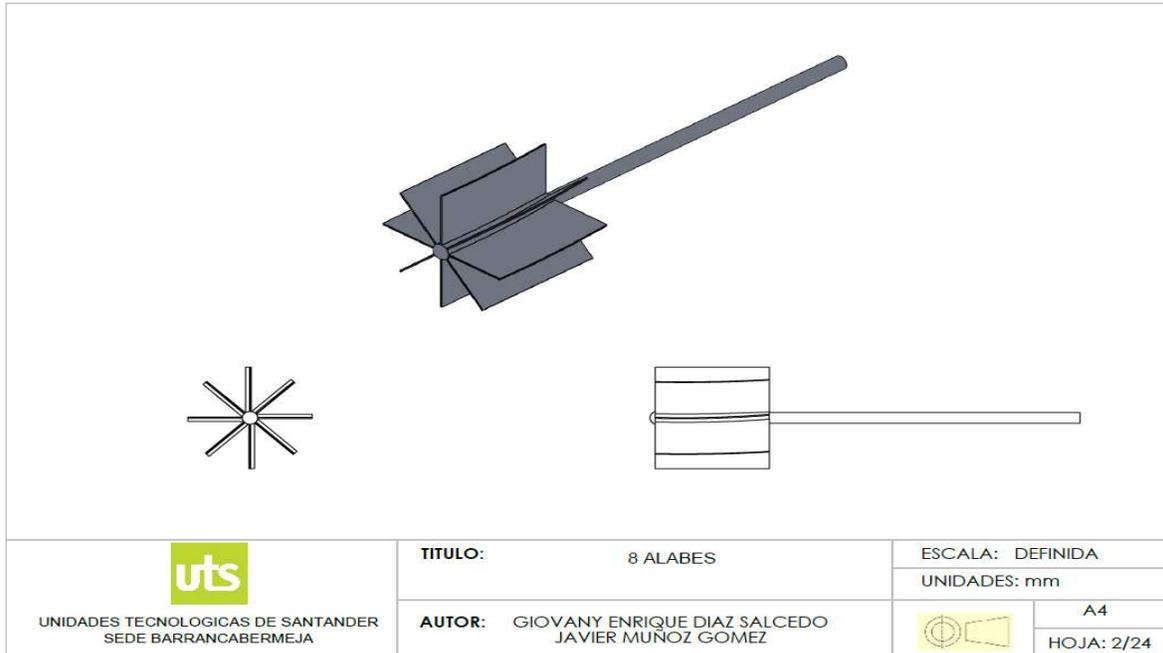
Anexo 6. Turbina de 6 álabes



 UNIDADES TECNOLÓGICAS DE SANTANDER SEDE BARRANCABERMEJA	TÍTULO: 6 ALABES	ESCALA: DEFINIDA UNIDADES: mm
	AUTOR: GIOVANY ENRIQUE DIAZ SALCEDO JAVIER MUÑOZ GÓMEZ	

Fuente: el autor

Anexo 7. Turbina de 8 álabes



Fuente: el autor

Anexo 8. Informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

System Info	
Product	Flow Simulation 2018 SP3.0. Build: 4173
Computer name	USER-PC
User name	User
Processors	Intel(R) Core(TM) i5-3210M CPU @ 2.50GHz
Memory	6007 MB / 8388607 MB
Operating system	Windows 7 Service Pack 1 (Version 6.1.7601)
CAD version	SOLIDWORKS 2018 SP3.0
CPU speed	2501 (2275) MHz
General Info	
Model	proyecto final.SLDASM
Project name	Project final
Project path	D:\ARCHIVOS DE TRABAJO\0_UTS\Simulacion terminada\proyecto tlm mod\1
Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without flow conditions	On
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Y

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 9. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

INPUT DATA		
Global Mesh Settings		
Automatic initial mesh: On		
Result resolution level: 3		
Advanced narrow channel refinement: Off		
Refinement in solid region: Off		
<i>Geometry Resolution</i>		
Evaluation of minimum gap size: Automatic		
Evaluation of minimum wall thickness: Automatic		
Computational Domain		
Size		
X min.		-5.229 m
X max		2.143 m
Y min		-1.309 m
Y max		0.602 m
Z min		6.069 m
Z max		8.448 m
Boundary Conditions		
2D plane flow		None
At X min		Default
At X max		Default
At Y min		Default
At Y max		Default
At Z min		Default
At Z max		Default
Physical Features		
Heat conduction in solids: Off		
Time dependent: On		
Gravitational effects: Off		
Rotation: Local region(s) (Sliding)		
Flow type: Laminar and turbulent		
Cavitation: Off		
High Mach number flow: Off		
Free surface: Off		
Default roughness: 0 micrometer		
Default wall conditions: Adiabatic wall		

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 10. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Initial Conditions	
Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 293.20 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters	
Material Settings	
<i>Fluids</i>	
<u>Water</u>	
Fluid Subdomains	
Fluid Subdomain 1	
Fluids	<u>Water</u>
Faces	Cara<2>@vertedero-1 Cara<1>@base-1
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X
Thermodynamic Parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Pressure potential: Off Temperature: 293.20 K
Velocity Parameters	Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Relative to rotating frame	Off
Turbulence parameters type:	Turbulence intensity and length
Intensity	2.00 %
Length	0.026 m
Flow type	Laminar and Turbulent
Cavitation	Off
Rotating regions	
Rotating Region 1	
Component	Saliente-Extruir8@PROPELA -1@proyecto final
Angular velocity	0 rad/s

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 11. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Boundary Conditions Inlet Velocity 1	
Type	Inlet Velocity
Faces	base-1/LID2//Face
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Relative to rotating frame: No Velocity normal to face: 0.400 m/s Fully developed flow: No
Thermodynamic parameters	Temperature type: Temperature of initial components Temperature: 293.20 K
Turbulence parameters	Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent	
Static Pressure 2	
Type	Static Pressure
Faces	base-1/LID1//Face
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	Static pressure: 101325.00 Pa Temperature type: Temperature of initial components Temperature: 293.20 K
Turbulence parameters	Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent	
Goals	
<i>Global Goals</i>	
GG Max Velocity 1	
Type	Global Goal
Goal type	Velocity
Calculate	Maximum value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
GG Torque (Y) 1	
Type	Global Goal
Goal type	Torque (Y)
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 12. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

<i>Point Goals</i> PG Velocity 1	
Type	Point Goal
Goal type	Velocity
Coordinate system	Global coordinate system
Name	Arista<1>@PROPELA -1
X	0.942 m
Y	-0.505 m
Z	7.563 m
Use in convergence	On
<i>Surface Goals</i>	
SG Torque (Y) 1	
Type	Surface Goal
Goal type	Torque (Y)
Faces	Cortar-Extruir1 @PROPELA -1 @proyecto final
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
SG CAD Area 1	
Type	Surface Goal
Goal type	CAD Area
Faces	Cara<1>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
SG Mass Flow Rate 1	
Type	Surface Goal
Goal type	Mass Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
SG Volume Flow Rate 1	
Type	Surface Goal
Goal type	Volume Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
G Mass Flow Rate 2	
Type	Surface Goal
Goal type	Mass Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 13. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

SG Volume Flow Rate 2	
Type	Surface Goal
Goal type	Volume Flow Rate
Faces	Cara<1>@PROPELA -1 Cara<2>@PROPELA -1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On
<i>Equation Goals</i> PENTRADA	
Type	Equation Goal
Formula	abs(SG Mass Flow Rate 1*g*0.99)
Dimensionality	No units
Use in convergence	On
PSALIDA	
Type	Equation Goal
Formula	abs(SG Mass Flow Rate 2*g*0.99)
Dimensionality	No units
Use in convergence	On
PMECANICA	
Type	Equation Goal
Formula	SG Torque (Y) 1*VELOCIDAD ANGULAR
Dimensionality	No units
Use in convergence	On
PHYD	
Type	Equation Goal
Formula	abs(g*1000*0.99*SG Volume Flow Rate 1)
Dimensionality	No units
Use in convergence	On
VELOCIDAD ANGULAR	
Type	Equation Goal
Formula	PG Velocity 1/0.28
Dimensionality	Angular velocity
Use in convergence	On
EFICIENCIA	
Type	Equation Goal
Formula	PSALIDA/PENTRADA*100
Dimensionality	No units
Use in convergence	On
EFICIENCIA TURBINA	
Type	Equation Goal
Formula	abs(PMECANICA/PHYD)*100
Dimensionality	No units

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 14. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Use in convergence		On
Calculation Control Options		
Finish Conditions		
Finish Conditions	If one is satisfied	
Maximum travels	4.000	
Goals convergence	Analysis interval: 0.500	
<i>Solver Refinement</i>		
Refinement: Disabled		
Results Saving		
Save before refinement	On	
<i>Advanced Control Options</i>		
Flow Freezing		
Flow freezing strategy	Disabled	
Manual time step (Freezing): Off		
Manual time step: Off		
RESULTS		
General Info		
Run at: USER-PC		
Number of cores: 4		
Iterations: 440		
Physical time: 49.935 s		
CPU time: 244 s		
Log		
Mesh generation started 0	12:04:40 , Aug 31	
Mesh generation normally finished 0	12:04:44 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:04:46 , Aug 31	
Calculation started 0	12:04:47 , Aug 31	
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 440	12:08:50 , Aug 31	
Max. travel is reached 440		
Calculation finished 440	12:08:51 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:45:00 , Aug 31	
Calculation finished 440	12:45:01 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:46:48 , Aug 31	
Calculation finished 440	12:46:49 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:47:34 , Aug 31	
Calculation finished 440	12:47:34 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:49:02 , Aug 31	
Calculation finished 440	12:49:03 , Aug 31	
Preparing data for calculation 0	12:52:14 , Aug 31	
Calculation finished 440	12:52:14 , Aug 31	

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 15. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Preparing data for calculation 0				12:54:50 , Aug 31		
Calculation finished 440				12:54:51 , Aug 31		
Calculation Mesh						
Basic Mesh Dimensions						
Number of cells in X		22				
Number of cells in Y		6				
Number of cells in Z		8				
Number Of Cells						
Cells		10844				
Fluid cells		10844				
Irregular cells		0				
Trimmed cells		0				
Maximum refinement level: 2						
Goals						
Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
GG Max Velocity 1	m/s	2.898	55	0.0582877616	0.10581082	On
GG Torque (Y) 1	N*m	50940.823	26	1005.19142	3793.59025	On
PG Velocity 1	m/s	0.892	100	0.0456365442	0.020055965	On
SG Torque (Y) 1	N*m	406.905	100	57.049846	8.50355543	On
SG CAD Area 1	m^2	0.1501	100	1.50087812e-09	0	On
SG Mass Flow Rate 1	kg/s	224.7128	100	5.13186794	1.36308201	On

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 16. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

SG	Volume	m ³ /s	0.2253	100	0.00514441152	0.00136640586	On
Flow Rate 1							
SG Mass Flow Rate 2	kg/s	-81.2256		100	3.72164293	2.35293762	On
SG Volume Flow Rate 2	m ³ /s	-0.0814		100	0.00373073931	0.00235868529	On
VELOCIDAD ANGULAR	rad/s	3.186		100	0.162987658	0.0716284463	On
PHYD		2186.9753116		100	49.9449488	13.2658654	On
PSALIDA		788.5851582		100	36.1318812	22.8436913	On
PENTRADA		2181.6427005		100	49.8231684	13.2335956	On
PMECANICA		1296.5225551		100	127.745509	53.9139457	On
EFICIENCIA		36.1463936		100	0.935247732	0.817909803	On
Min/Max Table							
Name	Minimum		Maximum				
Density (Fluid) [kg/m ³]	997.56		997.56				
Pressure [Pa]	100532.52		108909.07				
Temperature [K]	293.20		293.20				
Temperature (Fluid) [K]	293.20		293.20				
Velocity [m/s]	0		2.921				
Velocity (X) [m/s]	-2.848		2.456				
Velocity (Y) [m/s]	-1.541		0.493				
Velocity (Z) [m/s]	-2.655		2.754				
Aspect Ratio CV []	1.0103109		235.8845064				
Brick Quality []	0		1				
Channel Height [m]	1.865e-12		7.357				
Curvature Criteria [rad]	0		3.142				
Domain Index []	0		5				
Domain Index (Fluid) []	0		2				
Geometry Index []	0		3				
Tolerance Criteria [m]	0		0.178				
X (cartesian) [m]	-5.229		2.143				
X RRF (Cartesian) [m]	-5.229		2.143				
Y (cartesian) [m]	-1.309		0.602				
Y RRF (Cartesian) [m]	-1.309		0.602				
Z (cartesian) [m]	6.069		8.448				
Z RRF (Cartesian) [m]	6.069		8.448				
Axial Velocity [m/s]	-2.655		2.754				
Circumferential Velocity [m/s]	-2.331		1.541				
Lambda2-Criterion [1/s ²]	-97.52		18.75				
Radial Velocity [m/s]	-2.430		2.422				
Velocity RRF [m/s]	0		2.921				

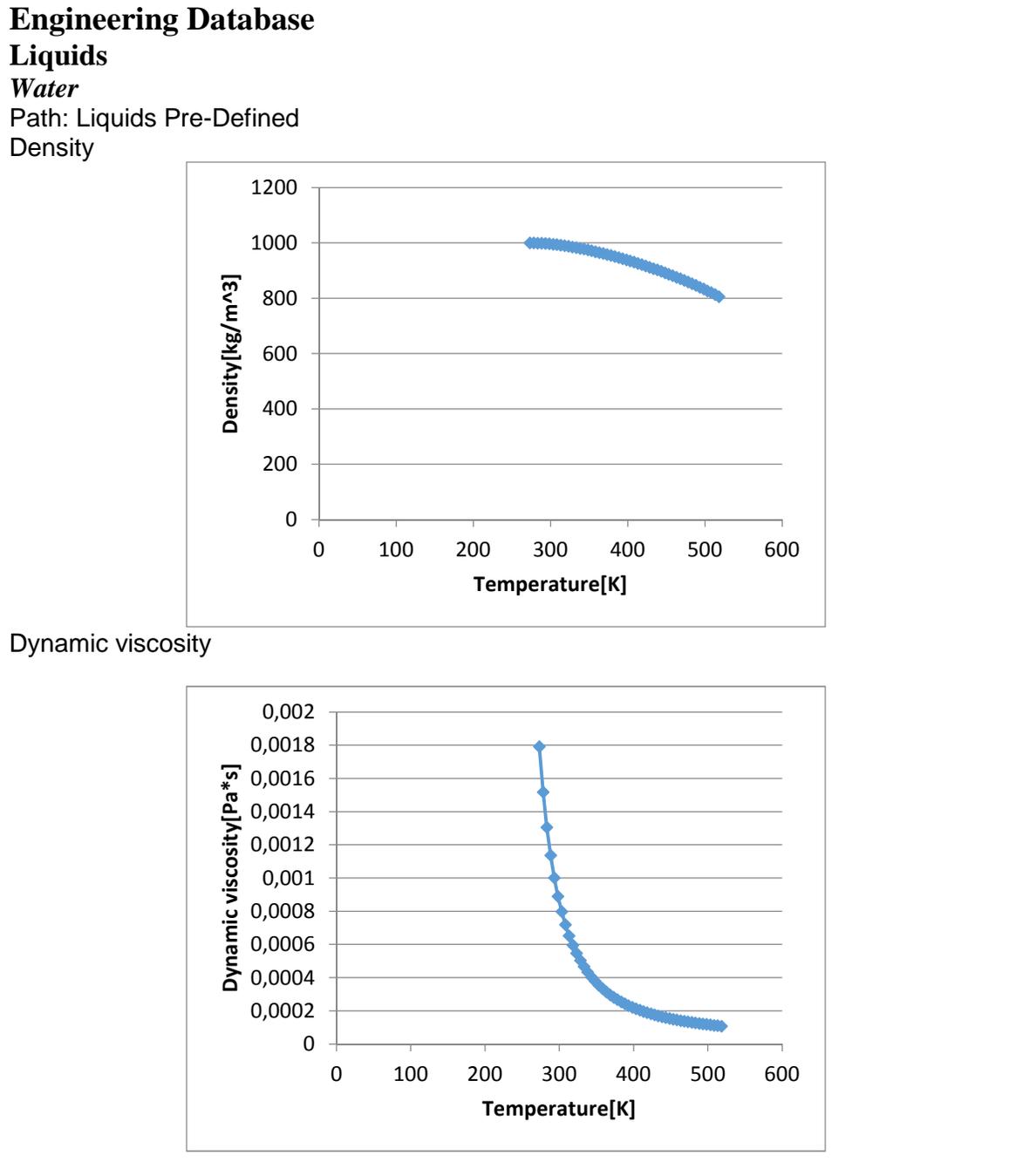
Fuente: CAD Solidworks

Anexo 17. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Velocity RRF (X) [m/s]	-2.848	2.456
Velocity RRF (Y) [m/s]	-1.541	0.493
Velocity RRF (Z) [m/s]	-2.655	2.754
Vorticity [1/s]	2.65e-49	43.74
Vorticity (X) [1/s]	-8.91	11.65
Vorticity (Y) [1/s]	-43.73	25.49
Vorticity (Z) [1/s]	-15.70	27.87
Reference Density [kg/m ³]	997.56	997.56
Reference Velocity [m/s]	0	2.796
Relative Pressure [Pa]	-792.48	7584.07
Shear Stress [Pa]	0	18.37
Dynamic Viscosity [Pa*s]	0.0010	0.0010
Fluid Thermal Conductivity [W/(m*K)]	0.5985	0.5985
Prandtl Number []	6.9948733	6.9950873
Specific Heat (Cp) [J/(kg*K)]	4184.4	4184.4
Adiabatic Fluid Temperature [K]	293.20	293.20
Bottleneck Number []	1.3040399e-18	1.0000000
Heat Transfer Coefficient [W/m ² /K]	0	0
Heat Transfer Coefficient (Adiabatic Temperature) [W/m ² /K]	0	0
ShortCut Number []	0	1.0000000
Surface Heat Flux [W/m ²]	-0	-0
Surface Heat Flux (Convective) [W/m ²]	-1.673e+09	4.935e+08
Total Enthalpy [J/kg]	1236834.510	1236841.634
Turbulence Intensity [%]	1.00	1000.00
Turbulence Length [m]	0.003	0.078
Turbulent Dissipation [W/kg]	4.84e-60	3.63
Turbulent Energy [J/kg]	1.000e-40	0.487
Turbulent Time [s]	0.127	2.065e+19
Turbulent Viscosity [Pa*s]	0	15.8270
Boundary Layer Thickness [m]	3.401e-04	1.676
Boundary Layer Thickness (Thermal) [m]	2.416e-04	1.676
Boundary Layer Type []	0	1.0000000
Thin Channel Mode []	0	1
Acoustic Power [W/m ³]	3.598e-173	4.453e-14
Acoustic Power Level [dB]	0	0
Refinement level []	1	2

Fuente: CAD Solidworks

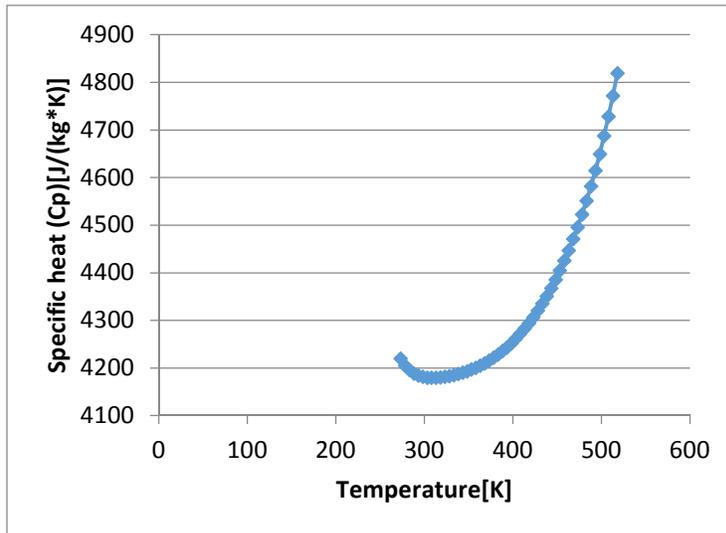
Anexo 18. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia



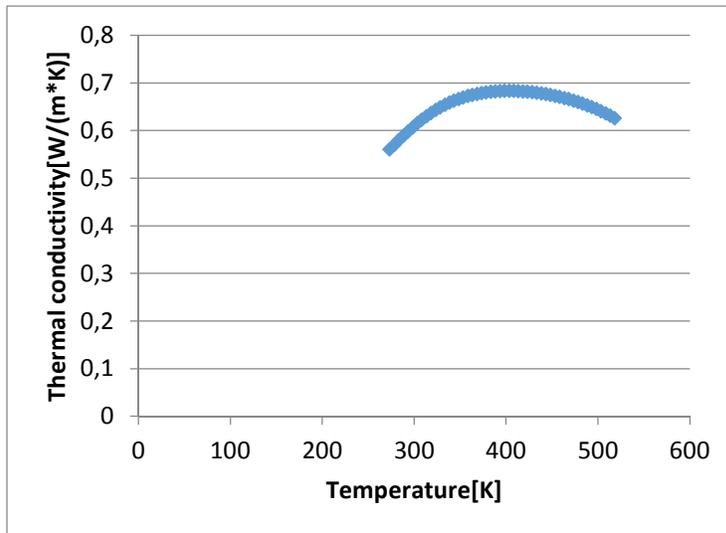
Fuente: CAD Solidworks

Anexo 19. Continuación informe del CAD Solidworks sobre la turbina con mejor eficiencia

Specific heat (Cp)



Thermal conductivity



Cavitation effect: Yes
 Temperature: 0 K
 Saturation pressure: 0 Pa
 Radiation properties: No

Fuente: CAD Solidworks

Anexo 20. Archivos de simulación y animación proceso de análisis

CD 1	Archivos de simulación
CD 2	Animación proceso de análisis