

**Simulación fluidodinámica del rotor de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional
para la generación de energía eléctrica en la vereda caño rasquiña**

Harley Quintero Olarte y Sebastián Andrés Meneses Suárez

Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Juan Pablo Flórez Mera PhD.

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

Tabla de Contenido

| | Pág. |
|---|-------------|
| Introducción | 14 |
| 1. Planteamiento del problema | 15 |
| 2. Objetivos | 17 |
| 2.1 Objetivo general | 17 |
| 2.2 Objetivos específicos..... | 17 |
| 3. Marco teórico | 18 |
| 3.1 Turbina hidráulica | 18 |
| 3.2 Vorticidad..... | 18 |
| 3.3 Ecuación de Euler | 19 |
| 3.4 Micro generación..... | 20 |
| 3.4.1 Pico generación | 20 |
| 3.5 Dinámica de fluidos computacional DFC | 20 |
| 3.5.1 Capa limite | 20 |
| 3.5.2 Número adimensional Y^+ | 22 |
| 3.5.3 Modelos de turbulencia | 25 |
| 3.5.3.1 Modelos RANS..... | 25 |
| 3.5.4 Conservación de cantidad de masa..... | 28 |
| 3.5.5 Conservación de cantidad de movimiento..... | 29 |
| 3.5.6 Número de Courant-Friedrichs-lewy..... | 30 |

| | |
|---|-----|
| 4. Marco referencial | 31 |
| 4.1 Marco de antecedentes | 31 |
| 4.1.1 Antecedente nacional | 31 |
| 4.1.2 Antecedente internacional | 31 |
| 5. Metodología | 33 |
| 5.1 Selección del rotor de la turbina..... | 33 |
| 5.2 Simulación numérica..... | 43 |
| 5.2.1 Mesh-mallado..... | 44 |
| 5.2.2 Setup..... | 67 |
| 5.3 Validación de la simulación | 85 |
| 5.4 Análisis paramétrico..... | 86 |
| 5.4.1 Simulación 1..... | 88 |
| 5.4.2 Simulación 2..... | 92 |
| 5.4.3 Simulación 3..... | 96 |
| 6. Resultados | 100 |
| 6.1 Validación de la simulación | 100 |
| 6.2 Parametrización | 108 |
| 6.2.1 Simulación 1..... | 108 |
| 6.2.2 Simulación 2..... | 110 |
| 6.2.3 Simulación 3..... | 112 |
| 6.3 Análisis parámetros del rotor | 114 |
| 6.4 Análisis vectorial gráfico de la interacción fluido-rotor | 116 |
| 6.5 Análisis del fluido en la cámara de descarga | 118 |

| | |
|---------------------------------|-----|
| 7. Conclusiones | 123 |
| 8. Recomendaciones..... | 125 |
| Referencias Bibliográficas..... | 126 |
| Apéndices..... | 128 |

Lista de Tablas

| | Pág. |
|---|-------------|
| Tabla 1 Resumen de estudios de referencias | 31 |
| Tabla 2. Etapas de la simulación | 42 |
| Tabla 3. Resultados de mallas | 65 |
| Tabla 4. Resumen de las simulaciones | 84 |
| Tabla 5. Simulaciones realizadas | 87 |
| Tabla 6. Resultados de simulaciones..... | 99 |
| Tabla 7. Datos numéricos y experimentales | 101 |
| Tabla 8. Torque obtenido simulación 1..... | 107 |
| Tabla 9. Torque obtenido simulación 2..... | 109 |
| Tabla 10. Torque obtenido simulación 3..... | 111 |
| Tabla 11. Parámetros y resultados..... | 113 |

Lista de Figuras

| | Pág. |
|---|-------------|
| Figura 1 Ubicación geográfica de la vereda Caño Rasquiña | 15 |
| Figura 2 Desarrollo de la capa limite sobre una placa plana..... | 20 |
| Figura 3 Regiones de capa limite | 21 |
| Figura 4 Geometría Global | 33 |
| Figura 5. Geometría canal y cámara de descarga..... | 33 |
| Figura 6. Geometría rotor de autores | 34 |
| Figura 7. Parámetros dimensionales geometría global..... | 39 |
| Figura 8. Parámetros dimensionales del rotor..... | 40 |
| Figura 9. Dimensiones de los alabes: Parte superior e inferior | 41 |
| Figura 10. Rango de valores parámetros de calidad..... | 43 |
| Figura 11. Interfaz enmallador Fluent..... | 44 |
| Figura 12. Herramientas de mallado | 45 |
| Figura 13. Capas limites obtenidas | 46 |
| Figura 14. Herramientas de mallado | 46 |
| Figura 15. Geometría como un solo cuerpo | 47 |
| Figura 16. Mallado del modelo 1 | 48 |
| Figura 17. Geometría seccionada por partes | 49 |
| Figura 18. Mallado del modelo 2..... | 50 |
| Figura 19. Mallado con Fluent With Meshing | 51 |
| Figura 20. Método 1. Dominio rotacional seccionado por partes | 52 |

| | |
|--|----|
| Figura 21. Método 2. Dominio rotacional seccionado por partes | 52 |
| Figura 22. Método 1. Mallado del modelo 3..... | 53 |
| Figura 23. Método 2. Mallado del modelo 3..... | 53 |
| Figura 24. Dominio estacionario y rotacional con redondeo | 54 |
| Figura 25. Mallado del modelo 4..... | 55 |
| Figura 26 Modelo 5-Geometría seccionada | 56 |
| Figura 27. Mallado del modelo 5..... | 57 |
| Figura 28. Redondeo en la turbina del modelo 5 | 58 |
| Figura 29. Alabes inferiores | 59 |
| Figura 30. Alabes inferiores | 59 |
| Figura 31. Mallado del modelo 5..... | 60 |
| Figura 32. Canal rectangular | 61 |
| Figura 33. Canal con estrechamiento | 61 |
| Figura 34. Cilindro entrada cámara..... | 62 |
| Figura 35. Cono descarga superior..... | 62 |
| Figura 36. Cono descarga medio..... | 63 |
| Figura 37. Cono descarga inferior..... | 63 |
| Figura 38. Esquema de simulaciones | 66 |
| Figura 39. Etapas de la primera simulación | 67 |
| Figura 40. Plano contorno de velocidades | 68 |
| Figura 41. Grafica residuos modelo k -épsilon | 69 |
| Figura 42. Residuales modelo Spalart Allmaras | 70 |
| Figura 43. Propiedades del fluido de trabajo-agua..... | 71 |

| | |
|---|----|
| Figura 44. Propiedades del fluido de trabajo-aire | 71 |
| Figura 45. Condiciones de contorno en la entrada del canal..... | 72 |
| Figura 46. Condiciones de contorno en la salida de la cámara | 73 |
| Figura 47. Condiciones de contorno en la superficie del canal..... | 73 |
| Figura 48. Etapas de la segunda simulación | 74 |
| Figura 49. Altura y fracción del volumen de agua en el canal..... | 76 |
| Figura 50. Parámetros dimensionales del canal | 76 |
| Figura 51. Parámetros dimensionales del canal-Altura..... | 77 |
| Figura 52. Geometría global modificada..... | 78 |
| Figura 53. Malla de la geometría modificada | 79 |
| Figura 54. Grafica residuos modelo k- ω SST | 80 |
| Figura 55. Geometría confinada sin presión atmosférica..... | 81 |
| Figura 56. Entrada del fluido | 82 |
| Figura 57. Salida del fluido..... | 83 |
| Figura 58. Opción Frame Motion..... | 85 |
| Figura 59. Rotor inicial | 88 |
| Figura 60. Ángulo de torsión de los alabes inicial | 89 |
| Figura 61. Rotor modificado | 89 |
| Figura 62. Posición del rotor..... | 90 |
| Figura 63. Mallado simulación 1 | 91 |
| Figura 64. Rotor modificado | 92 |
| Figura 65. Ángulo de torsión modificado | 92 |
| Figura 66. Ubicación del rotor | 93 |

| | |
|--|-----|
| Figura 67. Capa limite sobre el rotor | 94 |
| Figura 68. Mallado simulación 2 | 95 |
| Figura 69. Rotor modificado- # de alabes y ángulo de torsión. | 96 |
| Figura 70. Ángulo de torsión modificado | 97 |
| Figura 71. Ubicación del rotor | 97 |
| Figura 72. Mallado simulación 3. | 98 |
| Figura 73. Gráfica de resultados de autores. | 100 |
| Figura 74. Curva experimental vs Numérica | 102 |
| Figura 75. Convergencia en residuales | 103 |
| Figura 76. Flujo másico de entrada | 103 |
| Figura 77. Flujo másico a la salida..... | 104 |
| Figura 78. Líneas de corriente del fluido | 105 |
| Figura 79. Incidencia de los alabes con el vórtice..... | 106 |
| Figura 80. Gráfica comportamiento del torque simulación 1 | 108 |
| Figura 81. Grafica comportamiento del torque simulación 2 | 110 |
| Figura 82. Gráfica comportamiento del torque simulación 3 | 112 |
| Figura 83. Coeficientes codificados | 114 |
| Figura 84. Gráfica normal de los efectos | 114 |
| Figura 85. Vectores velocidad de entrada y salida del rotor- Vista superior | 116 |
| Figura 86. Vectores velocidad de entrada y salida del rotor- Vista superior | 117 |
| Figura 87. Porcentaje de alturas en la cámara de descarga | 118 |
| Figura 88. 50% altura de la cámara de descarga | 119 |
| Figura 89 70% altura de la cámara de descarga | 120 |

Figura 90. 90% altura de la cámara de descarga121

Figura 91. Desarrollo del vórtice en las distintas alturas122

Lista de Apéndices**Pág.**

| | |
|---|-----|
| Apéndices A. Visualización del modelo bifásico agua-aire en las simulaciones. | 128 |
|---|-----|

Resumen

Título: Simulación fluidodinámica del rotor de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional para la generación de energía eléctrica en la vereda Caño Rasquina *

Autores: Sebastián Andrés Meneses Suárez y Harrley Quintero Olarte **

Palabras Claves: Simulación, intercambio de energía, ecuación de Euler, rotor torsionado y curvado, ansys fluent, vórtice, picogeneración.

Descripción:

En el presente proyecto se estableció como objetivo principal la simulación numérica del rotor de una turbina de vórtice gravitacional para la generación de energía eléctrica en la vereda Caño Rasquina. Se inició con una revisión bibliográfica sobre estudios relacionados con el diseño, simulación y pruebas experimentales de este tipo de turbinas. A partir de dicha revisión, se seleccionó un trabajo de referencia cuyas geometrías sirvieron como base para el diseño inicial, modelado en SolidWorks y posteriormente simulado en ANSYS Fluent. Esto con el fin de analizar el comportamiento hidrodinámico del rotor, específicamente en términos de torque y velocidad angular. Los resultados numéricos se compararon con los datos experimentales del estudio base, procurando que el error no superara el 20%, con el fin de validar la precisión del modelo. Una vez validada la simulación, se realizó un análisis paramétrico para evaluar la influencia de dos parámetros: el número de álabes y el ángulo de torsión, con el propósito de determinar cuál impacta más significativamente el rendimiento del rotor en aplicaciones de pico-generación. Con los datos obtenidos, se utilizó el software Minitab para identificar el parámetro con mayor incidencia sobre la eficiencia. Aunque ambos mostraron influencia moderada, el número de álabes fue el factor más determinante. Finalmente, se llevó a cabo un análisis gráfico para evidenciar el intercambio de energía entre el fluido y el rotor, mediante la construcción del triángulo de velocidades de la ecuación de Euler, verificando los ángulos de entrada y salida del fluido respecto a los álabes. También se evaluó la ubicación del rotor dentro de la cámara de descarga, concluyendo que una posición más cercana a la salida mejora el rendimiento, ya que el fluido conserva mayor energía en esa zona.

* Proyecto de grado

** Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica Director Juan Pablo Flórez Mera PhD. en

Abstract

Title: Fluid dynamic simulation of the rotor of a gravitational vortex hydrokinetic turbine for the generation of electric power in the Caño Rasquina area *

Authors: Sebastián Andrés Meneses Suárez y Harrley Quintero Olarte **

Keywords: Simulation, energy exchange, Euler equation, twisted and curved rotor, ansys fluent, vortex, picogeneration

Description:

The main objective of this project was the numerical simulation of the rotor of a gravitational vortex turbine for power generation in the Caño Rasquiña area. The project began with a literature review of studies related to the design, simulation, and experimental testing of this type of turbine. Based on this review, a reference study was selected, the geometries of which served as the basis for the initial design. Modeled in SolidWorks and subsequently simulated in ANSYS Fluent, the study was used to analyze the rotor's hydrodynamic behavior, specifically in terms of torque and angular velocity. The numerical results were compared with the experimental data from the baseline study, ensuring that the error did not exceed 20%, to validate the model's accuracy. Once the simulation was validated, a parametric analysis was performed to evaluate the influence of two parameters: the number of blades and the twist angle, to determine which had the most significant impact on rotor performance in peak generation applications. Using the data obtained, Minitab software was used to identify the parameter with the greatest impact on efficiency. Although both showed a moderate influence, the number of blades was the most determining factor. Finally, a graphical analysis was performed to demonstrate the energy exchange between the fluid and the rotor by constructing the velocity triangle of the Euler equation, verifying the fluid inlet and outlet angles with respect to the blades. The location of the rotor within the discharge chamber was also evaluated, concluding that a position closer to the outlet improves performance, as the fluid retains more energy in that area.

* Project of Grade

** Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica Director Juan Pablo Flórez Mera PhD. en

Introducción

En Colombia, muchas zonas rurales enfrentan dificultades persistentes en el acceso a un servicio eléctrico confiable y continuo. Tal es el caso de la vereda Caño Rasquiña, ubicada entre los municipios de Yondó (Antioquia) y Barrancabermeja (Santander), donde las fallas en la red eléctrica han generado interrupciones frecuentes del servicio, afectando negativamente la calidad de vida. A pesar de estos inconvenientes, la comunidad debe seguir asumiendo los costos del servicio, sin recibir una prestación adecuada.

Ante este panorama, se hace necesario buscar soluciones energéticas sostenibles, adaptadas a las condiciones geográficas. Una de las alternativas más prometedoras es el aprovechamiento de fuentes hídricas mediante tecnologías de pico generación, que permiten generar electricidad a pequeña escala con bajo impacto ambiental. Dentro de este contexto, la turbina de vórtice gravitacional se presenta como una opción viable, al permitir la generación de energía eléctrica a partir de corrientes de agua sin necesidad de grandes infraestructuras ni embalses.

Según lo mencionado anteriormente, el presente trabajo plantea realizar una simulación numérica del comportamiento fluidodinámico de una turbina hidro cinética de vórtice gravitacional para un sistema de pico-generación. De forma que se contribuye con la línea de investigación en energías del grupo de investigación GIEMA y es hace parte de una serie de trabajos orientados al desarrollo de tecnologías de turbomáquinas hidráulicas.

Para cumplir con el objetivo, se plantea seleccionar como base un diseño de literatura, validar los resultados experimentales de literatura con los simulados, y posteriormente, realizar un análisis paramétrico a la turbina que permita identificar y cumplir con la problemática planteada.

Esta investigación no solo pretende contribuir al desarrollo técnico de soluciones energéticas, sino también fortalecer el conocimiento en el uso de herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD) aplicadas a turbomáquinas hidráulicas. Además, aportar en la transición energética sostenible del país

1. Planteamiento del problema

La vereda Caño Rasquiña se encuentra ubicada en la zona limítrofe entre los municipios de Yondó (Antioquia) y Barrancabermeja (Santander), como se muestra en la Figura 1. Se trata de una zona rural de difícil acceso, habitada por una población reducida cuya economía depende principalmente de la agricultura y la ganadería. La región cuenta con una abundante fuente hídrica, ya que está situada a orillas del río Magdalena.

Desde hace varios años, la comunidad enfrenta problemas relacionados con la red de energía eléctrica, debido a constantes fallas de baja tensión que afectan el suministro. Esta situación ha generado interrupciones prolongadas del servicio, lo que ha impactado negativamente la producción diaria y ha provocado pérdidas económicas para las familias de la vereda.

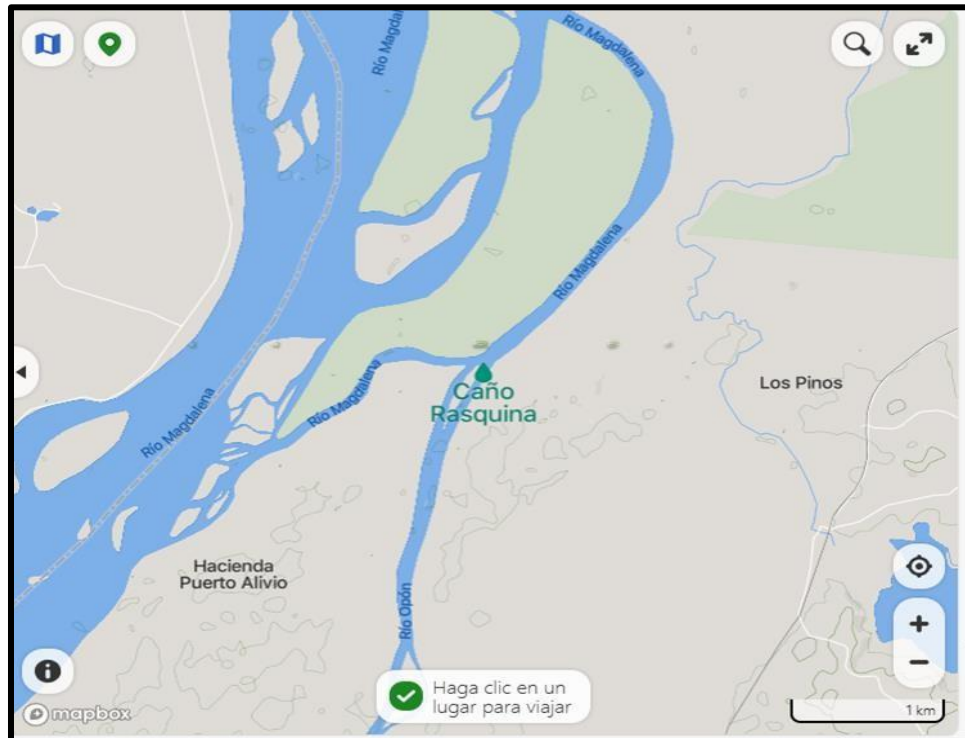
Aunque existen estas deficiencias, los habitantes deben continuar asumiendo el costo del servicio eléctrico, sin recibir un suministro confiable ni constante, lo cual agrava su situación y limita su calidad de vida.

Como respuesta a esta problemática, y considerando la disponibilidad de una fuente hídrica cercana, se propone la instalación de una turbina de vórtice gravitacional como solución alternativa para abastecer de energía eléctrica a toda la comunidad. En este contexto, el presente proyecto tiene como objetivo realizar una simulación numérica para un sistema de pico-generación.

Cabe destacar que ya fue desarrollado un primer proyecto de pregrado desarrollado en la escuela de ingeniería mecánica - UIS, enfocado en el diseño del rotor de este tipo de turbinas, lo cual representa un punto de partida para esta propuesta.

Figura 1

Ubicación geográfica de la vereda Caño Rasquina



Nota. Imagen obtenida de Google maps.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Simular numéricamente el rotor de una turbina hidrocínética de vórtice gravitacional para una pico - generación en la vereda caño rasquiña.

2.2 Objetivos específicos

Seleccionar el rotor de una turbina de vórtice gravitacional disponible en la literatura.

Simular numéricamente la respuesta hidrodinámica (torque y velocidad) de la turbina de vórtice gravitacional para la geometría de rotor seleccionada.

Validar los resultados de la simulación a través de datos de la literatura.

Realizar análisis paramétrico al rotor a modo de cumplir con el requerimiento propuesto.

3. Marco teórico

3.1 Turbina hidráulica

Es una turbomáquina que aprovecha y transforma la energía hidráulica en energía mecánica mediante el movimiento rotatorio de un eje impulsado por el paso del fluido a través de un conjunto de álabes o palas. Las turbomáquinas se les conocen como máquinas de presión dinámica dado que el intercambio de energía se origina por el gradiente de presión dinámica en la salida del rotor con respecto a la entrada de este. Estas pueden ser de acción o reacción.

3.2 Vorticidad

La vorticidad es una magnitud vectorial que representa la rotación de las partículas de un fluido. En la región rotacional de la capa límite, las partículas presentan movimiento rotacional; fuera de esta región, el flujo se considera irrotacional. La ecuación de la vorticidad permite cuantificar esta rotación y resulta fundamental en el análisis del comportamiento del flujo, especialmente en fenómenos como la formación de remolinos o el diseño de turbomáquinas (Cengel & Cimbala, 2006).

3.3 Ecuación de Euler

Es una expresión matemática que establece o cuantifica el intercambio de energía entre el rotor o rodete y el fluido en una turbomáquina hidráulica, esto debido a la variación de la cantidad de momento cinético (Polo Encinas, 1983). Esta expresión está definida por la ecuación 1.

$$H = \frac{1}{g} * [U_1 * V_{u1} - U_2 * V_{u2}] \quad [1]$$

H Es la energía que el rotor extrae del fluido. Expresado en unidad de peso.

g Aceleración de la gravedad, se expresa en metros sobre segundo al cuadrado [m/s²].

U_1 Velocidad tangencial del alabe en la entrada del rotor, se expresa en metros por segundo [m/s].

U_2 Velocidad tangencial del alabe en la salida del rotor, se expresa en metros por segundo [m/s].

V_{u1} Componente tangencial de la velocidad absoluta en la entrada del rotor, se expresa en metros por segundo [m/s].

V_{u2} Componente tangencial de la velocidad absoluta en la salida del rotor, se expresa en metros por segundo [m/s].

3.4 Micro generación

3.4.1 Pico generación

Es un sistema que mediante la implementación de una turbina hidráulica y un generador acoplados a un mismo eje producen en pequeña cantidad energía con valores menores a los 5 Kw (Illidge-Araujo, Chacon Velasco, Chacon Velasco, & Romero Piehadrata, 2020).

3.5 Dinámica de fluidos computacional DFC

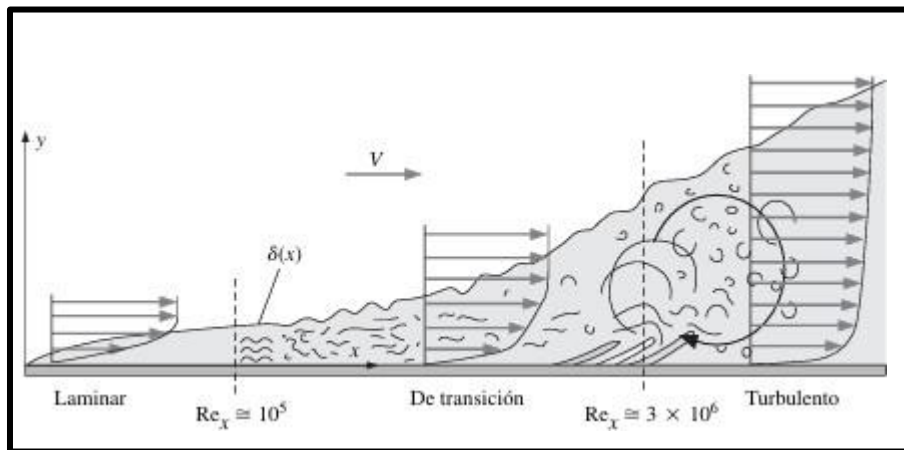
La dinámica de fluidos computacional es una herramienta numérica que permite analizar el comportamiento de fluidos (líquido, gaseoso) mediante solución numérica. Para ello, se discretiza el dominio geométrico utilizando métodos numéricos como volúmenes finitos, elementos finitos o diferencias finitas. Esto genera un sistema de ecuaciones que al ser resueltas proporcionan la solución de la variable respuesta en cada elemento.

3.5.1 Capa limite

La capa limite es una región delgada adyacente a la superficie de contacto con el fluido, donde los efectos de viscosidad y gradiente de velocidad son significativos. El fluido a lo largo de la superficie se caracteriza como flujo en región laminar, transición y turbulento, este depende del número de Reynolds como se muestra en la figura 2.

Figura**2**

Desarrollo de la capa límite sobre una placa plana



Nota. Tomado de: Cengel & Cimbala, (2006) *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*.

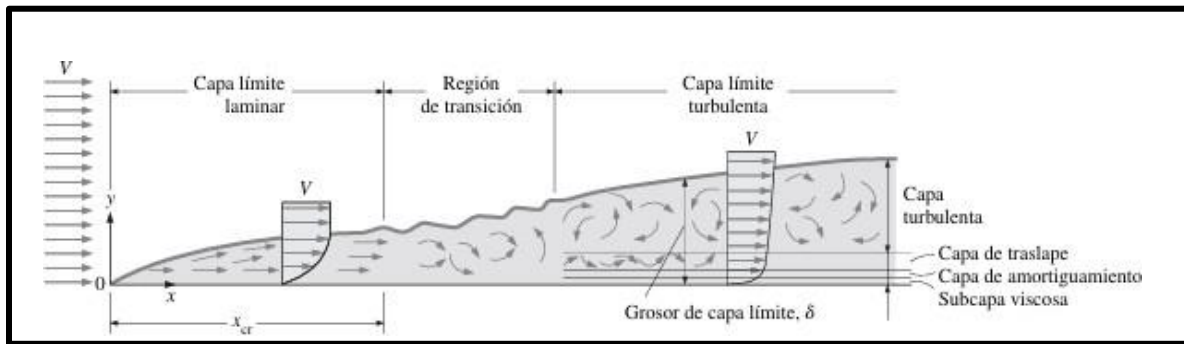
McGraw-Hill Interamericana

En los flujos de interés ingenieril en la vida real, la transición hacia flujo turbulento por lo general ocurre de manera más abrupta y a valores más bajos del número de Reynolds, es decir, por debajo de $Re_x \approx 5 \times 10^5$ que es el valor típico en una placa plana lisa con flujo libre sin perturbaciones. Factores como la rugosidad de la superficie, las perturbaciones de flujo libre, el hecho que el flujo no es estacionario, las vibraciones y la curvatura de la superficie sólida contribuyen a una posición de transición más anticipada. Debido a esto, con frecuencia se usa un número de $Re_{x\text{critico}} \approx 1 \times 10^5$ para determinar si tiene más probabilidad de ser laminar ($Re_x < Re_{x\text{critico}}$) o más probabilidad de ser turbulento ($Re_x > Re_{x\text{critico}}$) (Cengel & Cimbala, 2006).

3.5.2 Número adimensional Y^+

Figura 3

Regiones de capa límite



Nota. Tomado de: Cengel & Cimbala, (2006) *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*.

McGraw-Hill Interamericana

Y^+ es un valor adimensional que determina la distancia perpendicular desde la superficie hasta el primer nodo de malla.

La capa límite turbulenta se conceptualiza comúnmente en cuatro regiones distintas, cada una caracterizada por su distancia normal a la pared, denotada por el parámetro adimensional y^+ . La comprensión de estas regiones es fundamental para el modelado de la turbulencia cerca de las superficies. Subcapa Viscosa ($y^+ < 5$): Esta es la región más cercana a la pared y la más delgada. Aquí, los efectos viscosos son completamente dominantes, suprimiendo casi por completo la producción de turbulencia. El perfil de velocidad es casi lineal, y el flujo exhibe un comportamiento de líneas de corriente esencialmente paralelas, comportándose como si fuera laminar. Capa de Amortiguamiento o Buffer Layer ($5 < y^+ < 30$). Inmediatamente adyacente a la subcapa viscosa, en esta región los efectos turbulentos comienzan a manifestarse y a volverse

significativos. Sin embargo, a pesar de la creciente influencia de la turbulencia, el flujo sigue estando considerablemente dominado por los efectos viscosos. Es una zona de transición donde la interacción entre fuerzas viscosas y turbulentas es compleja. Capa de Traslape o Capa Logarítmica ($30 < y^+ < 500$): Ubicada por encima de la capa de amortiguamiento, esta región se caracteriza por una influencia turbulenta mucho más pronunciada. Aunque los efectos turbulentos son muy importantes, todavía no son totalmente dominantes sobre los efectos viscosos en todos los aspectos, especialmente en la generación de cizallamiento. El perfil de velocidad en esta zona suele seguir una ley logarítmica. Capa Turbulenta o Región Externa ($y^+ > 500$): Esta es la región más externa de la capa límite. Aquí, los efectos turbulentos son abrumadoramente dominantes sobre los efectos viscosos. Las grandes estructuras turbulentas son las que rigen el comportamiento del flujo, y la influencia directa de la pared se atenúa significativamente. (Cengel & Cimbala, 2006).

Dada las aproximaciones de la ley de logaritmo y la ley de Spalding, además de las aportaciones de Theodor von Kármán y Ludwig Prandtl, se llevó a las variables adimensionales de las ecuaciones para perfil de velocidad de capa límite turbulenta sobre la placa plana:

$$y = \frac{\nu * y^+}{u_*} \quad [2]$$

y Es la distancia desde la superficie del sólido hasta la primera capa límite.

y^+ Distancia adimensional desde la superficie hasta el primer nodo de la malla.

u_* Velocidad de fricción.

ν Viscosidad cinemática.

$$u_* = \sqrt{\frac{\overline{T_w}}{\rho}} \quad [3]$$

u_* Velocidad de fricción.

T_w Esfuerzo cortante en la pared.

ρ Densidad del fluido.

$$T_w = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * c_f \quad [4]$$

T_w Esfuerzo cortante en la pared.

c_f Coeficiente de fricción promedio.

ρ Densidad del fluido.

V Velocidad relativa.

$$c_f = \frac{0.074}{Re_l^{1/5}} \quad [5]$$

Re Número de Reynolds.

c_f Coeficiente de fricción promedio.

$$\delta = \frac{0.38x}{Re_l^{1/5}} \quad [6]$$

δ Espesor capa limite.

X Es la distancia longitudinal de la altura del rotor.

Re Número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad [7]$$

Re Número de Reynolds.

D Diámetro hidráulico (Altura del rotor).

V Velocidad relativa.

μ Viscosidad dinámica.

ρ Densidad del fluido.

$$N = \frac{\log \left[\frac{\delta (r - 1)}{y} + 1 \right]}{\log (r)} \quad [8]$$

N Número total de capas.

r Ratio de crecimiento entre capas.

y Es la distancia desde la superficie del solido hasta la primera capa limite.

3.5.3 Modelos de turbulencia

En una turbina de vórtice gravitacional, dado lo complejo de la geometría del rotor, su flujo es turbulento, por tanto, es necesario emplear un modelo de turbulencia para capturar este efecto en el campo de velocidades y presiones. Existen diferentes modelos para cuantificar la turbulencia, como modelo RANS (Reynolds-Averaged Navier-stokes), modelo LES (Large Eddy Simulation), y modelo DNS (Direct Numerical Simulation). Estos modelos permiten simular con distintos niveles de precisión fenómenos como turbulencia.

3.5.3.1 Modelos RANS.

Modelos $k - \epsilon$

Este modelo de turbulencia, de tipo viscoso, se fundamenta en un sistema de dos ecuaciones de transporte. Estas ecuaciones permiten la determinación de la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (ϵ), parámetros cruciales para caracterizar el estado del flujo. (Peón Herrera, 2021).

SKE (Standard $k-\epsilon$): Este modelo destaca por su precisión y robustez computacional. Sin embargo, su aplicación puede ser limitada en escenarios con flujos separados (separación de la

capa límite) o en aquellos que exhiben gradientes de presión significativos. Aún con estas restricciones, su amplio uso en la industria de la ingeniería lo consolida como un estándar para la simulación de fenómenos turbulentos. (Peón Herrera, 2021).

RKE (Realizable $k-\epsilon$): Este modelo de turbulencia destaca por su robustez en la simulación de flujos rotacionales (como el del presente caso de estudio) y su capacidad para manejar cambios significativos en los gradientes de presión. Adicionalmente, ofrece una mayor precisión en la predicción de flujos planos y circulares. (Peón Herrera, 2021).

RNG $k-\epsilon$: Este modelo es particularmente útil para simular flujos donde se presentan fenómenos de desprendimiento y transición, es decir, cuando la capa límite se separa de la superficie. Su formulación interna le permite capturar con precisión los efectos de la viscosidad, especialmente en las zonas cercanas a la pared y en geometrías complejas. En la práctica, su rendimiento supera al de otros dos modelos (Standard $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$). (Peón Herrera, 2021).

Modelos $k - \omega$.

Este modelo se distingue por su precisión y robustez, lo que le permite manejar una amplia gama de gradientes de presión y configuraciones de flujo. Su popularidad radica en la facilidad de implementación en los softwares CFD, ya que evita la necesidad de funciones de pared al no contener términos indefinidos en las proximidades de las superficies. (Peón Herrera, 2021).

Algunos de sus modelos más destacados son:

SKW (Standard $k-\omega$): El modelo $k-\omega$ Estándar (SKW) es una opción robusta y versátil que permite la inclusión de diversos efectos como flujos transitorios y compresibilidad. Gracias a su capacidad para manejar estas complejidades, es ampliamente adoptado en el diseño y análisis de turbomáquinas y en la industria aeroespacial. (Peón Herrera, 2021).

SST (Shear Stress Transport $k-\omega$): El modelo $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) Este modelo incorpora modificaciones en la formulación de la viscosidad turbulenta para capturar con mayor precisión los efectos de las tensiones cortantes principales. Este modelo es híbrido, ya que combina las fortalezas del modelo SKW (para la región cercana a la pared) con las del modelo $k-\varepsilon$ (para las zonas alejadas de los contornos). Esta aproximación dual le permite ofrecer un rendimiento superior en una variedad de flujos. (Peón Herrera, 2021).

Spalart-Allmaras: El modelo Spalart-Allmaras fue desarrollado como una alternativa más sencilla y computacionalmente eficiente para abordar las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos turbulentos. Su principal ventaja reside en que, a diferencia de otros modelos que resuelven múltiples ecuaciones de transporte, Spalart-Allmaras se basa en la resolución de una única ecuación para una variable de turbulencia. Esto lo convierte en una opción menos costosa en términos de recursos computacionales y, por ende, más rápida de ejecutar, siendo ideal para simulaciones donde la velocidad es crítica. (Zienkiewicz, R.L., & P.).

3.5.3.2 Modelo LES. La Simulación de Grandes Turbulencias (LES), por sus siglas en inglés Large-Eddy Simulation, es un modelo de alta fidelidad reconocido por su precisión superior en la resolución de flujos turbulentos. Esta precisión conlleva a un elevado costo computacional. El desafío principal al simular flujos turbulentos radica en la amplia gama de escalas espaciales y temporales involucradas. El modelo LES aborda esta complejidad resolviendo directamente las ecuaciones de Navier-Stokes para las grandes escalas de turbulencia, que son las que contienen la mayor parte de la energía del flujo y son altamente dependientes de la geometría del dominio. Para las pequeñas escalas de turbulencia, que son más isotrópicas y universales, el modelo LES recurre

a submodelos. En lugar de resolverlas explícitamente, se modelan sus efectos sobre las grandes escalas. (Peón Herrera, 2021).

3.5.3.3 Modelo DNS. La Simulación Numérica Directa (DNS), por sus siglas en inglés Direct Numerical Simulation, es sin duda el más riguroso y computacionalmente exigente. A diferencia de los modelos de turbulencia, la DNS resuelve directamente las ecuaciones de Navier-Stokes en todas las escalas espacio-temporales del flujo turbulento, sin recurrir a ningún tipo de modelado o simplificación de las escalas más pequeñas. Por esta razón, más que un "modelo" de turbulencia, se considera una simulación fundamental del fenómeno. Adicionalmente la DNS no solo ha permitido comprender de manera más profunda los fenómenos turbulentos al proporcionar conjuntos de datos detallados y completos, sino que también sirve como una herramienta invaluable para la validación y desarrollo de modelos de turbulencia menos costosos computacionalmente, como RANS y LES. (Peón Herrera, 2021).

3.5.4 Conservación de cantidad de masa

Este principio para un volumen de control se puede expresar de la siguiente manera: la transferencia neta de masa hacia el interior o el exterior de un volumen de control durante un intervalo de tiempo t es igual al cambio neto (aumento o disminución) en la masa total dentro de ese volumen durante dicho intervalo.

$$m_{in} - m_{out} = \Delta m_{vc} \quad [9]$$

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = dm_{vc}/dt \quad [10]$$

\dot{m}_{in} Flujo másico de entrada.

\dot{m}_{out} Flujo másico de salida.

dm_{vc}/dt Razón de cambio de masa dentro de las fronteras del volumen de control.

Δm_{vc} Cambio en la masa del volumen de control.

Frecuentemente, se hace referencia a las ecuaciones 9 y 10 como el balance de masa, las cuales son aplicables a cualquier volumen de control que esté sometido a algún tipo de proceso (Cengel & Cimbala, 2006).

3.5.5 Conservación de cantidad de movimiento.

El producto de la masa y la velocidad de un cuerpo se denomina momento lineal o cantidad de movimiento de dicho cuerpo. En la mecánica de fluidos se hace referencia a la segunda ley de Newton como la ecuación del momento lineal. Según esta ley, la cantidad de movimiento de un sistema se mantiene constante cuando la fuerza neta que actúa sobre él es nula, lo que implica que, en ausencia de fuerzas externas, la cantidad de movimiento total de un sistema se conserva (Cengel & Cimbala, 2006).

Esta ley se expresa como:

$$\frac{d}{dt}(mv) = f(z) = \sum F \quad [11]$$

m es la masa del cuerpo, se expresa en kilogramos.

v vector velocidad del cuerpo, se expresa en metros sobre segundo [m/s]

$\sum F$ es la suma vectorial de fuerzas que actúan sobre el cuerpo, se expresa en newton [N].

3.5.6 Número de Courant-Friedrichs-lewy

Es un valor adimensional fundamental en la dinámica de fluidos computacional (CFD). Su importancia radica en asegurar la estabilidad de los esquemas numéricos utilizados para resolver ecuaciones diferenciales parciales que describen el flujo de fluidos. El número de Courant representa la relación entre la velocidad a la que se transporta una cantidad física (como la velocidad del fluido) y la velocidad a la que se propaga la información numérica a través de la malla computacional (Ponce, 2024).

Un criterio ampliamente aceptado para asegurar la estabilidad numérica es que el número de Courant debe ser menor o igual a 1. Sin embargo, en la práctica, se recomienda mantener el número de Courant entre 0.1 y 0.5 para lograr un buen equilibrio entre estabilidad y precisión de la solución numérica (Versteeg & Malalasekera, 2007). El cálculo de este número se realiza mediante la expresión mostrada en la Ecuación 12.

$$C = \frac{U * \Delta t}{\Delta x} \quad [12]$$

C es el número de Courant.

U es la velocidad del fluido.

Δt es el intervalo de tiempo (time step).

Δx es el tamaño mínimo de malla.

4. Marco referencial

4.1 Marco de antecedentes

4.1.1 Antecedente nacional

De acuerdo con (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023), una propuesta de diseño de rotor fue propuesto en la Universidad de Antioquía. Los autores desarrollaron simulaciones de 4 tipos de geometrías de rotores en los cuáles consideraron los siguientes factores de diseño: Número de alabes y ángulo de giro. Según los resultados obtenidos por la simulación seleccionaron la geometría de rotor que mejores datos arrojó para su posterior optimización y construcción para la realización de pruebas experimentales. Los autores mencionan que la diferencia entre los resultados de la simulación y los experimentales fue de un 5,1 %.

4.1.2 Antecedente internacional

(Glasscock & Whitehouse, 2019) en su trabajo evaluaron una turbina de vórtice gravitacional a una escala de 10kw en una zona rural de Perú; las variables geométricas del tanque y del rotor las basaron con respecto a estudios realizados por otros autores; realizaron cinco mediciones de la velocidad superficial con un flotador en el canal a diferentes alturas, concluyeron que el caudal no se acercaba a los calculados por los autores; por otro lado modificaron el diseño de la entrada al tanque dado que estos mencionaron una restricción en la entrada de este para una

mayor potencia y eficiencia, para la construcción esta restricción la modificaron para así aumentar la potencia por lo tanto contradecía los estudios realizados.

Por otro lado, (Dhakai, y otros, 2015), realizaron una comparación entre dos cuencas de diferente geometría: cilíndrica y cónica. Hicieron uso de simulación numérica para evidenciar la respuesta dinámica obtenida entre estas dos geometrías, evidenciaron que tiene mejor resultados de torque y potencia la geometría cónica.

A manera de complemento, la Tabla 1 resume tanto los proyectos citados anteriormente como otros estudios relevantes que fueron revisados y considerados en el desarrollo de este trabajo.

Tabla 1

Resumen de estudios de referencias

| Autor/es | Aportes | Abordaje | Localización |
|--|---|---|--|
| Betancour, Romero Menco, Velásquez, Rubio Clemente, & Chica. | Diseño y optimización de un rodete para una turbina de vórtice gravitacional. | Simulación numérica, optimización del rotor y pruebas experimentales. | Universidad de Antioquia-Medellín. |
| Alzamora Guzmán, Glasscock, J. A., & Whitehouse, F. | Evaluación de un sistema hidroeléctrico de vórtice gravitacional. | Pruebas experimentales. | Zona rural de Perú. |
| Dhakai, Timilsina, Dhakai, Fuyal, Bajracharya, Pandit, H. P., Amatya, N., & Nakarmi. | Comparación de cuencas cilíndricas y cónicas para una turbina de vórtice gravitacional. | Simulación numérica y experimental. | República Federal Democrática de Nepal. |
| Dylan S. Edirisinghe, Ho-Seong Yang, S.D.G.S.P. Gunawardane c & Young-Ho Lee. | Mejora del rendimiento de la turbina de vórtice de agua gravitacional mediante análisis de simulación de flujo. | Simulación numérica y parametrización del rotor de la turbina. | Universidad Marítima y Oceánica de Corea-República de Corea. |

| Autor/es | Aportes | Abordaje | Localización |
|---|---|---|---------------------|
| Abdul Samad Saleem, Taqi Ahmad Cheema, Rizwan Ullah, Sarvat Mushtaq Ahmad, Javed Ahmad Chattha, Bilal Akbar & Cheol Woo Park. | Estudio paramétrico de una turbina de vórtice de agua gravitacional de una sola etapa con cuenca cilíndrica. | Pruebas experimentales y evaluación de diferentes parámetros del vórtice. | Pakistan. |

5. Metodología

5.1 Selección del rotor de la turbina

En esta etapa inicialmente fue revisada literatura basada en trabajos de grado, publicaciones o documentos en los cuáles se han realizado el diseño de turbinas similares a la propuesta en este proyecto con el objetivo de seleccionar la geometría del rotor.

Para la selección de la geometría global como la del rotor se escogió la propuesta realizada por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) en su proyecto que se evidencia en las Figuras 5 y 6. Principalmente la geometría global consta de un canal rectangular, una cámara de descarga cónica y un dominio rotacional en el cual está contenido el rotor tal como se evidencia en la Figura 4

Figura 4

Geometría Global

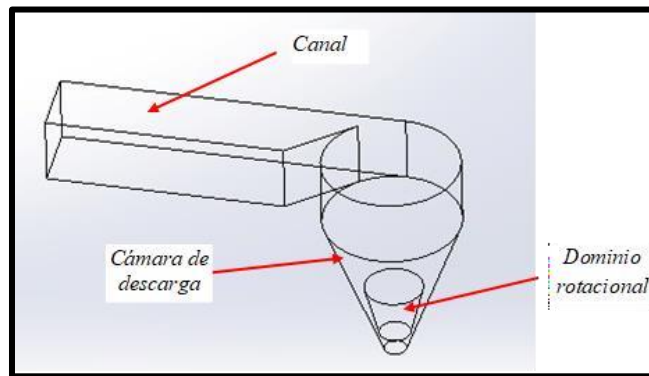
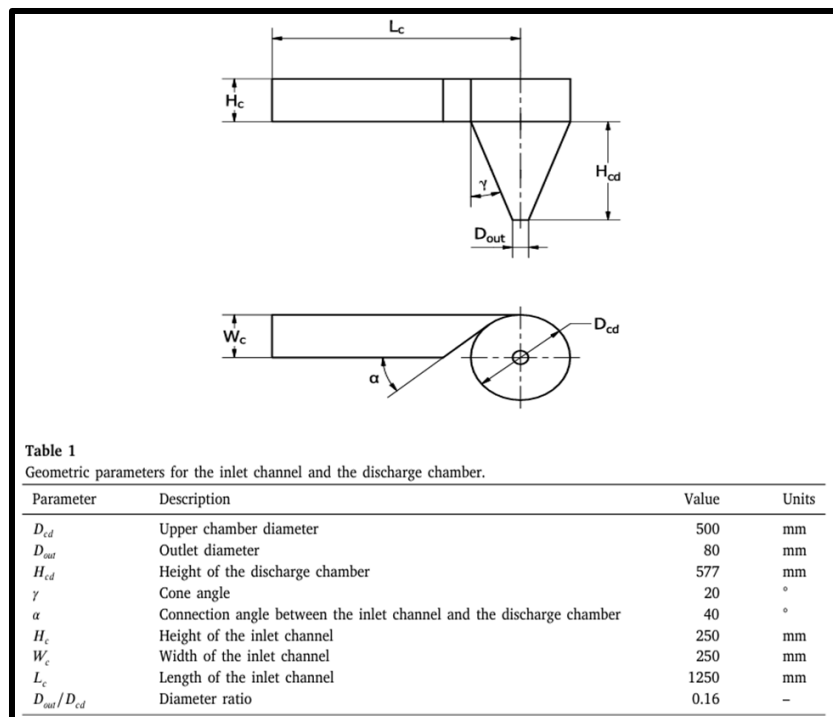


Figura 5.

Geometría canal y cámara de descarga

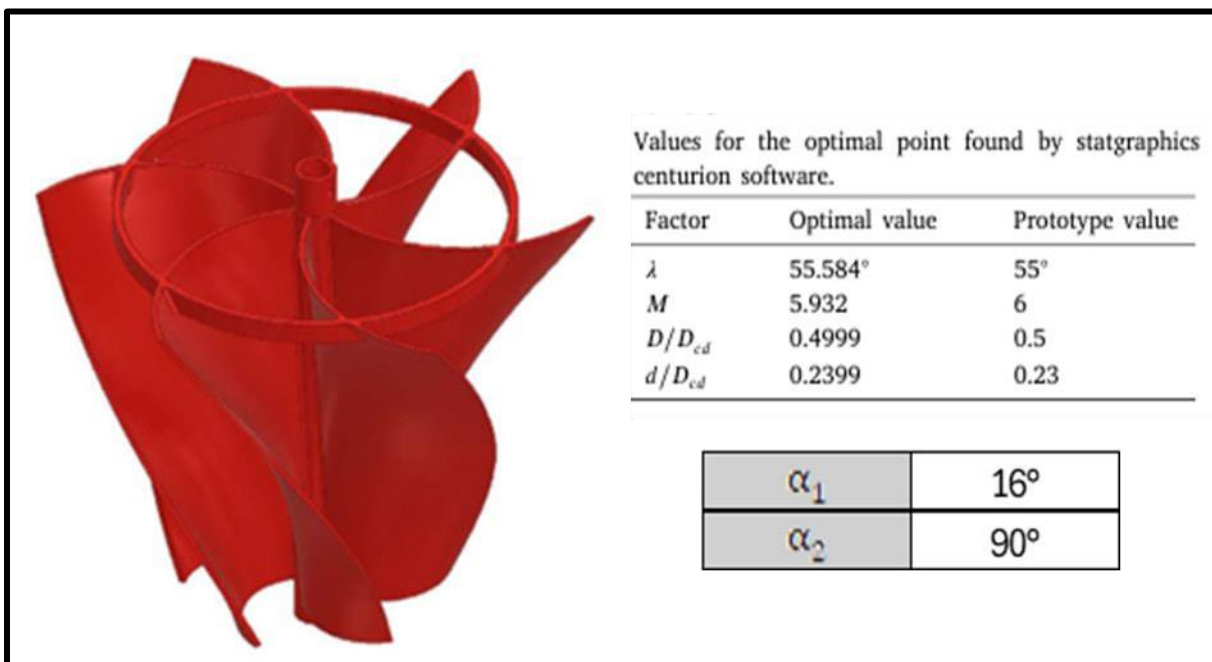


Nota. Tomado de: Betancour, J.; Romero-Menco, F.; Velásquez, L.; RubioClemente, A.; Chica, E. (2023) Design and optimization of a runner for a gravitational vortex turbine using the response surface methodology and experimental tests. *Renewable Energy*, 210 pp. 306-320

Para la geometría del rotor se optó por una geometría curva y torsionada, representada en la Figura 6. Esta configuración fue la utilizada por los autores en sus pruebas arrojando los mejores resultados durante la etapa inicial de simulación. Esta geometría fue previamente optimizada por los autores para su implementación en ambos escenarios: experimental y computacional.

Figura 6.

Geometría rotor de autores



Nota. Tomado de: Betancour, J.; Romero-Menco, F.; Velásquez, L.; RubioClemente, A.; Chica, E. (2023) Design and optimization of a runner for a gravitational vortex turbine using the response surface methodology and experimental tests. *Renewable Energy*, 210 pp. 306-320

Para el diseño de la geometría de la turbina fue necesario calcular los ángulos de entrada y salida de los álabes (β_1 y β_2), empleando las ecuaciones de Euler para turbomáquinas presentadas por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023),

específicamente las ecuaciones 22 y 26. Según esta literatura, se definieron un ángulo de entrada del fluido $\alpha_1 = 16^\circ$ y un ángulo de salida $\alpha_2 = 90^\circ$. La correcta definición de estos ángulos es fundamental, ya que, según el triángulo de velocidades establecido en la ecuación de Euler, se deben garantizar valores óptimos en los ángulos de entrada y salida del fluido para maximizar la transferencia de energía entre el fluido y los alabes. Por lo tanto, al diseñar los alabes con estos ángulos, se asegura que las condiciones de entrada y salida del fluido sean consistentes con la teoría.

$$K = \frac{Q}{h} \quad [13]$$

K es la fuerza del vórtice, se expresa en unidades de m^2/s

Q es el caudal que pasa por el canal, se expresa en m^3/s .

h es la posición vertical desde la superficie del vórtice hasta el centroide de la turbina, se expresa en m.

$$Q = V * A \quad [14]$$

Q es el caudal que pasa por el canal, se expresa en m^3/s .

V es la velocidad de entrada en el canal, dada en m/s.

A es el área de la sección transversal en el canal, está dado en metros.

$$V_\theta = \frac{K}{2 * \pi * r} \quad [15]$$

V_θ es una componente de la velocidad tangencial del vórtice, se expresa en m/s.

K es la fuerza del vórtice, se expresa en unidades de m^2/s

r es el radio del vórtice; se expresa en metros.

$$V_1 = \sqrt{2 * g * H} \quad [16]$$

V_1 es una componente de la velocidad tangencial del vórtice debido a la energía potencial, se expresa en m/s.

g es la fuerza gravitacional, se expresa en m/s^2 .

H es la altura desde la superficie libre del fluido en el canal hasta el centroide de la turbina, se expresa en metros.

$$V_{a1} = V_1 + V_\theta \quad [17]$$

V_{a1} es la velocidad absoluta del fluido, se expresa en m/s.

V_1 es una componente de la velocidad tangencial del vórtice debido a la energía potencial, se expresa en m/s.

V_θ es una componente de la velocidad tangencial del vórtice, se expresa en m/s.

$$u_1 = \frac{\pi * D_1 * N}{60} \quad [18]$$

u_1 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

N son las revoluciones por minuto del rotor.

D_1 es el diámetro del rotor, expresado en metros.

$$V_{r1} = \sqrt{u_1^2 + V_{a1}^2 - 2u_1 * V_{a1} * \cos\alpha_1} \quad [19]$$

V_{r1} es la velocidad relativa entre el fluido y el alabe de la turbina, se expresa en m/s.

u_1 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

V_{a1} es la velocidad absoluta del fluido, se expresa en m/s.

u_1 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

α_1 es el ángulo del fluido de entrada.

$$V_{m1} = V_{a1} * \sin(\alpha_1) \quad [20]$$

V_{a1} es la velocidad absoluta del fluido, se expresa en m/s.

V_{m1} es la velocidad meridional, se expresa en m/s.

α_1 ángulo de entrada del fluido al rotor, se expresa en grados.

$$V_{u1} = V_{a1} * \cos(\alpha_1) \quad [21]$$

V_{a1} es la velocidad absoluta del fluido, se expresa en m/s.

α_1 ángulo de entrada del fluido al rotor, se expresa en grados.

V_{u1} es la velocidad tangencial del fluido en la entrada del rotor, expresado en m/s.

$$\beta_1 = \tan^{-1} * \left(\frac{V_{m1}}{V_{u1}-u_1} \right) \quad [22]$$

V_{u1} es la velocidad tangencial del fluido en la entrada del rotor, expresado en m/s.

u_1 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

V_{m1} es la velocidad meridional, se expresa en m/s.

β_1 ángulo de entrada del alabe, expresado en grados.

A continuación, se presenta las ecuaciones de velocidad (Ecuaciones 22, 23 y 24) en la salida del rotor mencionadas por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023). Para la velocidad absoluta que es la misma velocidad meridional dado que $\alpha_2 = 90^\circ$, con este valor de α_2 también se tiene que la velocidad tangencial del fluido se aprovechó toda en el intercambio de energía con el rotor, por ende, no tenemos en la salida componente de velocidad tangencial del fluido y por último la ecuación de la velocidad tangencial del alabe, la velocidad relativa y el ángulo β .

$$u_2 = \frac{\pi * D_2 * N}{60} \quad [23]$$

u_2 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

N son las revoluciones por minuto del rotor.

D_2 es el diámetro del rotor, expresado en metros.

$$V_{m2} = u_2 * \text{tang}(\alpha_2) \quad [24]$$

α_2 ángulo del fluido a la salida del rotor, se expresa en grados.

V_{m2} es la velocidad meridional en la salida del rotor, se expresa en m/s.

u_2 es la velocidad tangencial del alabe en la salida del rotor, se expresa en m/s.

$$V_{r2} = \sqrt{u_2^2 + V_{m2}^2} \quad [25]$$

V_{r2} es la velocidad relativa entre el fluido y el alabe de la turbina, se expresa en m/s.

u_2 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

V_{m2} es la velocidad meridional en la salida del rotor, se expresa en m/s.

$$\beta_2 = \text{tang}^{-1} * \left(\frac{V_{m2}}{u_2} \right) \quad [26]$$

V_{m2} es la velocidad meridional en la salida del rotor, se expresa en m/s.

u_2 es la velocidad tangencial del alabe de la turbina, se expresa en m/s.

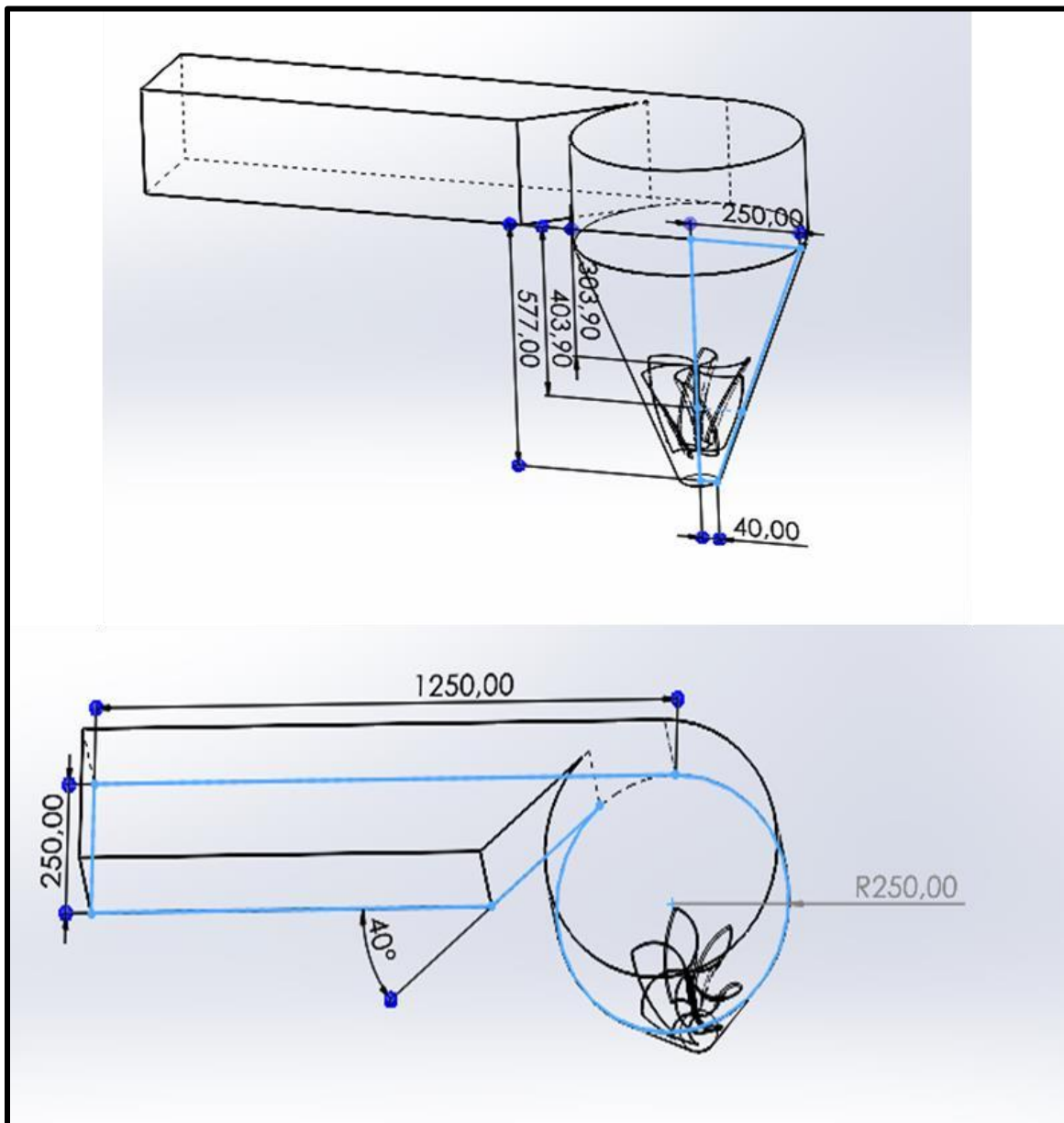
β_2 ángulo de salida del alabe, expresado en grados.

| |
|--|
| $\beta_1 = 30^\circ$ $\beta_2 = 45^\circ$ |
|--|

En las Figuras 7 y 8 se presenta la geometría global y el diseño del rotor de la turbina modelado mediante el software SolidWorks.

Figura 7.

Parámetros dimensionales geometría global



Adicionalmente, la Figura 9 muestra las dimensiones de los álabes en vista superior e inferior, así como la ubicación de los ángulos de entrada y salida previamente calculados y mencionados.

Figura 8.

Parámetros dimensionales del rotor

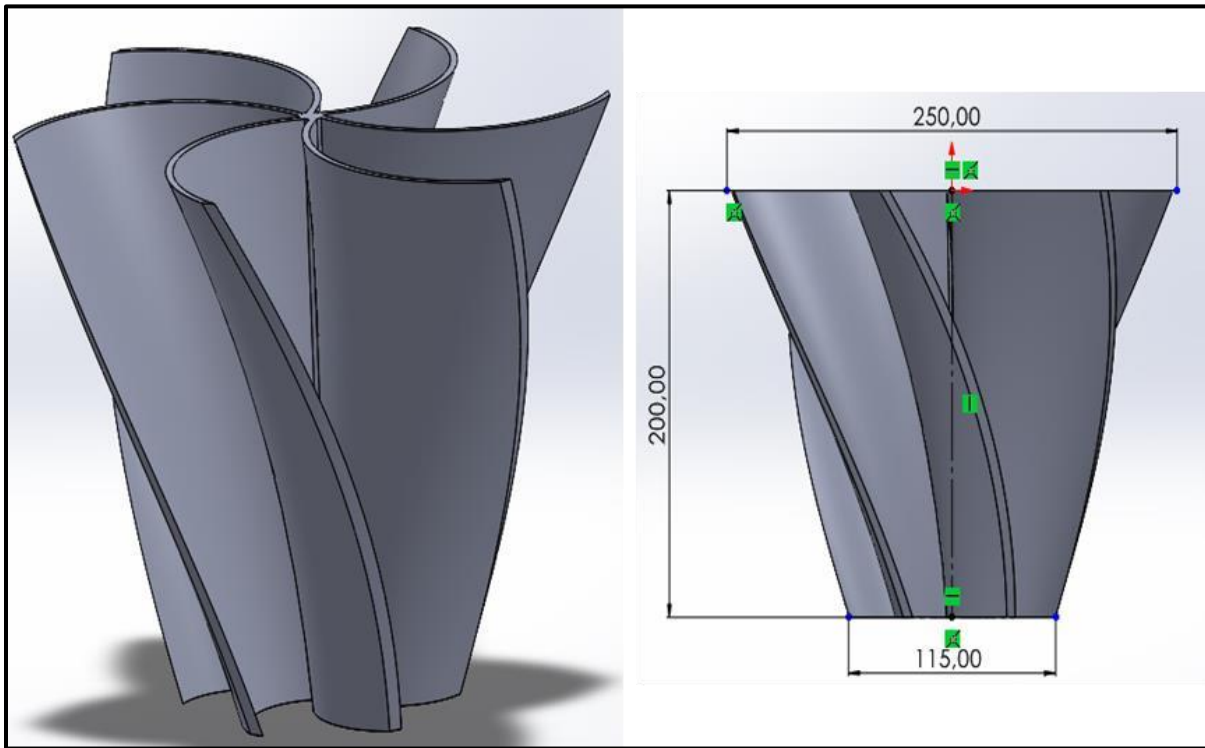
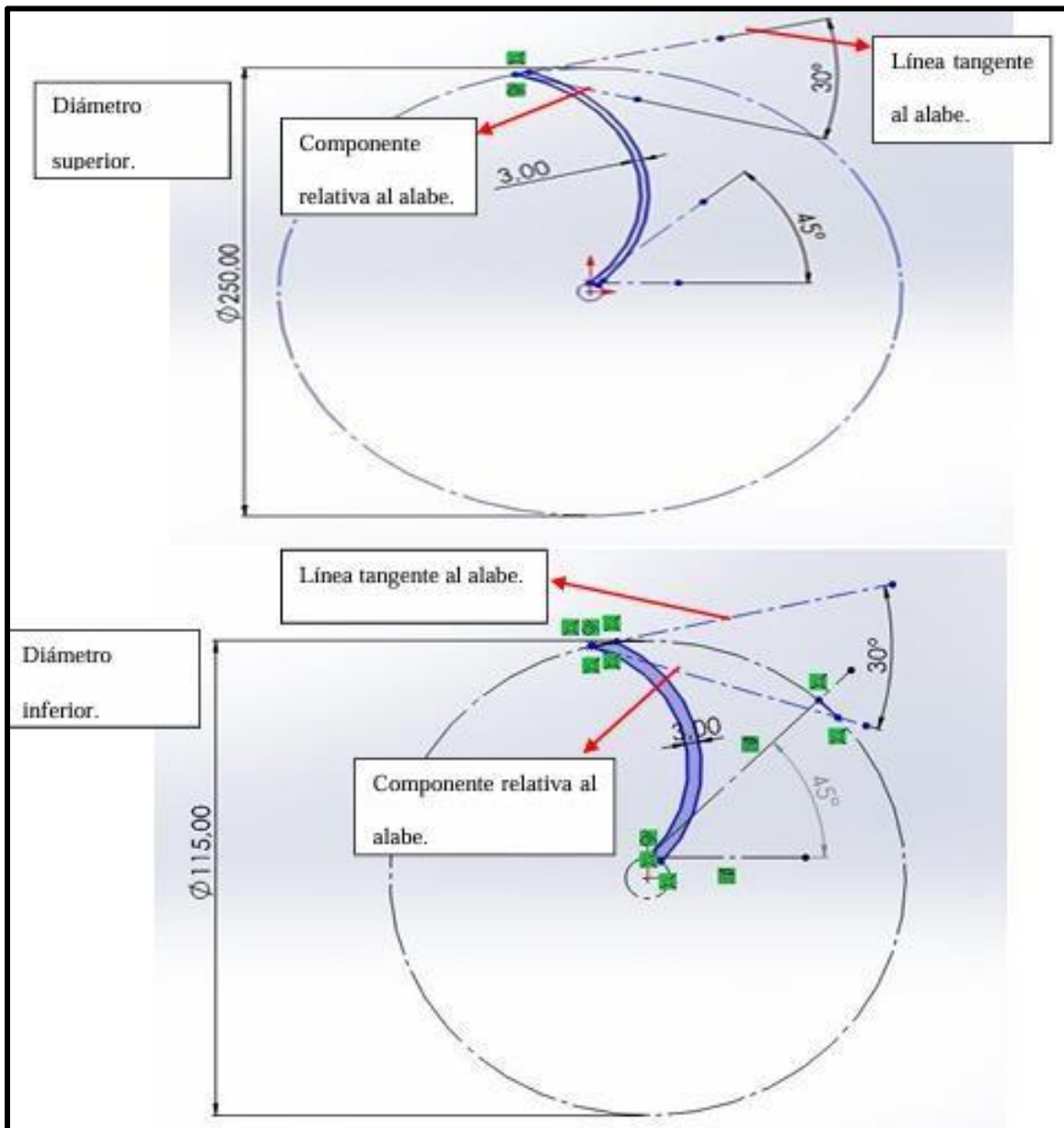


Figura 9.

Dimensiones de los alabes: Parte superior e inferior



5.2 Simulación numérica.

Una vez definida la geometría global (Canal, cámara y dominio rotacional) y del rotor, se procedió a realizar la simulación correspondiente mediante el uso del software ANSYS. Para su ejecución, se siguieron las etapas evidenciadas en la Tabla 2.

Tabla 2.

Etapas de la simulación



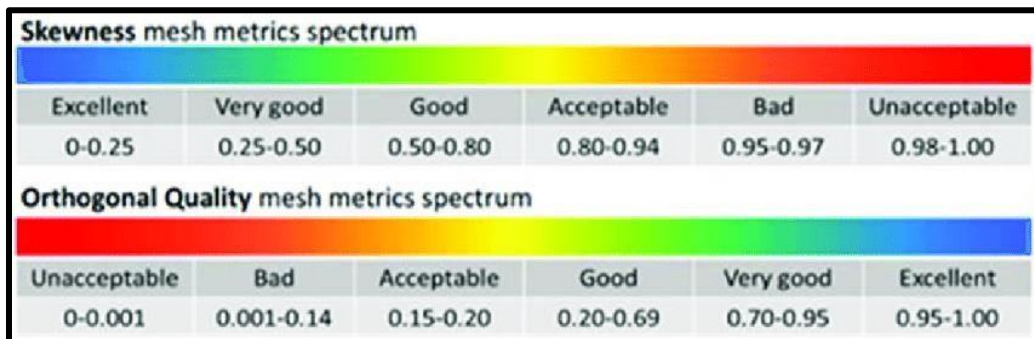
Es importante señalar que, durante la etapa de geometría, se utilizó la misma configuración global y del rotor previamente descrita en el capítulo anterior; por lo tanto, no se considera necesario repetir su exposición en este apartado. Por su parte, los resultados obtenidos se presentan y analizan en un capítulo posterior.

5.2.1 Mesh-mallado

Este proceso consiste en discretizar el dominio computacional mediante elementos. Para determinar la calidad de la malla y garantizar resultados confiables y precisos en la simulación, es fundamental considerar tres parámetros clave que definen su calidad, los cuales son: *Skewness*, Ortogonalidad y *Aspect Ratio*. Los valores recomendados para estos parámetros se muestran en la Figura 10.

Figura 10.

Rango de valores parámetros de calidad




Nota. Tomado de Ansys Inc.

Para la creación de la malla, en principio se utilizó el enmallador de *Fluid Flow* (Fluent), en el cual el usuario define el tamaño de los elementos de la malla, así como su orden, ya sea lineal o cuadrático, la tasa de crecimiento (*Grow Rate*) y la aplicación de herramientas de mallado, tanto globales como locales, con el fin de refinar y mejorar la calidad y apariencia de la misma, como se muestra en las Figuras 11 y 12. Además, para capturar la capa límite en las zonas donde se desea considerar los efectos viscosos del fluido cerca de las paredes, se empleó la herramienta de

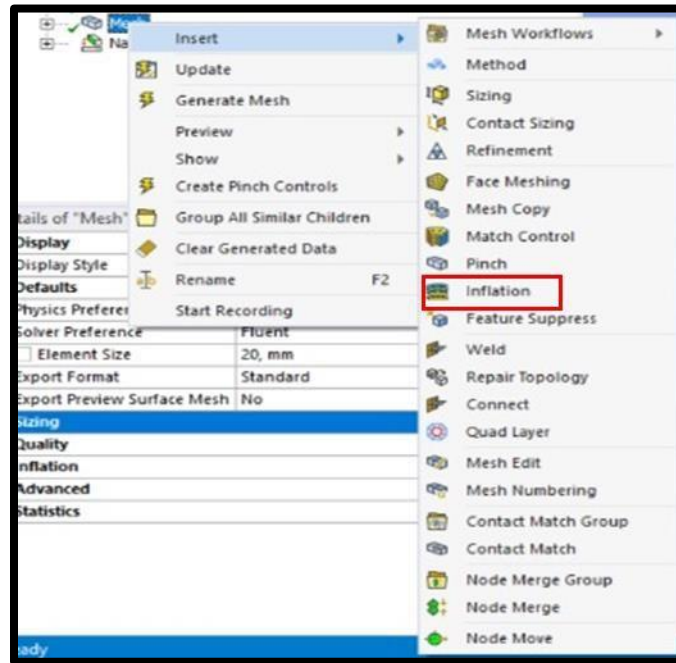
"inflation" (Figura 12). Para implementar esta herramienta, es necesario primero determinar la ubicación en la que se aplicará, que en este caso corresponde a las paredes de los alabes turbina.

Figura 11.

Interfaz enmallador Fluent



| Details of "Mesh" | |
|---|----------------------|
| Display Style | Use Geometry Setting |
| Defaults | |
| Physics Preference | CFD |
| Solver Preference | Fluent |
| <input type="checkbox"/> Element Size | 20, mm |
| Export Format | Standard |
| Export Preview Surface Mesh | No |
| Sizing | |
| Use Adaptive Sizing | No |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate | Default (1,2) |
| <input type="checkbox"/> Max Size | Default (40, mm) |
| Mesh Defeaturing | Yes |
| <input type="checkbox"/> Defeature Size | Default (0,1 mm) |
| Capture Curvature | Yes |
| <input type="checkbox"/> Curvature Min Size | Default (0,2 mm) |
| <input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle | Default (18,°) |
| Capture Proximity | No |
| Bounding Box Diagonal | 1783,3 mm |

Figura 12.*Herramientas de mallado*

Posteriormente, se definió el número de capas y el espesor de la primera capa o capa completa. Para este cálculo se empleó un valor de y^+ igual a 30, lo cual, según se indica en el capítulo 3.5.2 y se evidencia en la Figura 3, se ubica entre la región de amortiguamiento y de traslape de la capa límite. Para el cálculo del espesor de la primera capa se aplicaron las ecuaciones de 2 a 8. además, con asistencia de la calculadora (CFD Online, 2022). Para el cálculo del número de Reynolds fue necesario obtener la velocidad relativa en el alabe de la turbina la cual se calculó usando la ecuación 19. La elección de y^+ se debió a que, al aplicar la herramienta *inflation* sobre las paredes de la turbina con un valor menor a 30, el espesor de la primera capa resultaba considerablemente pequeño, lo que afectaba en gran parte los parámetros de calidad de la malla. En la Figura 13 se presentan los resultados obtenidos para 3 diferentes valores de y^+ , el espesor de la capa límite total, la primera capa límite y el número de capas. Como se mencionó

anteriormente, para las simulaciones posteriores se utilizó un y^+ de 30. En la Figura 14 se muestran los parámetros utilizados en el enmallador.

Figura 13.

Capas linmites obtenidas..

| δ [mm] | y^+ [adimensional] | y [mm] | N |
|---------------|----------------------|----------|----------|
| 5,46 | 1 | 9,90E-06 | 32 capas |
| | 5 | 0,04949 | 20 capas |
| | 30 | 0,29 | 10 capas |

Figura 14.

Herramientas de mallado

| Scope | |
|--|-----------------------|
| Scoping Method | Geometry Selection |
| Geometry | 1 Body |
| Definition | |
| Suppressed | No |
| Boundary Scoping Method | Geometry Selection |
| Boundary | 26 Faces |
| Inflation Option | First Layer Thickness |
| <input type="checkbox"/> First Layer Height | 0,29 mm |
| <input checked="" type="checkbox"/> Maximum Layers | 10 |
| <input type="checkbox"/> Growth Rate | 1,1 |
| Inflation Algorithm | Pre |

Modelo 1

Inicialmente se implementó el enmallador de Fluent con el modelo de geometría 1 (Figura 15), el cual consiste en una geometría definida como un solo cuerpo, tal como fue utilizado por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) en la Figura 4.

Al generar la malla correspondiente (Figura 16), se evidenció una configuración poco confiable, ya que se obtuvieron elementos tetraédricos que presentaban formas irregulares. Además, los parámetros de calidad, en particular el *skewness*, no eran adecuados, dado que, según (Ansys Inc, 2015), su valor máximo debe ser inferior a 0.95.

Figura 15.

Geometría como un solo cuerpo

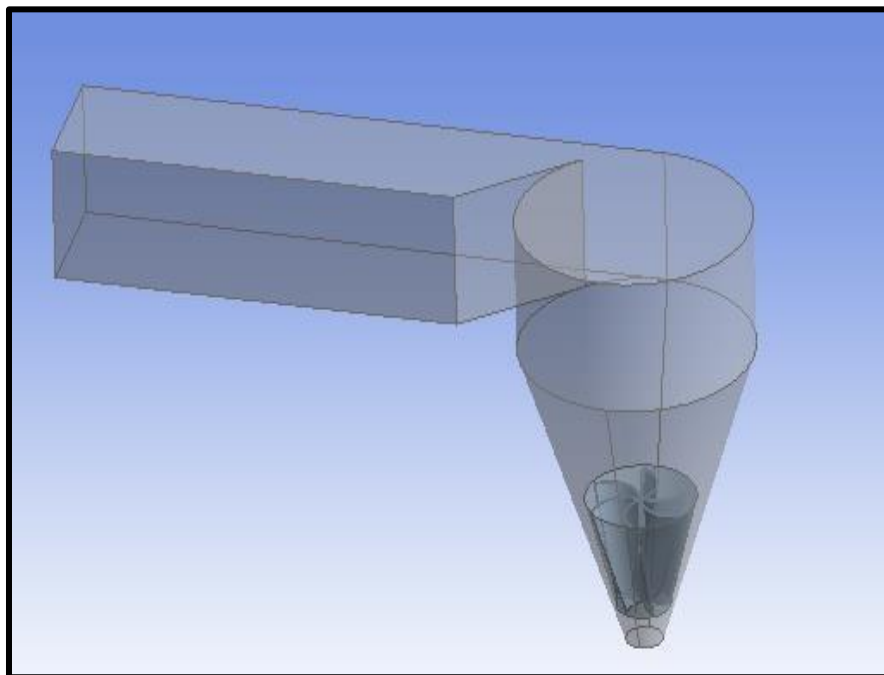
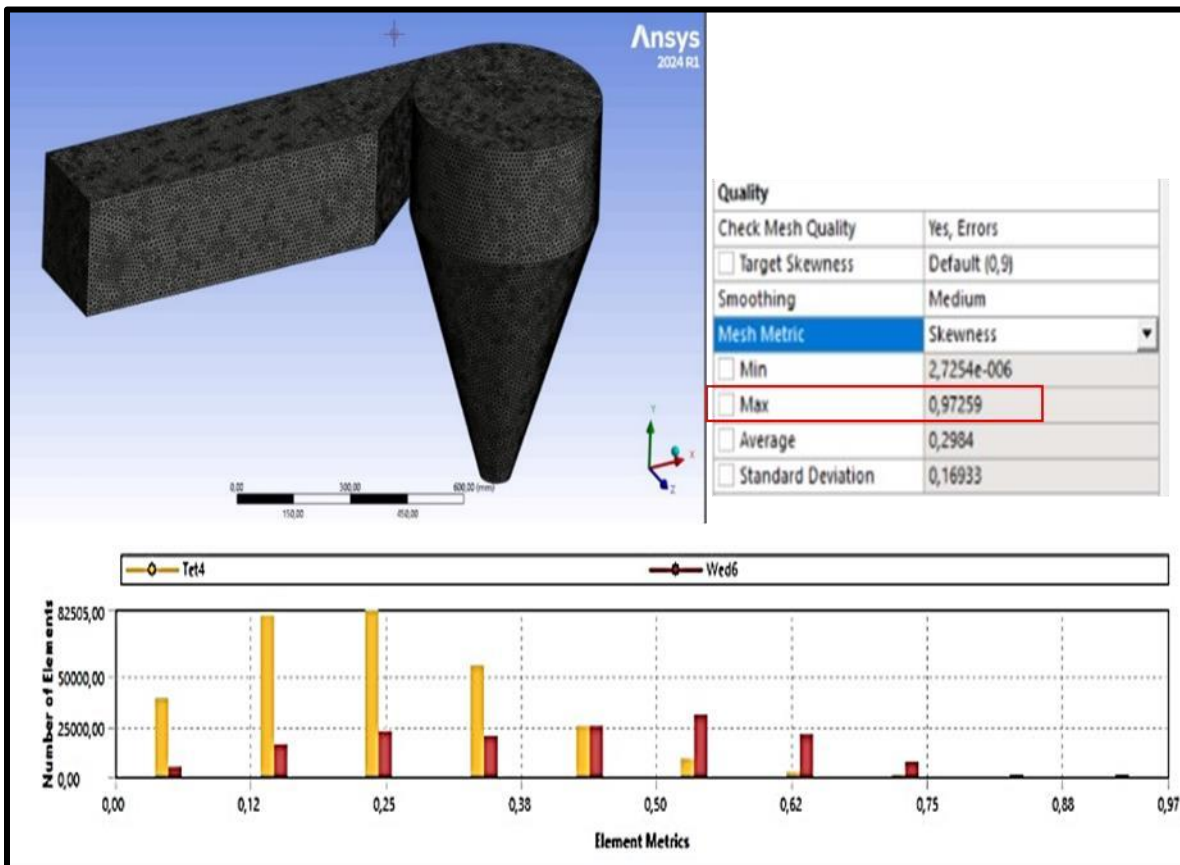


Figura 16.*Mallado del modelo 1*

Modelo 2

Debido a la mala calidad del mallado presentado en el modelo 1, se probó un modelo 2 (Figura 17). Se seccionó la geometría en partes para garantizar elementos hexaédricos con el fin de mejorar la calidad de la malla. El canal se seccionó en dos partes, el canal rectangular y el canal con estrechamiento, el cilindro formado en la entrada de la cámara se seccionó del cono de descarga, este cilindro a su vez se dividió en más partes. El cono de descarga se seccionó en tres conos, superior, medio e inferior y estos se seccionaron en más partes. En la Figura 18, se ilustra el mallado del modelo 2, se aprecian elementos hexaédricos con formas más definidas, pero sin

una mejora significativa en los parámetros de calidad. Además, se seguían detectando elementos de mala calidad más exactamente en el dominio rotacional y en el cono de descarga medio de la geometría, ya que los elementos en estas ubicaciones seguían siendo elementos tetraédricos.

Figura 17.

Geometría seccionada por partes

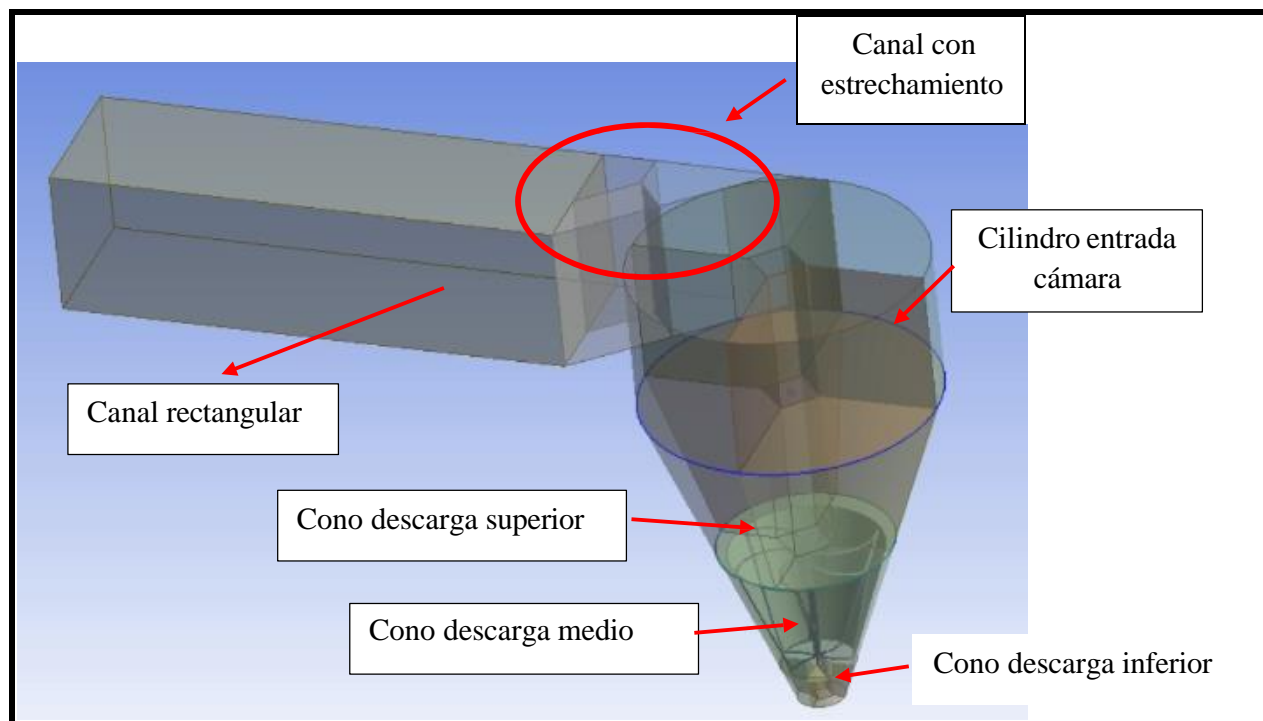
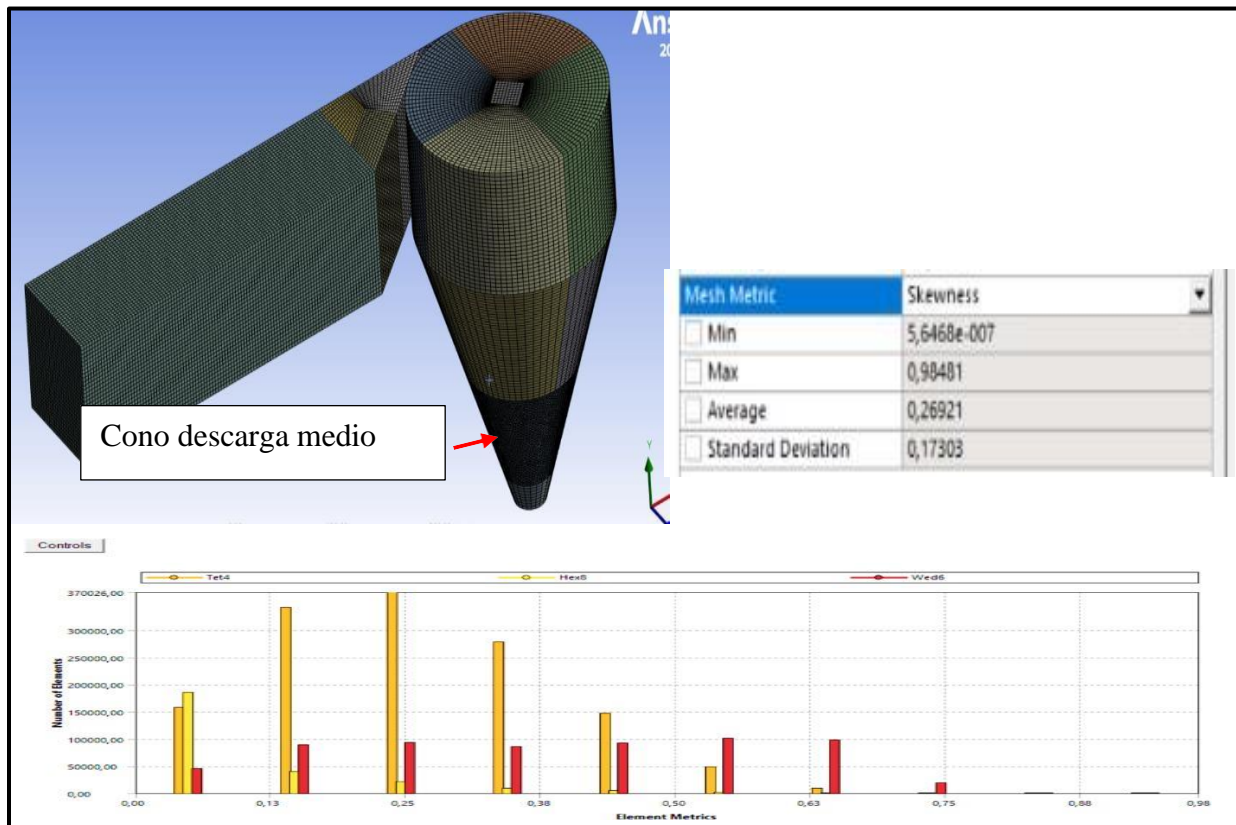
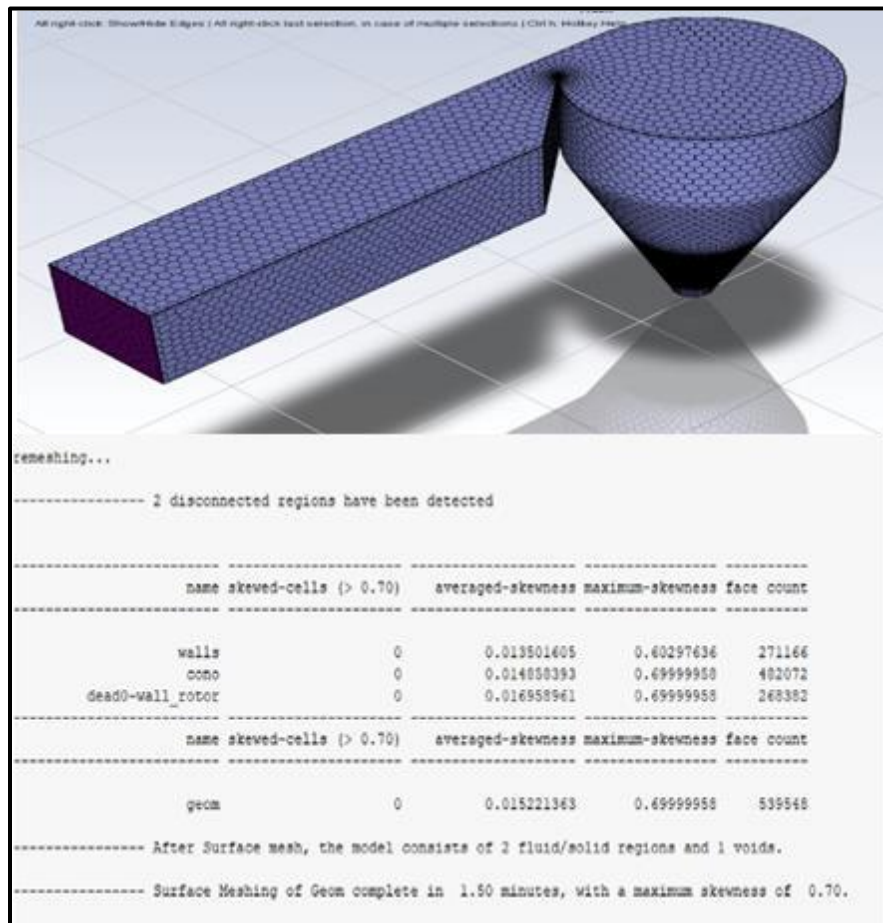


Figura 18.*Mallado del modelo 2*

Al determinar que la calidad y aspecto de la malla no alcanzo los valores de calidad deseados, se procedió a utilizar el mallador Fluent With Meshing Fluent el cual se infiere que fue el utilizado por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) en su proyecto. Este mallador brinda una mejor apariencia y calidad de malla que la que arrojaba Fluid Flow (Fluent) tal como se evidencia en la Figura 19. Sin embargo, esta malla presentó problemas de divergencia de la solución. Además, presentó un elevado número de elementos, por lo tanto, se optó por seguir usando el mallador Fluid Flow (Fluent) para dar continuidad al proyecto.

Figura 19.*Mallado con Fluent With Meshing*

Modelo 3

Debido al alto número de elementos y a la presencia persistente de elementos de baja calidad en el dominio rotacional, se optó por realizar modificaciones obteniendo un modelo 3 (Figura 20 y 21). El modelo 3 se dividió en 2 métodos. El método 1 (figura 22) presento problemas aparentemente de compatibilidad en la malla. El método 2 (Figura 23) arrojó un skewness alto dado que al intentar seccionar el dominio rotacional en cilindros tal como se ve en la Figura 21, se creaban cortes en las paredes del rotor generando como consecuencia elementos muy puntiagudos

empeorando la calidad de la malla. Debido a esto, se optó por aplicar un redondeo en el dominio rotacional y en el rotor, con el fin de refinar y mejorar la calidad de la malla.

Figura 20.

Método 1. Dominio rotacional seccionado por partes

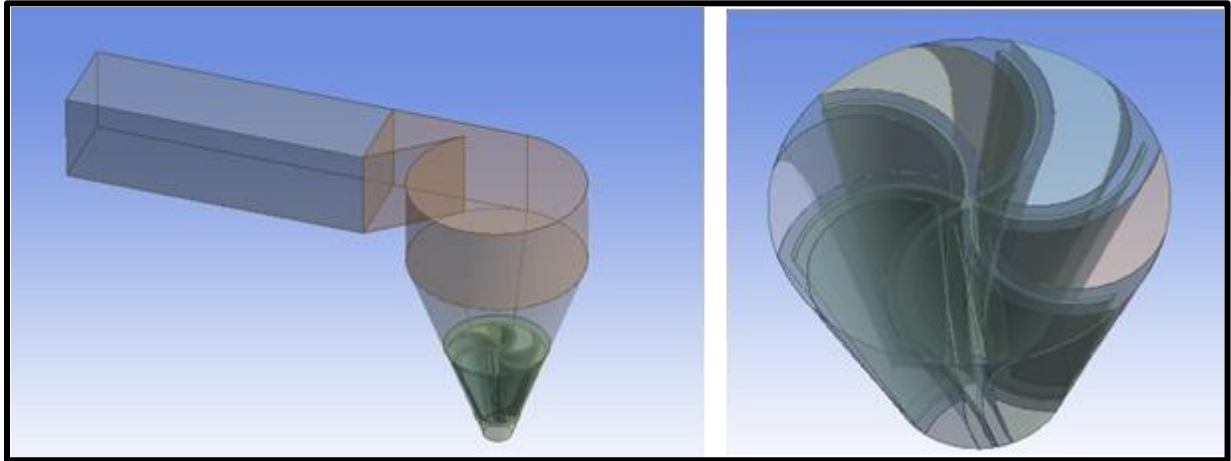


Figura 21.

Método 2. Dominio rotacional seccionado por partes

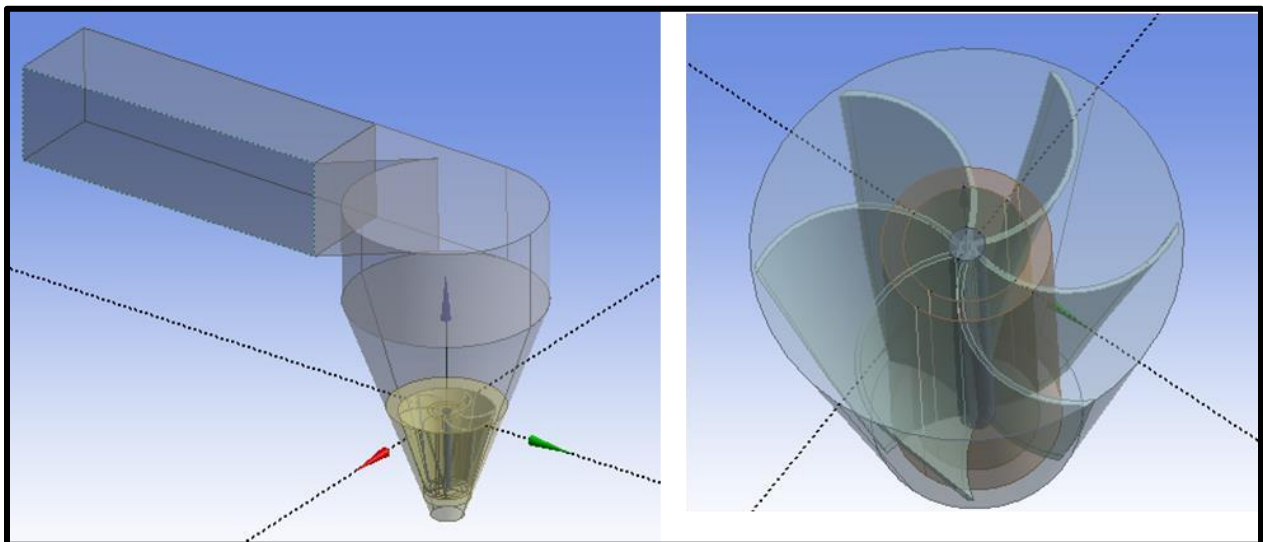


Figura 22.

Método 1. Mallado del modelo 3

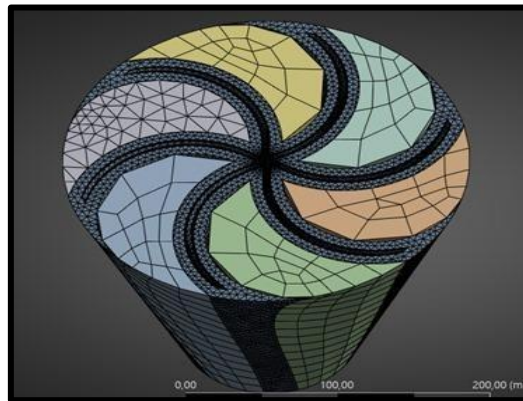
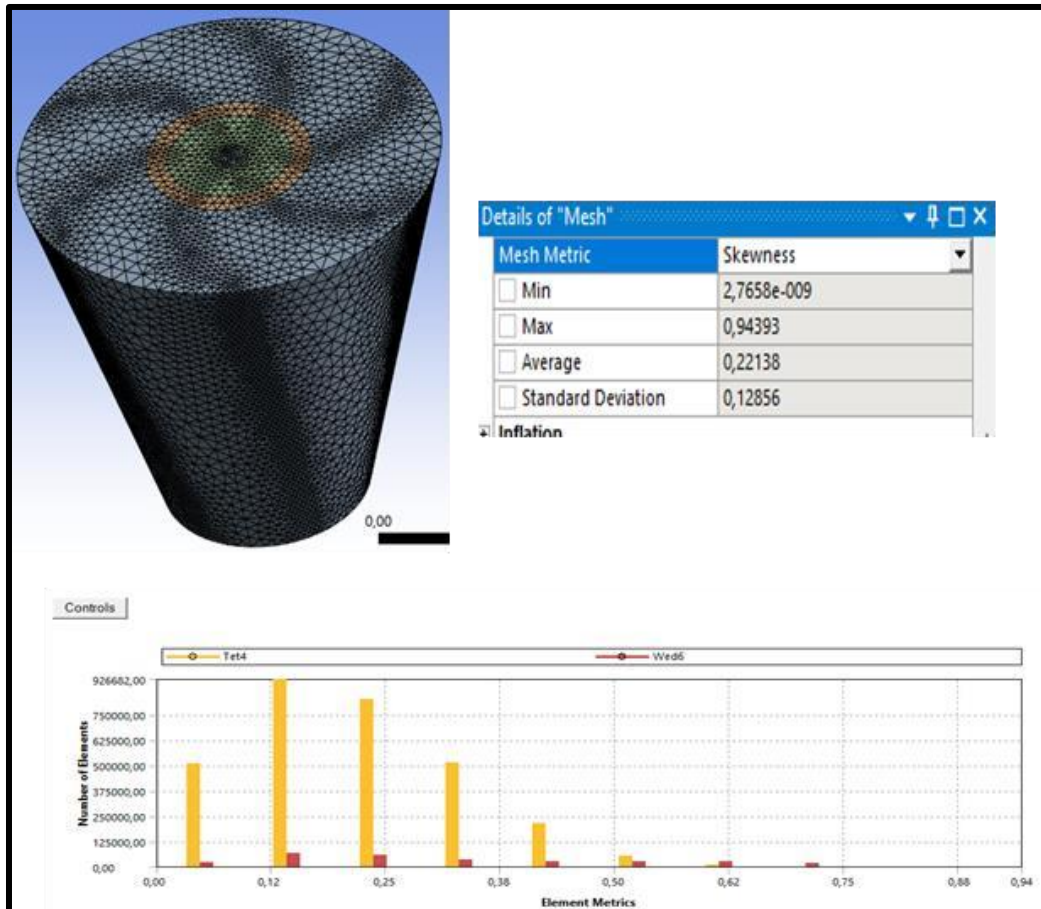


Figura 23.

Método 2. Mallado del modelo 3



Modelo 4

Como se mencionó anteriormente, se decidió no seccionar la geometría, pero sí aplicar un redondeo tanto en el dominio rotacional como en el rotor y en la geometría global, con el objetivo de refinar y mejorar la calidad de la malla (Figura 24). Como resultado, se obtuvo una mejora significativa en la calidad y apariencia de la malla, tal como se evidencia en la Figura 25. No obstante, esta mejora implicó, en primer lugar, un aumento considerable en el número de elementos, superando los 15 millones, y además se conservaron elementos tetraédricos en las zonas previamente mencionadas.

Figura 24.

Dominio estacionario y rotacional con redondeo

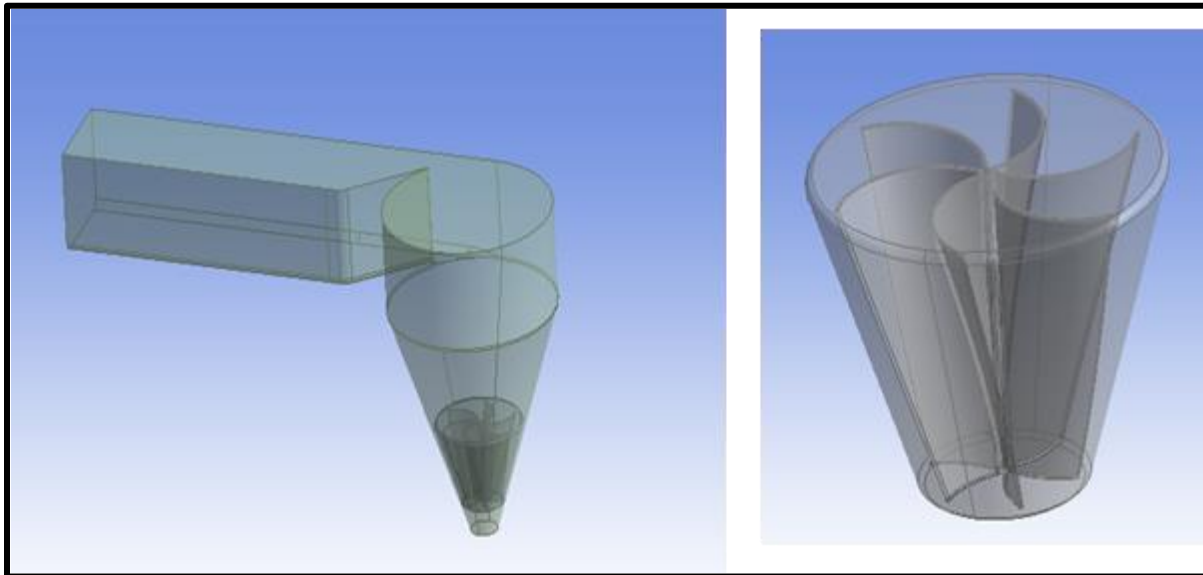


Figura 25.*Mallado del modelo 4*

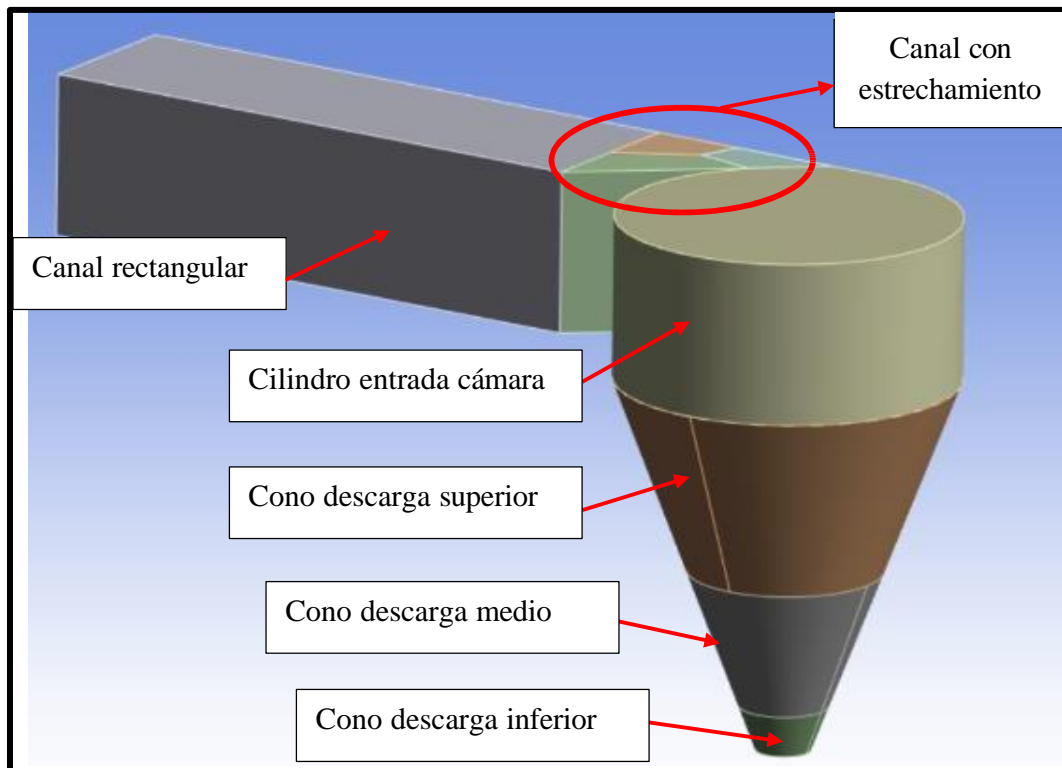
Modelo 5

Dado que en los modelos anteriores no se logró resolver adecuadamente el problema de la calidad de la malla excepto en el modelo 4, el cual se no consiguió implementar debido a su alto costo computacional asociado al elevado número de elementos, fue necesario proponer un modelo

5, mostrado en la Figura 26. En este modelo, la geometría global fue seccionada en distintas partes: canal rectangular, canal con estrechamiento, cilindro de entrada a la cámara, y conos de descarga superior, medio e inferior, tal como se ilustra en la misma Figura.26.

Figura 26

Modelo 5-Geometría seccionada.

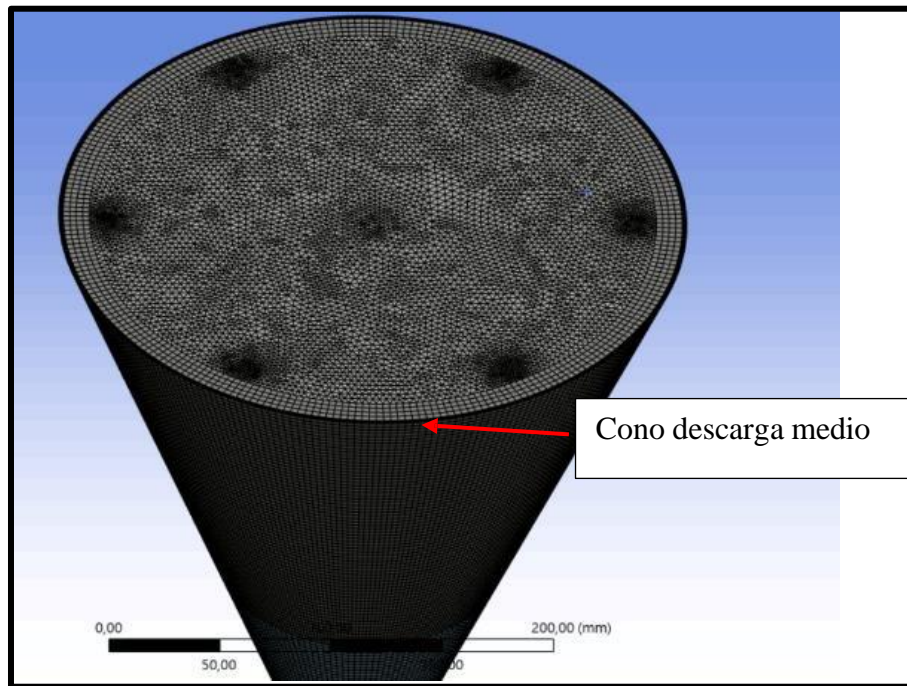


En base en las observaciones de los modelos anteriores, se evidenció que la malla generada presentaba elementos hexaédricos al seccionar la geometría tal como se evidencia en la Figura 18, lo cual contribuyó a disminuir el costo computacional y a mejorar la calidad del mallado; además, también se identificó la presencia de elementos tetraédricos en el cono de descarga medio (Figura

18), por lo que se optó por modificar esta región, como se muestra en la Figura 27, con el fin de garantizar que los elementos en dicha zona fueran completamente hexaédricos.

Figura 27.

Mallado del modelo 5



En el modelo 4 (Figura 25), se evidenció una mejora en el parámetro de *skewness* al redondear las esquinas de la turbina y del dominio rotacional. Por esta razón, se optó por aplicar el redondeo únicamente en la superficie externa de los álabes que se ilustra en la Figura 28, con el fin de mejorar la resolución de los gradientes de velocidad en la entrada del ducto de la turbina. Esta región es crítica, ya que esta región corresponde a la entrada del fluido en la turbina, donde se generan fuertes gradientes de velocidad y turbulencia. Por tanto, es fundamental contar con una malla de buena calidad que permita resolver adecuadamente el comportamiento del flujo. La Figura 29 y 30 muestran las dimensiones del diámetro superior e inferior, así como los ángulos de

entrada y salida de los alabes de la turbina después de aplicar el redondeo. Por otro lado, la Figura 31 evidencia la mejora de la calidad de la malla en este modelo enfocado en el *skewness*.

Figura 28.

Redondeo en la turbina del modelo 5

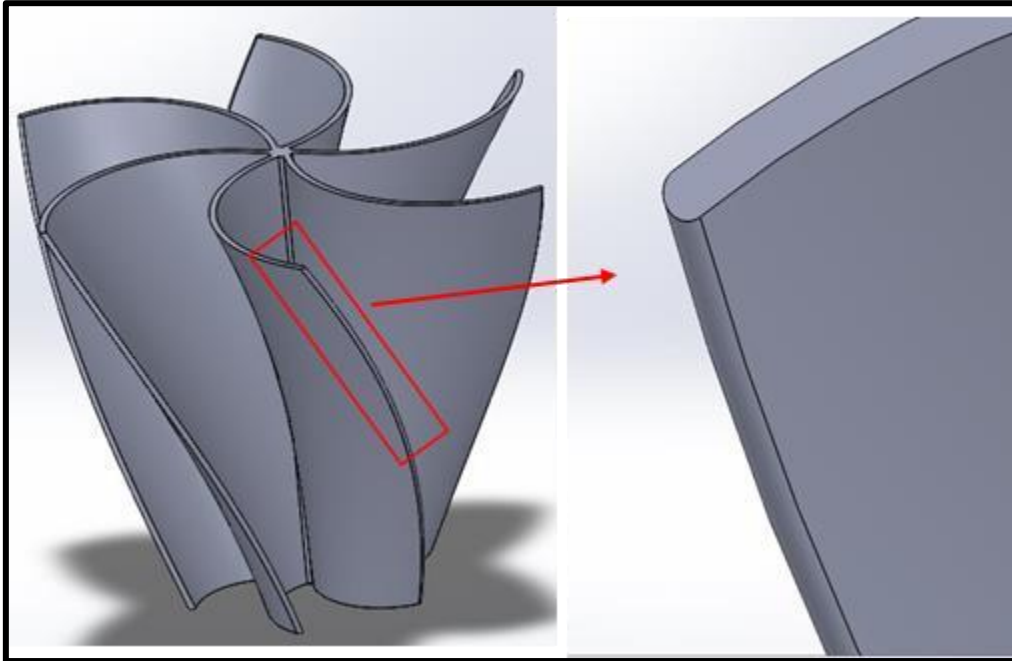


Figura 29.

Alabes inferiores

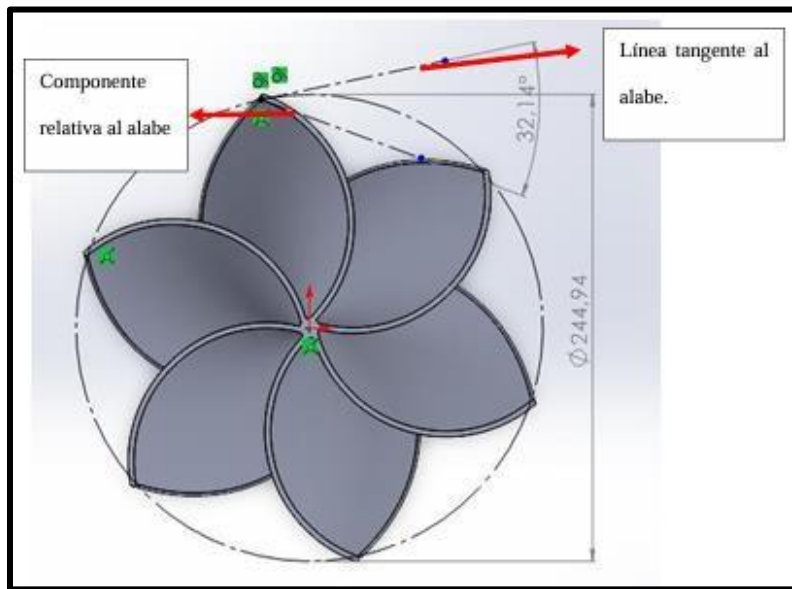


Figura 30.

Alabes inferiores

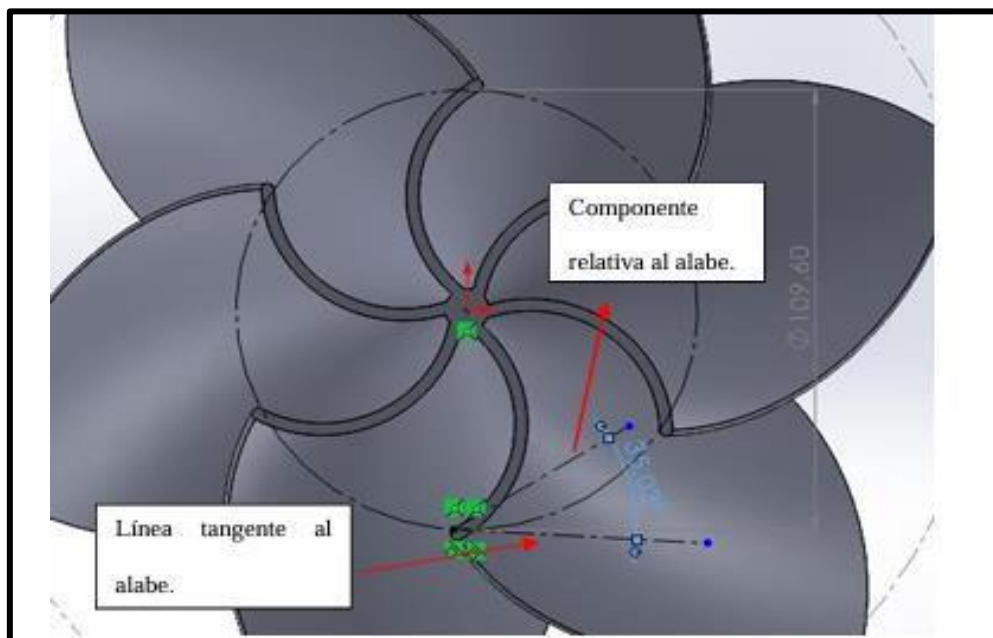
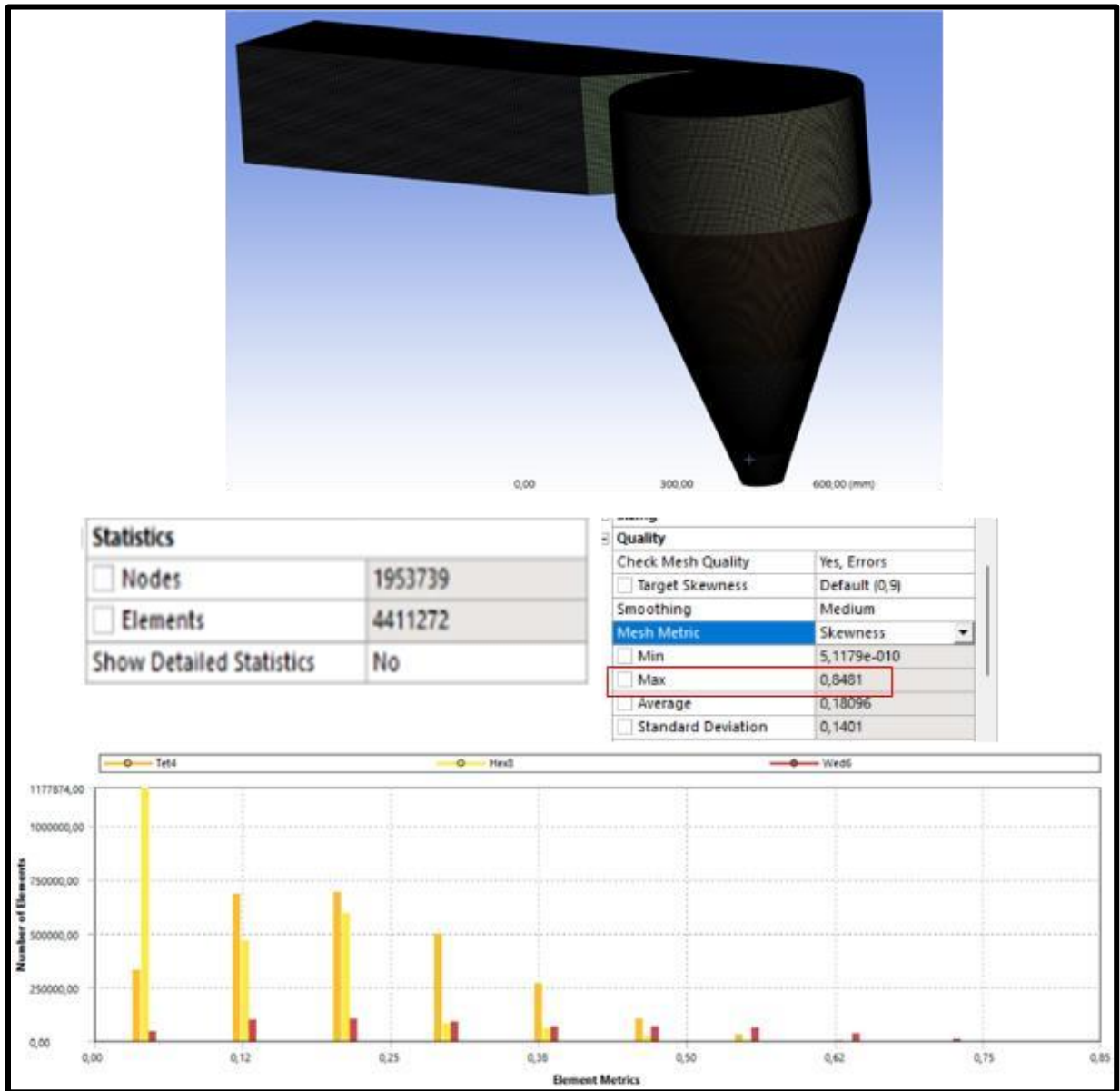


Figura 31.*Mallado del modelo 5*

Con esta modificación, el canal como la cámara de descarga están conformados por elementos hexaédricos, a excepción del dominio rotacional y el cilindro entrada cámara, se puede evidenciar la presencia predominante de elementos hexaédricos en las Figuras 32, 33, 34, 35,36 y 37.

Figura 32.

Canal rectangular

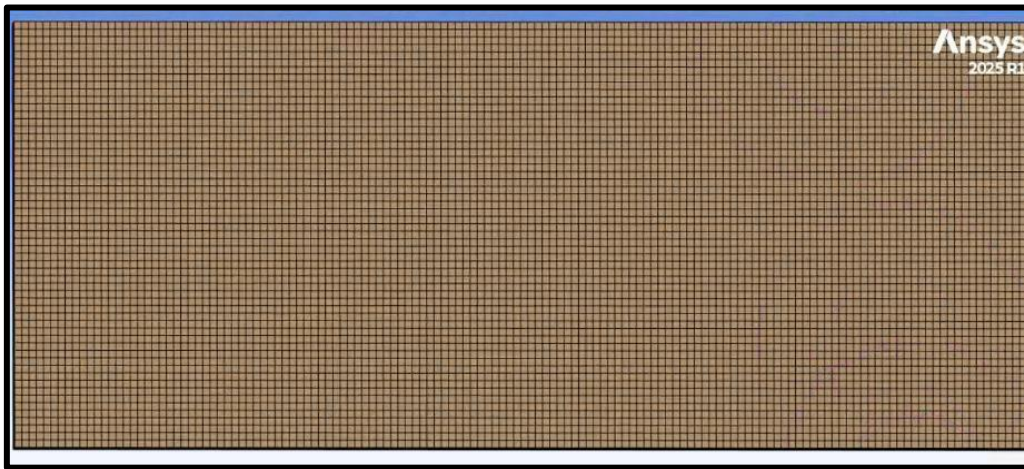


Figura 33.

Canal con estrechamiento

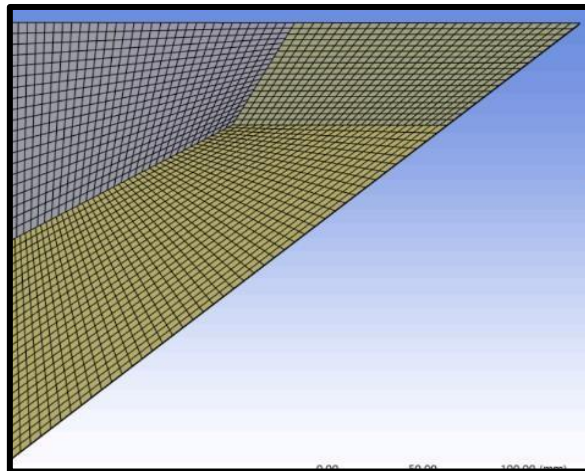
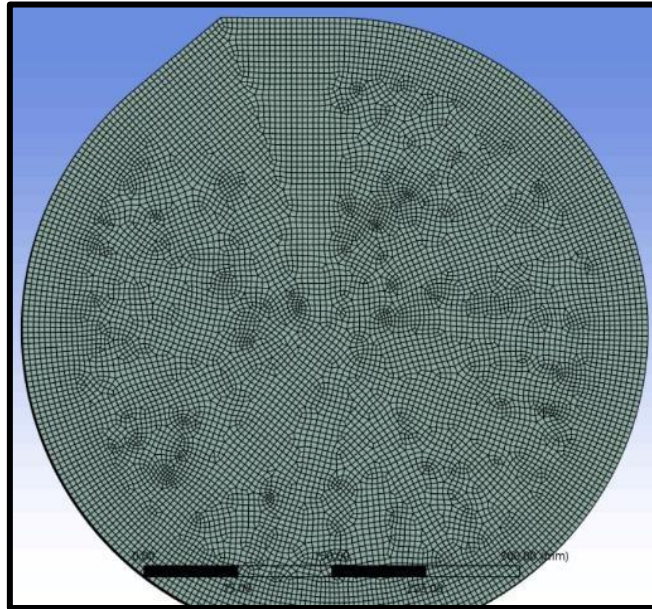


Figura 34.

Cilindro entrada cámara

**Figura 35.**

Cono descarga superior

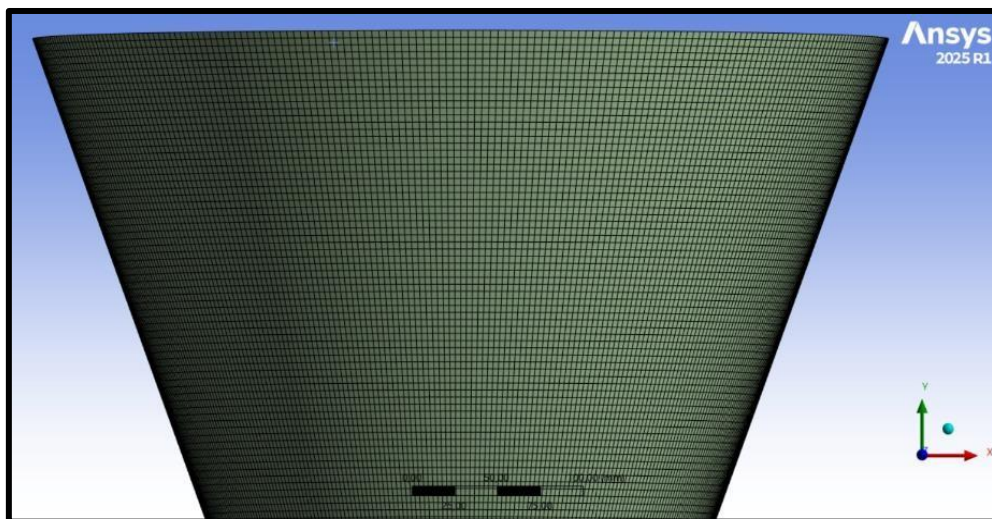


Figura 36.

Cono descarga medio

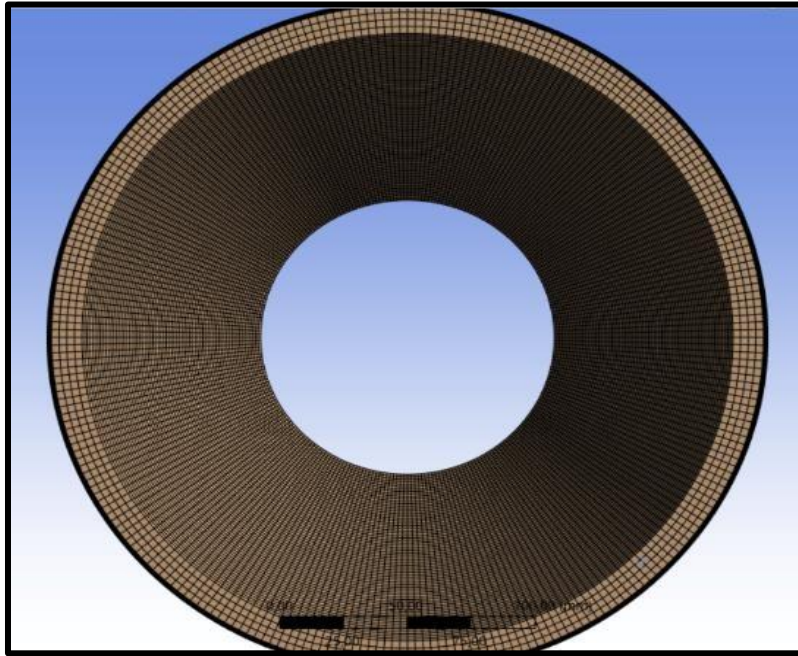
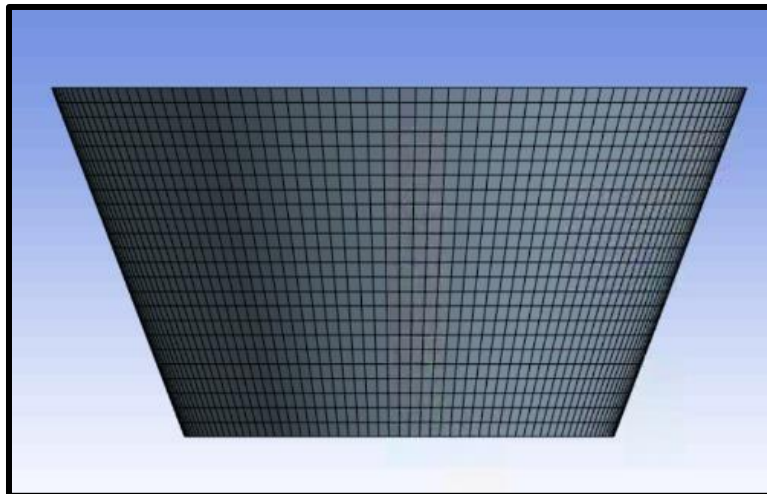


Figura 37.

Cono descarga inferior



Finalmente, como resumen de las modificaciones realizadas en la geometría para mejorar la calidad de la malla se presenta lo siguiente: En el modelo 2, se presentó una dificultad técnica en la simulación asociado a las interfaces. El método 1 del modelo 3 presentaron problemas durante la etapa de simulación, aparentemente debido a un error de compatibilidad relacionado con la malla; para el método 2 del modelo 3, por su parte, presentó el problema previamente mencionado: la aparición de elementos que deterioraron la calidad global de la malla. En cuanto al modelo 4, generó una cantidad excesiva de elementos y presenta elementos tetraédricos lo que implicaba un elevado costo computacional. Debido a las limitaciones del equipo disponible, no fue posible ejecutar las simulaciones con este modelo. Por estas razones, y debido a que los resultados obtenidos durante la validación no eran satisfactorios, se optó por utilizar el modelo 5 (Ver Figura 26) para la simulación de validación ya que este modelo es la combinación y modificación de los modelos anteriores. Además, presentó una menor cantidad de elementos en comparación con el modelo 4 y mostró valores aceptables del parámetro de calidad *Skewness* y una proporción adecuada de elementos hexaédricos.

Convergencia de malla

Antes de definir la malla definitiva para la simulación de validación, se realizó un análisis de convergencia de malla. Este consistió en probar cuatro mallas correspondientes a la geometría del modelo 5 (Figura 26), cada una con diferente número de elementos, con el objetivo de determinar a partir de cuántos elementos los resultados de torque no variaban significativamente. Cabe aclarar que se usó una velocidad angular fija para estas simulaciones. De esta manera, se garantizó el uso del número de elementos necesarios, optimizando el costo computacional y reduciendo el tiempo de simulación. Estas simulaciones se ejecutaron de la misma manera,

siguiendo el mismo procedimiento descrito en la segunda simulación presentada en el capítulo 5.2.2.

En la Tabla 3 se presenta la información de cada malla evaluada, junto con los resultados obtenidos en la simulación correspondiente.

Tabla 3.

Resultados de mallas

| Malla | Tamaño de elementos (mm) | | | | | | | Número de elementos | Resultado |
|-------|--------------------------|--------------------------|-------------------------|------------------------|---------------------|------------------------|--------------------|---------------------|-----------|
| | Canal rectangular | Canal con estrechamiento | Cilindro entrada cámara | Cono descarga superior | Cono descarga medio | Cono descarga inferior | Dominio rotacional | | |
| 1 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 14 | 2.597.036 | 0,4102 |
| 2 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 4 | 3.404.776 | 0,4817 |
| 3 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,3 | 3,3 | 3 | 3,1 | 4.411.272 | 0,4791 |
| 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 | 1,7 | 3 | 4.957.749 | 0,47 |

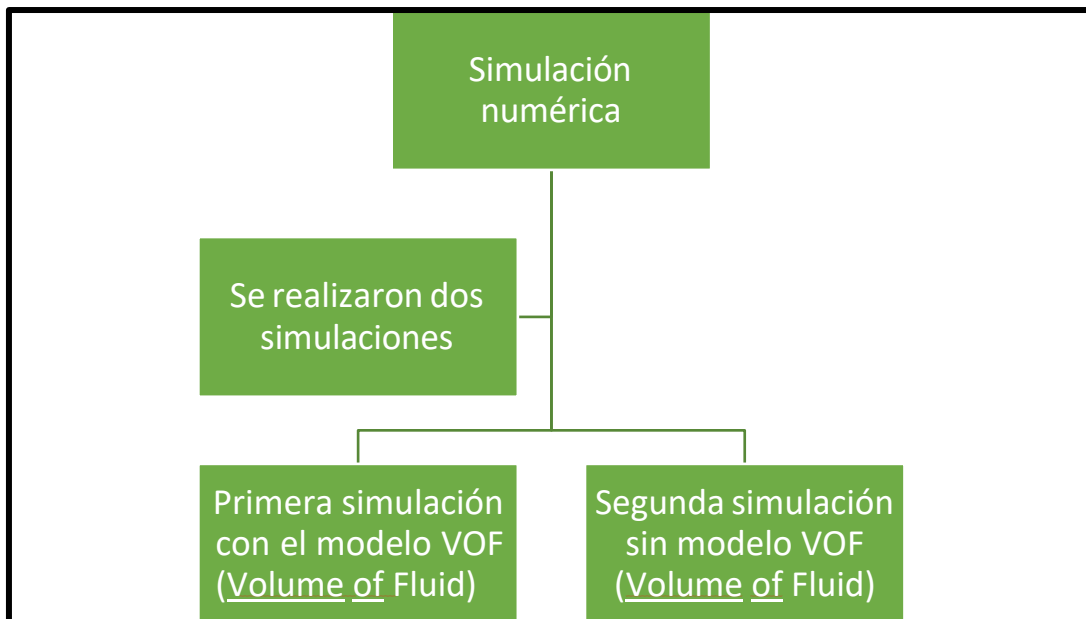
Tras analizar los resultados obtenidos con las distintas mallas evaluadas, se observó que aquellas con un número de elementos superior a 3.404.776 presentan desviaciones mínimas y sin variaciones significativas en los resultados. En consecuencia, se optó por utilizar una malla dentro de este rango, con el fin de garantizar resultados estables y un equilibrio adecuado entre precisión y costo computacional.

5.2.2 Setup

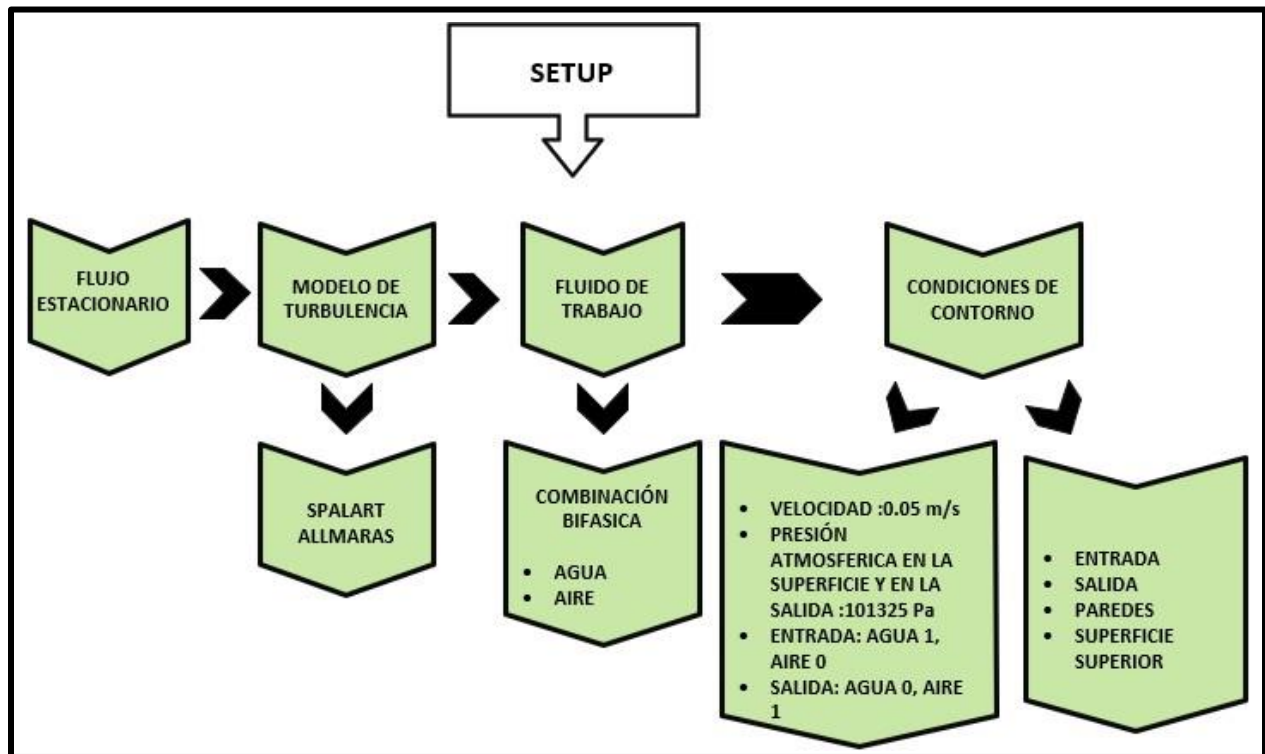
La Figura 38 muestra un esquema de las simulaciones numéricas realizadas en este apartado, las cuales se dividieron en dos casos: una primera simulación utilizando el modelo VOF (Volume of Fluid) y una segunda sin la aplicación de dicho modelo.

Figura 38.

Esquema de simulaciones



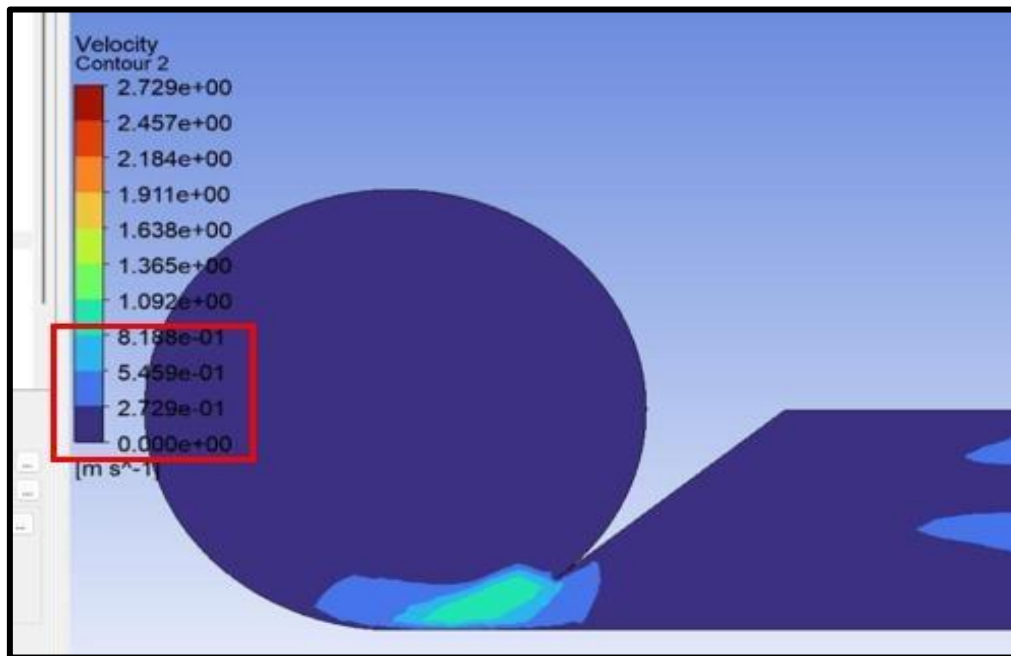
Seguidamente la Figura 39 representa las etapas que se llevaron a cabo en la primera simulación en el apartado de la configuración o setup del programa Ansys Fluent. Es importante mencionar que estas dos simulaciones se llevaron a cabo utilizando el modelo de geometría 5 ilustrado en la figura 26.

Figura 39.*Etapas de la primera simulación*

La primera simulación se realizó sin la presencia de la turbina y empleando un enfoque multifásico mediante el modelo VOF (Volume of Fluid) y el modelo de turbulencia Spalart Allmaras, con el objetivo de determinar la velocidad del fluido en la entrada de la zona del estrechamiento que se evidencia en la Figura 40. Estos rangos de valores fueron útiles para la segunda simulación.

Figura 40.

Plano contorno de velocidades



Flujo estacionario

Dado que se trata de una turbina basada en un vórtice gravitacional, los vectores de velocidad presentan variaciones a lo largo del tiempo, lo que evidencia que el flujo es de naturaleza transitoria. No obstante, por motivos de estabilidad y convergencia numérica, se optó por realizar las simulaciones bajo un régimen estacionario. Esto implica que la simulación no refleja la evolución temporal de los vectores de velocidad, sino que representa una condición de flujo en estado estable. Este apartado es para las dos simulaciones presentes.

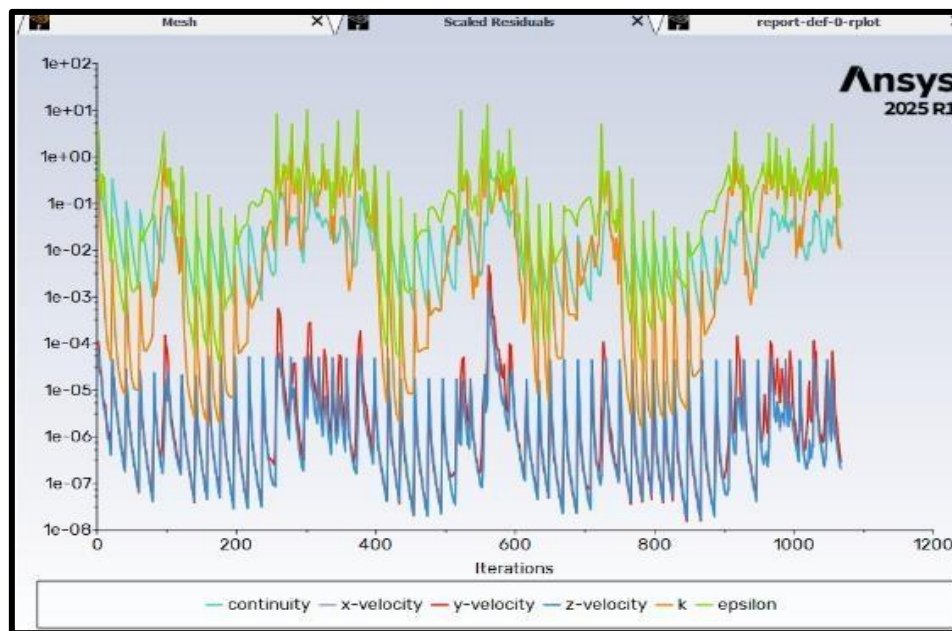
Modelo de turbulencia

Para ambas simulaciones inicialmente se seleccionó el modelo de turbulencia especificado en el documento de los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) RNG K- ϵ con función de pared. Sin embargo, se observaron picos elevados en los residuos,

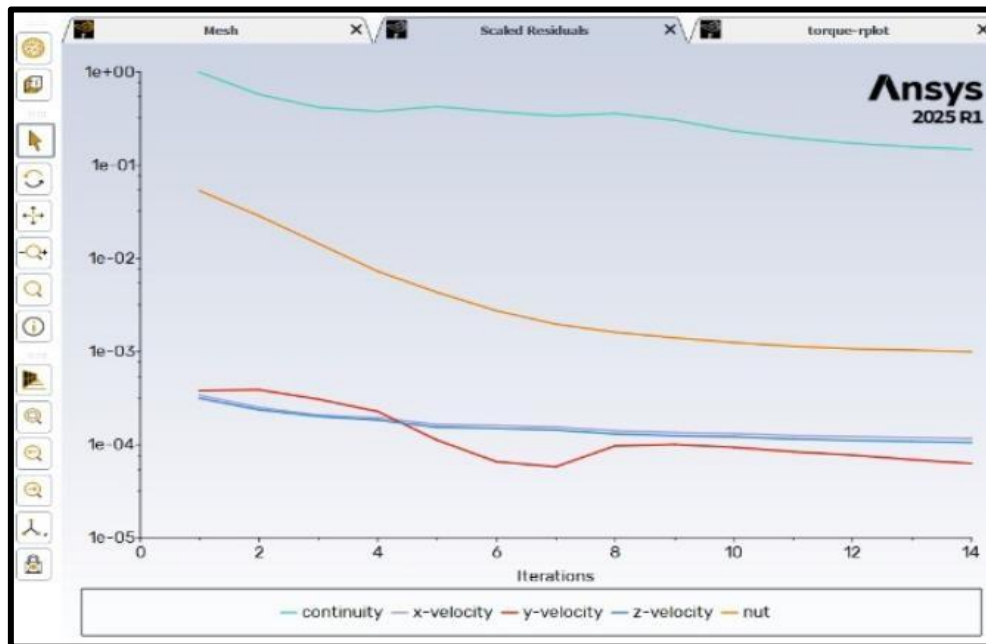
donde el porcentaje de error aumentaba especialmente en la energía cinética turbulenta (k) y la disipación de la energía cinética (ϵ), lo que conduce a resultados poco precisos; como se puede observar en la Figura 41.

Figura 41.

Grafica residuos modelo k - ϵ



Por lo tanto, como se mencionó previamente, se optó por utilizar el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras en la primera simulación. Este modelo se basa en la formulación de una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta (también denominada viscosidad de remolino), A pesar de su relativa simplicidad, este modelo ha demostrado ser eficaz y ofrecer resultados precisos en una amplia gama de flujos turbulentos, especialmente en aquellos dominados por capas límite, en la Figura 42 se muestran los residuales del modelo.

Figura 42.*Residuales modelo Spalart Allmaras*

Fluido de trabajo.

En la primera simulación se utilizó una combinación bifásica agua-aire. La entrada del canal se configuró una fracción de volumen de 1 para el agua y 0 para el aire, permitiendo que tanto el canal como la cámara estén inicialmente llenos de aire, mientras que la salida se estableció una fracción de 0 para el agua y 1 para el aire, con el propósito de evitar un flujo inverso de agua.

Las propiedades de los fluidos se presentan en las figuras siguientes: La Figura 43 son las propiedades del agua y la Figura 44 las propiedades del aire. Estas propiedades fueron ambas a 25 grados y fueron necesarias para el cálculo de flujo masico además para los modelos utilizados y soluciones numéricas.

Figura 43.*Propiedades del fluido de trabajo-agua*

| Properties | |
|--------------------------------------|------------------------|
| Density [kg/m ³] | constant 998.2 |
| Cp (Specific Heat) [J/(kg K)] | constant 4182 |
| Thermal Conductivity [W/(m K)] | constant 0.6 |
| Viscosity [kg/(m s)] | constant 0.001003 |
| Molecular Weight [kg/kmol] | constant 18.0152 |
| Standard State Enthalpy [J/kgmol] | constant -2.858e+08 |
| Standard State Entropy [J/(kgmol K)] | constant 69902.21 |
| Reference Temperature [K] | constant 298 |

Figura 44.*Propiedades del fluido de trabajo-aire*

| Molecular Weight [kg/kmol] | constant 28.966 |
|--|------------------------|
| Standard State Entropy [J/(kgmol K)] | constant 194336 |
| Characteristic Vibrational Temperature [K] | constant 2606 |
| Reference Temperature [K] | constant 298.15 |
| Properties | |
| Density [kg/m ³] | constant 1.225 |
| Cp (Specific Heat) [J/(kg K)] | constant 1006.43 |
| Thermal Conductivity [W/(m K)] | constant 0.0242 |
| Viscosity [kg/(m s)] | constant 1.7894e-05 |

Condiciones de contorno

Para la primera simulación se establecieron las siguientes condiciones: una velocidad de entrada de 0.05 m/s, un flujo másico de 3.12 kg/s , caudal de 0.003125 m³/s, y una condición de presión de salida de 0 Pa tanto en la superficie libre como en la salida de la cámara de descarga, tal como se muestra en las Figuras 45, 46 y 47. Además, el área del canal es de 0.0625 metros.

Figura 45.

Condiciones de contorno en la entrada del canal

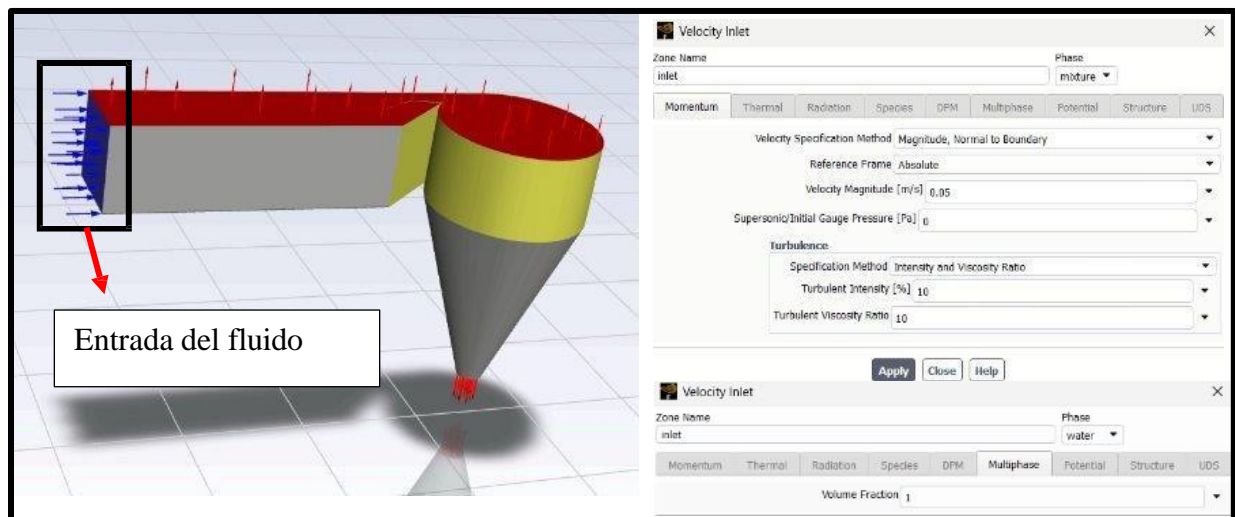
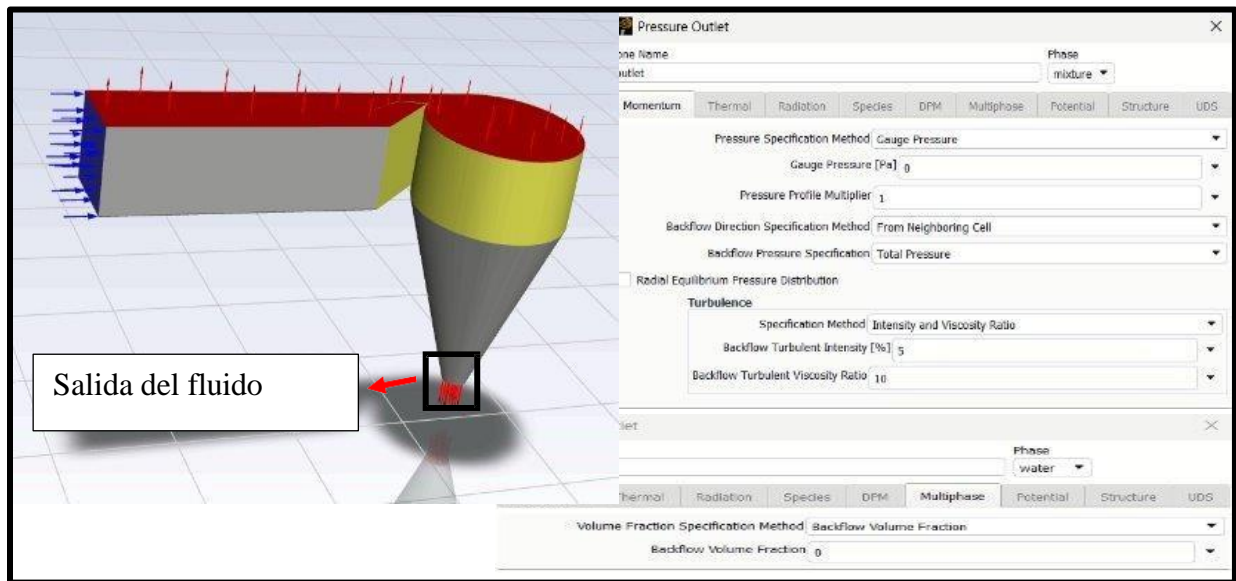
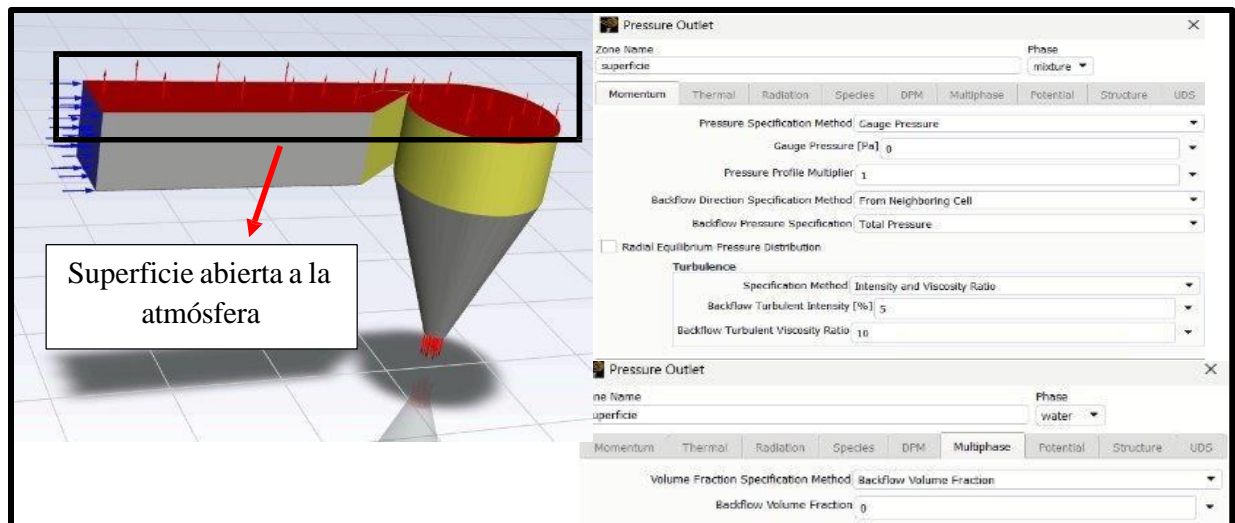


Figura 46.

Condiciones de contorno en la salida de la cámara

**Figura 47.**

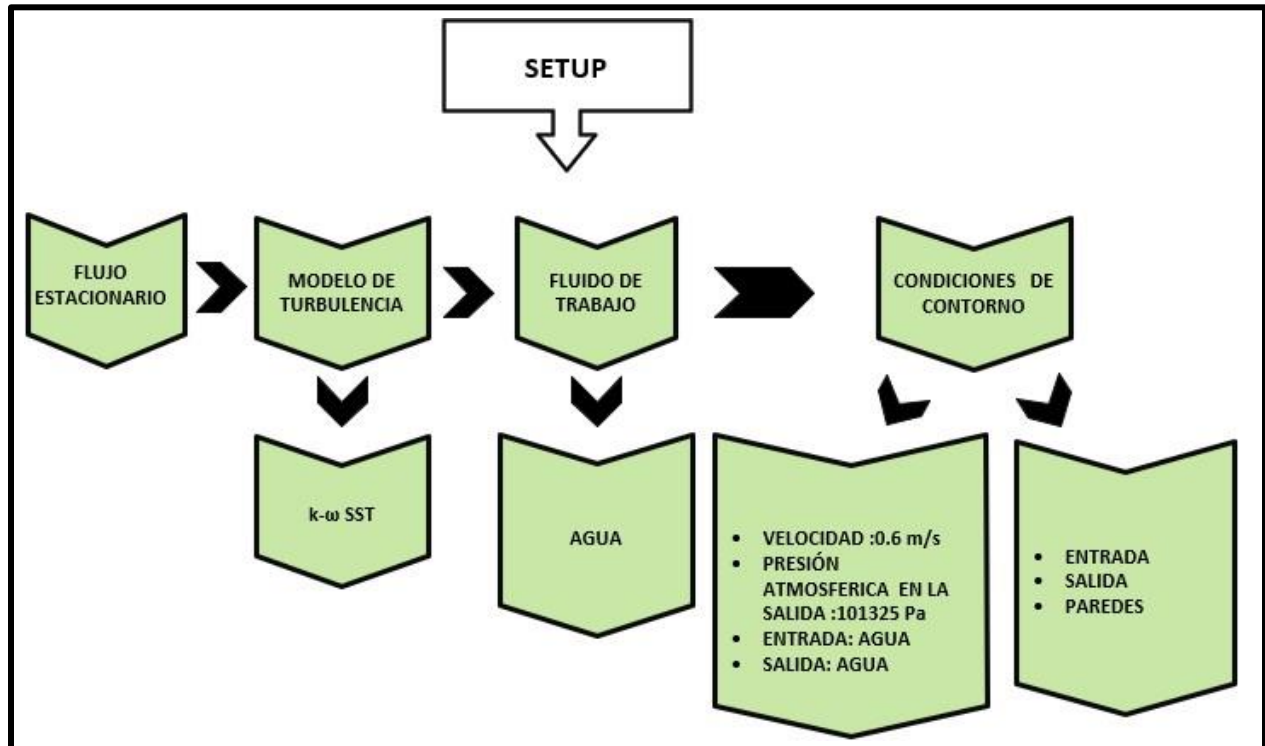
Condiciones de contorno en la superficie del canal



La Figura 48 representa las etapas que se llevaron a cabo en la segunda simulación en el apartado de la configuración o setup del programa Ansys Fluent.

Figura 48.

Etapas de la segunda simulación



En la segunda simulación solo se consideró la fase líquida agua. Además, la simulación se llevó a cabo con una geometría completamente confinada, en la cual ni el canal ni la cámara están expuestos a condiciones de presión atmosférica. Esta simplificación se realizó con el fin de facilitar el proceso de simulación, estabilidad numérica y reducir la complejidad computacional.

Dado que en esta etapa solo se simuló la fracción de agua correspondiente a la simulación 1, se asumió una velocidad en el canal con estrechamiento en base a la Figura 40, la cual fue considerada como condición de contorno del flujo. Debido al incremento en la velocidad dentro

del canal, fue necesario modificar las dimensiones del canal en la geometría del modelo 5 (Figura 26), con el fin de conservar los valores de flujo másico y caudal establecidas por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023).

A continuación, se presentan los cálculos correspondientes a la modificación dimensional del canal, empleando las ecuaciones 27 y 28. Se seleccionó una velocidad de 0.6 m/s, tomada de la simulación 1 (Figura 40). En las condiciones de contorno de dicha simulación, se encuentran reportados los valores de flujo másico y caudal utilizados por los autores mencionados.

$$Q = v \cdot A \quad [27]$$

$$A = 0.00520 \text{ [m]}$$

Utilizando la ecuación 26 que es el área de un rectángulo se despeja la altura.

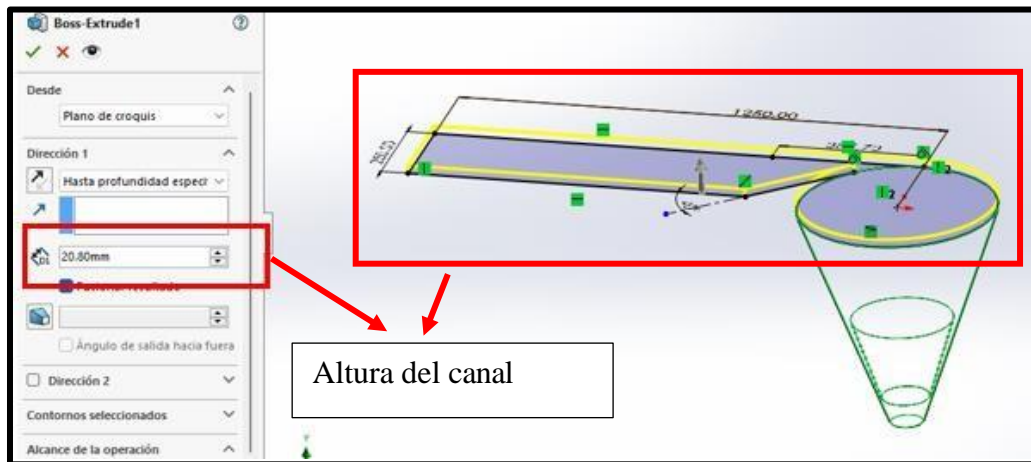
$$A = b * h \quad [28]$$

$$h = 0.0208 \text{ [m]} = 20.8 \text{ [mm]}$$

La variable h representa la nueva altura del canal. Una visualización más clara de esta modificación se presenta en la Figura 49, donde también se muestra la altura asociada al porcentaje de fracción volumétrica. Asimismo, las Figuras 50 y 51 ilustran la nueva sección transversal del canal, visualizada mediante el software SolidWorks.

Figura 51.

Parámetros dimensionales del canal-Altura



A continuación, en la Figura 52 se presenta la geometría global resultante tras la modificación realizada. Por su parte, la Figura 53 muestra los parámetros de calidad de la malla. Es importante destacar que se utilizó el mismo tamaño de elemento empleado en el capítulo 5.2.1 tabla 3, correspondiente al estudio de convergencia de malla.

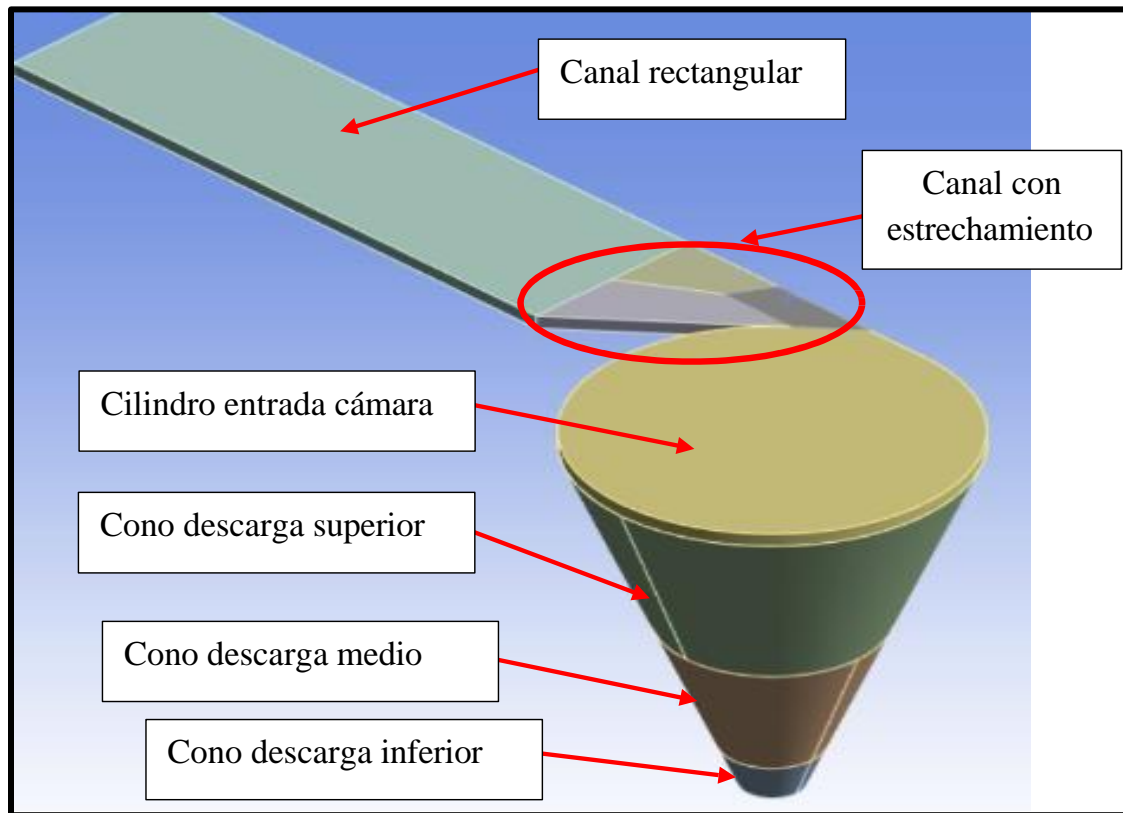
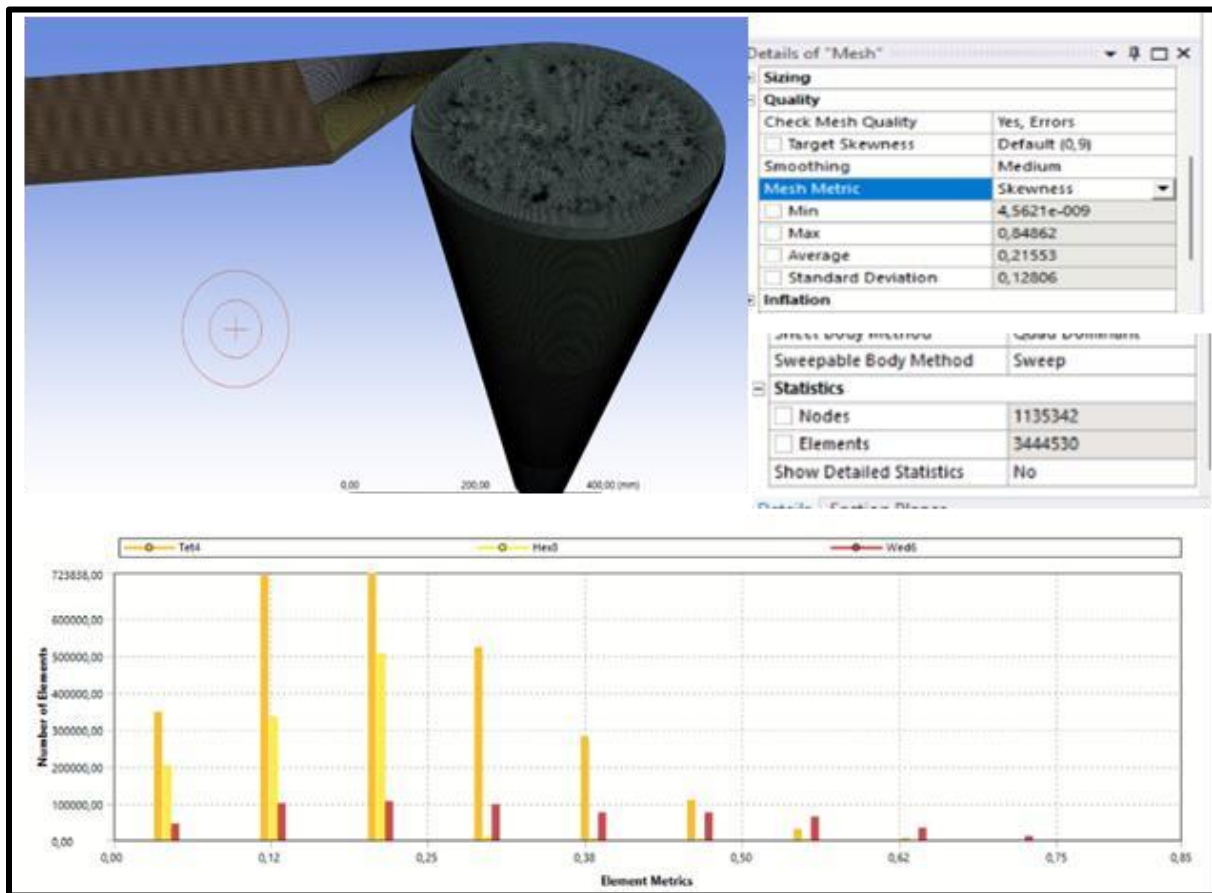
Figura 52.*Geometría global modificada*

Figura 53.*Malla de la geometría modificada*

Modelo de turbulencia

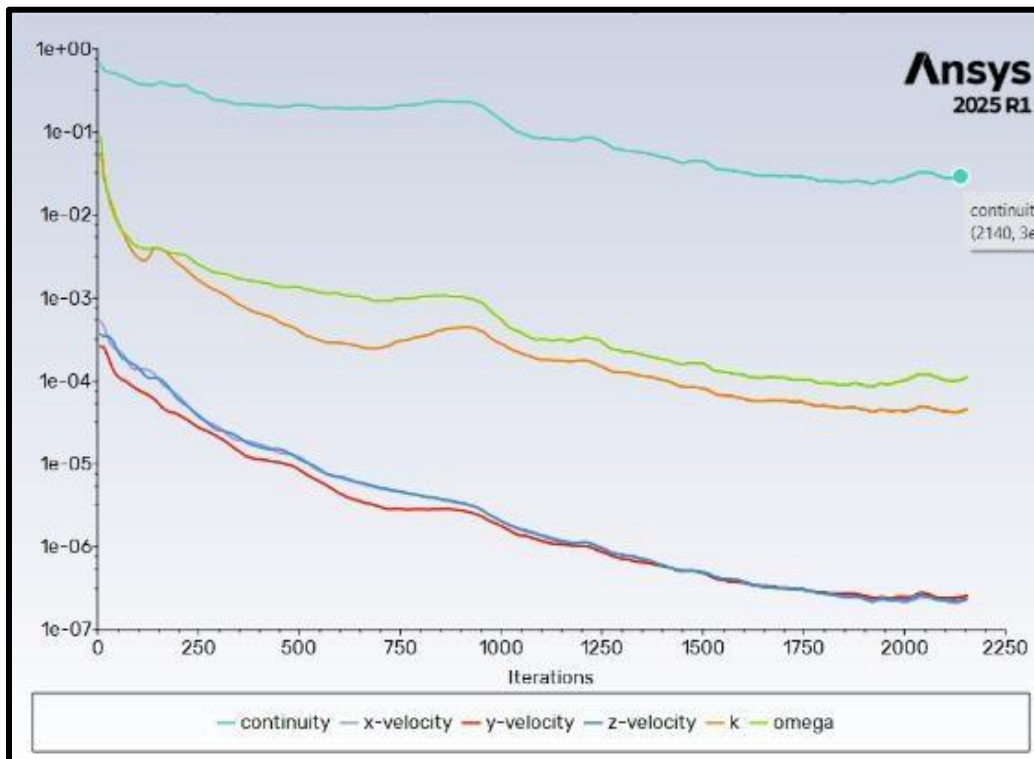
Para la segunda simulación se hizo uso del modelo $k-\omega$ SST. Este modelo requiere de dos ecuaciones de transporte (una para la energía cinética turbulenta y otra para su disipación). Es especialmente útil para simular la capa límite, ya que ofrece una mejor precisión en la predicción del comportamiento del flujo cerca de las paredes sin requerir un mallado excesivamente fino. Además, permite capturar adecuadamente los gradientes de velocidad tanto en las proximidades como alejados de las superficies de la turbina.

Los autores (S. Edirisinghe, Seong Yang, Gunawardane y Ho Lee, 2022) en su proyecto, señalan que el modelo $k-\omega$ SST, a diferencia de otros, ofrece un mejor comportamiento en la formación del vórtice. Por otro lado, el modelo también presentó mejores resultados al mantenerse dentro de los límites de error aceptables según los criterios de convergencia, como se muestra en la Figura 54.

Sumado a ello se activó la opción de corrección por curvatura, lo cual es útil en geometrías curvas y en elementos rotatorios; este modelo mejora la precisión del modelo de turbulencia donde hay presencia de curvaturas en la geometría.

Figura 54.

Grafica residuos modelo $k-\omega$ SST



Fluido de trabajo.

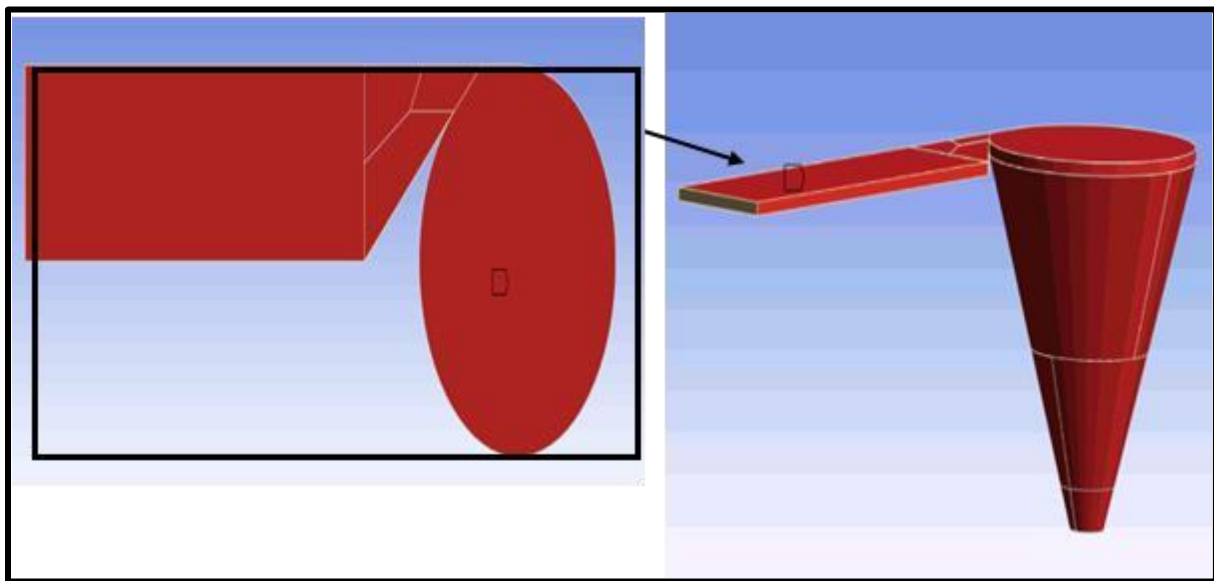
En la segunda simulación, para validar los resultados de literatura se empleó únicamente agua como fluido de trabajo, configurando los dominios completamente llenos del mismo. Esta modificación permitió una mayor estabilización del proceso. Las propiedades del fluido de trabajo-agua se evidencian en la primera simulación Figura 43.

Condiciones de contorno

Para la segunda simulación, se modificó la condición de contorno en la superficie superior. Mientras que en la primera simulación esta correspondía a una abertura expuesta a la atmósfera (Figura 47), en esta ocasión se configuró como una pared sólida, representando un canal y una cámara de descarga completamente cerrados. Esta modificación tuvo como objetivo simular una geometría completamente confinada, como se observa en la Figura 55.

Figura 55.

Geometría confinada sin presión atmosférica



En ambas simulaciones se definieron condiciones de entrada y salida del fluido de manera similar. En la segunda simulación, estas condiciones se ilustran en las Figuras 56 y 57. La principal diferencia entre ambas simulaciones radica en la condición asignada a las paredes: en la primera simulación, la superficie superior fue definida como una salida de presión, mientras que en la segunda se configuró como una pared cerrada, sin condición de salida de presión.

Figura 56.

Entrada del fluido

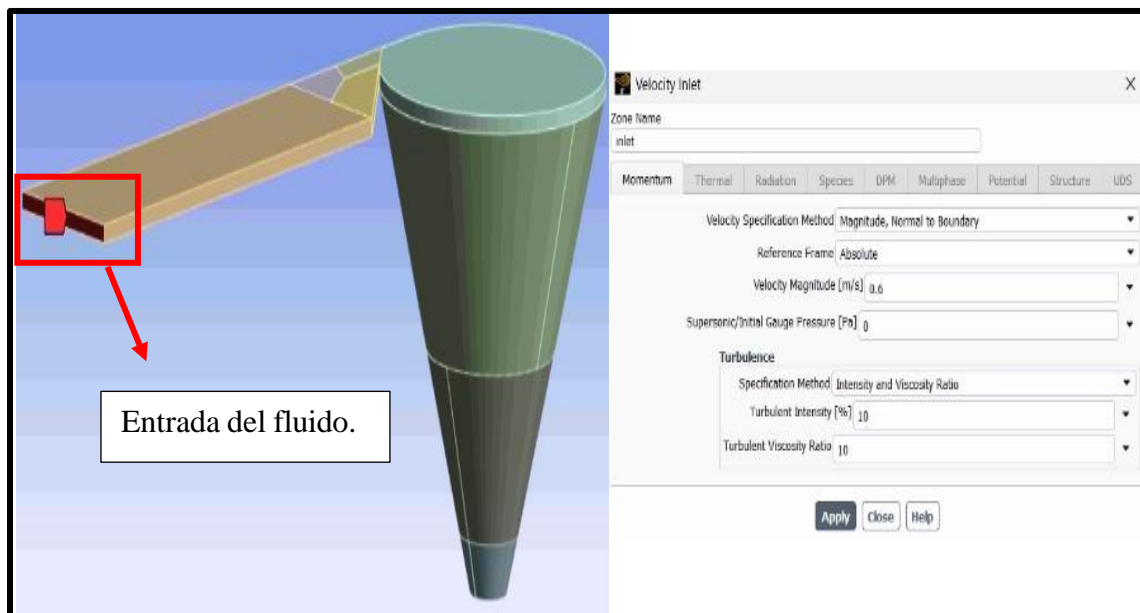
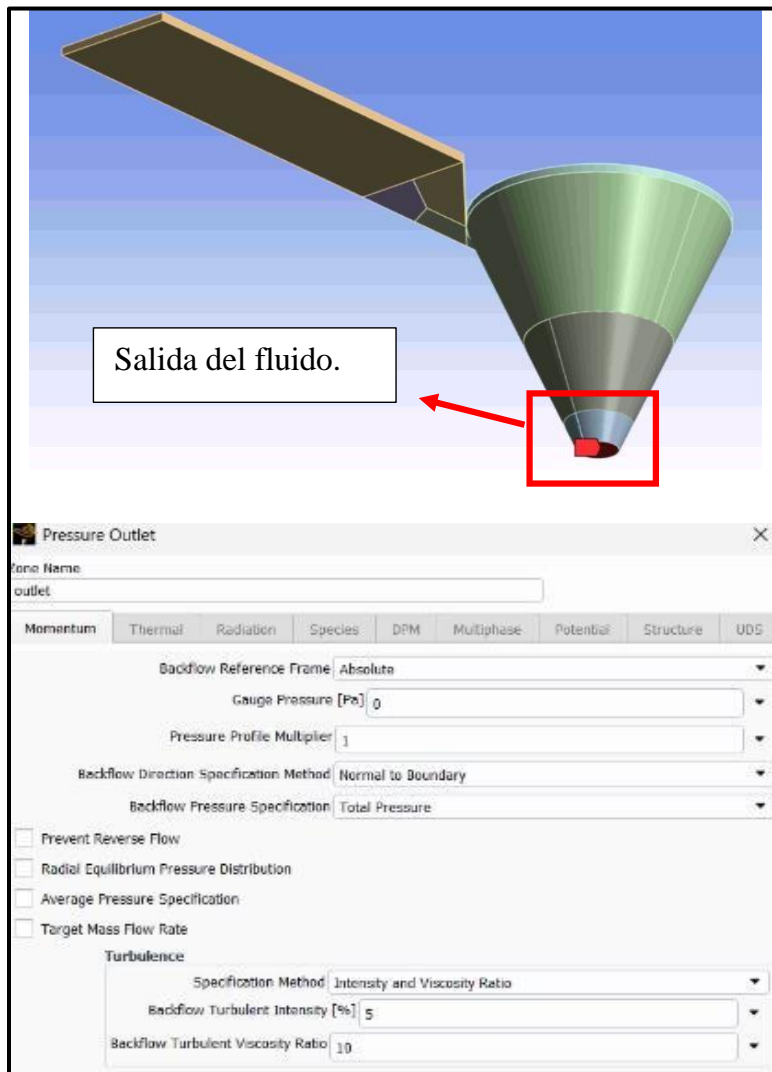


Figura 57.*Salida del fluido*

A modo de resumen, en la Tabla 4 se presentan las dos simulaciones mencionadas anteriormente, detallando los modelos utilizados en cada caso, así como las condiciones de contorno correspondientes.

Tabla 4.*Resumen de las simulaciones*

| Simulación | Modelos | | Condiciones de contorno | | | | |
|--------------|------------------------|-----------------------|-------------------------|-------------------|---------------------|----------------------|-------------------|
| | Modelo multifase (VOF) | Modelo de turbulencia | Entrada canal | Salida cámara | Superficie superior | Velocidad de entrada | Presión de salida |
| Simulación 1 | Activado | Spalart Allmaras | Velocidad de entrada | Salida de presión | Salida de presión | 0,05 m/s | 0 Pa |
| Simulación 2 | Desactivado | K omega SST | Velocidad de entrada | Salida de presión | Paredes | 0,6 m/s | 0 Pa |

La simulación 1 se realizó con el único propósito de identificar valores de velocidad adecuados que pudieran definirse o seleccionarse para las simulaciones posteriores de validación y parametrización. Por su parte, la simulación 2 fue la empleada en las distintas etapas de validación y parametrización, respectivamente.

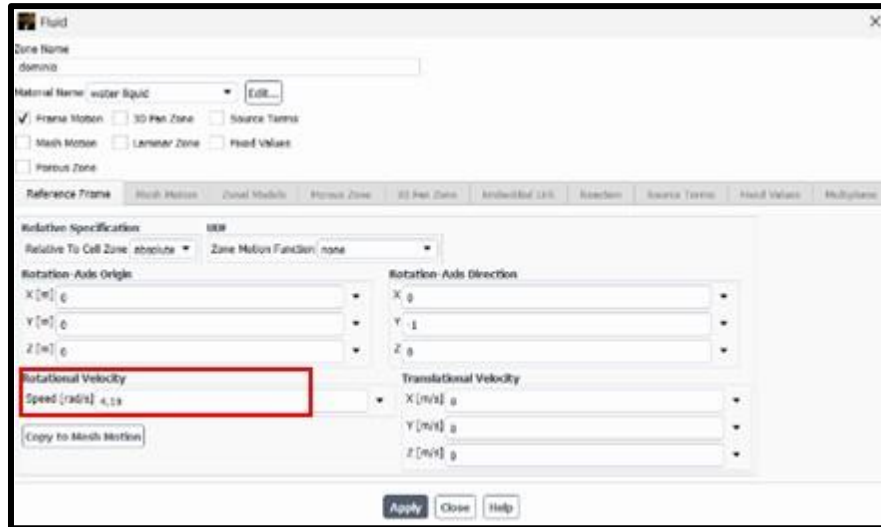
5.3 Validación de la simulación

Para esta etapa, se utilizó el modelo de geometría correspondiente a la segunda simulación (Figura 52). Asimismo, se empleó el mismo mallado de esta (Figura 53), con fines de validación, dado que, según lo indicado en el capítulo 5.2.1, esta geometría permite una reducción del costo computacional y una mayor simplicidad en el proceso de simulación.

Se llevaron a cabo tres simulaciones con diferentes velocidades angulares: 40, 30 y 20 rpm. Estas velocidades fueron definidas con la opción de Frame Motion en el dominio rotacional ubicada en las zonas de fluido en la ventana del setup del Fluent (Figura 58). Estas simulaciones se llevaron a cabo siguiendo el mismo procedimiento descrito en la sección 5.5.2, correspondiente a la segunda simulación.

Figura 58.

Opción Frame Motion.



El propósito de estas tres simulaciones fue construir la curva característica de la turbina simulada, con el objetivo de compararla posteriormente con la curva obtenida a partir de los resultados experimentales reportados por los autores, procurando que el error entre los resultados simulados y experimentales se mantuviera por debajo del 20%.

5.4 Análisis paramétrico

Una vez validada las simulaciones, se procedió a modificar la geometría de la turbina definida en la etapa 5.1 y simulada en la etapa 5.2. Esta modificación implicó la variación de ciertos parámetros geométricos con el fin de analizar su impacto en el rendimiento de la respuesta hidrodinámica.

Es importante mencionar que debido al redondeo aplicado a los alabes del rotor, como se describe en el capítulo 5.2.1 y se muestra en la Figura 28, se generó un aumento en el ángulo de entrada de los alabes, tanto en la parte superior como en la inferior (Figuras 29 y 30), en comparación con los ángulos presentados en la Figura 9. Este ajuste geométrico pudo generar una variación en el ángulo de entrada del fluido, lo que a su vez provocó un cambio en la componente tangencial de la velocidad del fluido en la entrada, responsable del intercambio de energía según la ecuación de Euler. Adicionalmente, este redondeo también derivó en una reducción de los diámetros superior e inferior de los alabes, detalle que igualmente se puede observar en las Figuras 29 y 30.

Para iniciar, fue necesario definir qué parámetros del rotor se iban a modificar, con el fin de observar su influencia en la eficiencia y determinar cuál de ellos tiene un impacto más significativo, permitiendo así obtener los mejores resultados en términos de desempeño y eficiencia. En su proyecto, los autores (S. Edirisinghe, Seong Yang, Gunawardane y Ho Lee, 2022) realizaron la parametrización de diferentes rotores, variando aspectos como: la altura de la turbina, el ángulo de torsión, la curvatura de los álabes y la posición del rotor dentro de la cámara de descarga.

Con base en lo anterior, en este estudio se decidió variar dos parámetros: el número de alabes del rotor y el ángulo de torsión de los álabes.

Para llevar a cabo las simulaciones, se empleó la geometría global utilizada en la etapa de validación en la sección 5.3, correspondiente a las figuras 52 y 53. Seguidamente, se utilizó la misma configuración del setup de la segunda simulación descrito en la sección 5.2.2, respectivamente. En cuanto al mallado, debido a las modificaciones en la geometría de la turbina,

fue necesario generar nuevamente las mallas para las simulaciones realizadas, siguiendo las consideraciones descritas en el capítulo 5.2.1.

En la Tabla 5 se presentan las simulaciones realizadas en esta sección, junto con los parámetros que fueron modificados en cada una de ellas

Tabla 5.

Simulaciones realizadas

| Simulación | N° alabes | Grados |
|-------------------|------------------|---------------|
| Simulación 1 | 3 | 55 |
| Simulación 2 | 6 | 50 |
| Simulación 3 | 3 | 50 |

Por último, al momento de ejecutar las simulaciones todas se llevaron a cabo definiendo una velocidad angular (Frame Motion) de 20 rpm y un total de 1000 iteraciones. A partir de este número de iteraciones, la simulación comenzó a estabilizarse y los resultados presentaron un comportamiento consistente.

5.4.1 Simulación 1

En esta simulación, se modificó únicamente el número de alabes del rotor (Figura 59), disminuyéndolo a 3 (véase Figura 61) ya que según (Dhakal, y otros, 2015) la eficiencia de la turbina disminuye a medida que se aumenta el número de alabes del rotor de 6 a 12. El ángulo de torsión permaneció igual a la inicial (Figura 60). Asimismo, se aseguró la ubicación del centroide del rotor al 70 % de la altura del cono de la cámara de descarga evidenciándose en la Figura 62,

posición en la que, de acuerdo con (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) se logra la mejor eficiencia para este tipo de turbinas.

Figura 59.

Rotor inicial

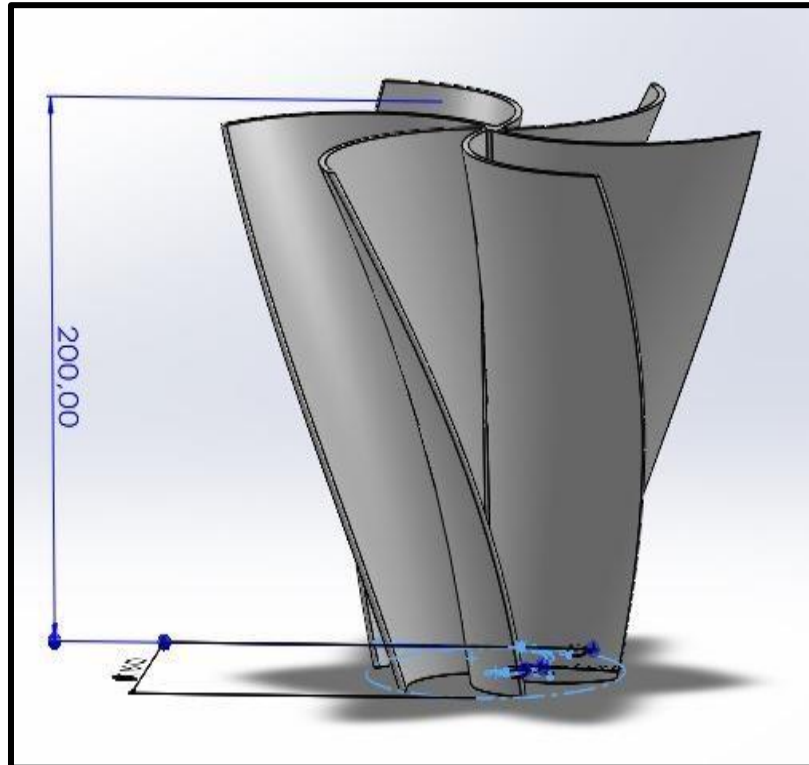
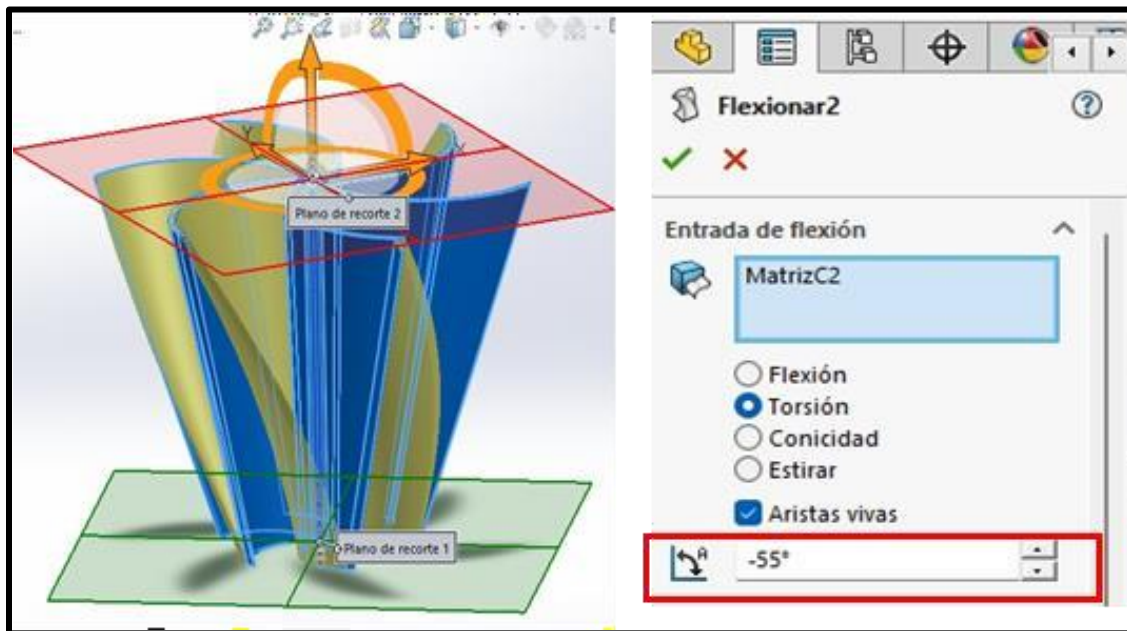


Figura 60.

Ángulo de torsión de los alabes inicial

**Figura 61.**

Rotor modificado

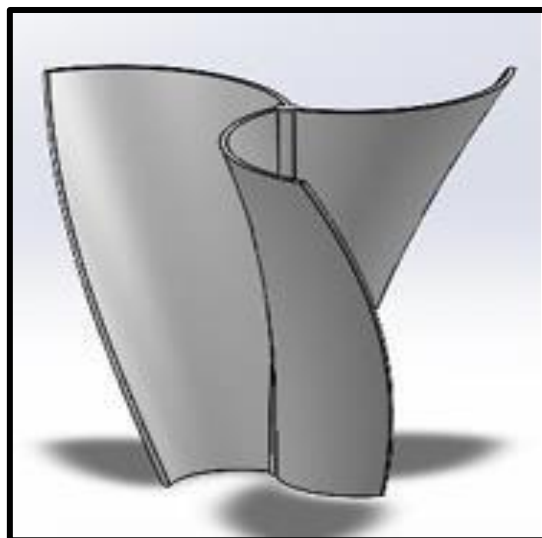
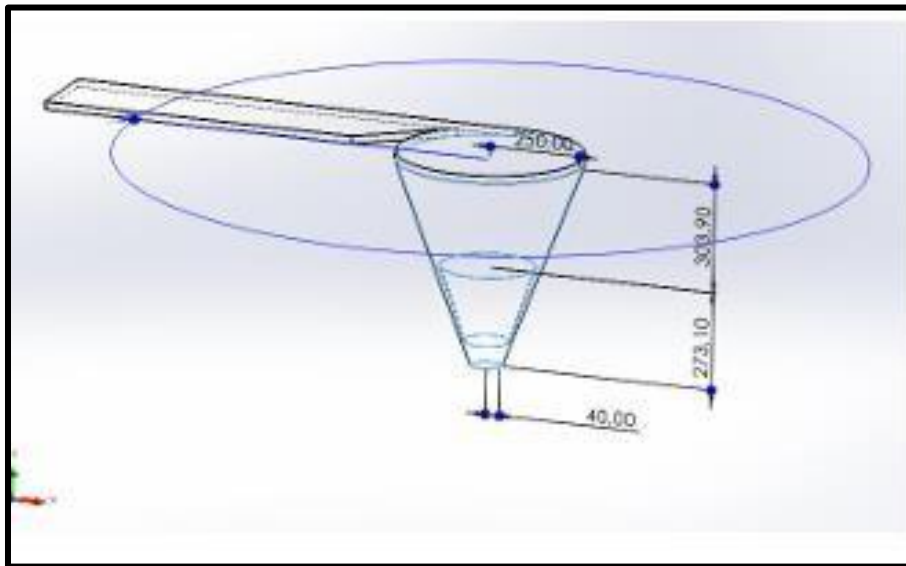
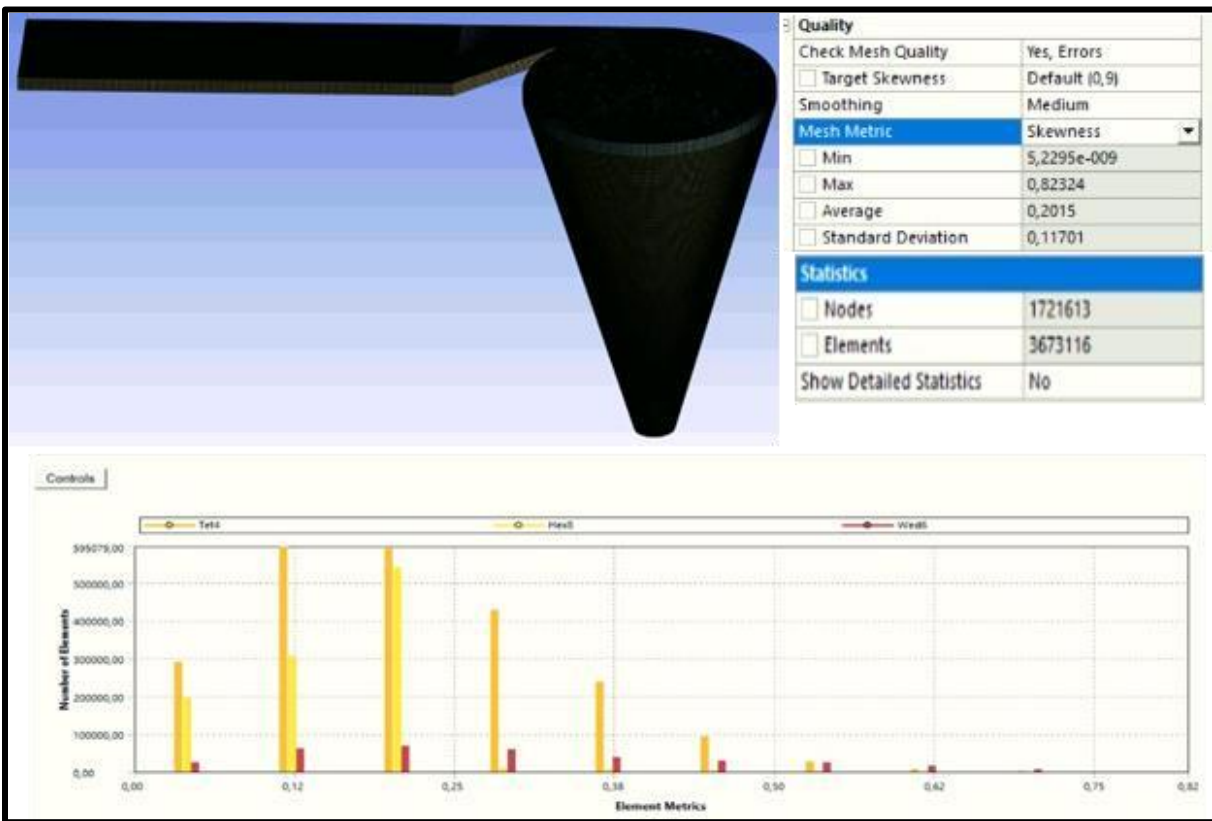


Figura 62.

Posición del rotor.



La capa límite (Figura 67) utilizada fue la misma que en la simulación inicial del Capítulo 5.2.1, ya que la modificación realizada en el rotor no afectó el cálculo de esta. El número de capas obtenidas fue de 10 pero tal como se mencionó en el capítulo mencionado por cuestiones de la calidad de malla se usó solo 5 capas. En cuanto al mallado en la Figura 63 se puede evidenciar la malla generada para esta simulación que fue similar a la generada con el Modelo 5 (Figura 53).

Figura 63.*Mallado simulación 1*

5.4.2 Simulación 2

En esta, se modificó únicamente el ángulo de torsión de los álabes del rotor inicial (Figura 60), estableciéndolo en 50° . Esta elección se basó de igual manera en el proyecto de los autores (Edirisinghe S., Seong Yang, Gunawardane, & Ho Lee, 2022), quienes reportaron que la disminución del ángulo ofrecía mejores resultados y mayor eficiencia en comparación con otros valores. La modificación realizada puede observarse en las Figuras 64 y 65. Al igual que en la prueba 1, se garantizó la posición del centroide del rotor al 70 % de la altura del cono de la cámara de descarga ver figura 66.

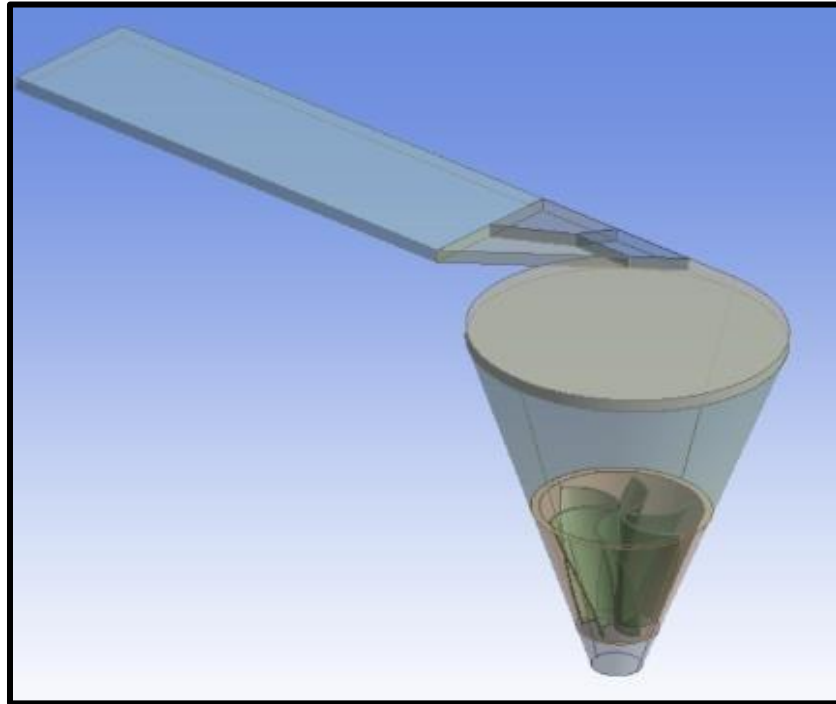
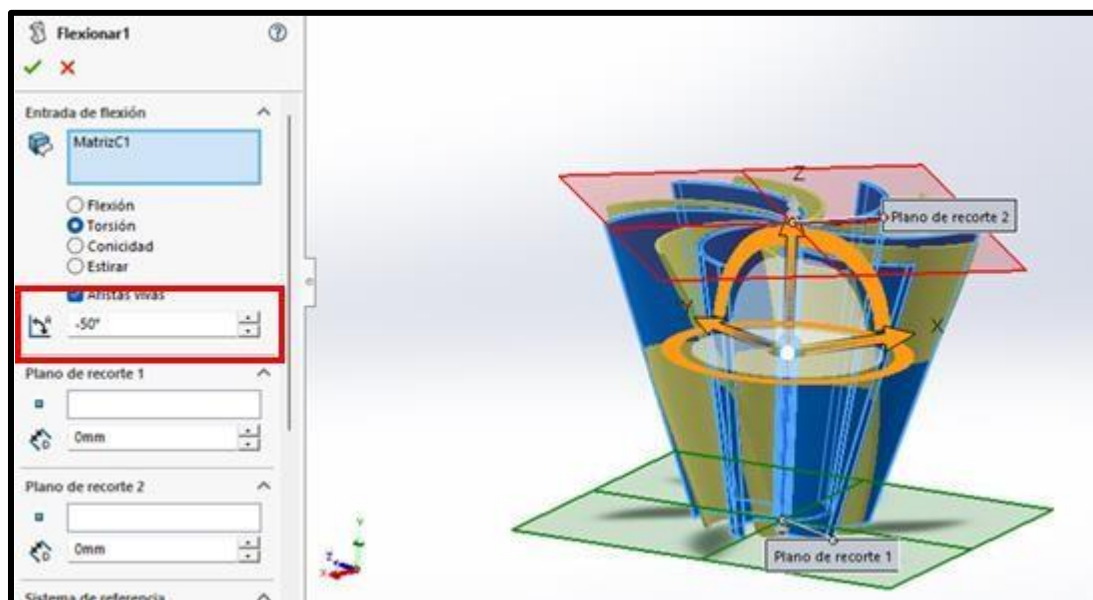
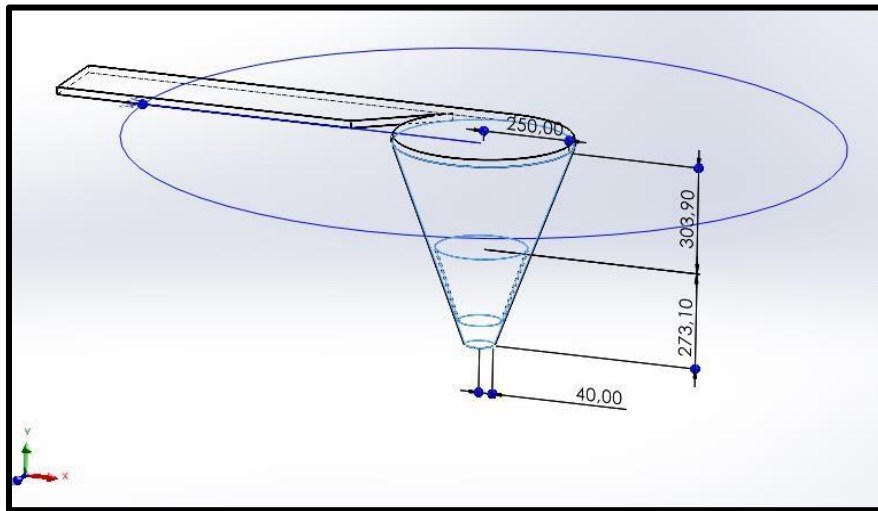
Figura 64.*Rotor modificado***Figura 65.***Ángulo de torsión modificado*

Figura 66.*Ubicación del rotor*

Al igual que en la simulación 1, se generó una malla similar, con un número de elementos de 4'389.709 y un skewness máximo de 0.82 que se evidencia en la Figura 68. La capa límite ilustrada en la Figura 67 fue la misma que se utilizó y se calculó en la simulación inicial descrita en el Capítulo 5.2.1, ya que la modificación realizada en el rotor no afectó el cálculo de esta.

Figura 67.

Capa limite sobre el rotor

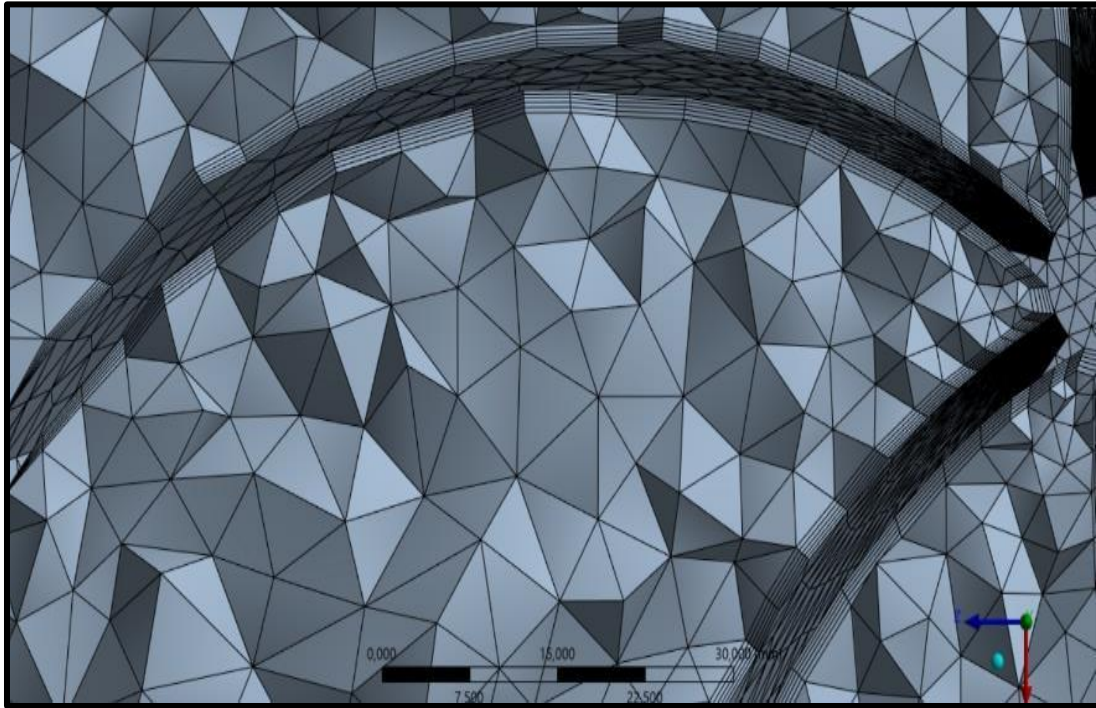
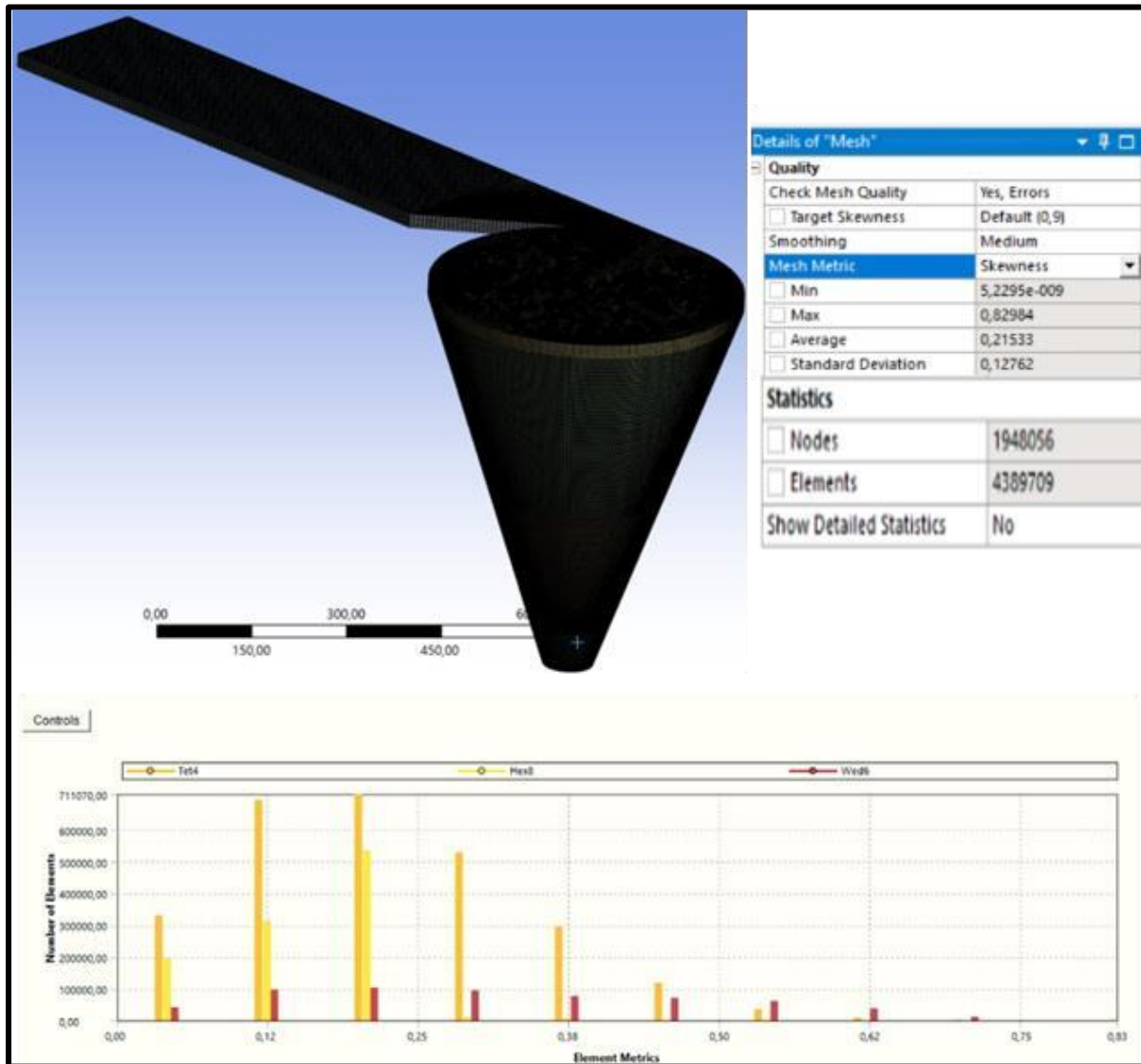


Figura 68.*Mallado simulación 2*

5.4.3 Simulación 3

En esta simulación se modificó tanto el número de los alabes como el ángulo de torsión del rotor inicial (Figura 59 y 60). El número de alabes se modificó a 3, como en la prueba 1, y el ángulo de torsión se ajustó a 50°, tal como en la prueba 2. Estas modificaciones se muestran en las

Figuras 69 y 70. Al igual que en las pruebas anteriores, se garantizó que el centroide del rotor se mantuviera al 70 % de la altura del cono de la cámara de descarga ver Figura 71.

Figura 69.

Rotor modificado- # de alabes y ángulo de torsión.

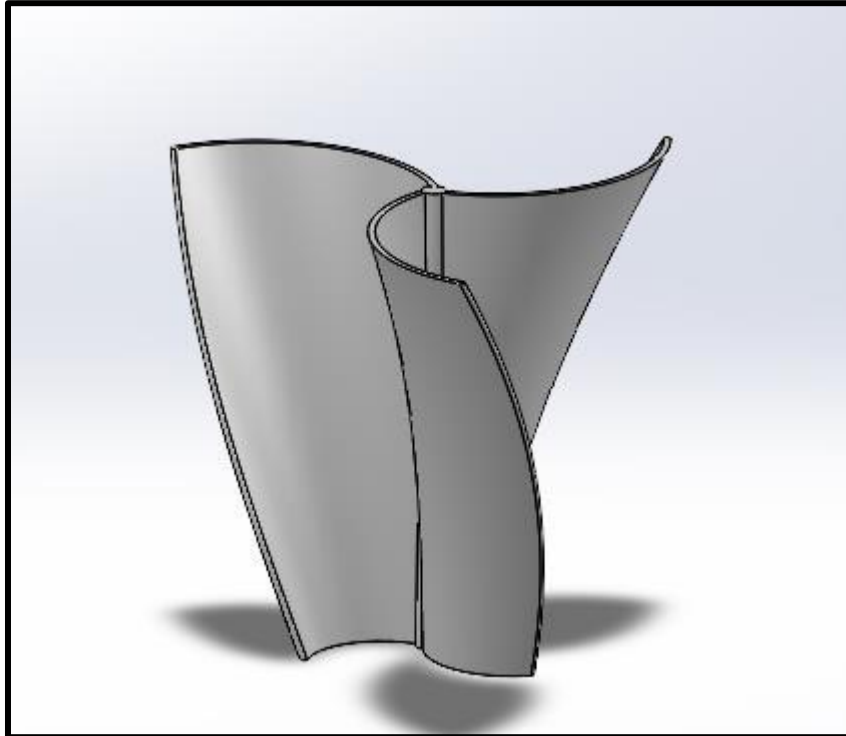
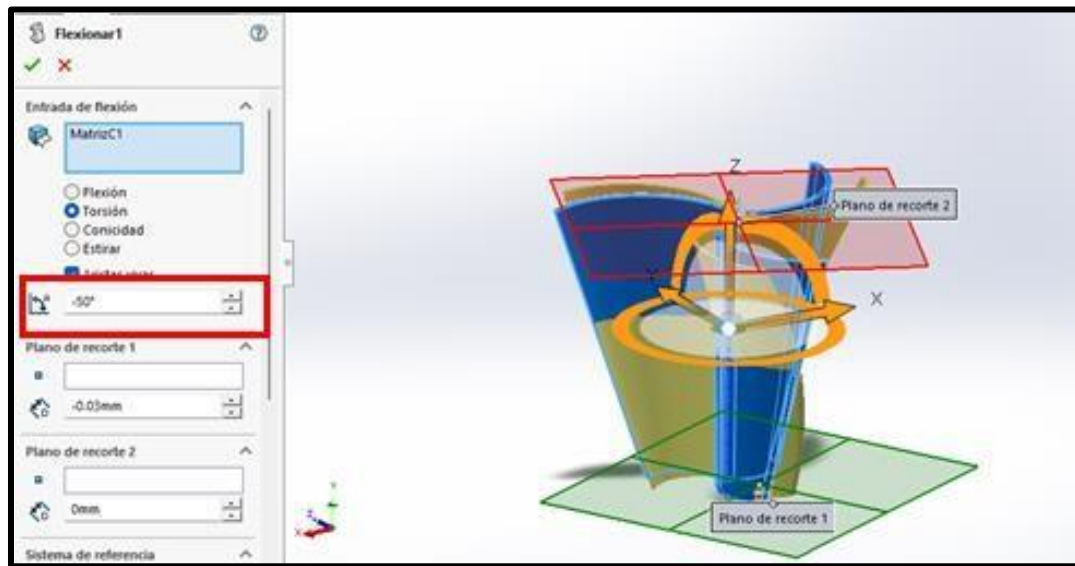
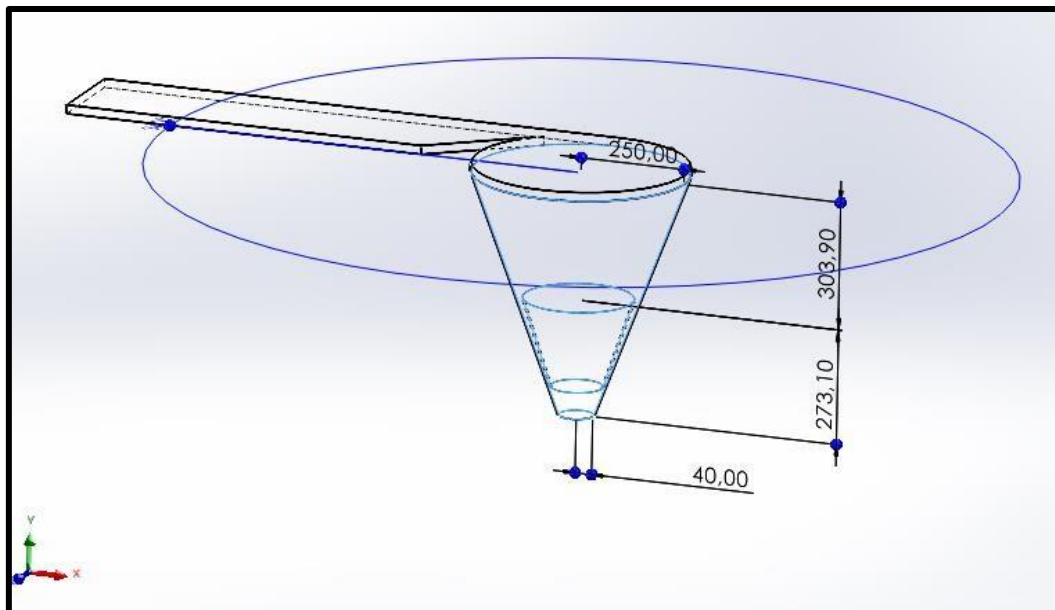


Figura 70.

Ángulo de torsión modificado

**Figura 71.**

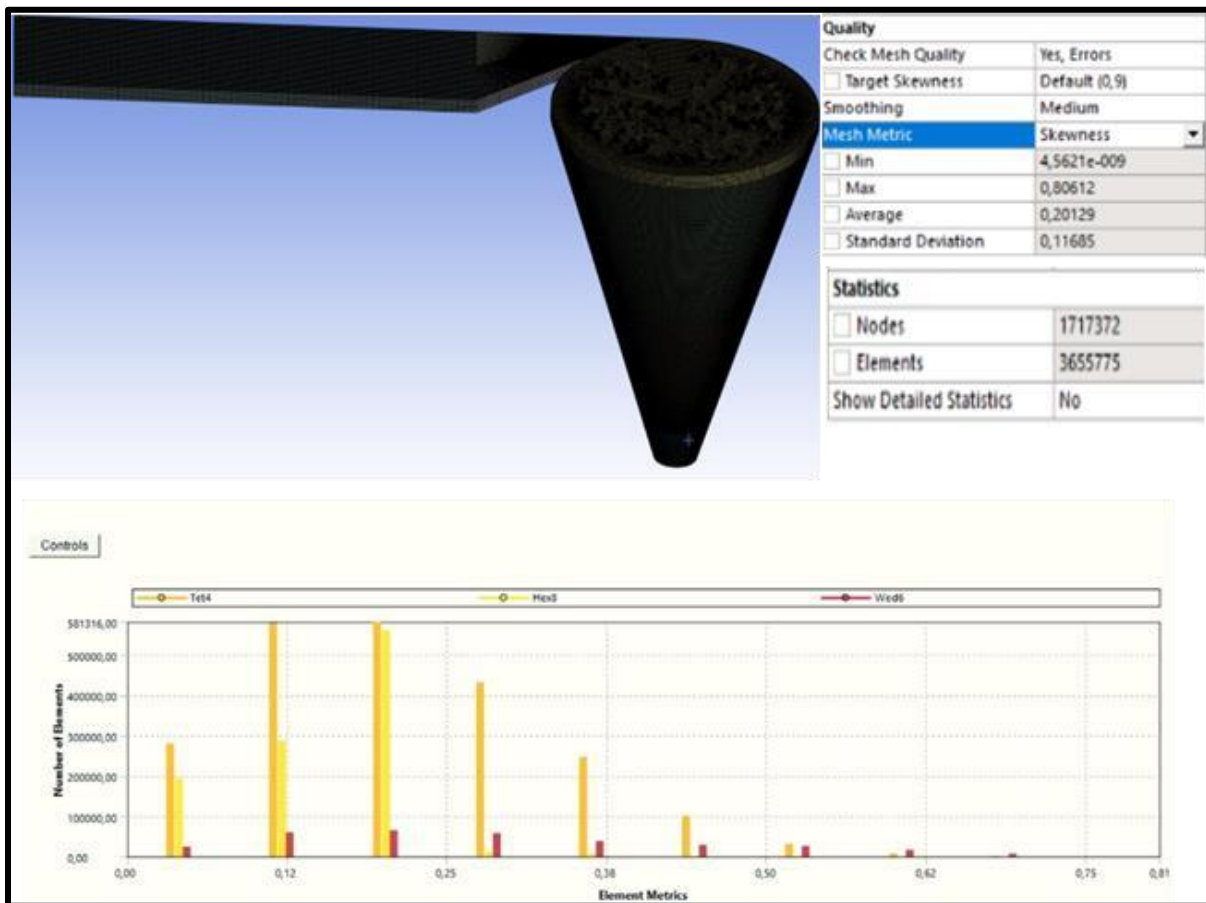
Ubicación del rotor



Al igual que en la simulación 1, se generó una malla similar, con un número de elementos de 3'655.775 y un valor máximo de skewness de 0.80 que se detalla en la Figura 72. La capa límite empleada fue la misma utilizada en dicha prueba.

Figura 72.

Mallado simulación 3.



6. Resultados

6.1 Validación de la simulación

Una vez ejecutada las simulaciones descritas en el capítulo 5.3, se obtuvieron los resultados correspondientes al torque para cada una, los cuales se presentan en la tabla 6.

Tabla 6.

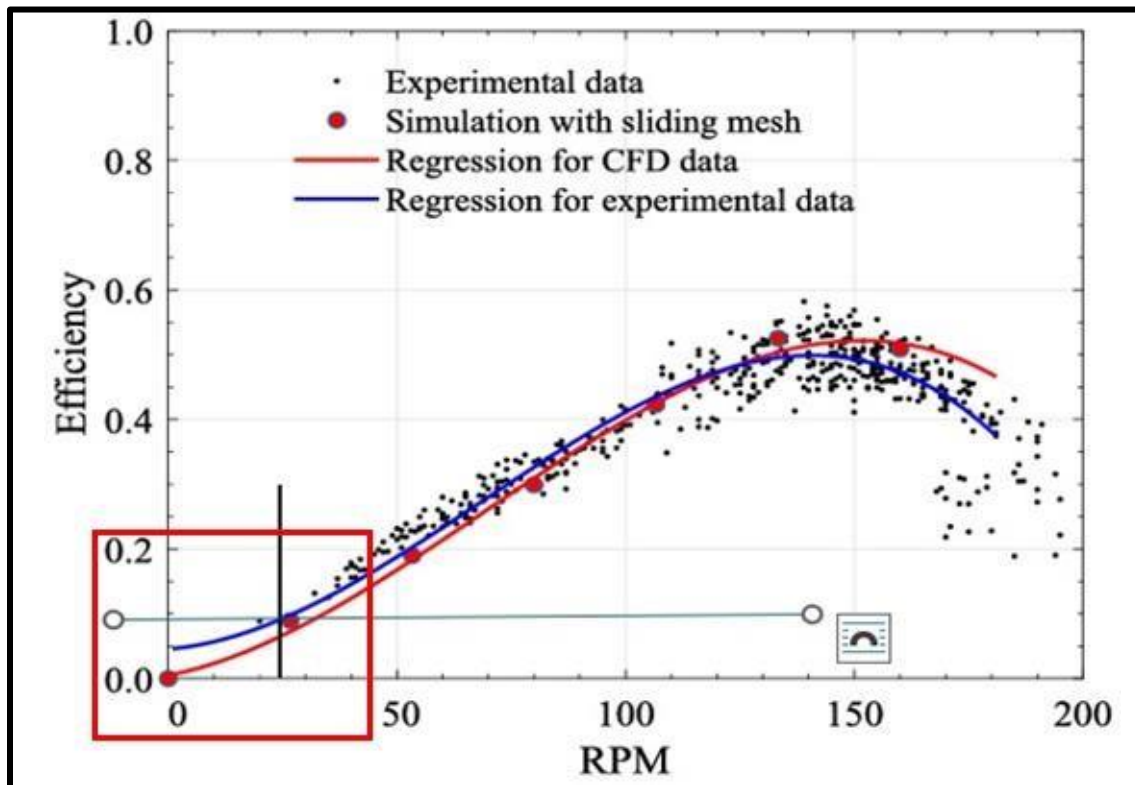
Resultados de simulaciones

| RPM | Torque (Nm) |
|------------|--------------------|
| 40 | -0,4791 |
| 30 | -0,4918 |
| 20 | -0,5028 |

Tal como se menciona en el capítulo 5.3, los resultados obtenidos en la simulación se compararon con los datos experimentales reportados por (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023). En su proyecto, los autores presentaron una gráfica en la que se ilustran los resultados experimentales (Curva azul), la cual se muestra en la Figura 73. En dicha gráfica, el eje “y” representa los valores de eficiencia, mientras que el eje “x” corresponde a la velocidad angular.

Figura 73.

Gráfica de resultados de autores.



Nota. Tomado de: Betancour, J.; Romero-Menco, F.; Velásquez, L.; RubioClemente, A.; Chica, E. (2023) Design and optimization of a runner for a gravitational vortex turbine using the response surface methodology and experimental tests. *Renewable Energy*, 210, pp. 306-320

Formulas utilizadas para la validación:

$$Eficiencia = \frac{Pot_{obtenida}}{Pot_{teorica}} \quad [29]$$

Donde: $Pot_{obtenida} = Potencia\ generada\ (w)$.

$Pot_{teorica} = Potencia\ calculada\ por\ los\ autores\ teorica\ (w)$.

$$Pot_{obtenida} = T \cdot \omega \quad [30]$$

Donde: $T = \text{Torque obtenido de la simulación (Nm)}$.

$\omega = \text{Velocidad angular definida en la simulación (Rad/s)}$.

$$\% \text{ error} = \frac{\text{Valor}_{\text{aproximado}} - \text{Valor}_{\text{real-exacto}}}{\text{Valor}_{\text{real-exacto}}} * 100 \quad [31]$$

Donde: $\text{Valor}_{\text{aproximado}} = \text{Valor obtenido numéricamente}$.

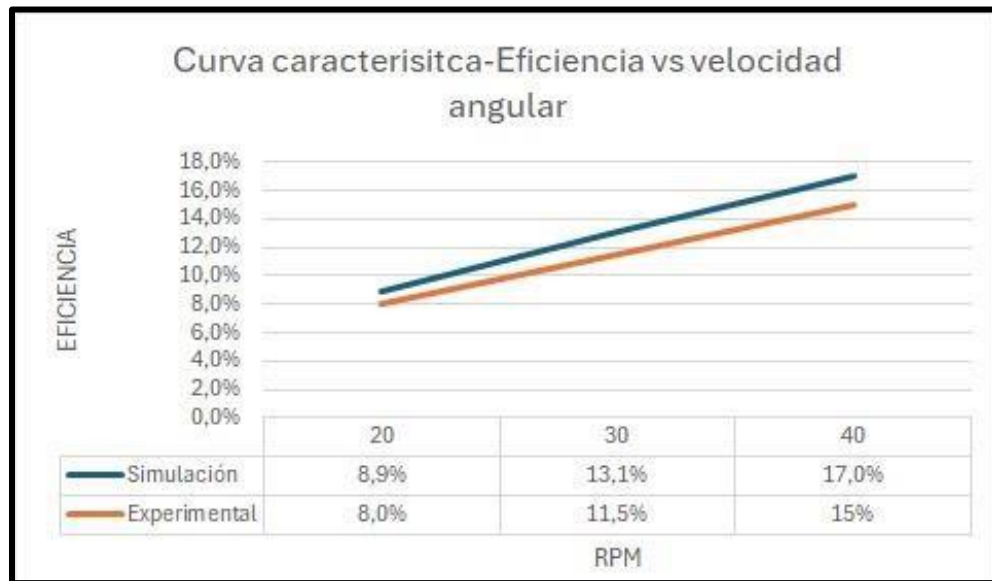
$\text{Valor}_{\text{real-exacto}} = \text{Valor experimental}$.

Posteriormente, se tabularon los datos obtenidos en la simulación y, mediante las ecuaciones 29,30 y 31, se calcularon la potencia, la eficiencia y el porcentaje de error entre los resultados numéricos y los experimentales reportados por los autores, como se muestra en la Tabla 7. Adicionalmente, en la Figura 74 se presenta la gráfica comparativa entre los resultados de la simulación y los obtenidos experimentalmente por los autores, con el propósito de contrastar ambas curvas. Estas presentan en el eje “Y” los valores de eficiencia, mientras que en el eje “X” se representan las velocidades angulares en rpm.

Tabla 7.

Datos numéricos y experimentales

| | RAD/S | RPM | SIMULACIÓN NUMÉRICA | | | EXPERIMENTAL | | | POTENCIA TEÓRICA | % ERROR |
|---|-------|-----|---------------------|--------------|----------------|--------------|--------------|----------------|------------------|---------|
| | | | TORQUE [Nm] | POTENCIA [W] | EFICIENCIA [%] | TORQUE [Nm] | POTENCIA [W] | EFICIENCIA [%] | | |
| 1 | 2,09 | 20 | 0,5028 | 1,0531 | 8,9% | 0,4511 | 0,9448 | 8,0% | 11,81 | 11,46% |
| 2 | 3,14 | 30 | 0,4918 | 1,5450 | 13,1% | 0,4323 | 1,35815 | 11,5% | 11,81 | 13,76% |
| 3 | 4,19 | 40 | 0,4791 | 2,0068 | 17,0% | 0,4229 | 1,7715 | 15% | 11,81 | 13,29% |

Figura 74.*Curva experimental vs Numérica*

Cómo se pudo evidenciar tanto en la Tabla 7 como en la Figura 74 los valores de torque y eficiencia obtenidos en las simulaciones fueron superiores a los experimentales. Asimismo, el mayor porcentaje de error entre los datos experimentales de los autores y los resultados obtenidos en las simulaciones fue de aproximadamente 13,76 %. No obstante, dado que el margen de error no es considerablemente alto, se puede determinar que las simulaciones realizadas en este proyecto son válidas. Adicionalmente, en la Figura 75 se presentan los residuales de una de las simulaciones, los cuales se encuentran dentro de un rango aceptable según los criterios de convergencia establecidos por ANSYS por defecto, con excepción del residual de continuidad, que se mantiene en el orden de 10^{-2} . A pesar de ello, el flujo másico se conservó en todas las simulaciones, como se evidencia en la Figura 76 y 77. Por lo tanto, se puede afirmar que los resultados obtenidos son confiables.

Figura 75.

Convergencia en residuales

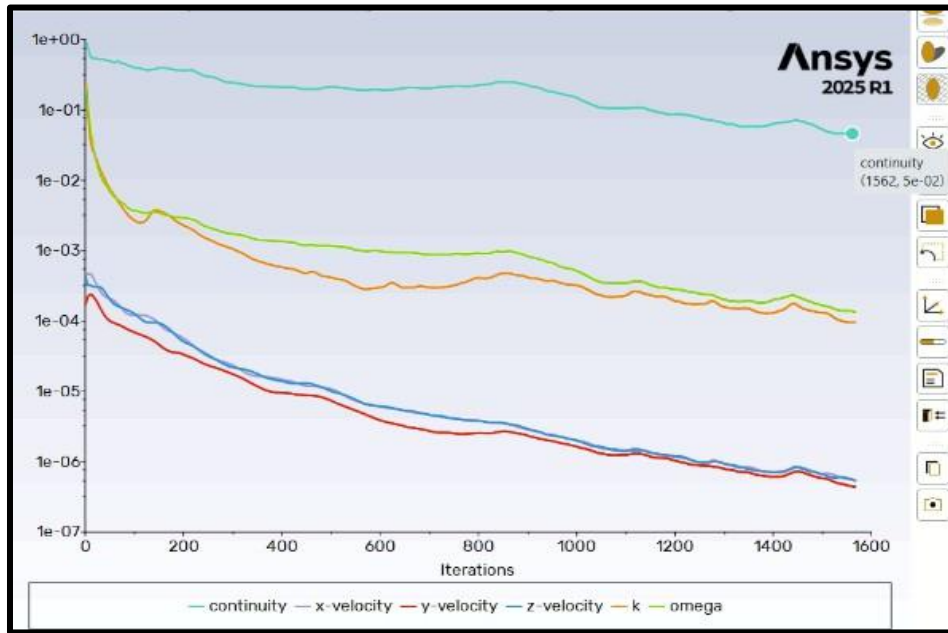


Figura 76.

Flujo másico de entrada

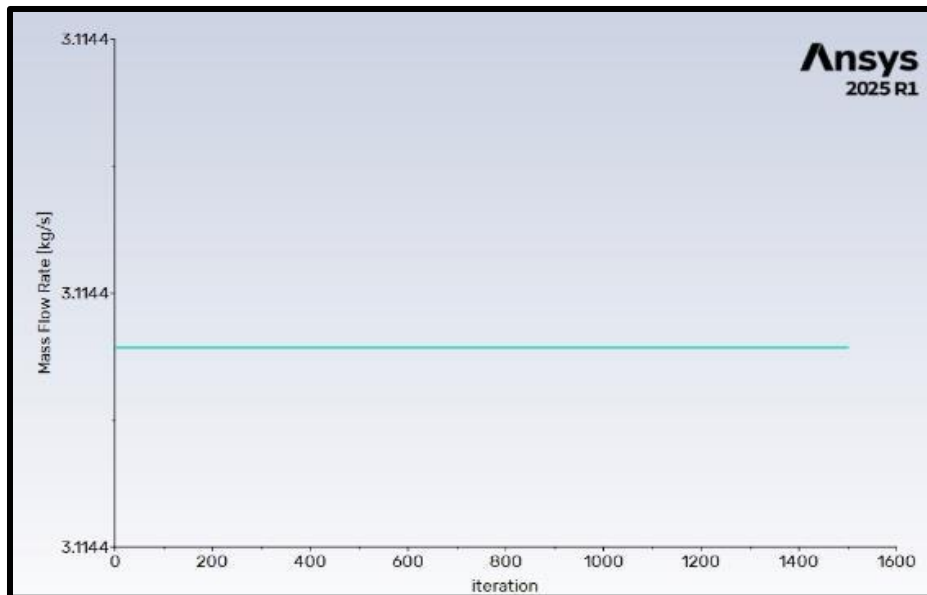
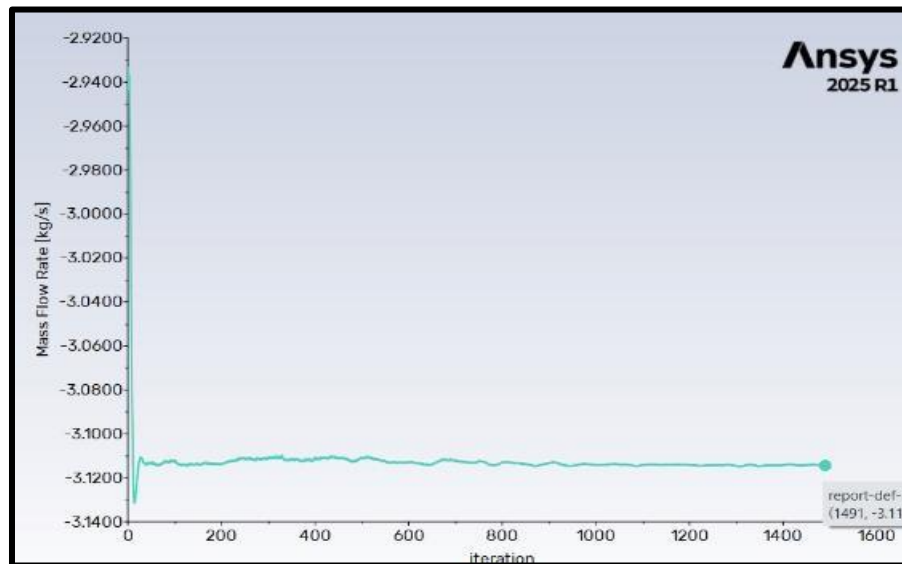
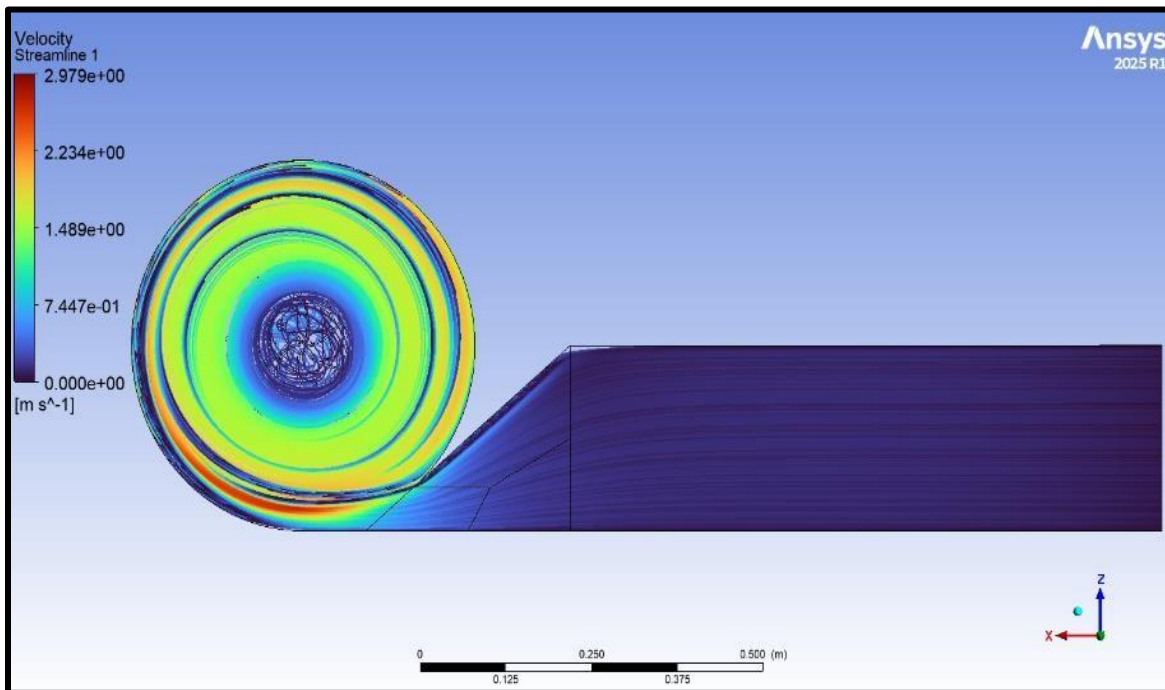


Figura 77.*Flujo másico a la salida*

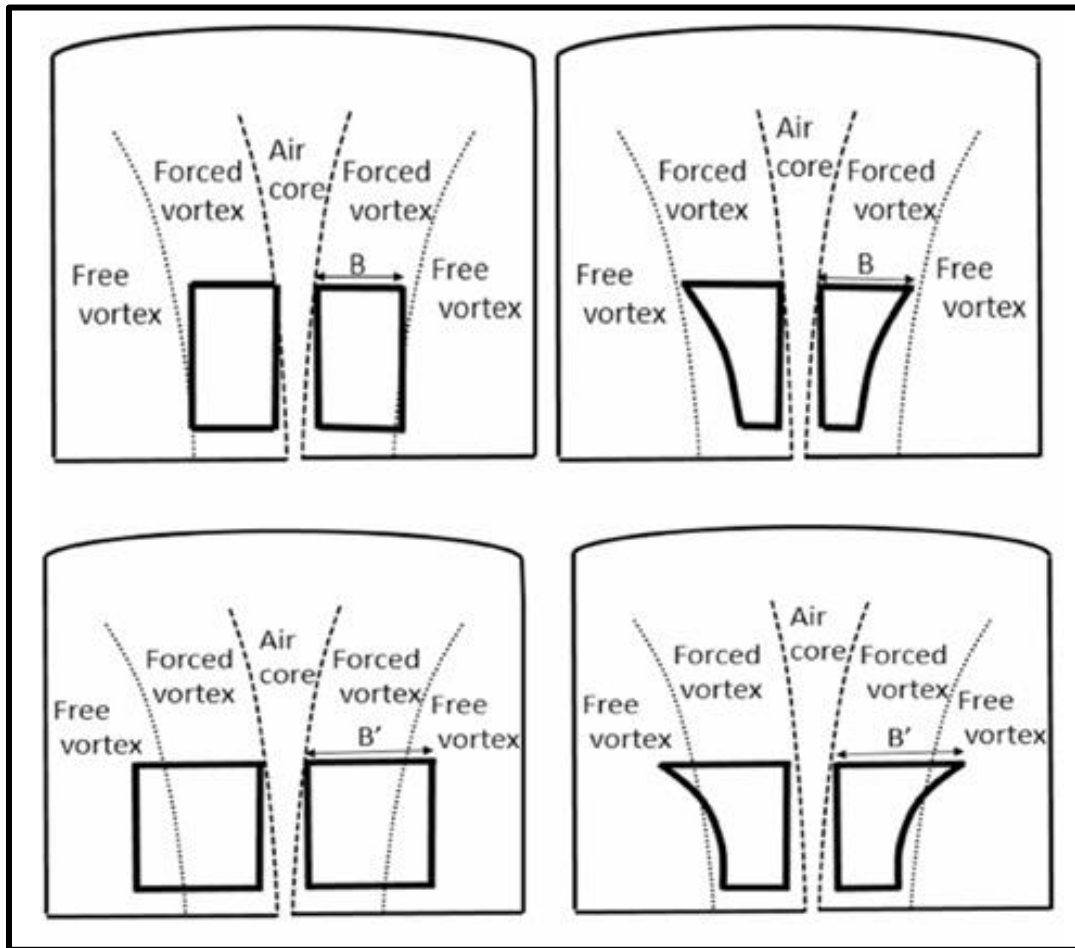
Como parte del postprocesamiento de los resultados, se logró visualizar el comportamiento del fluido al atravesar la cámara de descarga, junto con la formación del vórtice en su interior, tal como se muestra en la Figura 78. En esta figura se puede apreciar los rangos de velocidad del fluido a medida que avanza por la cámara de descarga y la formación del vórtice, Hay que indicar que según la teoría y tal como lo mencionan los autores (Saleem, y otros, 2020) en su proyecto el vórtice presenta dos etapas: Vórtice forzado (Sobre el centro o interior de la cámara) y libre (Sobre la periferia de la cámara), fenómeno que se alcanza a evidenciar en la imagen mencionada.

Figura 78.

Líneas de corriente del fluido



Además, los autores mencionados ilustran gráficamente la interacción del rotor con las zonas del vórtice, como se muestra en la Figura 79. En estas imágenes se observa cómo tanto el ancho como la torsión de los álabes influyen en dicha interacción. Según los autores, se logra un mayor intercambio de energía cuando los álabes interfieren simultáneamente con ambas regiones del vórtice.

Figura 79.*Incidencia de los alabes con el vórtice*

Nota. Tomado de Saleem, A.S.; Taqi , A. C.; Rizwan, U.; Sarvat, M. A.; Javed, A.; Chattha; B., Akbar, C., Woo P. (2020) Parametric study of single-stage gravitational water vortex turbine.

Elsevier 18

6.2 Parametrización

Este capítulo expone los resultados derivados de las tres simulaciones llevadas a cabo en la etapa de parametrización de la turbina, según lo indicado en la sección 5.4.

6.2.1 Simulación 1

Realizada y ejecutada la simulación se obtuvo el resultado del torque el cuál se evidencia en la Tabla 8.

Tabla 8.

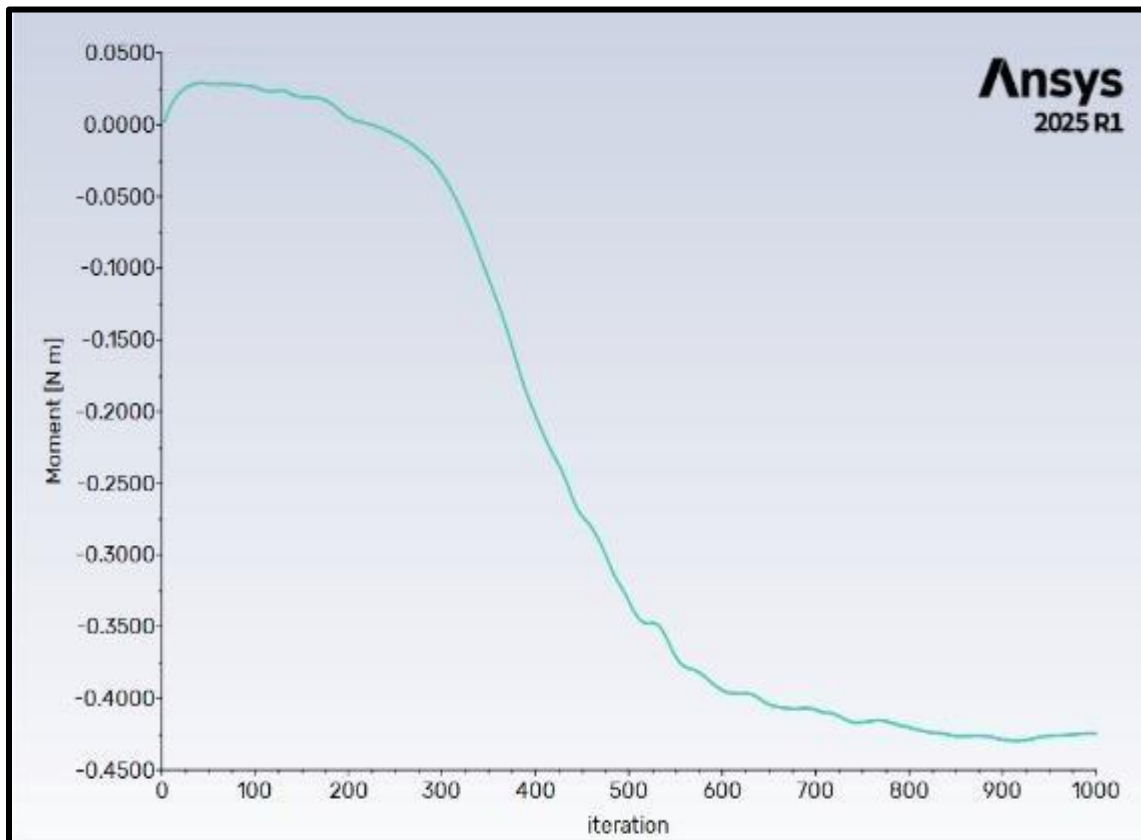
Torque obtenido simulación 1

| Simulación | RPM | N° de alabes | Grados | Torque (Nm) |
|--------------------------|-----|--------------|--------|-------------|
| Simulación de validación | 20 | 6 | 55 ° | -0,5028 |
| Simulación 1 | 20 | 3 | 55° | -0,4248 |

Adicionalmente, se obtuvo la gráfica del comportamiento del torque a lo largo de cada iteración de la simulación como se puede ver en la Figura 80. En esta se observa que la simulación se ejecutó durante 1000 iteraciones y que el torque se incrementa en la dirección negativa del eje Y, lo cual indica un sentido de rotación horario (a favor de las manecillas del reloj). Asimismo, se puede apreciar que a partir de aproximadamente la iteración 800, el torque muestra una tendencia clara hacia la estabilización en un valor constante.

Figura 80.

Gráfica comportamiento del torque simulación 1



Los resultados obtenidos evidenciaron una disminución aproximada del 15 % en el valor del torque con respecto a la simulación de validación (Tabla 8), la cual correspondía a un rotor de 6 álabes y un ángulo de torsión de 55° . Con base en ello se observa claramente que la reducción en el número de álabes del rotor generó una disminución en el torque, lo que, a su vez, repercutió negativamente en la eficiencia en comparación con la simulación de validación mencionada. Esta reducción puede justificarse, posiblemente, por la menor área de contacto entre el fluido y los álabes al disminuir su número, lo que implica un menor intercambio de energía entre ambos.

6.2.2 Simulación 2

Una vez ejecutada la simulación correspondiente a la simulación 2, se obtuvo el resultado de torque, el cual se presentan en la tabla 9.

Tabla 9.

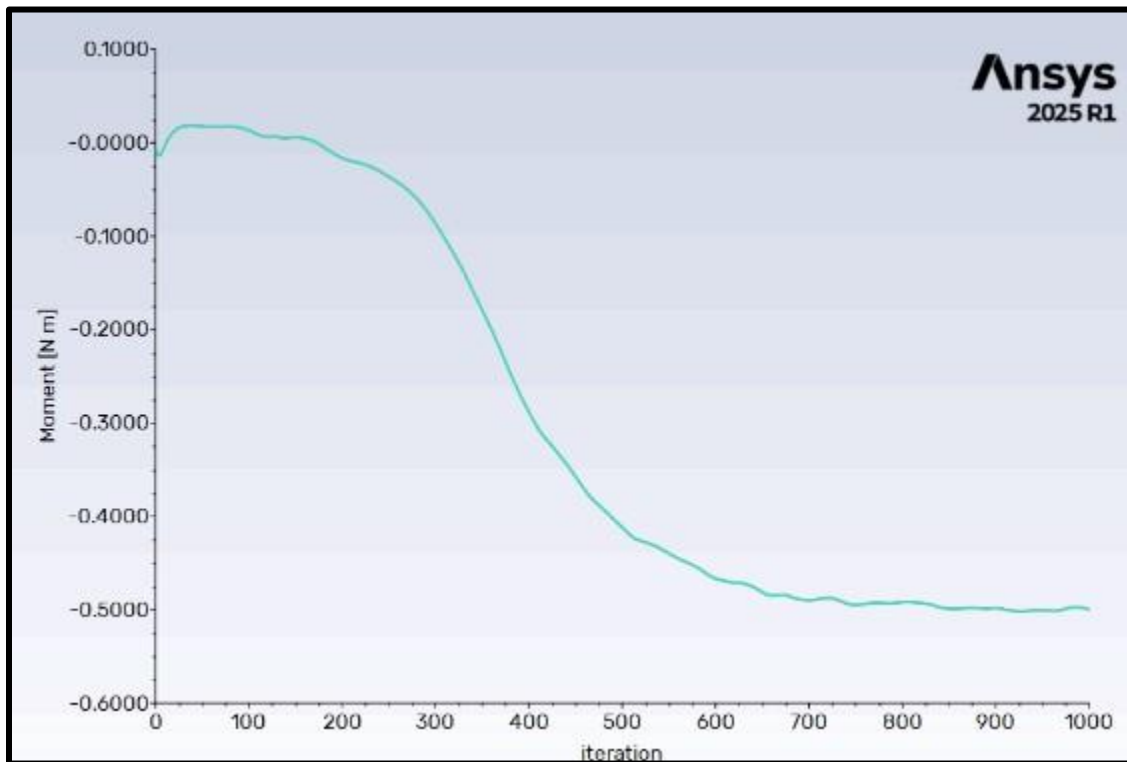
Torque obtenido simulación 2.

| Simulación | RPM | N° de alabes | Grados | Torque (Nm) |
|--------------------------|------------|---------------------|---------------|--------------------|
| Simulación de validación | 20 | 6 | 55 ° | -0,5028 |
| Simulación 2 | 20 | 6 | 50° | -0,4996 |

Adicionalmente, al igual que en la simulación 1, se generó la gráfica del comportamiento del torque a lo largo de las 1000 iteraciones, como se muestra en la Figura 81.

Figura 81.

Grafica comportamiento del torque simulación 2



El resultado de torque obtenido en la simulación 2 presenta una ligera disminución de aproximadamente un 0,6 % en comparación con el valor registrado en la simulación de validación, como se muestra en la Tabla 9. Sin embargo, esta diferencia no es lo suficientemente significativa como para representar un impacto considerable en la eficiencia del rotor.

Esta disminución en el torque podría estar asociada a la reducción del ángulo de torsión de los álabes. Si bien los autores (Edirisinghe S., Seong Yang, Gunawardane, & Ho Lee, 2022) indican que el uso de ángulos menores puede favorecer la eficiencia del rotor, en este caso específico no se evidenció una mejora significativa, ya que el valor del torque no presentó una variación considerable.

Cabe destacar que, de haberse utilizado un rotor con álabes rectos y con un ángulo de torsión más pequeño, los resultados podrían haber sido diferentes, y posiblemente se habría corroborado lo planteado por los autores (Edirisinghe S., Seong Yang, Gunawardane, & Ho Lee, 2022) en su proyecto.

6.2.3 Simulación 3

Una vez ejecutada la simulación correspondiente a la simulación 3, se obtuvo el resultado del torque, que se presenta en la Tabla 10 respectivamente.

Tabla 10.

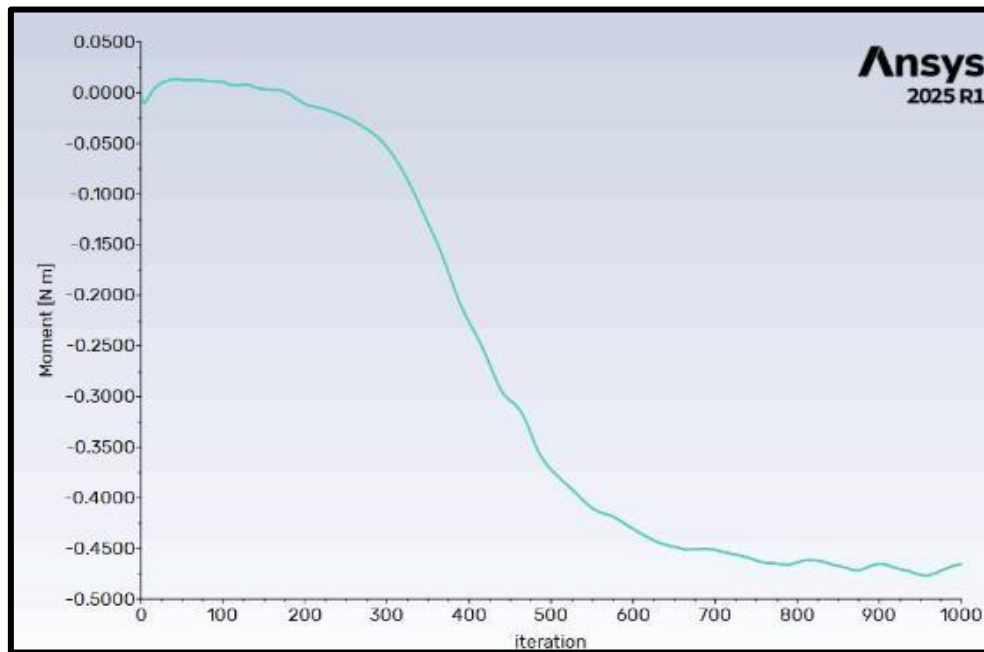
Torque obtenido simulación 3.

| Simulación | RPM | N° de alabes | Grados | Torque (Nm) |
|--------------------------|------------|---------------------|---------------|--------------------|
| Simulación de validación | 20 | 6 | 55 ° | -0,5028 |
| Simulación 3 | 20 | 3 | 50° | -0,4654 |

Al igual que en las anteriores pruebas, se generó la gráfica del comportamiento del torque durante las 1000 iteraciones, como se muestra en la Figura 82.

Figura 82.

Gráfica comportamiento del torque simulación 3



El resultado del torque en esta prueba, al igual que en las simulaciones anteriores, evidenció una disminución de aproximadamente un 7,5 % en comparación con el valor obtenido en la simulación de validación, como se indica en la Tabla 10. Tal como se indicó en la simulación 1, esta reducción en el torque puede atribuirse principalmente a la disminución en el número de álabes, variable que posiblemente tiene una incidencia mayor sobre la eficiencia del rotor.

Además, como se evidenció en los resultados de la simulación 2 (Tabla 9), la modificación en el ángulo de torsión no generó una variación significativa respecto a la simulación de validación, lo que refuerza la idea de que el número de álabes posiblemente sea el factor de mayor impacto en este caso.

6.3 Análisis parámetros del rotor

Luego de realizar las tres pruebas descritas en el capítulo 5.4, y considerando una cuarta correspondiente a la simulación de validación a 20 rpm presentada en la sección 6.1 en la Tabla 6, se decidió llevar a cabo un diseño de experimentos factorial 2^2 . En este diseño se evaluaron los dos factores: el número de alabes y el ángulo de torsión de los alabes del rotor.

Los datos y resultados obtenidos en cada una de las pruebas realizadas se muestran en la Tabla 11. Posteriormente, haciendo uso del software estadístico Minitab se logró realizar el análisis del diseño experimental. Mediante este programa, se evaluó la incidencia de los factores sobre la variable de respuesta, que en este caso corresponde a la eficiencia. Se generaron los coeficientes codificados y el diagrama de los efectos, los cuales se muestran en las Figuras 83 y 84, respectivamente.

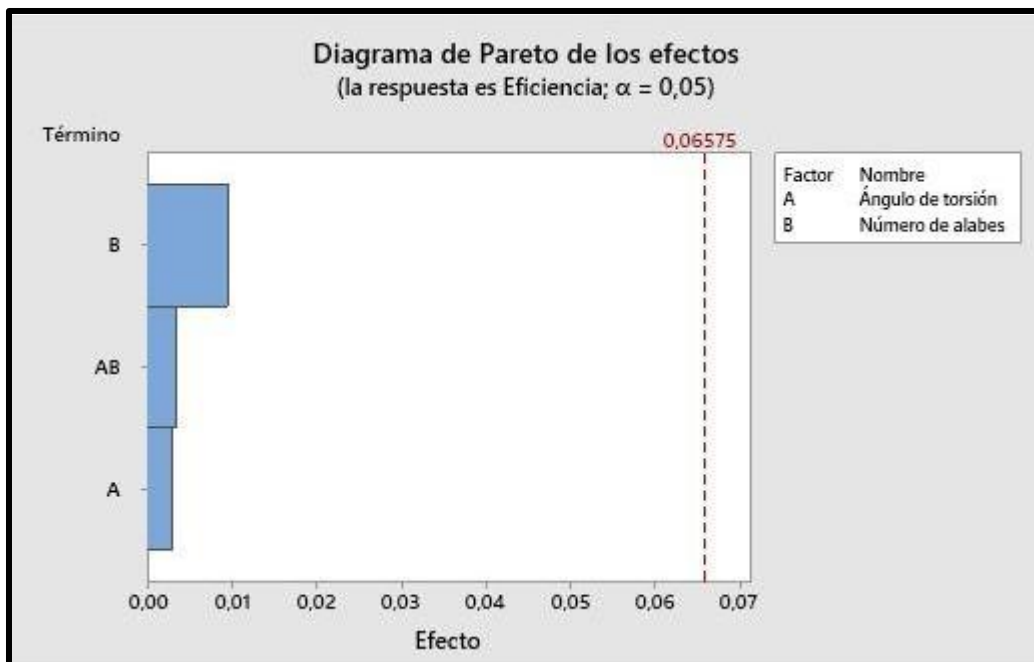
Tabla 11.

Parámetros y resultados

| ↓ | C1 | C2 | C3 | C4 | C5 | C6 | C7 | C8 |
|---|----------|--------------|-----------|---------|-------------------|------------------|--------|------------|
| | OrdenEst | OrdenCorrida | PtCentral | Bloques | Ángulo de torsión | Número de alabes | Torque | Eficiencia |
| 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | 55 | 3 | 0,42 | 0,079 |
| 2 | 3 | 2 | 1 | 1 | 50 | 6 | 0,49 | 0,088 |
| 3 | 4 | 3 | 1 | 1 | 55 | 6 | 0,50 | 0,089 |
| 4 | 1 | 4 | 1 | 1 | 50 | 3 | 0,46 | 0,082 |

Figura 83.*Coefficientes codificados*

| Coeficientes codificados | | |
|------------------------------------|-----------|-----------|
| Término | Efecto | Coef |
| Constante | | 0,08408 |
| Ángulo de torsión | -0,002850 | -0,001425 |
| Número de alabes | 0,009450 | 0,004725 |
| Ángulo de torsión*Número de alabes | 0,003450 | 0,001725 |

Figura 84.*Gráfica normal de los efectos*

Del análisis obtenido por Minitab, y como se observa en el diagrama de los efectos y los coeficientes codificados obtenidos (Figura 83 y 84), de los dos parámetros evaluados sus efectos no son suficientemente significativos sobre la eficiencia. No obstante, según el diagrama de los

efectos (Figura 84), el parámetro número de alabes resulta ser el más influyente entre los dos analizados. En este sentido, se puede inferir que existen otros parámetros con una influencia considerablemente mayor que los modificados durante la etapa de parametrización.

6.4 Análisis vectorial gráfico de la interacción fluido-rotor

En esta sección, se presenta la visualización del triángulo de velocidades derivado de la ecuación de Euler para turbomáquinas tanto en la entrada y salida del rotor. Para este análisis, se extrajeron los puntos coordenados de los vectores de velocidad desde Solidworks (figura 29 y 30) y se añadieron al entorno de post-procesamiento de ANSYS Fluent (véase la figura 85). Esta metodología facilitó la comparación visual del ángulo (α) obtenido en la simulación computacional con el valor de referencia reportado por los autores (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023) quienes establecen un valor de $\alpha_1=16^\circ$ y $\alpha_2=90^\circ$.

En las figuras 85 y 86, se visualizan los triángulos de velocidades en el rotor. Estos diagramas, representados con líneas negras, ilustran el ángulo de entrada y salida del fluido en el rotor (α), además, se ilustra el vector de velocidad tangencial del álabe (U), el vector de velocidad absoluta del fluido (V) y el vector velocidad relativa del fluido respecto al alabe (V_r) tanto en la entrada como en salida del rotor.

El ángulo α , se forma entre la dirección velocidad tangencial del álabe (U) y la dirección velocidad absoluta del fluido (V). Asimismo, se identifica el ángulo del álabe, formando el ángulo β entre la dirección velocidad relativa del fluido respecto del alabe (V_r) con la dirección velocidad tangencial del álabe (U).

Se observó visualmente en las figuras 85 y 86 debido al redondeo en la geometría (véase la figura 29 y 30), un aumento en el ángulo β , lo que a su vez generó un aumento en el ángulo α .

También se evidencia en la figura 85 que los vectores de velocidad a la salida del rotor aún no están completamente desarrollados, lo que indica que el intercambio de energía entre el fluido y los álabes todavía no es significativo en esa región.

A medida que el fluido interactúa con los álabes del rotor e intercambia energía, se observa cómo los vectores velocidad en la salida del rotor se orientan progresivamente en dirección meridional. Esto indica que se está llevando a cabo el intercambio de energía, evidenciado por la disminución de la componente tangencial de la velocidad y el aumento de las componentes axial y radial del flujo, como se muestra en la Figura 86.

Figura 85.

Vectores velocidad de entrada y salida del rotor- Vista superior

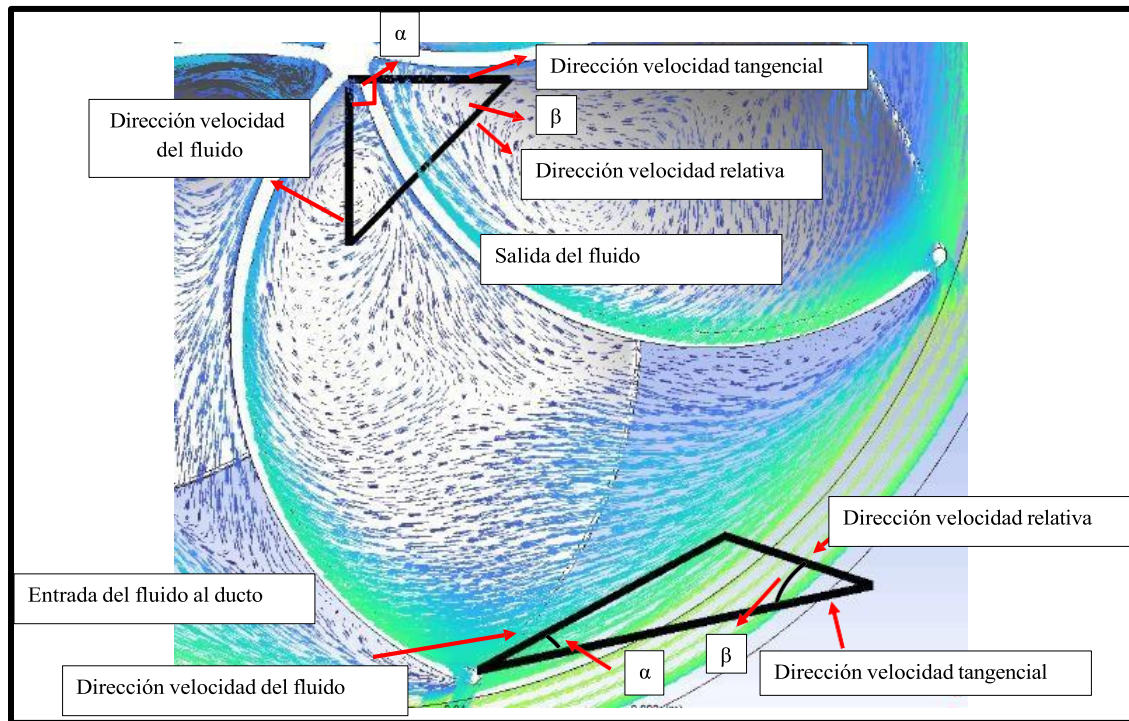
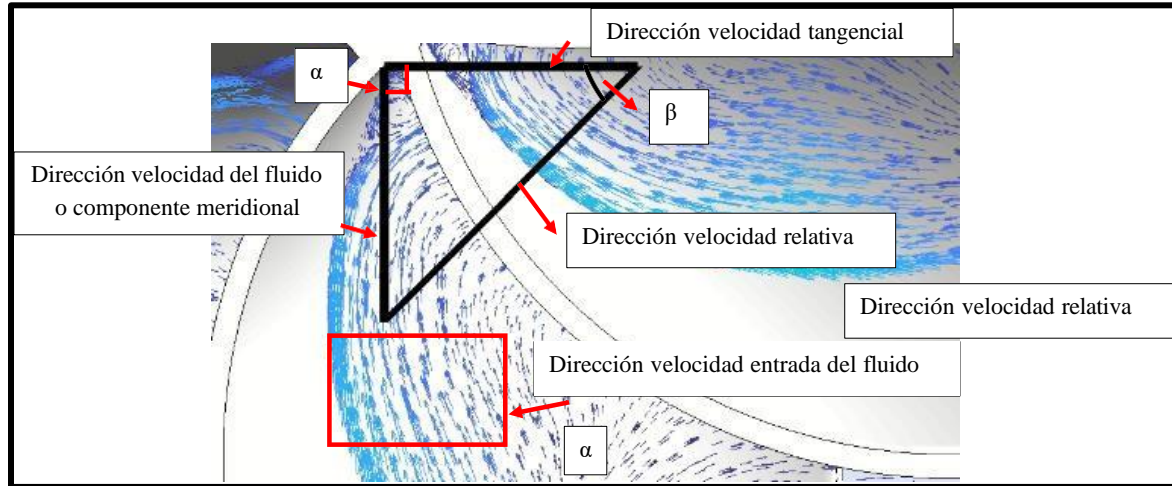


Figura 86.

Vectores velocidad de entrada y salida del rotor- Vista superior



6.5 Análisis del fluido en la cámara de descarga

Una vez realizado el postprocesamiento, en la Figura 87 se puede observar el comportamiento y la magnitud de los vectores de velocidad a lo largo de la cámara de descarga, evaluados en tres posiciones específicas: al 50 %, 70 % y 90 % de la altura de dicha cámara. Esta evaluación se realizó con el fin de analizar y evidenciar la influencia de la ubicación del rotor en la transferencia de energía. En las Figuras 88, 89 y 90 se presentan los vectores velocidad correspondientes a cada una de estas ubicaciones.

En este caso, las ilustraciones presentadas fueron extraídas de la simulación uno descrita en el capítulo 5.2.2, correspondiente a la opción del modelo VOF, en la cual se realizó sin la presencia del rotor.

Con base en las Figuras 88, 89 y 90, se logró evidenciar lo señalado por los autores en la literatura (Betancour, Romero-Menco, Velásquez, RubioClemente, & Chica, 2023): a medida que

el rotor se ubica más cerca de la salida de la cámara de descarga, la velocidad tangencial del vórtice se incrementa; esto se debe a que dicha componente depende del radio del vórtice (Véase ecuación 15), el cual va disminuyendo a medida que se acerca a la salida de la cámara, como se puede ver en la Figura 91.

Además, por efecto de la conservación del momento angular, la vorticidad aumenta conforme se reduce el radio, es decir, al acercarse a la salida. Por otra parte, se observa en la Figura 88, a una altura del 50% el vórtice aún no está completamente desarrollado, mientras que en la Figura 89, a una altura del 70% se evidencia una estructura de vórtice más desarrollada. Por tanto, cuanto más abajo se ubique el rotor, mayor será la intensidad del vórtice y, en consecuencia, mayor la cantidad de energía para el intercambio con el rotor.

Figura 87.

Porcentaje de alturas en la cámara de descarga

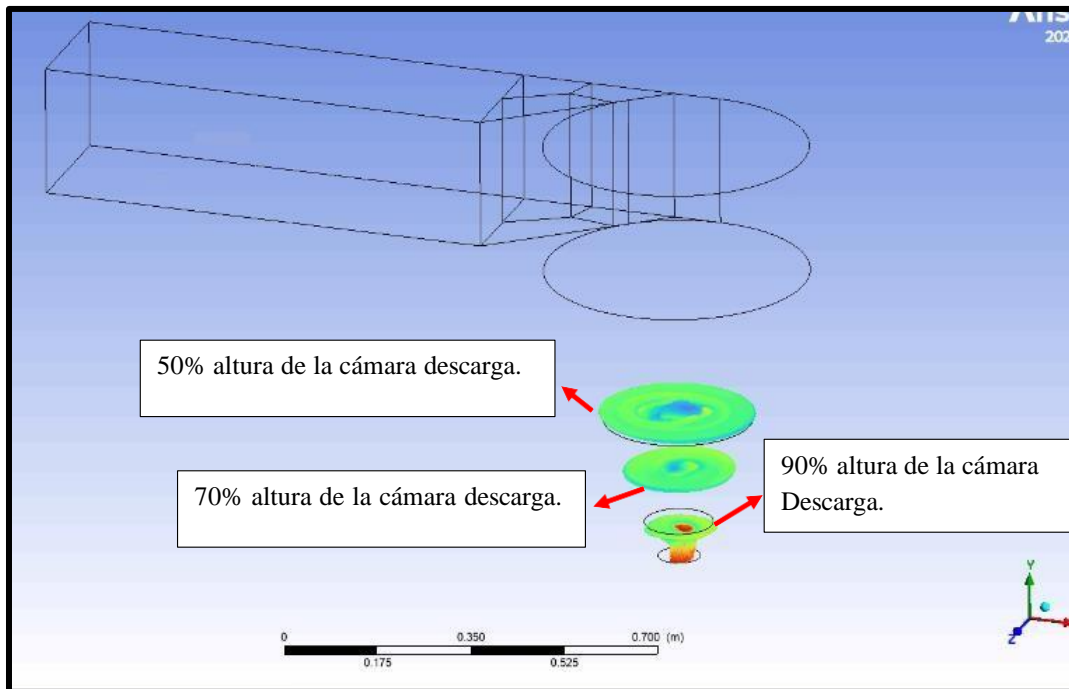


Figura 88.

50% altura de la cámara de descarga

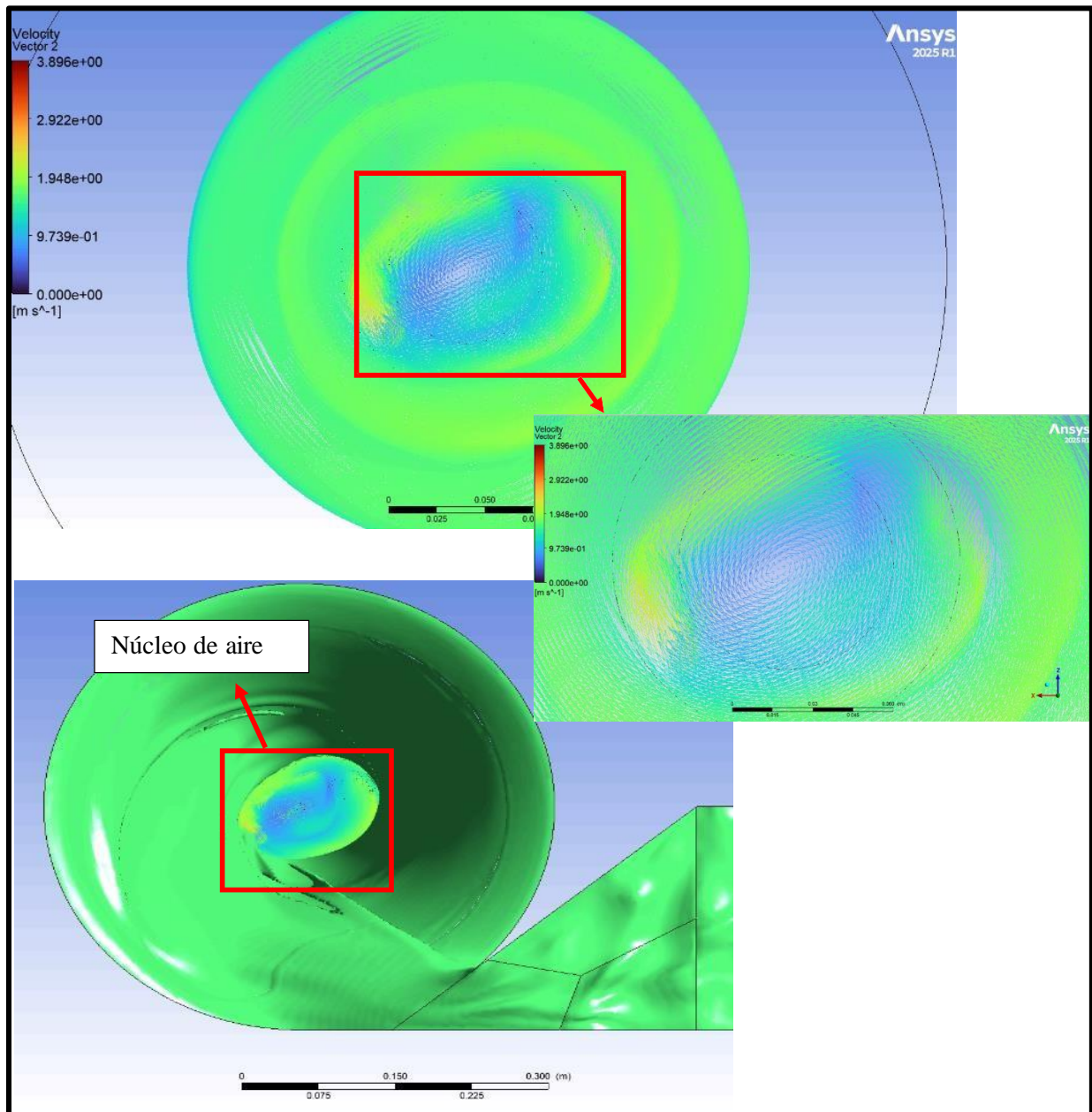


Figura 89

70% altura de la cámara de descarga

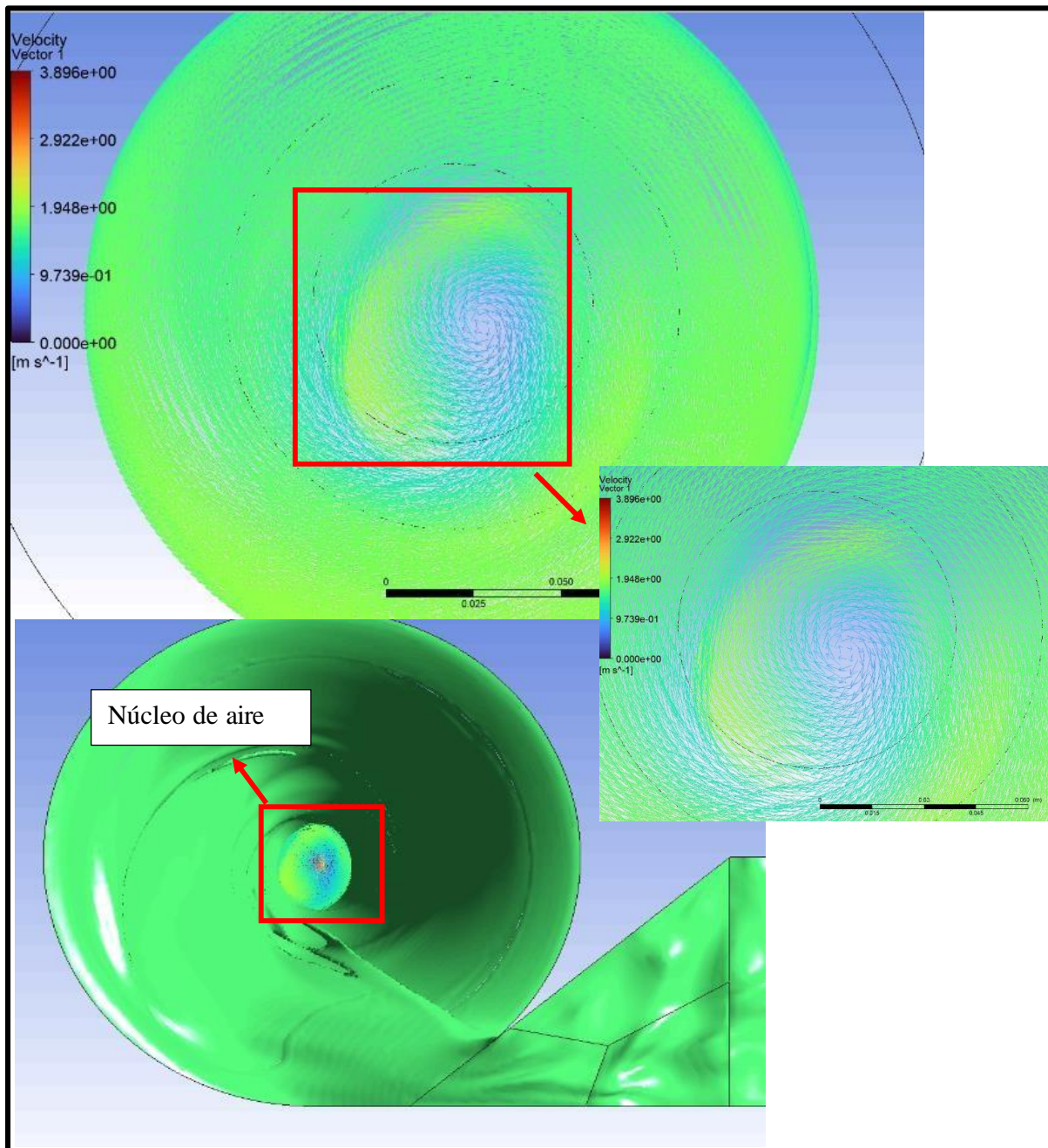
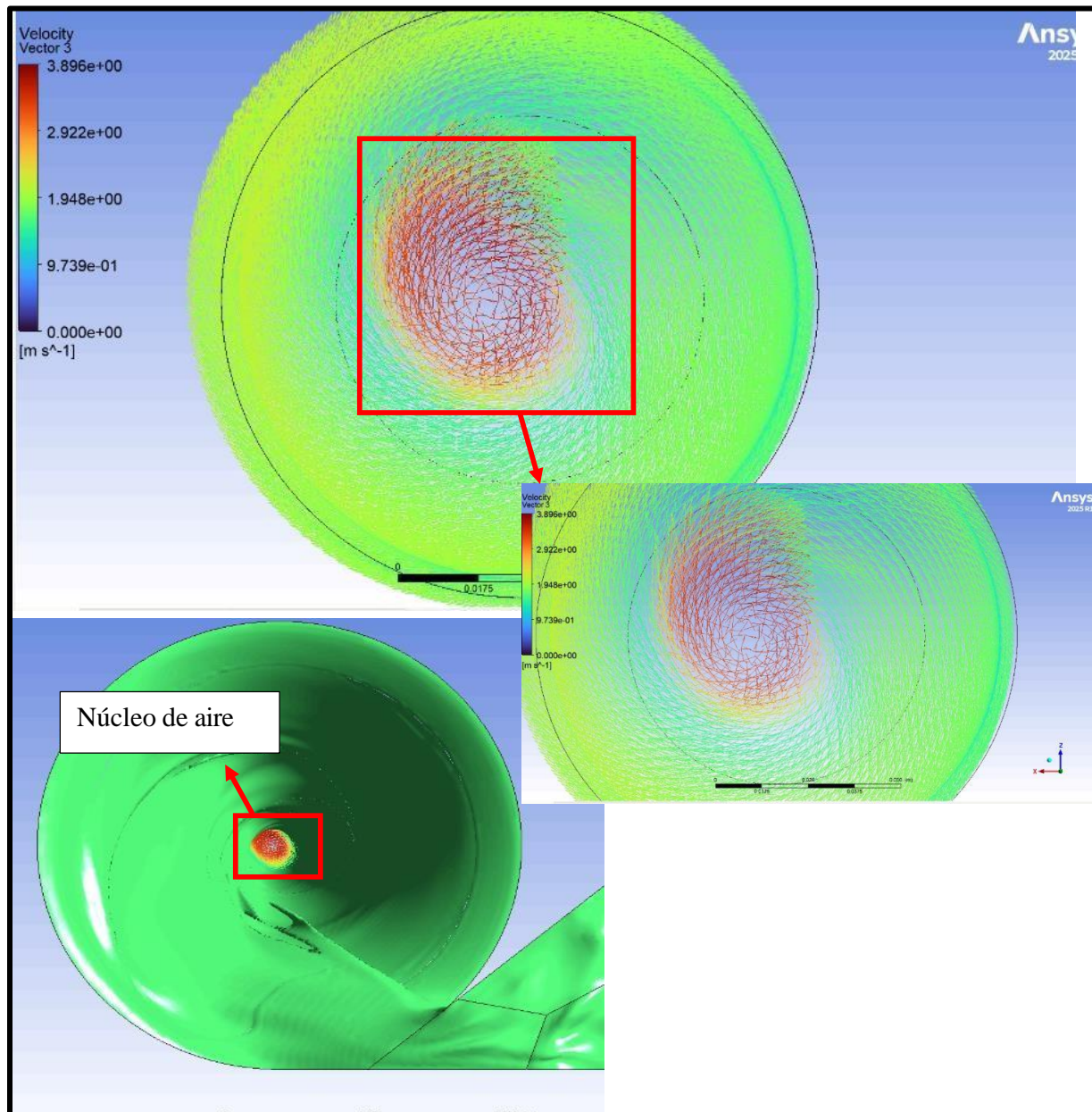


Figura 90.

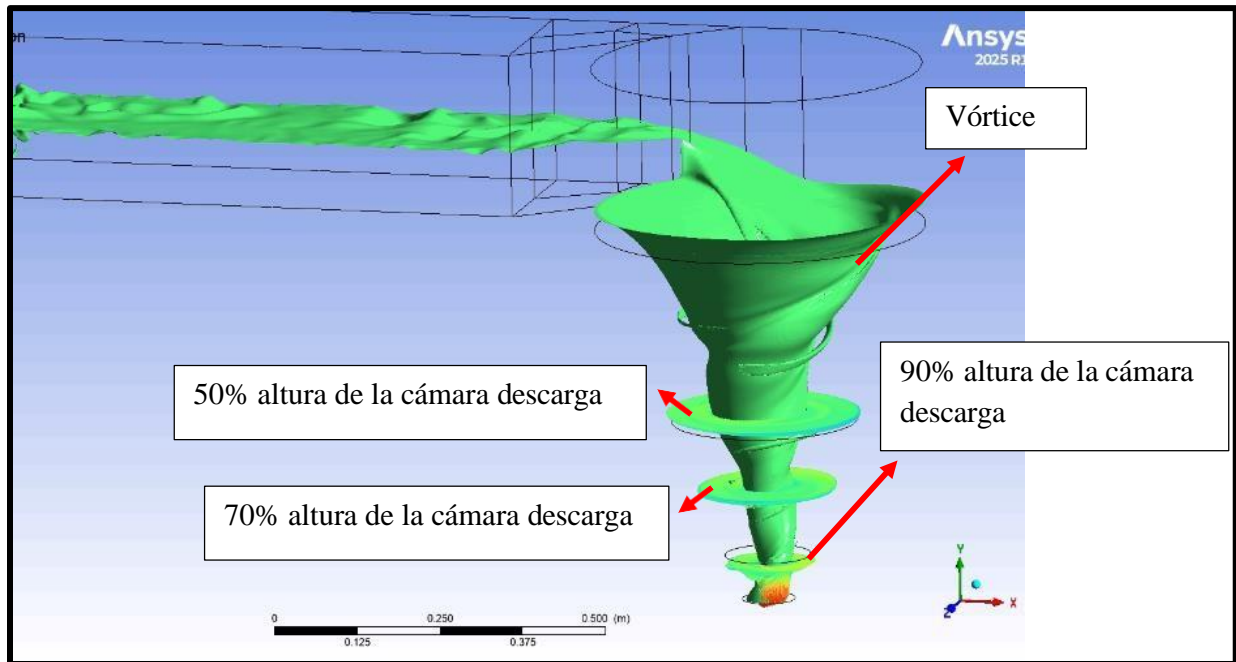
90% altura de la cámara de descarga



La Figura 91 evidencia el desarrollo del vórtice por la interacción de agua-aire.

Figura 91.

Desarrollo del vórtice en las distintas alturas



7. Conclusiones

La geometría del rotor seleccionada correspondiente a un modelo de referencia utilizado en el proyecto, es formado seis álabes curvados y torsionados. Esta configuración presentó un desempeño superior en términos de torque y eficiencia, en comparación con las geometrías evaluadas durante el proceso de parametrización. Por lo cual se puede establecer que los mejores parámetros del rotor, bajo estas condiciones de flujo, son: diámetro superior de 250 mm, diámetro inferior de 115 mm, altura de 200 mm y un ángulo de torsión entre 55° y 60° .

En la simulación numérica, el rotor seleccionado mostró una eficiencia de 8.9% a una velocidad angular de 20 RPM generando un torque de 0.50 Nm y una potencia de aproximadamente 1 Kw, donde se observó que al aumentar la velocidad angular a 40 RPM la potencia y la eficiencia también aumentan progresivamente, pero el torque disminuye teniendo un comportamiento físico inversamente proporcional a la potencia y eficiencia.

Por otro lado, se evidenció que la posición del rotor dentro de la cámara de descarga influye en el rendimiento de la turbina. Se observó que cerca de la salida de la cámara de descarga aumenta la intensidad del vórtice, por ende, cuanto menor sea la distancia del rotor a la salida de esta, mayor será la componente tangencial del vórtice y por lo tanto mayor la energía en el fluido para transferir. Se observó que cerca de la salida de la cámara de descarga aumenta la intensidad del vórtice, por ende, cuanto menor sea la distancia del rotor a la salida de la misma, mayor será la componente tangencial del vórtice y por lo tanto más energía en el fluido para transferir.

Para la etapa de validación los resultados del modelo numérico se contrastaron con datos experimentales reportados en la literatura. La simulación correspondiente a la velocidad angular de 30 rpm la cual presentó la mayor diferencia obtuvo un porcentaje de error relativo en el valor de la potencia del 13,76 % en comparación con el experimental reportado por los trabajos de la literatura para esa misma velocidad angular.

Finalmente, durante la etapa de parametrización, se comprobó que los dos parámetros modificados para los dos niveles evaluados, no tuvieron un impacto significativo en la eficiencia de la turbina. Al compararlos, se concluyó que el número de álabes tenía mayor influencia que el ángulo de torsión, aunque su efecto seguía siendo limitado. Esto sugiere que existen otros

parámetros con mayor relevancia en la respuesta del sistema, siendo uno de ellos, posiblemente, la ubicación del rotor en la cámara de descarga.

8. Recomendaciones

Para trabajos futuros, se recomienda aumentar el recurso computacional con un equipo de cómputo con especificaciones avanzadas. Esto permitiría generar mallas de mayor calidad y resolución, lo que contribuiría a obtener resultados más precisos y ampliar el rango del valor de los parámetros evaluados. Además, una mayor capacidad computacional facilitaría la ejecución de simulaciones con modelos e iteraciones más prolongadas, lo que podría enriquecer el análisis del comportamiento hidrodinámico del sistema.

También se recomienda realizar simulaciones en estado transitorio obteniendo resultados que contribuyan al entendimiento de la física del fluido en este tipo de turbinas.

Por su parte también se recomienda usar el modelo de turbulencia $K \omega$ SST dado que se evidenció en las simulaciones que el fluido logra adaptarse mejor sobre las capas límites que es en dónde se evidencia los más altos gradientes de velocidad y cambios bruscos, además de que brindó buena estabilidad en las simulaciones y convergencia de los residuales. Y de que como lo mencionan los autores en su proyecto este modelo genera un mejor desarrollo del vórtice en la cámara de descarga.

Finalmente, se sugiere a que se realicen pruebas experimentales bajo las mismas condiciones establecidas en este proyecto, empleando un canal y una cámara de descarga.

Referencias Bibliográficas

- Ansys Inc. (12 de Febrero de 2015). *Lecture 7: Mesh Quality & Advanced Topics. Introduction to ANSYS Meshing* . Obtenido de https://featips.com/wp-content/uploads/2021/05/Mesh-Intro_16.0_L07_Mesh_Quality_and_Advanced_Topics.pdf
- Betancour, J., Romero-Menco, F., Velásquez, L., RubioClemente, A., & Chica, E. (2023). Design and optimization of a runner for a gravitational vortex turbine using the response surface methodology and experimental tests. *Renewable Energy*, 210, 306-320. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.04.045>.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill Interamericana.
- CFD Online. (2022). *Y+ Wall Distance Estimation*. Obtenido de <https://www.cfd-online.com/Tools/yplus.php>
- Dhakal, S., Timilsina, A. B., Fuyal, D., Bajracharya, T. R., Pandit, H., Amatya, N., & Nakarmi, A. M. (2015). Comparison of cylindrical and conical basins with optimum position of runner: Gravitational water vortex power plant. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 662-669. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.030>
- Edirisinghe S., D., Seong Yang, H., Gunawardane, S., & Ho Lee, Y. (2022). Enhancing the performance of gravitational water vortex turbine by. *Elsevier*, 18.
- Glasscock, A. G., & Whitehouse. (2019). *Biblioteca Uis*.
- Illidge-Araujo, J. ., Chacon Velasco, J. L., Chacon Velasco, A. J., & Romero Piehadrait, C. A. (2020). Diseño y simulación de un sistema pico-hydro para la generación de energía

- eléctrica en zonas rurales, mediante un software de mecánica de fluidos computacional. *Revista UIS Ingenierías*, 19 (1), 155-170. Obtenido de <https://doi.org/10.18273/revuin.v19n1-2020015>
- Peón Herrera, S. (2021). *Diseño y simulación de una turbina Kaplan mediante dinámica de fluidos computacional*. [Trabajo Fin de Grado, Universidad de Cantabria]. Obtenido de <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/22073>
- Polo Encinas, M. (1983). *Turbomáquinas Hidráulicas*. Limusa.
- Ponce, V. M. (2024). *Hydraulic modeling: Principles, applications, and practice. Environmental Hydraulics*. San Diego, California. Obtenido de https://ponce.sdsu.edu/numero_de_courant.html
- Rodriguez Vidal, C., & Lamas Galdo, M. I. (23 de Septiembre de 2024). *Análisis CFD con OpenFOAM*. Obtenido de <https://tecnologia-maritima.blogspot.com/2024/09/analisis-cfd-con-openfoam.html>
- Saleem, A. S., Taqi, A. C., Rizwan, U., Sarvat, M. A., Javed, A. C., Bilal, A., & Cheol, W. P. (2020). Parametric study of single-stage gravitational water vortex turbine. *Elsevier*, 18.
- SimFlow. (2012). *Computational Fluid Dynamics Software: SimFlow*. Obtenido de <https://simflow.com/courant-number-in-cfd/#:~:text=In%20general%2C%20it%20is%20recommended,may%20require%20Co%20around%200.5>
- Simscale. (8 de Abril de 2025). *K omega SST*. Obtenido de <https://www.simscale.com/docs/simulation-setup/global-settings/k-omega-sst/>
- Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method* (Vol. 2). Pearson Education. Obtenido de

https://ia601605.us.archive.org/20/items/AnIntroductionToComputationalFluidDynamics/An_introduction_to_computational_fluid_dynamics.pdf

Zienkiewicz, O., R. T., & P. N. (s.f.). *Turbulent Flows*. Obtenido de <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B978185617635400008X>

Apéndices

Apéndices A. *Visualización del modelo bifásico agua-aire en las simulaciones.*

