

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ESTUDIO DE IMPULSORES DE UNA BOMBA HIDRÁULICA DE  
AGUA PARA QUE FUNCIONE COMO TURBINA**

**“ESTUDIAR LA GEOMETRÍA DE IMPULSORES DE BOMBAS PARA  
QUE FUNCIONEN COMO TURBINAS”**

**TRABAJO DE INTEGRACION CURRICULAR PRESENTADO COMO  
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**ATARIHUANA FLORES SEBASTIAN FRANCISCO**

**[sebastian.atarihuana@epn.edu.ec](mailto:sebastian.atarihuana@epn.edu.ec)**

**DIRECTOR: VICTOR HUGO HIDLAGO DIAZ**

**[victor.hidalgo@epn.edu.ec](mailto:victor.hidalgo@epn.edu.ec)**

**DMQ, enero 202**

## CERTIFICACIONES

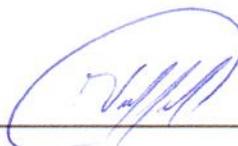
Yo, **SEBASTIAN FRANCISCO ATARIHUANA FLORES**, declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



---

Sebastian Francisco Atarihuana Flores

Certificado que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por **SEBASTIAN FRANCISCO ATARIHUANA FLORES**, bajo mi supervisión.



---

Ing. Víctor Hugo Hidalgo Díaz, D.Sc

**DIRECTOR**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

SEBASTIAN FRANCISCO ATARIHUANA FLORES

VÍCTOR HUGO HIDALGO DÍAZ

## DEDICATORIA

Para mi querida familia, amigos y tutor,

Quiero expresar mi más profunda gratitud y agradecimiento por todo su apoyo, amor y paciencia a lo largo de este camino. Vuestra presencia ha sido un faro constante de luz en los momentos de oscuridad y un recordatorio constante de que nunca estoy solo.

A mi familia, por ser mi fuente de fuerza y motivación, por ser mi apoyo incondicional y por enseñarme el verdadero significado de la palabra "hogar". Sois el pilar fundamental de mi vida y sin vosotros no estaría donde estoy hoy.

A mis amigos, por estar ahí en las risas y en las lágrimas, por ser mi refugio en momentos difíciles y por compartir tantos recuerdos inolvidables. No puedo expresar lo mucho que significáis para mí y cómo habéis enriquecido mi vida de tantas maneras.

A mi tutor, por ser un mentor excepcional, un guía sabio y un apoyo invaluable en este camino hacia mi meta académica. Gracias por su paciencia, comprensión y sabiduría que me han llevado a alcanzar mis metas y aspiraciones.

No puedo agradecer lo suficiente a cada uno de vosotros por vuestra presencia en mi vida. Sois un regalo que nunca dejaré de valorar. Os dedico mis logros, éxitos y triunfos a cada uno de vosotros, sabiendo que nunca lo habría logrado sin vuestra ayuda y apoyo.

Con todo mi amor y gratitud.

ATARIHUANA SEBASTIAN

## **AGRADECIMIENTO**

Mis queridos “MiniDocs”, “Los Venados”, “Mis Panas” y al “Doc”.

Quiero tomarme un momento para expresar mi más sincero agradecimiento por vuestra amistad, lealtad y apoyo en mi vida. Vuestra presencia ha sido una fuente constante de alegría, diversión y energía positiva.

A “MiniDocs”, gracias por compartir tantos momentos inolvidables conmigo. Desde las puteadas hasta nuestras charlas profundas, siempre puedo contar con ustedes para animarme y motivarme. Son un ejemplo para mi persona y espero algún día superarlos.

A “Los Venados”, gracias por ser mi equipo de confianza. Juntos hemos superado obstáculos, celebrado triunfos y aprendido lecciones valiosas. Me siento afortunado de tenerlos, han sido una familia para mí.

A “Mis Panas”, gracias por estar ahí en los buenos y malos momentos. Siempre puedo contar con ustedes para escucharme, apoyarme y darme un empujón en la dirección correcta, y me faltarían palabras para agradecerles todos los buenos y malos momentos que ocurrieron al transcurso de nuestra carrera universitaria.

Y finalmente al “Doc” el profesor que me ha guiado en este proyecto, le ha dado sentido a mi carrera, ha sido un ejemplo de vida y la verdad no sería el ingeniero que soy ahora ni el que quiero ser mañana si no fuera por él, espero de corazón que siga triunfando en todos sus proyectos y pueda llegar a cambiar nuestra querida facultad.

Con todo mi amor y gratitud.

ATARIHUANA SEBASTIAN

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
ÍNDICE DE GRÁFICAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRACT.....	X
1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO.....	1
1.1 Objetivo General.....	1
1.2 Objetivos Específicos.....	1
1.3 Alcance.....	2
1.4 Marco teórico.....	2
1.4.1 Antecedentes.....	2
1.4.2 Bombas-turbinas, sus características y funcionamiento.....	3
1.4.3 Bomba-Turbina y sus componentes.....	4
1.4.3.1 Voluta.....	4
1.4.3.2 Rodete.....	5
1.4.3.3 Tubo de succión.....	5
1.4.4 Bomba-turbina y sus aplicaciones.....	6
1.4.5 Selección de la bomba-turbina.....	7
1.4.6 Características de operación de una bomba-turbina.....	9
1.4.7 Dinámica de fluidos Computacional (CFD).....	9
1.4.7.1 Dinámica de Fluidos Computacional para bomba-turbina.....	10
1.4.9 Modificaciones del rodete.....	11
1.4.10 Tipo de mallas en 3D.....	12
1.4.10.1 Mallado estructurado y no estructurado.....	12
1.4.10.2 Mallas híbridas y por bloques.....	12
1.4.10.3 Interfaces.....	13
1.4.11 Simulación en OpenFOAM.....	14
1.4.12 cfMesh.....	14
2. METODOLOGÍA.....	15

2.1	Generalidades .....	15
2.2	Dominio computacional.....	16
2.2.1	MRF .....	16
2.2.2	Identificación de zonas.....	18
2.3	Desarrollo del modelo 3D del rodete modificado .....	18
2.3.1	Efectos del recorte del rodete .....	18
2.3.2	Efectos del redondeo del álabe del rodete .....	19
2.4	Simulación.....	20
2.4.1	Creación de la malla híbrida mediante cfMesh .....	20
2.4.2	Definición de condiciones iniciales.....	20
2.4.3	Condiciones de borde.....	24
2.4.4	Selección del Modelo de turbulencia .....	26
2.4.5	Método SIMPLE .....	27
2.4.6	Características del Solver .....	28
3.1	Mallado .....	29
3.2	Independencia de Malla .....	29
3.3	Calidad de la Malla .....	30
3.4	Residuales.....	31
3.5	Simulación en Estado Estable .....	33
3.5.1	Contornos de velocidad .....	33
3.5.1	Contornos de presión .....	35
3.6	Eficiencia .....	38
3.6.1	Cálculo de la eficiencia de la Bomba Turbina .....	38
3.6.1	Influencia de la holgura entre el rodete y la voluta .....	38
3.7	CONCLUSIONES .....	39
3.7.1	Conclusiones .....	39
3.7.2	Recomendaciones.....	39
4	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	39
5	ANEXOS.....	43
ANEXO I.	Archivos carpeta <i>0</i> .....	43
ANEXO II.	Archivos carpeta <i>Constant</i> .....	47
ANEXO III.	Carpeta <i>System</i> .....	49
ANEXO IV.	Archivos Ejecutables.....	57
ANEXO V.	Estructura del caso.....	61

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

Figura 1.1. Principales elementos de una bomba turbina. (Fuente: [6]).....	4
Figura 1.2. Voluta la bomba. [Fuente: propia].....	5
Figura 1.3. Rodete de una bomba. (Fuente: propia).....	5
Figura 1.4. Tubo de succión para una bomba-turbina (Fuente: [6]).....	6
Figura 1.5. Distribución de costos de (a) grandes y (b) microcentrales hidroeléctricas. (Fuente: [1]) .....	6
Figura 1.6. Diferentes bombas aptas para funcionar como turbinas. (Fuente: [1]) .....	7
Figura 1.7. a) Ejemplo de una malla estructurada para un alaba de una turbina. b) Ejemplo de malla no estructurada para un perfil naca 0012 (Fuente: [29][18]) .....	12
Figura 1.8. Malla híbrida con prismas (izquierda) y hexaedros (derecha) en el borde de salida de NACA0012. (Fuente: [19]).....	13
Figura 1.9. Interfaces conformes y no conformes entre bloques de mallado. (Fuente: [20]) .....	13
Figura 1.10. Paquetes de CFD utilizados para la simulación de bombas-turbinas (Fuente: [21]) .....	14
Figura 2.1. Diagrama de flujo. (Fuente: propia).....	15
Figura 2.2. Dominio Computacional (Fuente: propia).....	16
Figura 2.3. Sentido de rotación del rodete de la bomba (Fuente: propia).....	17
Figura 2.4. Visualización de las interfaces AMI. (Fuente: propia).....	17
Figura 2.5. Visualización el Flujo circunferencial libre. [Fuente: propia].....	18
Figura 2.6. Redondeo del álabe y redondeo de la cubierta. (Fuente: propia) ...	19
Figura 2.7. Refinamiento de las paredes cerca de los alabes del rodete. (Fuente: propia).....	20
Figura 3.1. Representación gráfica de $y +$ en el dominio computacional. (Fuente: propia).....	31
Figura 3.2. Residuales de la simulación numérica de algoritmo SIMPLE. (Fuente: propia).....	32
Figura 3.3. Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica sin realizar modificaciones en el rodete. (Fuente: propia).....	33
Figura 3.4. Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 b). (Fuente: propia) .....	33
Figura 3.5. Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 c). (Fuente: propia).....	34
Figura 3.6. Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 5% del diámetro original. (Fuente: propia).....	34

Figura 3.7. Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 10% del diámetro original. (Fuente: propia) .....	35
Figura 3.9. Contorno de presión obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 b). (Fuente: propia) .....	36
Figura 3.10. Contorno de presión obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 c). (Fuente: propia).....	36
Figura 3.11. Contorno de presión obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 5% del diámetro original. (Fuente: propia).....	37
Figura 3.12. Contorno de presión obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 10% del diámetro original. (Fuente: propia) .....	37

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Diferencias principales del flujo y energía en bombas y turbina. (Fuente: [6]) .....	3
Tabla 2.1 Condiciones de operación de la bomba (fabricante).....	21
Tabla 2.2. Resumen de las variables importantes para el cálculo de las condiciones de operación de la bomba-turbina. (Fuente: propia) .....	21
Tabla 2.3 Resumen de las condiciones de operación de la bomba-turbina .....	23
Tabla 2.4. Condiciones de borde (Velocidad, Presión y $\omega$ ). (Fuente: propia) ...	24
Tabla 2.5. Condiciones de borde (k, nut y $\omega$ ). (Fuente: propia) .....	25
Tabla 2.6. Ajustes de <i>solvers</i> para las variables simuladas en estado estable. (Fuente: propia).....	28
Tabla 2.7. Ajustes de residuales y factores de relajación de las variables simuladas en estado estable. (Fuente: propia).....	28
Tabla 3.1 Parámetros de la calidad de malla (Fuente: propia) .....	31
Tabla 3.2 Eficiencia de cada modificación del rodete (Fuente: propia) .....	38

## RESUMEN

En el presente estudio de integración curricular se analiza los diferentes métodos de optimización del rodete existentes en la literatura, el modelo geométrico extraído de la bomba SAER NCB 65-200N A, nos ayuda a generar la simulación numérica en el software OpenFOAM para el cual es necesario seleccionar el dominio computacional correcto y discretizarlo, para mallar el dominio computacional este se lo realizó mediante la herramienta cfMesh el cual nos permite controlar parámetros de la malla y a su vez crear malla híbridas las cuales son las utilizadas en el presente estudio. El modelo de turbulencia  $k - \omega$  SST es el modelo seleccionado, dado sus ventajas de poder capturar fenómenos que tienen lugar cerca de las paredes y en el flujo libre. Para poder establecer las condiciones iniciales obtenidas para generar la simulación numérica, estas se obtuvieron mediante expresiones empíricas obtenidas a través de un banco de pruebas realizadas en otro estudio, mientras que, para las condiciones de borde, estas se determinaron de acuerdo con la geometría. Finalmente, para poder evaluar las ventajas y desventajas obtenidas en las simulaciones se obtuvieron los contornos de presiones y velocidades de cada uno de las geométricas optimizadas, para continuar el proceso se calculó la eficiencia total de la bomba-turbina, cuyo máximo entre todas las simulaciones obtenidas fue de 79.53 % con un caudal de 0.0266 [m<sup>3</sup>/s] y una velocidad de rotación de 1 819 [rpm], mientras que en las otras simulaciones se obtuvieron eficiencias ligeramente menores.

**Palabras clave:** Bomba-turbina, OpenFOAM, eficiencia, rodete, optimización.

## ABSTRACT

In the present study of curricular integration, the different methods of impeller optimization existing in the literature are analyzed, the geometric model extracted from the SAER NCB 65-200N A pump, helps us to generate the numerical simulation in the OpenFOAM software for which it is necessary to select the correct computational domain and discretize it, to mesh the computational domain this is done using the *cfMesh* tool which allows us to control mesh parameters and in turn create hybrid meshes which are used in the present study. The k – omega SST turbulence model is the selected model, given its advantages of being able to capture phenomena that take place near the walls and in free flow. In order to establish the initial conditions obtained to generate the numerical simulation, these were obtained through empirical expressions obtained through a test bench carried out in another study, while for the boundary conditions, these were determined according to the geometry. Finally, to evaluate the advantages and disadvantages obtained in the simulations, the pressure and speed contours of each of the optimized geometries were obtained. To continue the process, the total efficiency of the pump-turbine was calculated, whose maximum among all the simulations obtained was 79.53 % with a flow rate of 0.0266 [m<sup>3</sup>/s] and a rotation speed of 1 819 [rpm], while in the other simulations slightly lower efficiencies were obtained.

**Keywords:** pump-turbine, OpenFOAM, efficiency, impeller, optimization.

# 1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

La optimización del rodete de una bomba-turbina es el proceso más importante para mejorar la eficiencia general se incrementa, el proceso comienza al modificar la geometría del rodete, entre los cambios más fáciles se encuentra el redondear las puntas de los alabes y recortar el rodete, todos los cambios para obtener un flujo menos turbulento dado que el caudal de operación de las bombas-turbinas son más altos que en su operación como bomba. Para obtener una mejor comprensión y poder evaluar la optimización del rodete se utiliza herramientas CFD.

El proceso de simulación en el software OpenFOAM consiste en: discretización del dominio computacional, condiciones iniciales, condiciones de borde, selección de modelo de turbulencia. El proceso de discretización del dominio computacional se lo realizó mediante la herramienta *cfMesh* la cual se presenta como una alternativa a la herramienta *snappyHexMesh*, estas herramientas nos permiten realizar mallas híbridas, sin embargo, *cfMesh* presenta parámetros más intuitivos para el usuario por lo que es la herramienta elegida para mallar el dominio. Las condiciones iniciales se calcularon según las expresiones empíricas propuestas por [22], estas expresiones se obtuvieron a través de un banco de pruebas, las mismas nos ayudan a determinar las nuevas condiciones de borde para la bomba NCB - 65/200N - A. El modelo de turbulencia seleccionado es k-omega SST dado que nos permite capturar mejor los fenómenos cerca de las paredes y en el flujo libre. Finalmente se obtuvo los contornos de presiones y velocidades, junto con la eficiencia de cada uno de los rodetes modificados.

## 1.1 Objetivo General

Realizar la simulación del rodete optimizado y voluta en estado estable de una bomba funcionando como turbina usando OpenFOAM.

## 1.2 Objetivos Específicos

- Revisar el estado del arte de las bombas funcionando como turbinas y el desarrollo en OpenFOAM.
- Definir el dominio computacional y los volúmenes de control óptimos para la simulación en OpenFOAM.
- Mallar el dominio computacional utilizando *cfMesh*.
- Obtener los contornos de presión y velocidad de la geometría optimizada en cada caso, junto con el cálculo de la eficiencia.
- Evaluar las ventajas y desventajas obtenidas debido a la geometría optimizada del rodete.

## **1.3 Alcance**

En el presente escrito se propone evaluar las diferentes técnicas que existen en la literatura para la optimización del rodete de una bomba para que funcione como turbina, la eficiencia obtenida con cada optimización del rodete es determinada mediante una simulación numérica la cual se dispone a realizar en el software OpenFOAM el cual nos permite obtener los contornos de presión y velocidad, el torque generado de cada geometría optimizada. Se ofrece determinar que rodete es el óptimo para el funcionamiento de la bomba como turbina.

## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Antecedentes**

Si bien las energías alternativas (solar-eólica) en la actualidad tienen mayor atención de los investigadores, la energía hidráulica es la fuente renovable más grande y antigua del mundo, [1] por lo que se ha convertido en la respuesta más valiosa para ofrecer energía a las comunidades aisladas así mejorando la calidad de vida los habitantes y su desarrollo comercial [1][2].

La implementación de una hidroeléctrica a gran escala tiene costos elevados y sufren problemas sociales, tiene ventajas económicas a gran escala con un largo periodo de gestación y amortización, por lo que la alternativa de la microgeneración está emergiendo como una alternativa prometedora, esta requiere equipos hidráulicos y eléctricos de bajo costo para que se puedan implementar [1]. Los avances tecnológicos de maquinaria eléctrica han permitido la regulación de la conducción con velocidad variable, sentido de rotación, para la implementación de las bombas-turbinas para la generación de energía [3].

El uso de las bombas usadas como turbinas se ha planteado como una alternativa al uso de las turbomaquinarias comunes como la Pelton, Kaplan o Francis debido a sus ventajas de operación y mantenimiento [4], por lo que el estudio y optimización de las bombas-turbinas se ha convertido en el principal objetivo para la implementación de esta, estos estudios se han centrado en la carcasa de la bomba, rodete y el tubo de succión. La aplicación de Dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta primordial para entender los fenómenos al interior de la bomba obteniendo valores con errores de hasta el 10% en comparación con los resultados experimentales [2].

Entre los diferentes métodos para aumentar el rendimiento de las bombas-turbinas se encuentra la modificación del rodete [1], debido a que el impulsor de una bomba está diseñado principalmente para suministrar energía al fluido esto quiere decir que los

alabes están curvados hacia atrás, razones por lo cual disminuye la eficiencia cuando se utiliza a la bomba como turbina, las bombas-turbinas tiene rendimientos menores que las turbinas convencionales. [5]

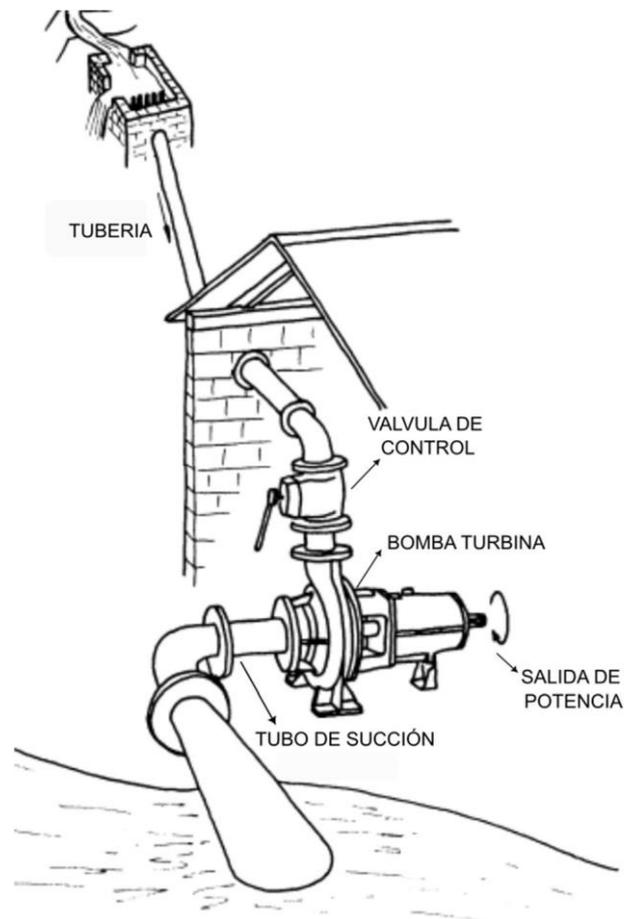
#### 1.4.2 Bombas-turbinas, sus características y funcionamiento

Las bombas-turbinas son maquinas hidráulicas que pueden funcionar tanto como bombas para aumentar la presión del agua o como turbina para generar energía eléctrica. La dirección y rotación del flujo en modo turbina de una bomba se invierte [6].

**Tabla 1.1.** Diferencias principales del flujo y energía en bombas y turbina. (Fuente: [6])

	<b>Turbina</b>	<b>Bomba</b>
<b>Flujo de energía</b>	Aporte de energía hidráulica (agua bajo presión)  Salida de energía mecánica (par en el eje)	Entrada de energía mecánica (par en el eje)  Producción de energía hidráulica (agua a presión)
<b>Cabeza de presión hidráulica</b>	La cabeza de la turbina disponible disminuye al aumentar el caudal	La altura dinámica total generada por la bomba aumenta con el aumento del caudal
<b>Dirección de la rotación</b>	El rodete de la turbina gira en la dirección opuesta a un impulsor de bomba	
<b>Dirección del torque</b>	En ambos modos la dirección es la misma	

En la Tabla 1.1 se puede apreciar las principales diferencias de funcionamiento entre una bomba y una bomba-turbina. La comparación de operación entre bomba-turbina es la ausencia de un dispositivo de regulación de caudal, debido que estos dispositivos requieren un caudal constante durante todo el año y la implementación de una válvula de estrangulamiento reduciría la cabeza neta de la bomba-turbina [6].



**Figura 1.1.** Principales elementos de una bomba turbina. (Fuente: [6])

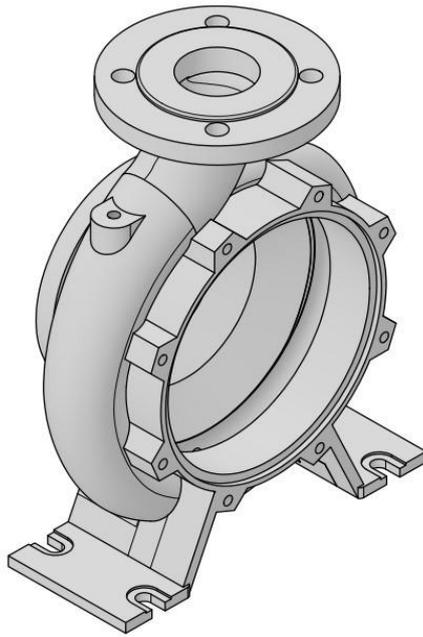
En la Figura 1.1 se puede apreciar los principales elementos de una bomba-turbina.

### 1.4.3 Bomba-Turbina y sus componentes

La clasificación de los componentes de una bomba-turbina se divide en 2: rotativos y estacionarios. Los elementos rotativos se subdividen en rodete y el eje, mientras que los elementos estacionarios es el tubo de entrada, voluta, tubo de succión y tubo de aspiración [6].

#### 1.4.3.1 Voluta

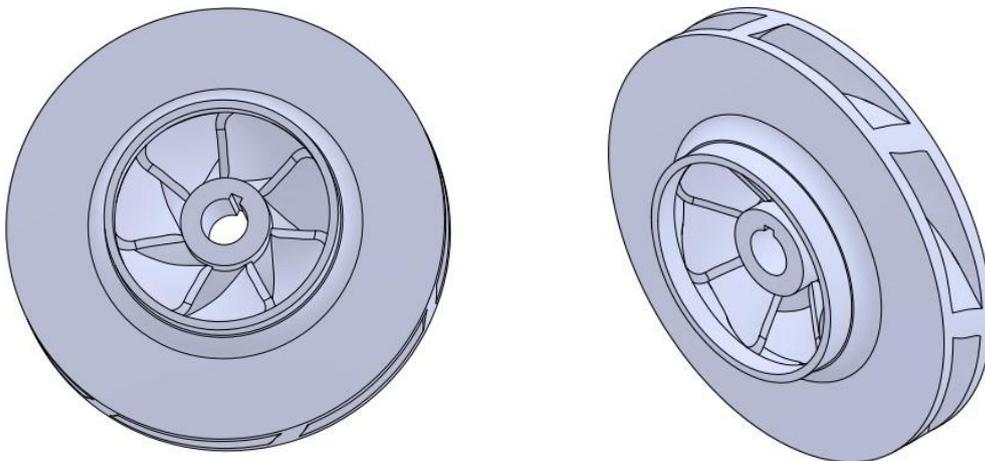
La voluta de una bomba-turbina es muy similar a la de una turbina Francis, uno de los papales fundamentales que cumple la voluta es el equilibrar la presión y las fuerzas radiales a una velocidad constante. (Figura 1.2) [6].



**Figura 1.2.** Voluta la bomba. [Fuente: propia]

#### **1.4.3.2 Rodete**

Es el componente principal de una bomba-turbina dado que es elemento que convierte la energía, el rodete normalmente tiene de 5 a 8 alabes (Figura 1.3) [6].

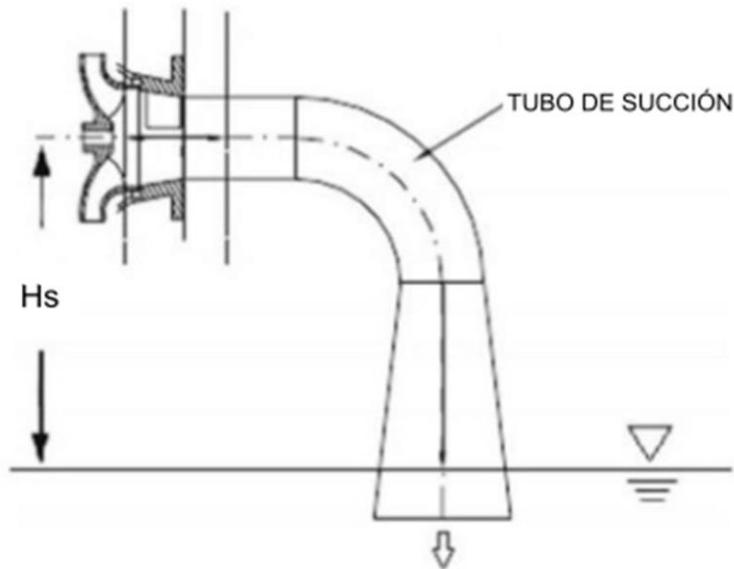


**Figura 1.3.** Rodete de una bomba. (Fuente: propia)

Entre todas las partes hidráulicas, el rodete es el elemento con mayor influencia en la generación de energía [8].

#### **1.4.3.3 Tubo de succión**

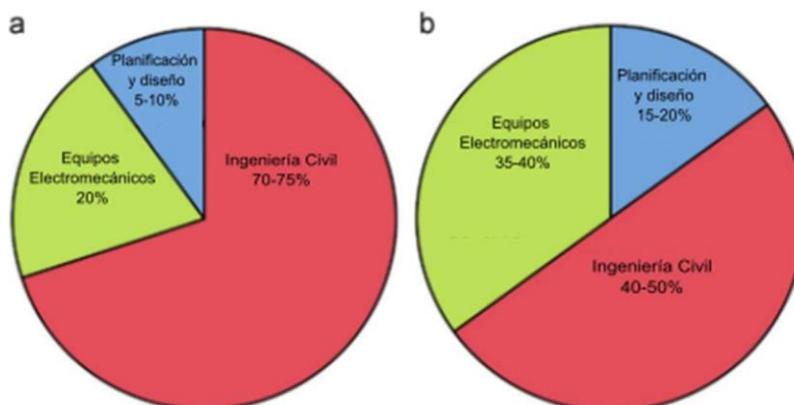
Para minimizar las pérdidas de energía a la salida se requiere una energía cinética pequeña. Por ende, el tubo de succión se diseña para que exista más presión y menos velocidad. (Figura 1.4) [6].



**Figura 1.4.** Tubo de succión para una bomba-turbina (Fuente: [6])

#### 1.4.4 Bomba-turbina y sus aplicaciones

En las plantas de baja potencia (menores a 100 kW) se debe considerar el uso de bombas utilizadas como turbinas debido a que el costo de una planta de macro generación es de 10 a 1 o más [3]. El costo de los componentes electromecánicos de grandes hidroeléctricas ronda el 20% al 40% mientras que la obra civil llega hasta en algunos proyectos llegan a ser el 70% del costo de todo el proyecto (Figura 1.5), por lo que las bombas-turbinas presentan una ventaja en ese aspecto en comparación con las turbinas comunes [1], el interés se incrementa cuando la aplicación de bombas-turbinas permite a las comunidades alejadas de la zona urbana o islas para la generación de energía [9]. El pequeño espacio necesario y sus rangos de aplicación de la implementación de bombas-turbinas para la generación de energía hidroeléctrica a pequeña escala está generando interés a nivel mundial [3] [8].



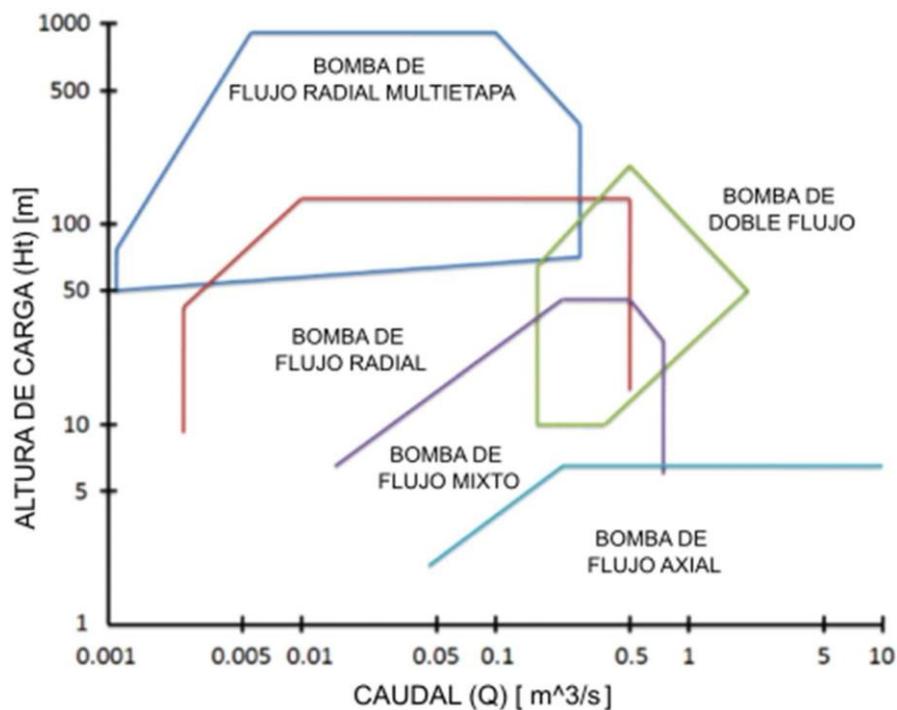
**Figura 1.5.** Distribución de costos de (a) grandes y (b) microcentrales hidroeléctricas. (Fuente: [1])

En los sistemas de agua que tienen un exceso de energía (caídas naturales, suministro de agua y riego, alcantarillado, sistemas de lluvia, etc.) la bomba-turbina es una alternativa para aprovechar el exceso de energía [1], estas oportunidades de ahorro se han convertido en motivadores para que empresas puedan lucrar de la implementación de las bombas-turbinas en especial en sistemas de tuberías en el que existen válvulas reductoras de presión [1][9][2]. No solo la implementación de bombas centrífugas se han planteado como una alternativa a las turbinas convencionales, cabe recalcar la existencia de otro tipo de bombas [11].

El análisis detallado de las bombas-turbinas utilizadas en los sistemas de suministro de agua es de suma importancia debido a que pueden existir rupturas del sistema, sin embargo, la implementación a gran escala de esta tecnología representa una oportunidad económica para las empresas responsables del suministro de red [1].

#### 1.4.5 Selección de la bomba-turbina.

Se puede seleccionar el tipo de bomba en función del caudal y la altura de esta [1].



**Figura 1.6.** Diferentes bombas aptas para funcionar como turbinas. (Fuente: [1])

La principal limitación para la generación de mini/micro hidroeléctricas es el costo de las turbinas hidráulicas comunes, en la Figura 1.6 se pueden apreciar el rango de aplicación de las diferentes bombas utilizadas como turbinas ya que pueden ser una alternativa rentable a las turbinas tradicionales como son: Pelton, Francis, Kaplan, siempre y cuando se pueda predecir el rendimiento en modo turbina antes de su instalación [1].

Las bombas turbinas se pueden utilizar en un rango normalmente cubierto por las turbinas tradicionales antes mencionadas, sin embargo, debido a que los fabricantes no proporcionan las curvas características en modo turbina [9], el estudio de estas se ha convertido en el principal objetivo de estudio. Antes de la instalación e implementación para las aplicaciones industriales de una bomba- turbina, es necesario el conocimiento de las curvas de rendimiento dado que estas nos ayudan a predecir el desempeño de la bomba-turbina y por ende a seleccionar la bomba correcta [1][4], sin embargo, debido a la alta gama de variedades de bombas y velocidades, esta tarea es complicada [12].

La velocidad de rotación, la cabeza y el caudal de una bomba-turbina en combinación, son los 3 parámetros más importantes para la operación óptima, ergo para su selección [8][1]. Los investigadores se han centrado en presentar correlaciones empíricas, teóricas, modelos matemáticos y simulaciones numéricas (CFD)[4] para predecir la combinación de los 3 parámetros antes mencionados para obtener el mejor rendimiento posible para una bomba-turbina, sin embargo debido a la amplia gama de velocidades y bombas en el mercado los métodos obtenidos no son confiables, [1] las desviaciones de las correlación empíricas son del orden de  $\pm 10-20\%$ , con respecto a los experimentos realizados, [11] [13] por lo que algunos investigadores se han enfocado en predecir el rendimiento de una bomba turbina mediante la dependencia de la geometría de la bomba [1].

Debido a que las bombas-turbinas son bombas, su clasificación depende de la velocidad específica y es uno de los principales parámetros de selección [10][1], por lo que las técnicas de predicción publicadas hasta ahora como Stepanoff, Alatorre-Frenk, Sharma, Williams, Singh, Derakhshan y Nourbakhsh, Wang y Ramos. sugieren relaciones en función de la velocidad específica o la eficiencia en modo bomba [14][1]. Entre todos los métodos de predicción se ha concluido que el método de Sharman es el mejor de todos los métodos [1].

La selección bajo condiciones anormales de caudal, altura y velocidad de rotación puede generar vibraciones en la bomba lo que causaría rotura de tuberías y pérdida de la eficiencia, por lo que se debe enfatizar la correcta selección de los parámetros antes mencionados [1].

Es necesario tener curvas de rendimiento de una bomba-turbina que representen caudal. potencia y eficiencia frente a la velocidad de giro, dado que estas curvas nos permiten seleccionar la velocidad y el caudal más adecuado [3]. La velocidad específica de la bomba-turbina, es ligeramente menor que la velocidad específica en modo bomba [15].

#### **1.4.6 Características de operación de una bomba-turbina**

Dado que la geometría está diseñada para el acoplamiento óptimo entre el rodete y la voluta, el caudal nominal de la bomba no puede ser igual que el caudal cuando se la utiliza como turbina [3], se ha comprobado que la eficiencia de la bomba-turbina es aproximadamente la misma que en modo bomba, sin embargo, tanto el caudal y la cabeza son más altos cuando la bomba funciona como turbina [1] [6] [9][9][23], por esta razón siempre es recomendado que el caudal de trabajo de la bomba-turbina sea igual o mayor que el caudal nominal para la bomba [23].

Uno de los parámetros más importantes de las turbinas convencionales es la cabeza, generalmente presenta pocas variaciones con respecto a las especificaciones de diseño [3]. El rango más eficiente de altura es de 13 a 75 [m] cuando la bomba funciona como turbina [1].

El rendimiento no ideal de una bomba-turbina es inferior a las turbinas convencionales, su valor se encuentra entre 0.6 y 0.7, sin embargo, tomando en cuenta los elementos electromecánicos la eficiencia oscila entre 0.5 y 0.6 [10], por otro lado, las bombas como turbinas puede llevar a una eficiencia máxima ideal de hasta el 80%, esta eficiencia depende del tipo de rodete y el uso de las bomba-turbina.

#### **1.4.7 Dinámica de fluidos Computacional (CFD)**

Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés) es una de las herramientas más utilizadas para predecir el rendimiento de las máquinas hidráulicas a partir de modelos geométricos y condiciones de operación [11] [1], esta herramienta se ha utilizado para la visualización y optimización de las bombas-turbinas [1]. Se presenta como una alternativa a los experimentos los cuales son largos y costosos, sin embargo, las simulaciones tienen que ser validadas por un modelo matemático o de manera empírica. [15]

La dinámica de fluidos computacional tiene como objetivo discretizar las ecuaciones de Navier-Stokes la cual es una ecuación no lineal, para obtener soluciones numéricas aproximadas utilizando métodos numéricos [16]. El análisis numérico de turbomaquinaria generalmente implica simulaciones numéricas en 3D, estos análisis nos ayudan a analizar los efectos turbulentos dentro de estos dispositivos [3].

Las simulaciones numéricas de los PAT se basaron en un enfoque de mecánica continua para la mecánica de cálculos [17]. Para eso, las ecuaciones de Navier-Stokes se resolvieron utilizando métodos CFD. Por lo tanto, las ecuaciones de conservación de

masa y momento lineal se indican en una descripción tensorial como siguientes expresiones [4]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = 0$$

**Ecuación 1.1** Conservación de masa

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho a_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

**Ecuación 1.2** Conservación de momento lineal

Donde:

- $i$  y  $j$  son subíndices para los tres ejes del espacio.
- $u$  = Es la magnitud de velocidad en cada dirección en [m/s] ,
- $\rho$  = Densidad del fluido en [kg/m<sup>3</sup>]
- $P$  = Es el tensor de presión estática en
- $\tau$  = Es el tensor de tensión viscoso en,
- $t$  = es el tiempo en [s]
- $a$  = está relacionado con una aceleración externa, como la gravedad.

Para poder predecir el fenómeno de manera correcta en una simulación numérica con CFD es importante definir el software especializado, la calidad de malla y el dominio computacional, de esta manera se optimiza los recursos computacionales [12]. Las diferencias entre la simulación y el experimento se pueden minimizar aún más mediante la mejora de la simulación CFD, refinando la malla junto con la selección de esquemas numéricos avanzados [1].

A pesar de no tener datos experimentales para verificar los resultados obtenidos en una simulación, es recomendable la comparación de resultados de una simulación calibrada con resultados experimentales sólidos [1].

#### **1.4.7.1 Dinámica de Fluidos Computacional para bomba-turbina**

Esta herramienta se ha utilizado para predecir curvas características y rendimiento de bombas en modo directo e inverso, se usa para mejorar los elementos de la bomba-turbina, esto con el fin de obtener información antes de su implementación en sistemas energéticos [10]. La simulación de su funcionamiento en diferentes casos de estudio es

posible debido a que la comparación con los resultados experimentales estos tienen una precisión aceptable [12].

En el proceso de optimización de las bombas-turbinas la visualización del flujo junto con sus interfaces entre el fluido-rodete-voluta, se puede lograr mediante una simulación en 3 dimensiones [16]. Esto se debe a que el flujo dentro de una bomba turbina es muy complejo y difícil de resolver analíticamente debido a los efectos de turbulencia, cavitación, etc. [1].

Se debe tener en cuenta que los resultados obtenidos en la simulación de una bomba-turbina son idealizados, aparte de los errores que se pueden generar en la simulación se toma en cuenta que las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas los cuales son factores que no se consideran en la simulación [1].

#### **1.4.9 Modificaciones del rodete**

La eficiencia más alta de una bomba turbina se alcanzó cuando las pérdidas dentro del rodete son mínimas, ergo la mejora de la eficiencia se centra en la optimización del rodete [1]. En el intento de modificar el rodete para mejorar el rendimiento de una bomba-turbina se ha diseñado el rodete con álabes curvados hacia adelante [5], sin embargo, se realizaron varias propuestas que incluyen: el recorte del diámetro del rodete, modificación del número de alabes, el redondear de los bordes de ataque del rodete [16]. Entre las técnicas antes mencionadas para mejorar el rendimiento de la bomba-turbina, redondear los bordes del rodete es la más sencilla y prometedora [1], esta modificación se puede lograr usando herramientas simples. El propósito de redondear los bordes delanteros del impulsor es reducir la turbulencia del chorro producida por los bordes afilados que causan la separación del flujo [16] [1], hay que tomar en cuenta que es necesario estandarizar los efectos del redondeo del alabe del rodete para una amplia gama de bombas [1].

Se ha encontrado que estas modificaciones en las bombas centrífugas han mejorado el rendimiento de las bombas-turbinas, el rango de eficiencia aumentado se encuentra entre el 1 y el 2.5% [1].

El redondeo del rodete se puede dividir en 3 criterios: tomando como dos veces del ancho del grosor del alabe, tomando como la mitad del grosor del alabe y usando un radio pequeño para los bordes de los alabes [16]. La eficiencia de estas modificaciones ha sido validada por los estudios experimentales [1]. Es recomendable que las modificaciones del rodete se realicen solo para bombas de volutas de mayor tamaño, no para bombas pequeñas debido a que el efecto de dichas modificaciones en su rendimiento es insignificante y contraproducente [9] [17].

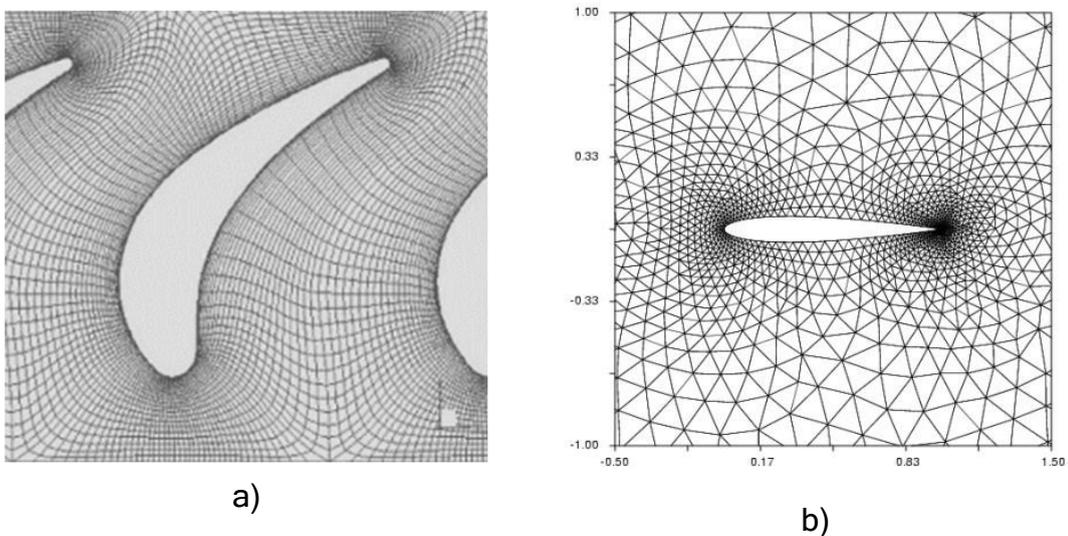
El autor de [4] ha investigado el número óptimo de álabes para que el PAT logre la mayor eficiencia, hay que tomar en cuenta que esta modificación también podría ayudar a reducir las vibraciones dentro de la bomba-turbina.

#### 1.4.10 Tipo de mallas en 3D

En OpenFoam existen varias bibliotecas que nos permiten realizar la malla para el dominio computación, entre ellas se encuentran: *snappyHexMesh*, *blockMesh*, *cfMesh*, GMSH. En el presente estudio se utilizó la biblioteca de *cfMesh* para generar la malla. (Figura 2.7).

##### 1.4.10.1 Mallado estructurado y no estructurado.

Los elementos estructurados se caracterizan por ser cuadrangulares en 2D y hexaédricos en 3D, mientras que las mallas no estructuradas no cuentan con un patrón de conectividad entre elementos predeterminados. Las ventajas de obtener una malla estructurada es la eficiencia y su costo computacional, dado que este es menor, lo que conlleva una mejor convergencia y precisión frente a una malla no estructurada, sin embargo, hay que tener en cuenta que generar una malla estructurada para geometrías complejas requiere de tiempo y experticia humana (Figura 1.7 b)) [29].

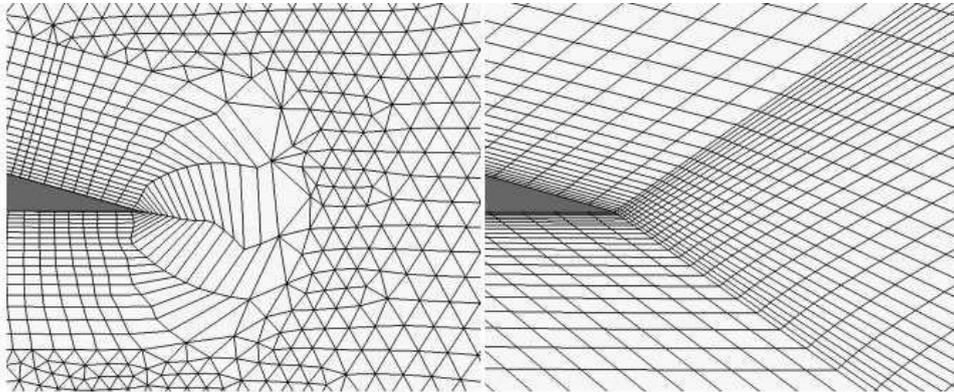


**Figura 1.7.** a) Ejemplo de una malla estructurada para un alaba de una turbina. b) Ejemplo de malla no estructurada para un perfil naca 0012 (Fuente: [29][18])

##### 1.4.10.2 Mallas híbridas y por bloques.

El dominio computacional puede ser mallado con una combinación entre elementos estructurados y no estructurados, estas mallas son llamadas híbridas y nos ayuda a la discretización de geometrías complejas como por ejemplo alabes de turbinas convencionales (Figura 1.8). Los resultados de una simulación con mallas híbridas

constituidas por un dominio estructurado en bloques con hexaedros alrededor de la cuchilla en combinación con un campo lejano tetraédrico en el canal son suficiente para obtener resultados precisos [19].

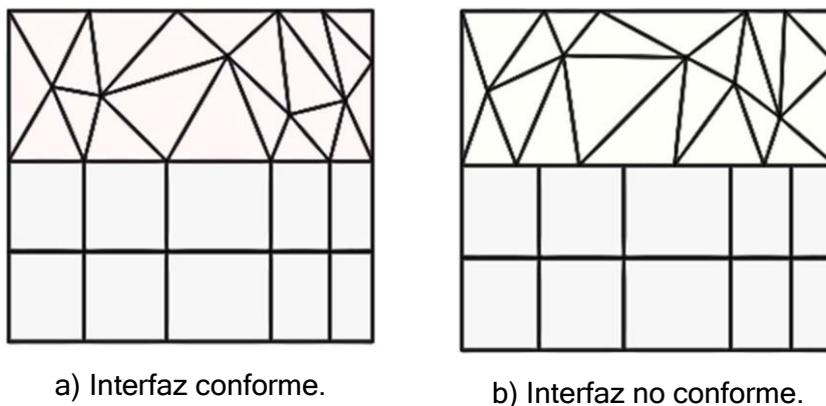


**Figura 1.8.** Malla híbrida con prismas (izquierda) y hexaedros (derecha) en el borde de salida de NACA0012. (Fuente: [19])

#### 1.4.10.3 Interfaces

Existen 2 tipos de interfaces: no conformes y conformes [20]

- Conformes: consiste en la coincidencia de caras y nodos entre bloques de celdas Figura 1.9 a). [20]
- No conformes: Se produce cuando las caras y nodos de caras entre celdas a un lado y a otro de la interfaz no son coincidentes y hace falta interpolar la solución de flujos a uno y otro lado de la interfaz, lo que puede llegar a dar problemas de precisión, convergencia y conservación de las variables conservativas. (Figura 1.9 b)) [20].

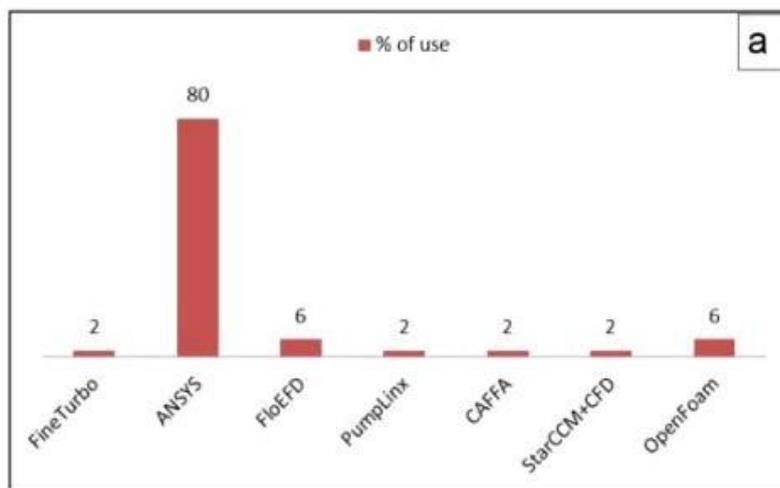


**Figura 1.9.** Interfaces conformes y no conformes entre bloques de mallado. (Fuente: [20])

Para los investigadores la convergencia de los resultados y la eficiencia de la simulación es necesaria y representa uno de los aspectos más importantes, en este contexto una malla no estructurada podría dar resultados imprecisos, por lo para determinar detalles importantes en turbomaquinaria es imperante generar mallas híbridas o mejor aún estructuradas [4].

#### 1.4.11 Simulación en OpenFOAM

Como se puede observar en la Figura 1.10 el paquete computacional más usado para simular bombas-turbinas es ANSYS, la simulación en OpenFoam, el cual es un software libre representa algo menos que el 10%, por lo que en ese sentido el presente estudio ayudara al desarrollo del paquete computacional OpenFoam [21].



**Figura 1.10.** Paquetes de CFD utilizados para la simulación de bombas-turbinas (Fuente: [21])

Una vez que se define las ecuaciones y modelos de turbulencia utilizados para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes es necesario conocer las condiciones de contorno e iniciales necesarias para ejecutar el modelo [12].

#### 1.4.12 cfMesh

cfMesh es una herramienta para generar mallas de forma compatible para OpenFOAM. El proceso de mallado inicia a partir de la entrada de la geometría, después el flujo de trabajo depende del tipo de celdas generadas. Existen 2 tipos de celdas más utilizadas en cfMesh los cuales son [26]:

- Malla Cartesiana: El flujo de trabajo cartesiano genera mallas 3D que consisten en celdas predominantemente hexaédricas con poliedros en las regiones de transición entre las celdas de diferentes lados. Normalmente las áreas de

transición suelen tener mal aspecto, para proceder a obtener una malla cartesiana se inicia escribiendo *cartesianMesh* en la consola. de forma predeterminada, genera una capa límite, la cual puede ser modificada por el usuario.[26]

- Celda tetraédrica: El flujo de trabajo tetraédrico genera mallas que consisten en celdas tetraédricas y se inicia escribiendo *tetMesh* en la consola. de forma predeterminada, no genera ninguna capa límite y se pueden agregar un refinado específico a pedido del usuario [26].

## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se explicará las técnicas, programas, modelos y el dominio computacional que se simula para obtener la eficiencia del rodete optimizado.

### 2.1 Generalidades

En el diagrama de flujo que se emplea para el caso de estudio se divide en 3 secciones: preproceso, simulación, postproceso, (Figura 2.1).

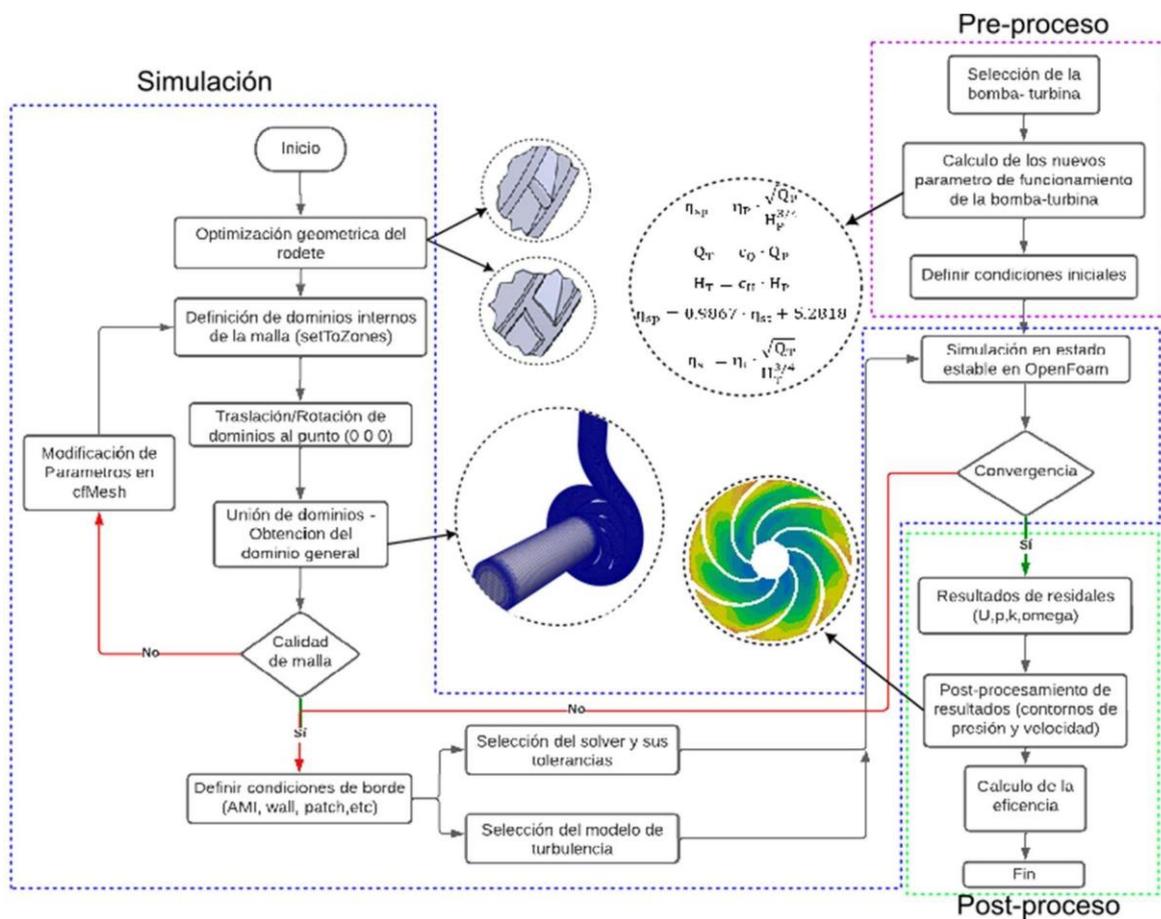
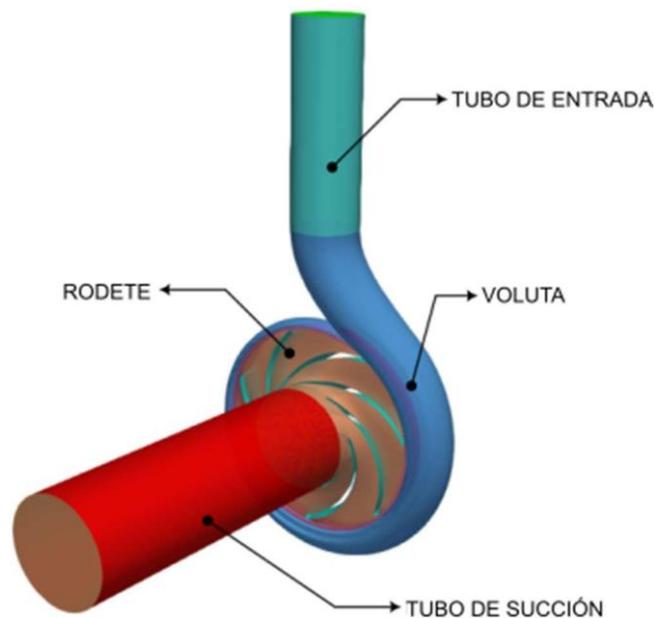


Figura 2.1. Diagrama de flujo. (Fuente: propia)

En la primera parte (preproceso) consiste en la selección del modelo matemático que nos permite el cálculo de las condiciones de operación de la bomba-turbina las cuales hacen posible establecer las condiciones iniciales de la simulación, la segunda parte consta de la generación de la geometría optimizada para después discretizar los dominios internos para poder obtener el dominio general y evaluar su calidad, para poder continuar con el proceso de simulación seleccionamos las condiciones de borde, el modelo de turbulencia y el *solver* junto con sus tolerancias. En la tercera parte, una vez obtenida la convergencia de la simulación, se obtiene la gráfica de residuales y contornos de presión, velocidad. Y, por último, para poder evaluar la eficiencia de la bomba-turbina se calcula la eficiencia de esta.

## 2.2 Dominio computacional

El dominio computacional se dividió en 4 partes: rodete, voluta, tubo de salida, tubo de entrada (Figura 2.2), para asegurarse de que el fluido a la entrada se encuentre completamente desarrollado se extendió la tubería con el fin de aumentar la precisión y convergencia de la simulación [8] [1][16].



**Figura 2.2.** Dominio Computacional (Fuente: propia)

### 2.2.1 MRF

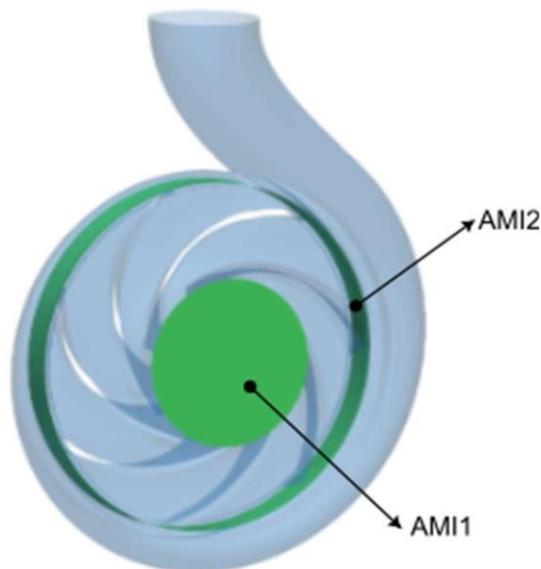
El método MRF (“Moving Reference Frame” por sus siglas en inglés), es una técnica de simulación que permite simular sistemas en los que uno o varios componentes se

encuentran en movimiento, en este caso en particular nos ayuda a simular el comportamiento del rodete de la bomba, (Figura 2.3).



**Figura 2.3.** Sentido de rotación del rodete de la bomba (Fuente: propia)

De esta manera, esta técnica nos permite describir el movimiento del rodete y resolver la ecuación de momento en el marco de referencia rotante. Las simulaciones se llevaron a cabo primero utilizando una interfaz de rotor congelado (es decir, para una posición angular relativa del impulsor), hasta lograr una convergencia constante [3].



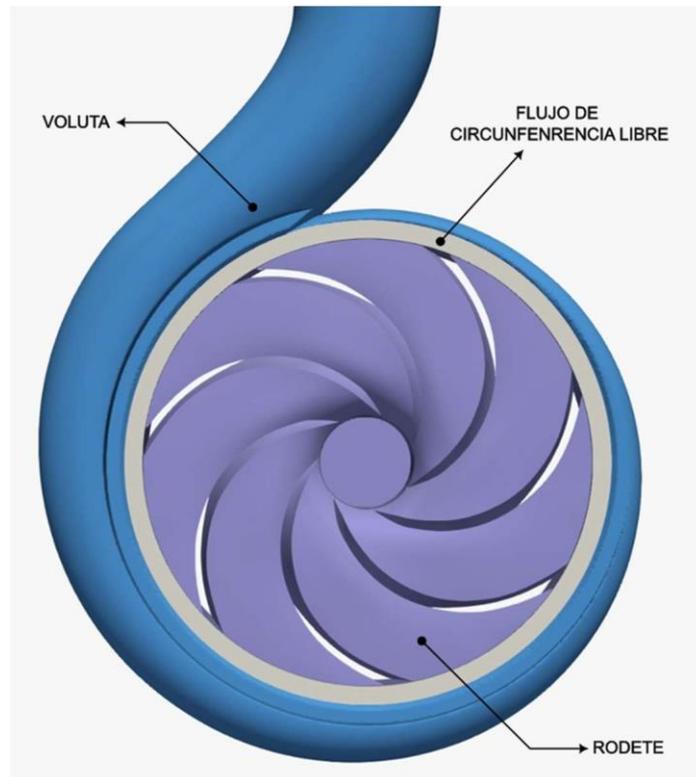
**Figura 2.4.** Visualización de las interfaces AMI. (Fuente: propia)

Se debe establecer un Marco de Referencia Múltiple (MRF) para recrear el movimiento de rotación del rodete dentro de la voluta junto con las condiciones de contorno cyclicAMI, que permiten el intercambio de datos entre los dos dominios mencionados

anteriormente, se aplicó la interfaz de malla arbitraria (AMI) para reducir errores de continuidad y mejorar su eficiencia numérica [4] (Figura 2.4).

### 2.2.2 Identificación de zonas.

El dominio de flujo circunferencial es la holgura entre el impulsor y la voluta, es un factor importante que influye en el rendimiento hidráulico de la bomba-turbina [5], como se puede observar en la Figura 2.5, el flujo circunferencial libre representa es una parte importante para el análisis de la eficiencia de la bomba-turbina.



**Figura 2.5.** Visualización el Flujo circunferencial libre. [Fuente: propia]

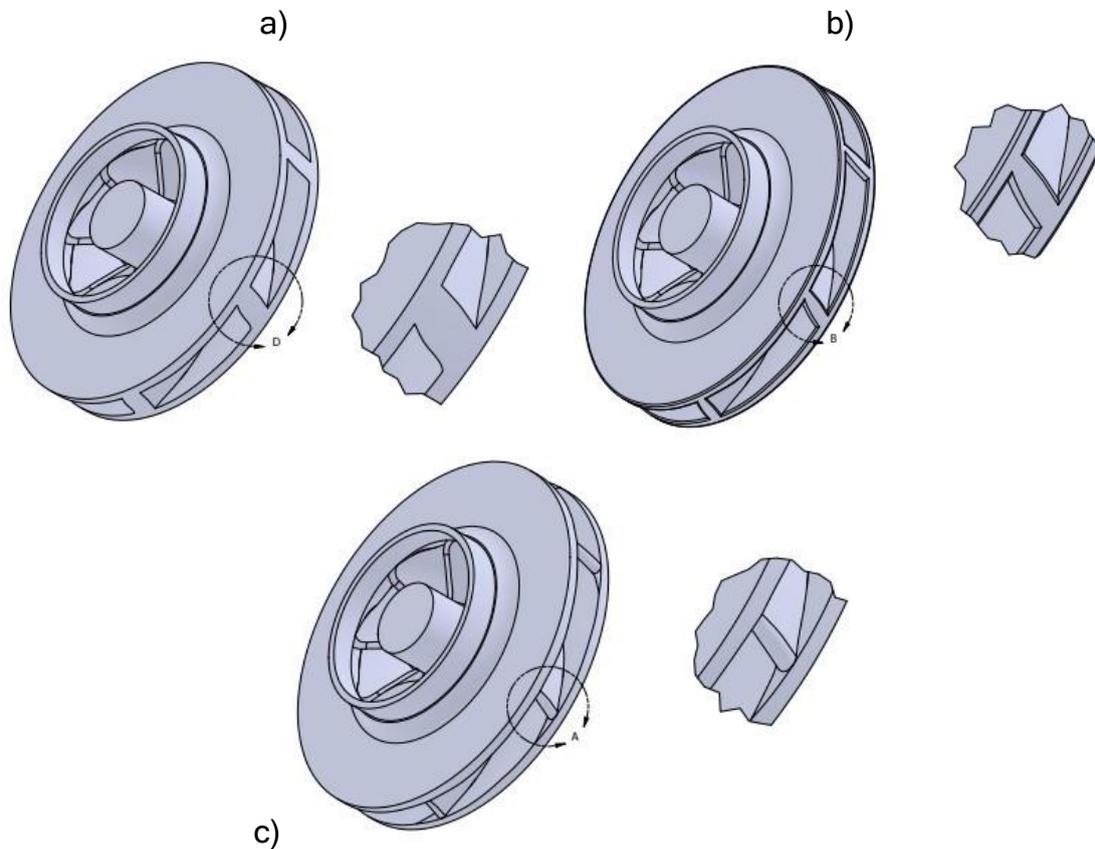
## 2.3 Desarrollo del modelo 3D del rodete modificado.

### 2.3.1 Efectos del recorte del rodete

El fluido que sale de el impulsor y la entrada a la carcasa son altamente turbulentos sufre una mayor cantidad de pérdidas hidráulicas mientras pasa a través de la curvatura rápidamente cambiante del paso del flujo en la carcasa. El recortar el rodete facilita un espacio adicional lo que conduce a la estabilización del flujo turbulento y por ende la reducción de las pérdidas hidráulicas debido a la formación de “remolinos” [4]. En el presente estudio se realizó un recorte de 5 y 10 % del diámetro original del rodete.

### 2.3.2 Efectos del redondeo del álabe del rodete

En este estudio, el redondeo del impulsor se puede dividir en dos modificaciones del rodete, a saber, redondeo del álabe y redondeo de la cubierta, y el radio del filete es la mitad del grosor del álabe [16], se puede apreciar en la Figura 2.6 las modificaciones antes descritas.



**Figura 2.6.** Redondeo del álabe y redondeo de la cubierta. (Fuente: propia)

Los bordes de las palas del rodete en la periferia exterior están afilados esto es beneficioso cuando la bomba funciona en modo bomba porque el fluido se mueve radialmente hacia afuera debido a la fuerza centrífuga en el área divergente. Sin embargo, en el modo de turbina, los bordes afilados pueden conducir a la separación del flujo y, por lo tanto, a la formación de “remolinos” a medida que el fluido se mueve radialmente hacia adentro y puede resultar en una disminución de la eficiencia [4].

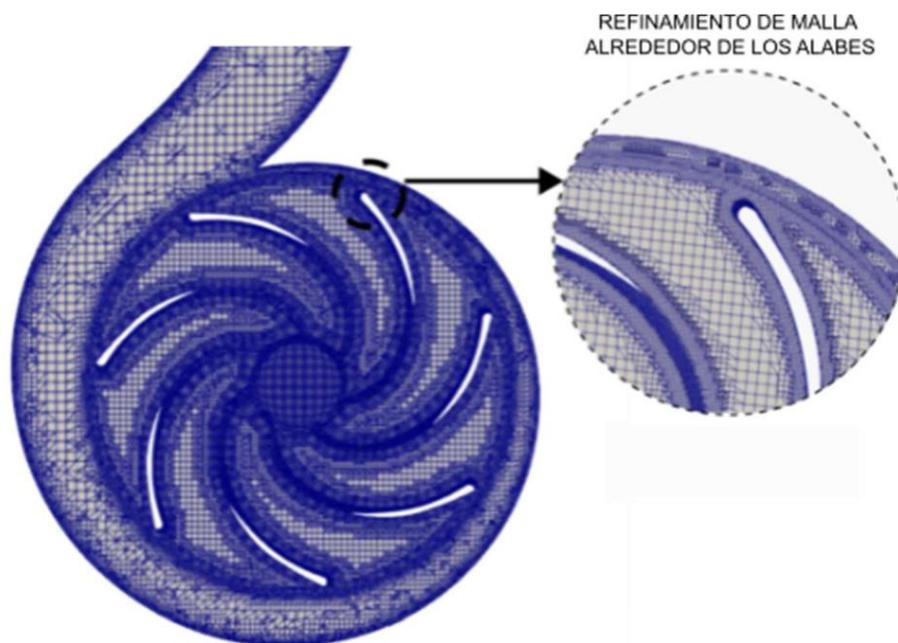
Al redondear los bordes de los alabes del rodete y darle forma de “bala” como se muestra en Figura 2.6 c), las pérdidas debidas a la separación del flujo y la formación de estelas pueden reducirse, lo que puede dar como resultado un rendimiento mejorado

de la bomba-turbina. Hay que tener en cuenta que las modificaciones siempre van a depender de los parámetros geométricos del rodete [4].

## 2.4 Simulación

### 2.4.1 Creación de la malla híbrida mediante cfMesh.

Es importante tener en cuenta que para poder realizar una malla en cfMesh primero se debe elegir el tipo de malla que se requiere para que la simulación converja con mayor facilidad, una vez seleccionada el tipo de malla requerido para el fenómeno se configura los parámetros de la malla, esto incluye refinar las zonas y definir tanto el tamaño de celda como su distribución en todo el dominio computacional, en la Figura 2.7 se puede apreciar el refinamiento de las paredes de los alabes, dado que esto aumenta la exactitud de la simulación.



**Figura 2.7.** Refinamiento de las paredes cerca de los alabes del rodete. (Fuente: propia)

En el presente estudio se desarrolló una malla híbrida cartesiana con elementos tanto hexaédricos como tetraédricos.

### 2.4.2 Definición de condiciones iniciales.

Para definir las condiciones iniciales procedemos a establecer las condiciones de operación obtenidas de la ficha técnica de la bomba centrífuga (SAER NCB -65/200N-A) - Tabla 2.1.

**Tabla 2.1** Condiciones de operación de la bomba (fabricante).

Bomba			
Nombre Bomba	NCB -65/200N-A		
Dimensiones	80/65/200		
Velocidad [rpm]	1800		
Caudal	Nominal ( $Q_d$ )	[l/min]	1050
	Máximo ( $Q_{m\acute{a}x}$ )	[l/min]	1870
	Mínimo ( $Q_{m\acute{i}n}$ )	[l/min]	583
Preponderancia	Nominal	[m]	21.8
	Máximo	[m]	23.9
	Mínimo	[m]	14.1
Preponderancia H(Q=0)	[m]	24.5	
NPSH 3%	[m]	4.71	
Presión máxima de trabajo	[bar]	2.49	
Potencia sobre eje	[hp]	6.37	
Eficiencia	%	80.8	
Máxima potencia absorbida	[hp]	7.4421	

Tomando en cuenta las propiedades del agua y el diámetro de entrada de la tubería, en la Tabla 2.2 se resumen las cantidades relevantes para el cálculo de las condiciones iniciales de la bomba turbina.

**Tabla 2.2.** Resumen de las variables importantes para el cálculo de las condiciones de operación de la bomba-turbina. (Fuente: propia)

Variable	Valor	Unidades
$H_p$	21.8	[m]
$g$	9.81	[m/s <sup>2</sup> ]
$\rho$	997	[kg/m <sup>3</sup> ]
$Q_p$	0.0175	[m <sup>3</sup> /s]
$\eta_p$	1800	[rpm]
$D$	0.065	[m]
$\nu$	1.005e-06	[m <sup>2</sup> /s]

Donde:

- $\rho$  = Densidad del agua
- $g$  = gravedad
- $H_p$  = Altura del PAT
- $Q_p$  = Caudal del PAT
- $\eta_p$  = Velocidad de rotación
- $D$  = Diámetro de la tubería de entrada
- $\nu$  = viscosidad cinemática

Los autores [22] proponen una correlación que involucra la velocidad específica de la bomba ( $\eta_{sp}$ ):

$$\eta_{sp} = \eta_p \cdot \frac{\sqrt{Q_p}}{H_p^{3/4}}$$

**Ecuación 2.1** Cálculo de la velocidad específica de la bomba

$$\eta_{sp} = 1800 \cdot \frac{\sqrt{0.0175}}{21.8^{3/4}} = \mathbf{23.55 \text{ [rpm]}}$$

La mayoría de los métodos para la selección de una bomba-turbina planean dos factores de conversión  $c_H$  y  $c_Q$  para calcular el nuevo caudal y altura de operación como turbina, estos factores se calculan de la siguiente manera [22]:

$$c_H = -0.00003\eta_{sp}^3 + 0.00440\eta_{sp}^2 - 0.20882\eta_{sp} + 4.64293$$

**Ecuación 2.2** Cálculo del factor de la altura de operación

$$c_H = -0.00003(23.55^3) + 0.00440(23.55^2) - 0.20882(23.55) + 4.64293 \\ = \mathbf{1.76}$$

$$c_Q = 0.00029\eta_{sp}^2 - 0.02771\eta_{sp} + 2.01648$$

**Ecuación 2.3** Cálculo del factor del caudal de operación

$$c_Q = 0.00029(23.55^2) - 0.02771(23.55) + 2.01648 = \mathbf{1.52}$$

Una vez obtenido los factores, el nuevo caudal y altura de operación se calcula con las siguientes expresiones [22]:

$$H_T = c_H \cdot H_P$$

**Ecuación 2.4** Cálculo de la altura de operación de la bomba-turbina

$$H_T = 21.8 \cdot 1.76 = \mathbf{38.368 \text{ [m]}}$$

$$Q_T = c_Q \cdot Q_P$$

**Ecuación 2.5** Cálculo del caudal de operación de la bomba-turbina

$$Q_T = 0.0175 \cdot 1.52 = \mathbf{0.0266 \text{ [m}^3\text{/s]}}$$

Como siguiente paso se establece la velocidad de rotación de la bomba-turbina, para lo cual primero es necesario calcular la nueva velocidad específica [22]:

$$\eta_{sp} = 0.9867 \cdot \eta_{st} + 5.2818$$

**Ecuación 2.6** Cálculo de la velocidad específica de la bomba-turbina

$$\eta_{st} = \frac{23.55 - 5.2818}{0.9867} = \mathbf{18.19 \text{ [rpm]}}$$

$$\eta_{st} = \eta_t \cdot \frac{\sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}}$$

**Ecuación 2.7** Cálculo de la velocidad de rotación de la bomba-turbina

$$\eta_t = \frac{\eta_{st} \cdot H_T^{3/4}}{\sqrt{Q_T}} = \frac{18.19 \cdot (38.368)^{3/4}}{\sqrt{0.0266}} = \mathbf{1\ 819 \text{ [rpm]}}$$

Utilizando las ecuaciones (3-16), en la Tabla 2.3 se presenta el resumen de los valores calculados necesarios para establecer las condiciones iniciales de la simulación.

**Tabla 2.3** Resumen de las condiciones de operación de la bomba-turbina

Variable	Valor	Unidades
$H_T$	38.368	[m]
$Q_T$	0.0266	[m <sup>3</sup> /s]
$\eta_{st}$	18.19	[rpm]
$c_H$	1.76	-----
$c_Q$	1.52	-----
$\eta_T$	1 819	[rpm]

Donde:

- $\eta_{st}$  = Velocidad específica de rotación de la bomba-turbina
- $c_H$  = Factor de conversión para la altura
- $c_Q$  = Factor de conversión para el caudal

- $\eta_T$  = Velocidad de rotación de la bomba-turbina
- $H_T$  = Altura de operación de la bomba-turbina
- $Q_T$  = Caudal de operación de la bomba-turbina

Es de vital importancia determinar en qué régimen se encuentra el fluido (laminar, turbulento o transitorio), para lo cual en primer lugar calculamos el área de entrada del fluido junto con la velocidad del fluido. Las condiciones del fluido se establecen como agua a temperatura normal [16].

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(0.065)^2}{4} = \mathbf{0.003 \text{ [m}^2\text{]}}$$

**Ecuación 2.8** Cálculo del área de entrada.

$$V = \frac{Q_T}{A} = \frac{0.026}{0.003} = \mathbf{8.060 \text{ [m/s]}}$$

**Ecuación 2.9** Cálculo de la velocidad de entrada del agua

Ergo, se procede a calcular el número de Reynolds

$$R = \frac{D \cdot V}{\nu} = \frac{0.065 \cdot 8.060}{1.005e-06} = \mathbf{521 \ 293. \ 532}$$

**Ecuación 2.10** Cálculo del número de Reynolds

Las condiciones de iniciales se basaron en la ecuación (2) de la variación del momento lineal. Se necesita al menos dos condiciones de borde para resolver completamente la ecuación de Navier-Stokes en dos o tres dimensiones, estas condiciones de contorno se definieron en la entrada (velocidad de entrada uniforme del fluido) y la salida (presión estática constante) [23][16]. El tensor de fricción se representa como paredes antideslizantes (no-slip) para considerar los efectos de la viscosidad dinámica,  $\mu$ , y la aceleración externa es igual a cero debido al hecho de que la gravedad es ortogonal al movimiento del fluido [4].

### 2.4.3 Condiciones de borde

Las condiciones de borde en OpenFoam son de suma importancia para la precisión y credibilidad de los resultados de la simulación, en la Tabla 2.4. y 2.5. se pueden apreciar las condiciones para el dominio computacional.

**Tabla 2.4.** Condiciones de borde (Velocidad, Presión y  $\omega$ ). (Fuente: propia)

Superficies	Campos		
	p	U	omega

blades	zeroGradient	movingWallVelocity	omegaWallFunction
walls_impeller			
ring			
walls_outlet			
walls_volute			
walls_ring			
walls_inlet			
inlet	zeroGradient	flowRateInletVelocity	fixedValue
outlet	fixedValue	inletOutlet	zeroGradient
AMI2	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI
AMI2_2			
AMI1			
AMI1_1			

**Tabla 2.5.** Condiciones de borde ( $k$ ,  $\nu$  y  $\omega$ ). (Fuente: propia)

Superficies	Campos	
	$k$	$\nu$
blades	kqRWallFunction	nutkRoughWallFunction
walls_impeller		
ring		
walls_outlet		
walls_volute		
walls_ring		
inlet	fixedValue	calculated
outlet	zeroGradient	calculated
AMI2	cyclicAMI	cyclicAMI
AMI2_2		
AMI1		
AMI1_1		

Donde cada una de las superficies representan:

- “ring” y “wall\_ring” - flujo circunferencial libre
- “blades” y “walls\_impeller” - alabes del rotor y paredes aledañas a los alabes.
- “walls\_outlet” - las paredes del tubo de salida.
- “walls\_volute” - las paredes de la voluta.

#### 2.4.4 Selección del Modelo de turbulencia.

En la mayoría de las aplicaciones de turbomaquinaria, se aplican los llamados modelos k-ε y k-ω. El principal objetivo es mejorar la convergencia y acelerar el proceso, sin embargo, el modelo k-ω-SST, combina la robustez k-ε con la precisión de k-ω [21], por lo que es el modelo seleccionado. La formulación SST cambia a un comportamiento k-ε en la corriente libre, lo que evita el problema de ser sensible a las propiedades de turbulencia de la corriente libre de entrada. El modelo k-ω SST proporciona una mejor predicción de la separación de flujo que la mayoría de los modelos RANS y también explica su buen comportamiento en gradientes de presión adversos. Es necesario definir algunas expresiones.

La energía cinética turbulenta

$$k = \frac{3}{2} (U \cdot I_T)^2$$

**Ecuación 2.11** Cálculo de la energía cinética.

donde  $U$  es la velocidad media del flujo y  $I_T$  es la intensidad de la turbulencia. La tasa de disipación turbulenta específica se puede calcular utilizando la siguiente fórmula [26]:

$$\omega = C_u^{3/4} \frac{k^{1/2}}{l}$$

**Ecuación 2.12** Cálculo de la disipación turbulenta

donde  $C_u$ , es la constante del modelo de turbulencia que generalmente toma el valor 0.09,  $k$  es la energía turbulenta y  $l$  es la escala de longitud turbulenta [26].

La escala de longitud de turbulencia describe el tamaño de grandes remolinos que contienen energía en un flujo turbulento [26].

La escala de longitud de turbulencia en este caso es:

$$l = 0.07d_h$$

**Ecuación 2.13** Cálculo de la longitud de turbulencia

Con lo antes mencionado calculamos  $k$  y  $\omega$

$$k = \frac{3}{2} (U \cdot I_T)^2 = \frac{3}{2} (8.060 \cdot 0.1)^2 = \mathbf{0.974 \text{ [m}^2/\text{s}^2]}$$

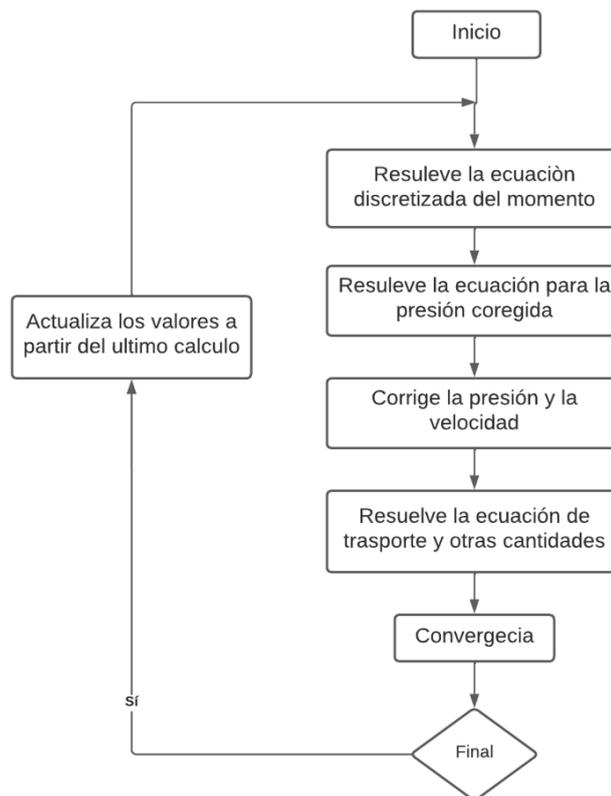
$$d_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(0.003)}{\pi(0.0325)} = \mathbf{0.117 \text{ [m]}}$$

$$l = 0.07d_h = 0.07(0.117) = \mathbf{0.008 \text{ [m]}}$$

$$\omega = C_u^{3/4} \frac{k^{1/2}}{l} = 0.09^{3/4} \frac{0.974^{1/2}}{l} = \mathbf{10.002 \text{ [1/s]}}$$

### 2.4.5 Método SIMPLE

El algoritmo (SIMPLE), se ha utilizado durante muchos años como una estrategia de resolución útil y conveniente [29]. Los flujos de masa unitaria pasan a través de las caras de las celdas y se evalúan a partir de un valor de velocidad inicial estimado en dos o tres dimensiones. A partir de estos campos de velocidad y presión, se obtiene una solución de ecuación de transporte de momento. Luego, a partir de esta solución, se obtiene una presión corregida utilizando una serie de relaciones obtenidas de la ecuación de continuidad [29].



**Figura 2.9.** Etapas generales en el algoritmo SIMPLE. (Fuente: [29])

El acoplamiento presión-velocidad se estableció mediante el algoritmo SIMPLE [23].

### 2.4.6 Características del Solver.

El método SIMPLE es un solver que utiliza el OpenFOAM para la resolución de problemas en estado estable. En las Tablas 2.6 y 2.7 se presenta las configuraciones que constan en el archivo *fvSolution*.

**Tabla 2.6.** Ajustes de *solvers* para las variables simuladas en estado estable. (Fuente: propia)

Metodología de Rotor congelado				
Variable	Solver	Tolerance	relTol	Smoother
$P$	GAMG	1e-07	0.01	GaussSeidel
$U$	smoothSolver	1e-06	0.1	
$k$				
$\omega$				

El Smoother es un algoritmo que se utiliza para mejorar la convergencia de un solver numérico, los Smoother se aplica normalmente para la resolución de sistemas lineales en métodos iterativos con la finalidad de mejorar la convergencia de la solución.

La tolerancia relativa (relTol) es un parámetro de convergencia, esta es la diferencia relativa entre dos soluciones consecutivas y se usa como criterio de convergencia y eficiencia de la solución.

**Tabla 2.7.** Ajustes de residuales y factores de relajación de las variables simuladas en estado estable. (Fuente: propia)

Variable	Control de residuales	Factor de relajación
$P$	1e-05	0.3
$U$		0.7
$k$		
$\omega$		

Los factores de relación en OpenFoam permiten obtener una mayor estabilidad en una simulación por lo que nos ayuda a controlar el proceso de convergencia, un factor de

relajación alto provocaría que la solución no converja, por lo contrario, un factor de relajación demasiado bajo provocaría una convergencia demasiado lenta.

## **3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

### **3.1 Mallado**

El proceso de mallado es la generación de una malla o estructura de malla del objeto que se quiere simular, se utiliza para discretizar el espacio lo cual permite resolver numéricamente las ecuaciones de Navier-Stokes. Este es la etapa más crucial de la simulación de fluidos ya que tiene un impacto significativo en la precisión y convergencia de resultados [29]. La malla cerca de la interfaz AMI es cuadrículada dado que es una parte muy importante para la convergencia de resultados y así eliminar resultados poco realistas [4] [9].

Por lo antes mencionado se realiza un análisis de independencia y calidad de malla con el fin de presentar un estudio detallado de la misma.

### **3.2 Independencia de Malla**

La independencia de malla consiste en la ejecución de simulaciones con diferentes tipos y tamaños de malla con el fin de comparar resultados y poder verificar si los resultados son similares o varían dependiendo de la malla, si los resultados tienen diferencias pequeñas se puede afirmar que es independiente de la malla y los resultados son confiables [29].

Es recomendable realizar varios análisis de independencia de malla para poder encontrar un equilibrio entre precisión de resultados y eficiencia de recursos computacionales [29].

Para determinar la independencia de malla se calcula el torque ejercido sobre el rodete de la bomba, cuando el valor se estabilice se podrá determinar el valor del número de elementos de malla idónea para que la simulación no dependa de la malla. Para poder identificar el número idóneo de los elementos requeridos, se realizaron varias simulaciones [1].

**Tabla 3.7.** Independencia de Malla (Fuente: propia)

	<b>Número de elementos</b>	<b>Torque</b>	<b>%Error</b>
<b>Malla gruesa</b>	1.317.699	39.77	5%
<b>Malla mediana</b>	2.020.451	39.24	6%
<b>Malla fina</b>	3.164.361	39.52	6%
<b>Malla muy fina</b>	4.969.665	41.63	0,5%

A partir de la Tabla 3.7 se puede concluir que la diferencia de errores entre los valores de toque es mínima, tomando en cuenta que el toque máximo ideal alcanzado es calculado a partir de la eficiencia de la bomba.

$$T_T = \frac{\rho \cdot g \cdot H_T \cdot Q_T \cdot \eta}{\eta_T}$$

**Ecuación 2.14** Cálculo del torque ideal obtenido a través de la eficiencia de la bomba.

$$T_T = \frac{(997) \cdot (9.81) \cdot (38.368) \cdot (0.0266) \cdot (0.808)}{190,48} = 42.34 \text{ [Nm]}$$

El número de elementos fue similar al estudio realizado por [14].

### 3.3 Calidad de la Malla

La calidad de malla es un aspecto que debe ser analizado cuidadosamente, dado que los errores de la malla se traducen en errores en la simulación [29].

En OpenFoam la función *checkMesh* es una herramienta que se utiliza para verificar la calidad de malla, esta función detecta los errores con elementos o caras deformados y lo reporta en un informe. Se debe tener en cuenta que la calidad de malla se ve afectada por factores como: complejidad de la geometría, selección de condiciones de contorno y la complejidad de las ecuaciones de movimiento del fluido. Entre los aspectos más importantes a evaluar tenemos:

- Elementos y caras deformados o distorsionados.
- Tamaño y distribución de los elementos.
- Distribución equilibrada de los elementos.
- Proximidad a las paredes y superficies.

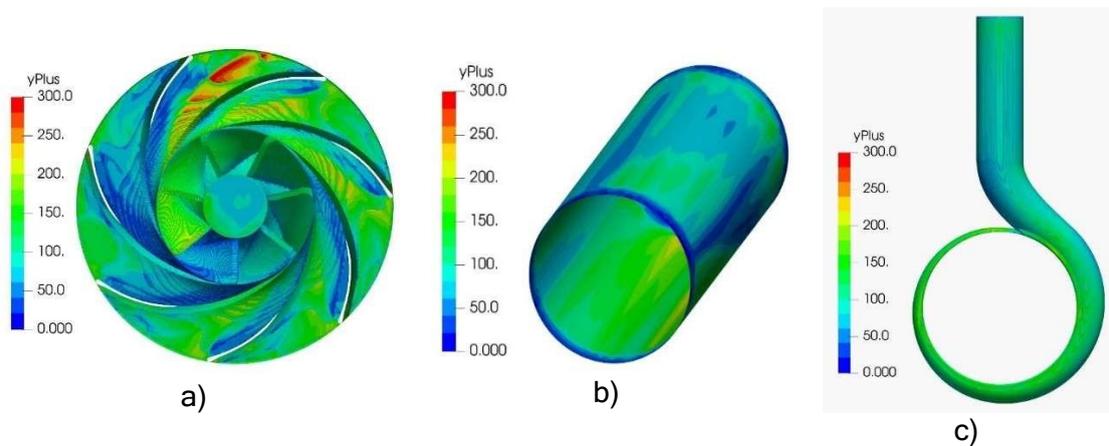
En la Tabla 3.1 se resumen las características de la malla.

**Tabla 3.1** Parámetros de la calidad de malla (Fuente: propia)

Parámetro	Valor de la simulación	Valor recomendado
<i>High aspect ratio</i>	11.99	<20
<i>Non-orthogonality</i>	72.48	<70
<i>Skewness</i>	5.90	<20

Como se puede apreciar en la Tabla 3.1 los valores de los parámetros obtenidos en la simulación cumplen con el rango recomendado para que en la simulación se obtengan valores precisos, dado que el valor de *Non-orthogonality* no está dentro del rango, pero tampoco muy alejado del mismo, se requiere un tratamiento especial de *nonOrthoCorrectors* en *fvSolution* o esquemas numéricos en *fvSchemes*

Para poder evaluar la proximidad de las paredes y superficies se utiliza el indicador de  $y^+$  el cual se utiliza para evaluar la precisión y la resolución de la capa límite, este indicador varía según el modelo de turbulencia que se elige para la simulación. Para el modelo de turbulencia de  $k$ - $\omega$  SST los valores recomendados de  $y^+$  deben encontrarse entre 30 y 300, en la Figura 3.1 se puede apreciar los valores de  $y^+$  en el dominio computacional.

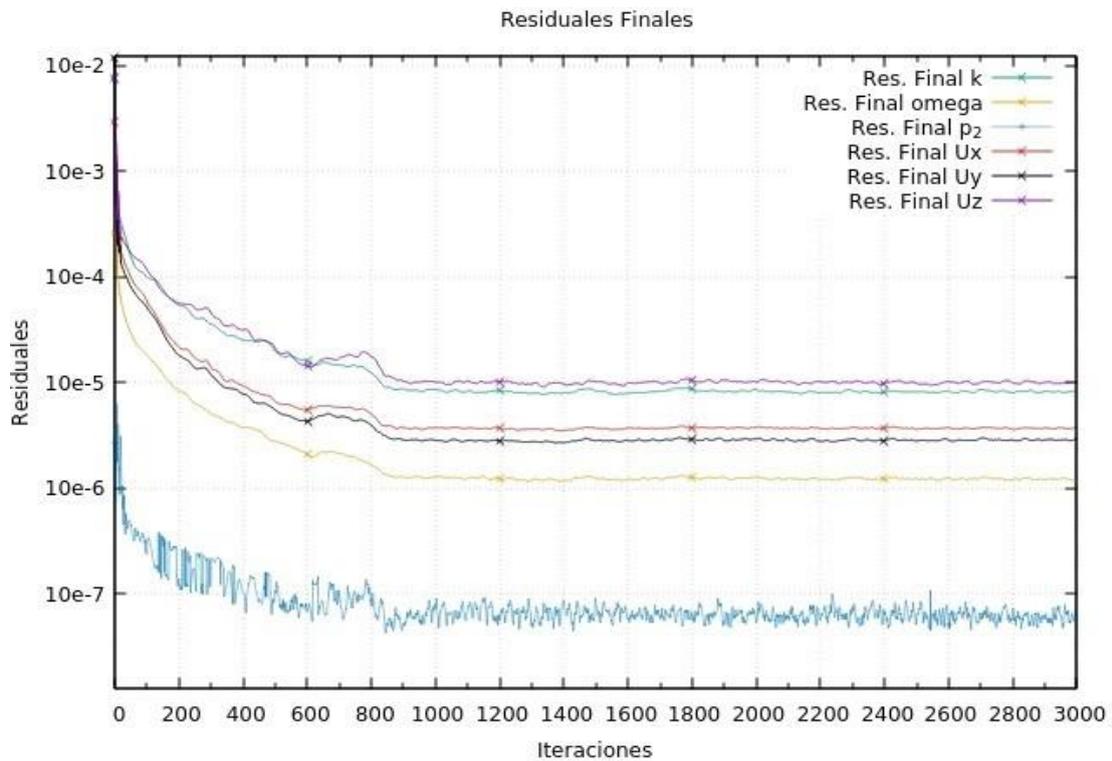


**Figura 3.1.** Representación gráfica de  $y^+$  en el dominio computacional. (Fuente: propia)

### 3.4 Residuales

Los residuales en una simulación CFD son una medida de precisión de la solución numérica, estos representan la cantidad de incertidumbre o error de la simulación, nos ayudan a monitorizar la precisión de esta, por lo que analizar los valores de los residuales nos permite determinar cuándo se puede obtener resultados precisos y confiables, para ello se comparan los valores a cada instante, si los residuales cumplen

con un criterio establecido, significa que la solución numérica ha alcanzado un equilibrio y se puede concluir que se obtiene resultados precisos en la simulación [29].

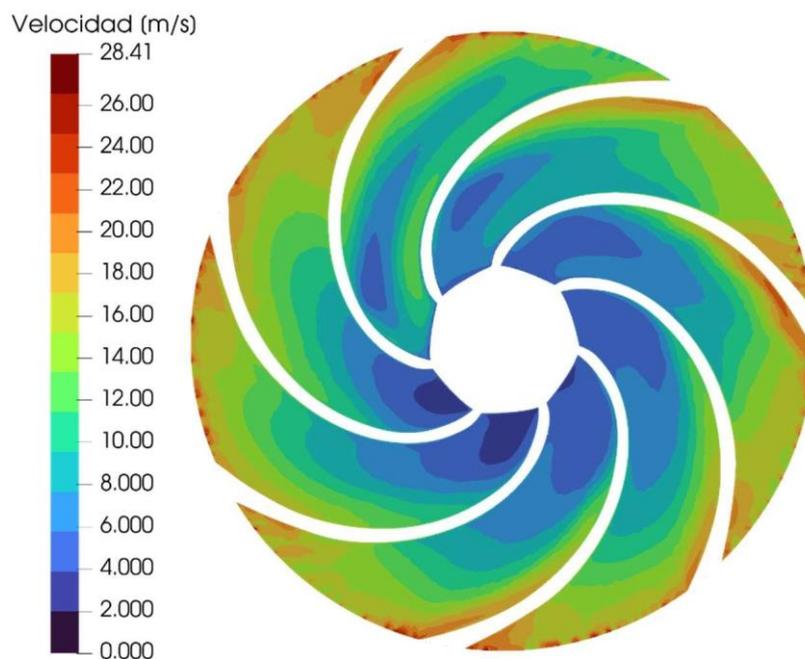


**Figura 3.2.** Residuales de la simulación numérica de algoritmo SIMPLE. (Fuente: propia)

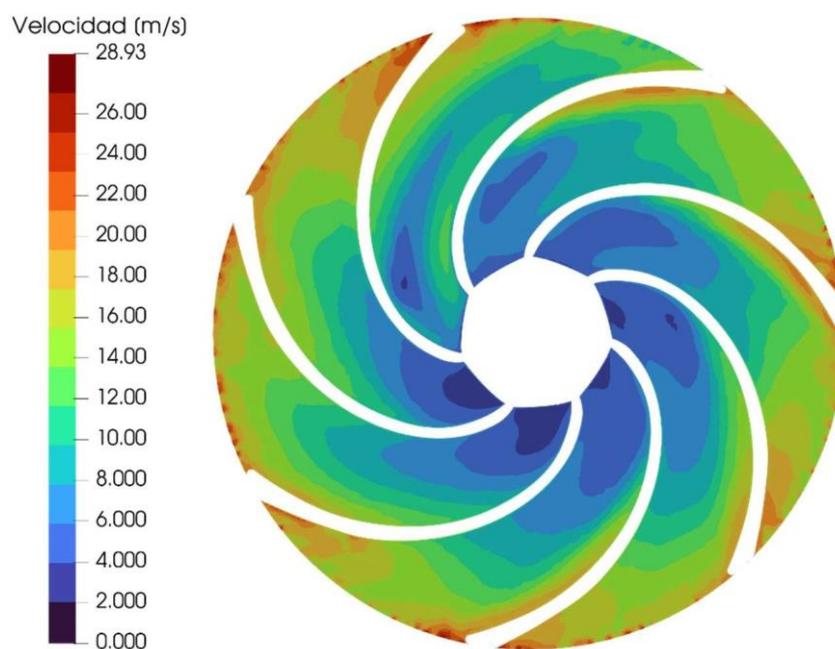
En la Figura 3.2, se puede visualizar los residuales de la simulación numérica del algoritmo SIMPLE, en la figura se aprecia la naturaleza de los residuos los cuales se mantienen de orden de  $10^{-5}$  hasta  $10^{-7}$ , lo que indica que la simulación se encuentra estable [23] [8], por tal motivo se concluye que ha convergido la solución.

## 3.5 Simulación en Estado Estable

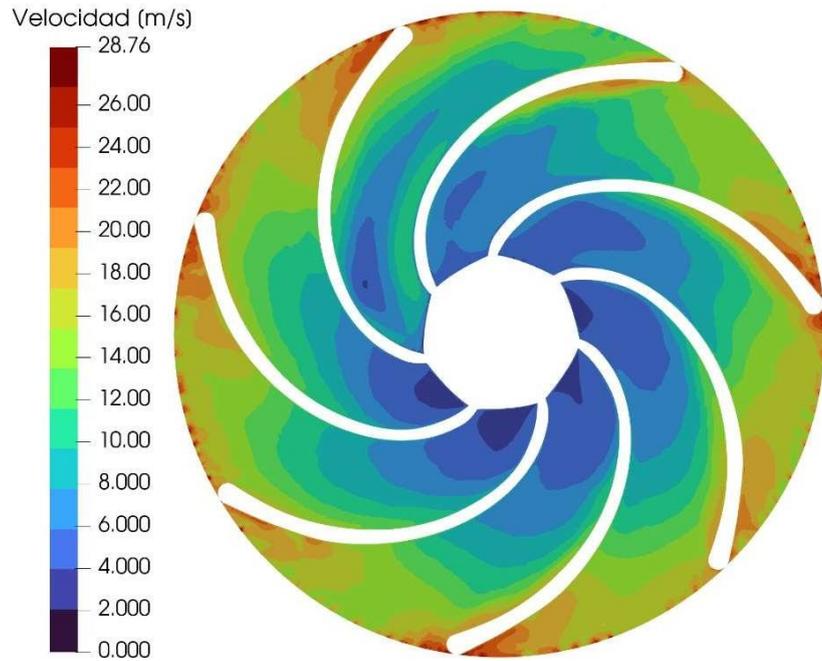
### 3.5.1 Contornos de velocidad



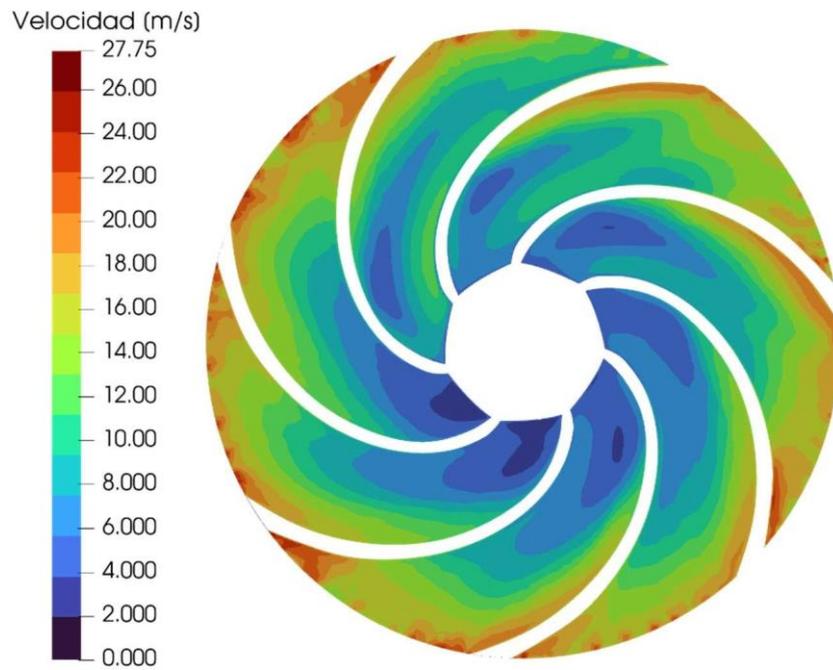
**Figura 3.3.** Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica sin realizar modificaciones en el rodetes. (Fuente: propia)



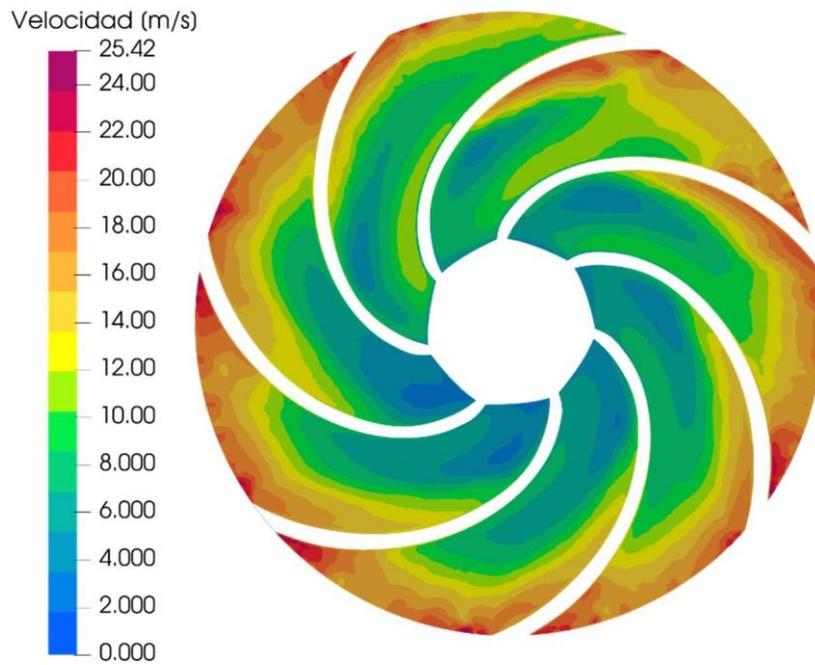
**Figura 3.4.** Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 b). (Fuente: propia)



**Figura 3.5.** Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 c). (Fuente: propia)

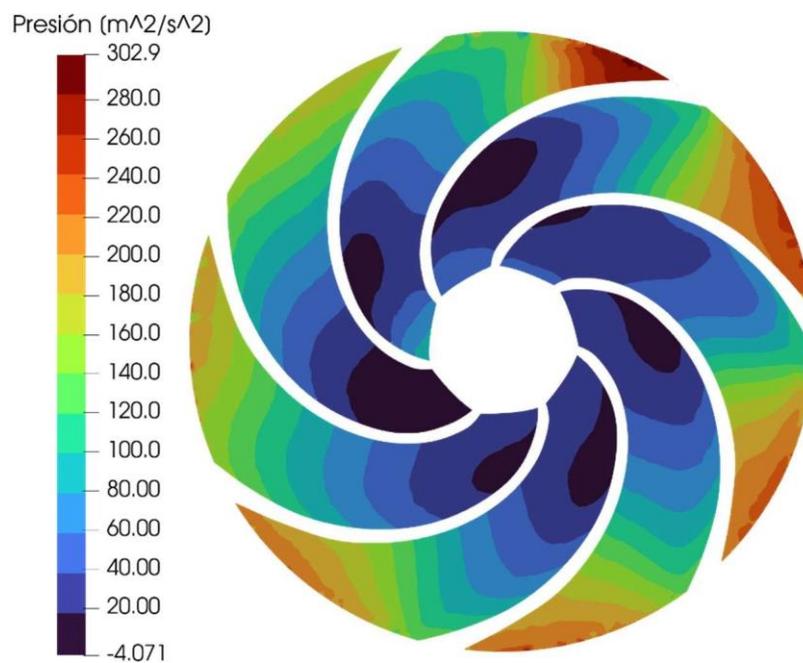


**Figura 3.6.** Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 5% del diámetro original. (Fuente: propia)

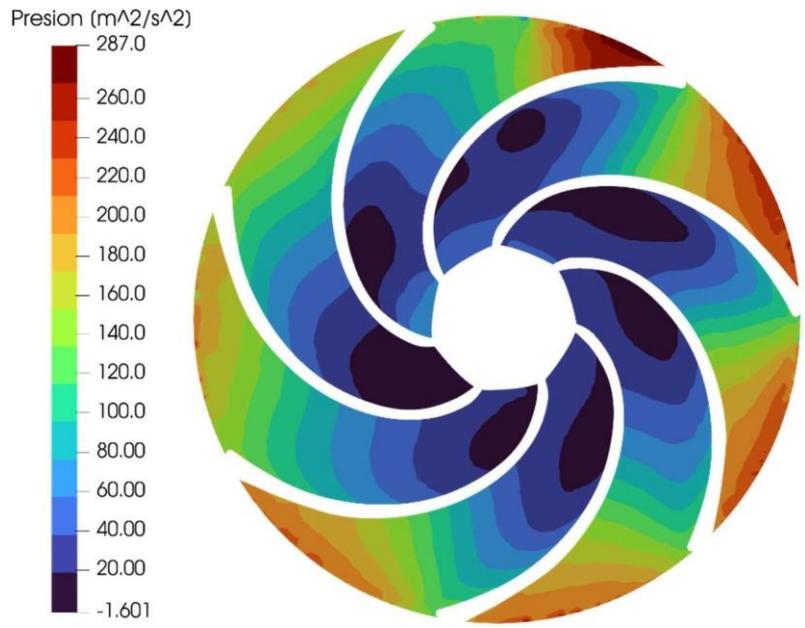


**Figura 3.7.** Contorno de velocidad obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 10% del diámetro original. (Fuente: propia)

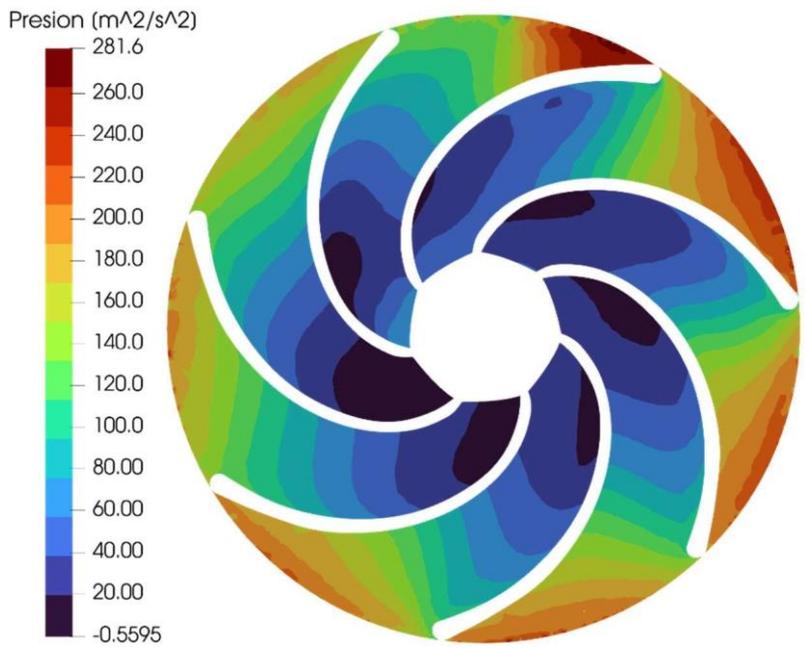
### 3.5.1 Contornos de presión



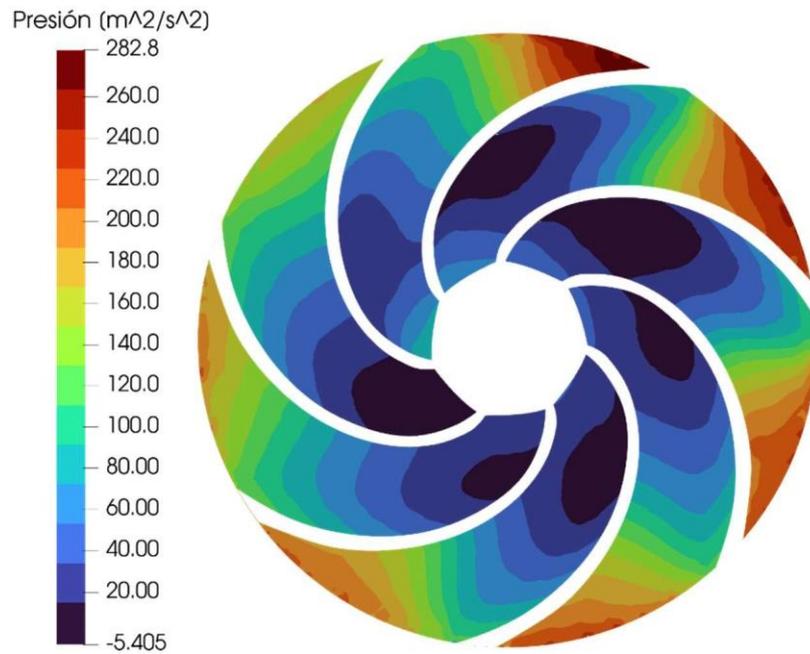
**Figura 3.8.** Contorno de presión obtenida de la simulación numérica sin realizar modificaciones en el rodete. (Fuente: propia)



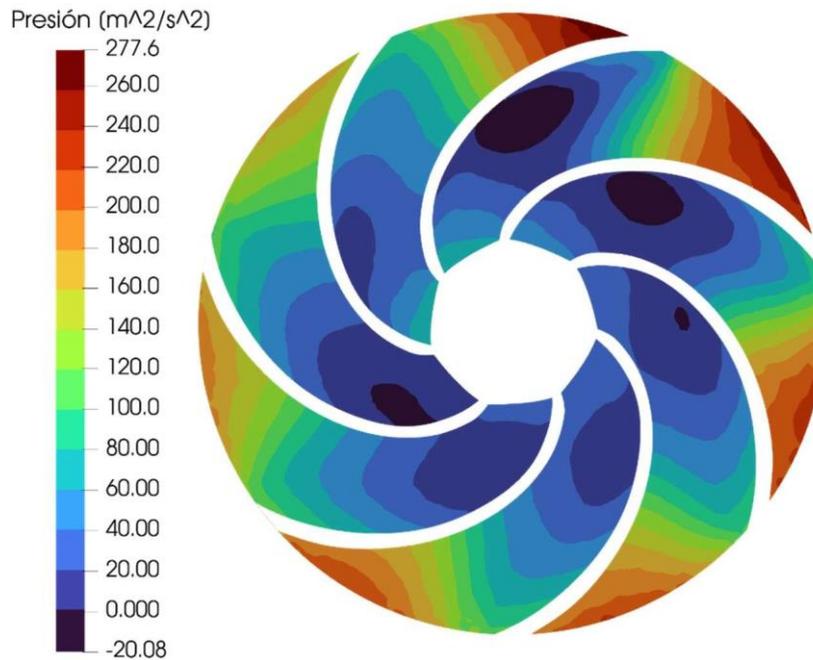
**Figura 3.9.** Contorno de presión obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 b). (Fuente: propia)



**Figura 3.10.** Contorno de presión obtenida de la simulación numérica de la geometría modificada Figura 2.6 c). (Fuente: propia)



**Figura 3.11.** Contorno de presión obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 5% del diámetro original. (Fuente: propia)



**Figura 3.12.** Contorno de presión obtenida de la simulación numérica al reducir el diámetro del rodete el 10% del diámetro original. (Fuente: propia)

## 3.6 Eficiencia

### 3.6.1 Cálculo de la eficiencia de la Bomba Turbina.

La eficiencia es el parámetro más importante, esta es representada por la relación entre la potencia del eje y la potencia de la entrada total como se indica en la ecuación 2.15.[16]

$$\eta_T = \frac{T_T \cdot \omega_T}{\rho \cdot g \cdot H_T \cdot Q_T}$$

**Ecuación 2.15** Cálculo de la eficiencia de la bomba-turbina

$$\eta_T = \frac{(41.63) \cdot (190.485)}{(997) \cdot (9.81) \cdot (38.368) \cdot (0.0266)} = 79.53$$

En la tabla 3.2 se puede apreciar el torque obtenido en la simulación de cada uno de los casos y la eficiencia.

**Tabla 3.2** Eficiencia de cada modificación del rodete (Fuente: propia)

Modificación del rodete	Torque	Eficiencia [%]
Rodete [Figura 2.6 a)]	41.63	79,53
Rodete [Figura 2.6 b)]	41.17	78,56
Rodete [Figura 2.6 c)]	40.04	76,40
Rodete (-5% del diámetro)	40.05	76,42
Rodete (-10% del diámetro)	38.09	72,68

### 3.6.1 Influencia de la holgura entre el rodete y la voluta

Como se puede apreciar en la tabla 3.2 la eficiencia disminuye cuando se recorte el rodete, esta disminución representa el 3.79% cuando se lo recorta al 5% del diámetro original y un 8.50 % cuando representa el 10% del diámetro original.

Como se puede visualizar en los contornos de velocidad Figura 3.6 y 3.7 la velocidad a la salida aumenta de la misma manera que el flujo de circunferencia libre, lo disminuye la eficiencia debido a que no toda la velocidad es aprovechada. Mientras que, en el contorno de presiones (Figura 3.11 y 3.12), mientras se reduce el diámetro existen una mayor diferencia de presiones mínimas pasando de un rango de -5.405 – 20 a -20.08 – 0, por lo que un mayor salto de presiones es perjudicial para la vida útil de la bomba debido a que existe una mayor predisposición de erosión por cavitación.

## 3.7 CONCLUSIONES

### 3.7.1 Conclusiones

Se desarrolló una malla híbrida cartesiana con elementos tanto hexaédricos como tetraédricos mediante el uso de la librería cfMesh de OpenFoam. El análisis de independencia de malla determinó que a partir de los 4.969.665 elementos se obtienen resultados con un error del 0.5% respecto al valor real.

La eficiencia obtenida mediante CFD es del 79.53%, cuando el rodete no es modificado, siendo ligeramente menor a la eficiencia de la bomba en el BEP provista por el fabricante. Lo que concuerda con estudios previos, en los que se indica que la eficiencia máxima como turbina no puede ser mayor que cuando trabaja como bomba. Debido a ello se concluye que la bomba SAER NCB -65/200N-A puede ser usada como turbina. El disminuir el diámetro siempre es perjudicial para el rendimiento de la bomba-turbina dado que la eficiencia decae un 4% y un 9 por ciento a medida que el diámetro se reduce un 5% y un 10% de original respectivamente, por otra parte, tampoco representa un beneficio para alargar la vida útil de la bomba debido a medida que el flujo circunferencial libre crece existe una mayor diferencia de presiones lo que produce una mayor predisposición de cavitación en la bomba.

### 3.7.2 Recomendaciones

Se recomienda realizar optimizaciones geométricas tal y como es el redondeo de la punta del rodete con el fin de reducir turbulencias y aumentar el tiempo de vida útil de la turbomaquinaria, dado que el salto de presiones es menor. Sin embargo, se sacrifica un rango de 1% a 4% de la eficiencia lo que es un rango aceptable, se debe tomar en cuenta que las modificaciones son relativamente fáciles de realizar y no se requiere mucho esfuerzo ni tampoco una remoción de material considerable.

Es necesario realizar un estudio que determine si la cantidad de alabes son los recomendables para que la bomba se pueda usar como turbina y si la eficiencia es aumentada o disminuida conforme el número de alabes aumenta o disminuya.

## 4 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] S. V. Jain y R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 841-868, febrero de 2014. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.030>

[2] J. Fernández, R. Barrio, E. Blanco, J. L. Parrondo y A. Marcos, "Numerical investigation of a centrifugal pump running in reverse mode", *Proceedings of the*

*Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 224, n.º 3, pp. 373-381, noviembre de 2009. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1243/09576509jpe757>

[3] J. Fernández, E. Blanco, J. Parrondo, M. T. Stickland y T. J. Scanlon, "Performance of a centrifugal pump running in inverse mode", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 218, n.º 4, pp. 265-271, junio de 2004. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1243/0957650041200632>

[4] F. Plua, V. Hidalgo, P. A. López-Jiménez y M. Pérez-Sánchez, "Analysis of applicability of CFD numerical studies applied to problem when pump working as turbine", *Water*, vol. 13, n.º 15, p. 2134, agosto de 2021. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.3390/w13152134>

[5] T. Wang, F. Kong, S. Yang y Y. Fu, "Numerical study on hydraulic performances of pump as turbine with forward-curved blades", en *ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting Collocated With the ASME 2014 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*, Chicago, Illinois, USA, 3-7 de agosto de 2014. American Society of Mechanical Engineers, 2014. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1115/fedsm2014-21347>

[6] J.-M. Chapallaz, *Manual on Pumps Used as Turbines*. Braunschweig: Vieweg, 1992.

[7] A. Carravetta, S. D. Houreh y H. M. Ramos, *Pumps as Turbines: Fundamentals and Applications*. Springer, 2017.

[8] P. Tian, J. Huang, W. Shi y L. Zhou, "Optimization of a centrifugal pump used as a turbine impeller by means of an orthogonal test approach", *Fluid Dynamics & Materials Processing*, vol. 15, n.º 2, pp. 139-151, 2019. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.32604/fdmp.2019.05216>

[9] H. Nautiyal, Varun y A. Kumar, "Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,

vol. 14, n.º 7, pp. 2059-2067, septiembre de 2010. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.04.006>

[10] F. A. Plua, F.-J. Sánchez-Romero, V. Hidalgo, P. A. López-Jiménez y M. Pérez-Sánchez, "New expressions to apply the variation operation strategy in engineering tools using pumps working as turbines", *Mathematics*, vol. 9, n.º 8, p. 860, abril de 2021. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.3390/math9080860>

[11] S. Derakhshan y A. Nourbakhsh, "Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 32, n.º 3, pp. 800-807, enero de 2008. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2007.10.004>

[12] F. Plua, V. Hidalgo, E. Cando, M. Pérez-Sánchez y P. A. López-Jiménez, "Pumps as turbines (pats) by analysis with CFD models", *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, vol. 12, n.º 3, p. 1098, mayo de 2022. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.18517/ijaseit.12.3.15290>

[13] H. Nautiyal, V. Kumar y A. Thakur, "CFD analysis on pumps working as turbines", *Hydro Nepal: Journal of Water, Energy and Environment*, vol. 6, pp. 35-37, enero de 1970. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.3126/hn.v6i0.4191>

[14] X. Wang, J. Yang, Z. Xia, Y. Hao y X. Cheng, "Effect of velocity slip on head prediction for centrifugal pumps as turbines", *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2019, pp. 1-10, marzo de 2019. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1155/2019/5431047>

[15] S. Fontanella, O. Fecarotta, B. Molino, L. Cozzolino y R. Della Morte, "A performance prediction model for pumps as turbines (pats)", *Water*, vol. 12, n.º 4, p. 1175, abril de 2020. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.3390/w12041175>

- [16] H. Yang, L. Zhu, H. Xue, J. Duan y F. Deng, "A numerical analysis of the effect of impeller rounding on centrifugal pump as turbine", *Processes*, vol. 9, n.º 9, p. 1673, septiembre de 2021. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.3390/pr9091673>
- [17] M. Schlipf, A. Tismer y S. Riedelbauch, "On the application of hybrid meshes in hydraulic machinery CFD simulations", *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 49, n.º 6, p. 062013, noviembre de 2016. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/6/062013>
- [18] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani y R. N. Patel, "Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode", *Energy Conversion and Management*, vol. 89, pp. 808-824, enero de 2015. Accedido el 15 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.036>
- [19] S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio y N. M. Scornaienchi, "Procedure selecting pumps running as turbines in micro hydro plants", *Energy Procedia*, vol. 126, pp. 549-556, septiembre de 2017. Accedido el 16 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.282>
- [20] "K-Omega and K-Omega SST | Global Settings | SimScale". SimScale. <https://www.simscale.com/docs/simulation-setup/global-settings/k-omega-sst/> (accedido el 15 de febrero de 2023).
- [21] M. S. S. a. W. B. Adnyana, «Experimental Work on Modification of Impeller Tips of a Centrifugal Pump as a Turbine,» de *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)"*, Bangkok, Thailand, 2006.
- [22] P. M. J.-D. Cusdin, «Automatic differentiation and sensitivity analysis methods for computational fluid dynamics,» *ResearchGate*, p. 26, 2003.
- [23] A. Alonzo-García, C. d. C. Gutiérrez-Torres y J. A. Jiménez-Bernal, "Computational fluid dynamics in turbulent flow applications", en *Numerical Simulation -*



```

        value            uniform 10e-6;
    }

    "(AMI2_2|AMI2|AMI1_1|AMI1)"
    {
        type              cyclicAMI;
    }
}
// ***** //

Archivo U

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volVectorField;
    object       U;
}
// ***** //
dimensions      [0 1 -1 0 0 0 0];

internalField    uniform (0 0 0);

boundaryField
{
    inlet
    {
        type              flowRateInletVelocity;
        volumetricFlowRate 0.0266;
        value              uniform (0 0 0);
        extrapolateProfile no;
    }

    outlet
    {
        type              inletOutlet;
        value              $internalField;
        inletValue         uniform (0 0 0);
    }

    "(walls_oulet|ring|walls_ring|walls_volute|walls_inlet)"
    {
        type              noSlip;
    }

    "(blades|walls_impeller)"
    {
        type              movingWallVelocity;
        value              $internalField;
    }

    "(AMI2_2|AMI2|AMI1_1|AMI1)"
    {
        type              cyclicAMI;
    }
}

```

```

    }
}

// ***** //

Archivo nut

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    location     "0";
    object       nut;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -1 0 0 0 0];

internalField   uniform      1.005e-05;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type          calculated;
        value         $internalField;
    }

    outlet
    {
        type          calculated;
        value         $internalField;
    }

    "(walls_outlet|blades|walls_impeller|ring|walls_ring|walls_volute
|walls_inlet)"
    {
        // Mandatory entries (unmodifiable)
        type          nutkRoughWallFunction;
        Ks            uniform 0.000016;
        Cs            uniform 0.75;
        value uniform      0;
    }
    "(AMI2_2|AMI2|AMI1_1|AMI1)"
    {
        type          cyclicAMI;
    }
}

// ***** //

```

### Archivo omega

```

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    location     "0";
    object       omega;
}
// ***** //
dimensions      [0 0 -1 0 0 0 0];
internalField   uniform 1624.090;
boundaryField
{
    inlet
    {
        type          fixedValue;
        value         $internalField;
    }
    outlet
    {
        type          zeroGradient;
    }

    "(walls_outlet|blades|walls_impeller|ring|walls_ring|walls_volute
|walls_inlet)"
    {
        type          omegaWallFunction;
        value         $internalField;
    }
    "(AMI2_2|AMI2|AMI1_1|AMI1)"
    {
        type          cyclicAMI;
    }
}
// ***** //

```

## Archivo p

```

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       p;
}
// ***** //
dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];
internalField   uniform 0;
boundaryField
{
    inlet
    {
        type      zeroGradient;
    }
    outlet
    {
        type      fixedValue;
        value     uniform 0;
    }
    "(walls_outlet|blades|walls_impeller|ring|walls_ring|walls_volute
|walls_inlet)"
    {
        type      zeroGradient;
    }

    "(AMI2_2|AMI2|AMI1_1|AMI1)"
    {
        type      cyclicAMI;
    }
}
// ***** //

```

**ANEXO II. Archivos carpeta *Constant*  
Archivo TurbulenceProperties**

```

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "constant";
    object       turbulenceProperties;
}
// ***** //
simulationType RAS;
RAS
{
    RASModel     kOmegaSST;
    turbulence   on;
    printCoeffs  on;
}
// ***** //

```

### Archivo TransportProperties

```

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "constant";
    object       transportProperties;
}
// ***** //
transportModel  Newtonian;
nu              [0 2 -1 0 0 0 0] 1e-06;
// ***** //

```

### Archivo MRFProperties

```

// ***** //

```

```

FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "constant";
    object       MRFProperties;
}
// *****

MRF1
{
    cellZone     rotor;
    active       yes;

    // Fixed patches (by default they 'move' with the MRF zone)
    nonRotatingPatches (AMI1 AMI1_1);

    origin       (0 0 0);
    axis         (0 0 1);
    omega        190.485; // rad/s
}
// *****

```

### **ANEXO III. Carpeta System**

#### **Archivo FvSolution**

```

// *****
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "system";
    object       fvSolution;
}
// *****

solvers
{
    p
    {
        solver          GAMG;
        tolerance       1e-7;
        relTol          0.01;
        smoother        GaussSeidel;
        nPreSweeps      0;
        nPostSweeps     2;
        nFinestSweeps   2;
        cacheAgglomeration on;
        agglomerator     faceAreaPair;
        cacheAgglomeration true;
        nCellsInCoarsestLevel 200; //100
        mergeLevels     1;
        minIter          3;
    }
}

```

```

}
U
{
    solver          smoothSolver;
    smoother        GaussSeidel;
    nSweeps         2;
    tolerance       1e-06;
    relTol          0.1;
    minIter         1;
}

k
{
    solver          smoothSolver;
    smoother        GaussSeidel;
    nSweeps         2;
    tolerance       1e-07;
    relTol          0.1;
    minIter         1;
}

omega
{
    solver          smoothSolver;//smoothSolver
    smoother        GaussSeidel;
    nSweeps         2;
    tolerance       1e-07;
    relTol          0.1;
    minIter         1;
}

pFinal
{
    solver          GAMG;
    tolerance       1e-06;
    relTol          0;
    smoother        GaussSeidel;
    nPreSweeps     0;
    nPostSweeps    2;
    cacheAgglomeration on;
    agglomerator    faceAreaPair;
    nCellsInCoarsestLevel 100;
    mergeLevels     1;
    minIter         3;
}

"(U|k|omega)Final"
{
    $U;
    tolerance       1e-05;
    relTol          0;
}
}

SIMPLE
{
    consistent      yes;
    nCorrectors     2;
}

```

```

nNonOrthogonalCorrectors 2;
  pressureImplicitPorosity false;
  pRefCell 0;
  pRefValue 0;

residualControl
{
    p            1e-5;
    U            1e-5;
    k            1e-5;
    omega        1e-5;
}
}

relaxationFactors
{
    fields
    {
        p            0.3;
    }
    equations
    {
        U            0.7;
        k            0.7;
        omega        0.7;
    }
}

potentialFlow
{
    nNonOrthogonalCorrectors 10;
}

// ***** //

Archivo changeDictionaryDict

// ***** //

FoamFile
{
    version        2.0;
    format         ascii;
    class          dictionary;
    object         changeDictionaryDict;
}
// ***** //

boundary
{
    AMI1_1
    {
        type        cyclicAMI;
        matchTolerance 0.00001;
        transform    noOrdering;
        neighbourPatch AMI1;
    }
}

```

```

}

AMI1
{
    type            cyclicAMI;
    matchTolerance 0.00001;
    transform       noOrdering;
    neighbourPatch  AMI1_1;
}

AMI2
{
    type            cyclicAMI;
    matchTolerance 0.00001;
    transform       noOrdering;
    neighbourPatch  AMI2_2;
}

AMI2_2
{
    type            cyclicAMI;
    matchTolerance 0.00001;
    transform       noOrdering;
    neighbourPatch  AMI2;
}

walls_oulet
{
    type            wall;
}

walls_ring
{
    type            wall;
}

walls_volute
{
    type            wall;
}

walls_inlet
{
    type            wall;
}

blades
{
    type            wall;
}

ring
{
    type            wall;
}

walls_impeller

```

```

    {
        type            wall;
    }

    inlet
    {
        type            patch;
    }
    outlet
    {
        type            patch;
    }
}

// ***** //

Archivo controlDict

// ***** //

FoamFile
{
    format            ascii;
    class             dictionary;
    object            controlDict;
    version           7;
}

// ***** //

application         simpleFoam;
startFrom           latestTime;
startTime           0;
stopAt              endTime;
endTime             3000;
deltaT              1; //1
writeControl        timeStep;
writeInterval       100;
purgeWrite          0;
writeFormat         ascii;
writePrecision      6;
writeCompression   off;
timeFormat          general;
timePrecision       6;
runTimeModifiable true;

libs
(
//"libsimpleSwakFunctionObjects.so"
//"libswakFunctionObjects.so"
//"libutilityFunctionObjects.so"
//"libforces.so" // this is for forces
);

functions

```

```

{
forces
  {
    type forces;
    libs ("libforces.so");
    patches (blades);
    p p;
    U U;
    rho      rhoInf;
    rhoInf   1000;
    CofR (0 0 0);
  }

#includeFunc residuals
#includeFunc Q
#includeFunc yPlus
// #includeFunc wallShearStress

inMassFlow
  {
    type          surfaceFieldValue;
    functionObjectLibs ("libfieldFunctionObjects.so");
    enabled       true;
    //writeControl  outputTime;
    writeControl  timeStep;
    writeInterval 1;
    log           true;
    writeFields   false;
    regionType    patch;
    name          inlet;
    operation     sum;
    fields
    (
      phi
    );
  }

outMassFlow
  {
    $inMassFlow;
    name          outlet;
  }
}

// *****

Archivo decomposeParDict

// *****

FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;

```

```

        class      dictionary;
        object     decomposeParDict;
    }
// ***** //
numberOfSubdomains 4;
method             simple;
// method         ptscotch;
simpleCoeffs
{
    n              (1 2 2);
    delta          0.001;
}
hierarchicalCoeffs
{
    n              (3 2 1);
    delta          0.001;
    order          xyz;
}
manualCoeffs
{
    dataFile       "cellDecomposition";
}
// ***** //

```

### Archivo fvSchemes

```

// ***** //
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "system";
    object       fvSchemes;
}
// ***** //

ddtSchemes
{
    default
        steadyState;
//    default      Euler;           //1st order, stable,
diffusive
//    default      CrankNicolson 0.5 //0 = Euler, 1 = Pure
CN, 0.5 = advantage of both

```

```

//      default          backward;          //2nd order
}

gradSchemes
{
    default                cellLimited
Gauss linear 0.333;
    // default Gauss linear;
    // For Gradient limiter, from More to Less diffusive :
    // faceLimited, faceMDLimited, cellLimited, cellMDLimited
    // 0 turns off the gradient limiter, you gain accuracy but
might be unbounded
    // 1 turns the limiter always on, 0.5 is best of both worlds
    // Gauss leastSquares : very accurate, oscillatory
}

divSchemes
{
    default                none;
    div(phi,U)             Gauss
linearUpwindV grad(U);
    div(phi,k)             bounded    Gauss
upwind; //upwind vanLeer
    div(phi,omega)        bounded    Gauss
upwind;
    div((nuEff*dev2(T(grad(U))))
    div(phi,epsilon)      Gauss
linear;
}

laplacianSchemes
{
    default                Gauss    linear
limited 0.333;
    // orthogonal : hexa mesh, perfect
    // corrected : with non-ortho, bounded if good quality mesh
    // limited 0.5 : same as corrected, but more. 1 = corrected,
0 = uncorrected
    // uncorrected : for bad quality meshes
    // MNO < 75 : limited 1
    // 75 < MNO < 85 : limited 0.5
    // MNO > 85 : New mesh, or 0.333
}

interpolationSchemes
{
    default                linear;
}

snGradSchemes
{
    default
    limited 0.333;
    // same as laplacian Scheme
}

```

```

wallDist
{
    method
        meshWave;
}
// ***** //

Archivo TopoSet

// ***** //

FoamFile
{
    version      3.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    location     "mesh/component2/system";
    object       topoSetDict;
}
// ***** //

actions
(
    {
        name rotorSet;
        type cellSet;
        action clear;
    }
    {
        name rotorSet;
        type cellSet;
        action invert;
    }
    {
        name          rotor;
        type          cellZoneSet;
        action        new;
        source        cylinderToCell;
        sourceInfo
        {
            p1        (0 0 -1);
            p2        (0 0 0.206);
            radius    0.103;
            inside    true;
        }
    }
);

// ***** //

```

## ANEXO IV. Archivos Ejecutables

**Allclean.sh**

```
#!/bin/bash
```

```

cd ${0%/*} || exit 1

#application=$(getApplication)

cd caso0/
rm -r outlet
rm -r volute
rm -r MergeMeshes
cd ..

```

### **Allrun.sh**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

#application=$(getApplication)

cd voluta_outlet/
cp -r outlet ../caso0
cp -r volute ../caso0
cd ..
./caso0/caso0.sh

```

### **caso0.sh**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

. $WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions

#application=$(getApplication)

./impeller/impeller.sh

mkdir MergeMeshes
cp -r impeller ../caso1/MergeMeshes
cp -r outlet ../caso1/MergeMeshes
cp -r volute ../caso1/MergeMeshes
cd MergeMeshes/
runApplication mergeMeshes impeller/ outlet/ -overwrite
rm -rf log*
runApplication mergeMeshes volute/ impeller/ -overwrite
rm -rf log*

mv volute final
cd final/

rm -r system
cd ../../../../
cd condiciones/
cp -r 0 ../caso0/MergeMeshes/final

```

```

cp -r system ../caso0/MergeMeshes/final
cd constant/
cp -r MRFProperties ../../caso0/MergeMeshes/final/constant
cp -r transportProperties ../../caso0/MergeMeshes/final/constant
cp -r turbulenceProperties ../../caso0/MergeMeshes/final/constant
cd ../../
./caso0/MergeMeshes/final/Allrun.sh

```

### **Impeller.sh**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

. $WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions

#application=$(getApplication)
rm -rf VTK
rm -r *.eMesh
rm -rf log*
cd constant/
rm -r polyMesh
rm -r extendedFeatureEdgeMesh
cd trisurface/
rm -r *.eMesh
rm -r *.stl
cd ../../
cp impeller.stl constant/trisurface
runApplication surfaceFeatures | tee log.surfaceFeatures
cd constant/trisurface/
cp impeller.eMesh ../../
cd ../../
runApplication cartesianMesh | tee log.cartesianMesh
runApplication transformPoints -rollPitchYaw '(0 180 0)' | tee
log.rotate
rm -rf log*
runApplication transformPoints -translate '(0 0 -0.0002)' | tee
log.translate
rm -rf log*
runApplication topoSet | tee log.topoSet
runApplication foamToVTK -cellSet rotor | tee log.foamtoVTK
rm -rf log*

```

### **voluta.sh**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

. $WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions

#application=$(getApplication)

rm -r *.eMesh
rm -rf log*
cd constant/

```

```

rm -r polyMesh
rm -r extendedFeatureEdgeMesh
cd trisurface/
rm -r *.eMesh
rm -r *.stl
cd ../../
cp volute.stl constant/trisurface
runApplication surfaceFeatures | tee log.surfaceFeatures
cd constant/trisurface/
cp volute.eMesh ../../
cd ../../
runApplication cartesianMesh | tee log.cartesianMesh
rm -rf log*
runApplication topoSet | tee log.topoSet
rm -rf log*

```

### **oulet.sh**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

. $WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions

#application=$(getApplication)
rm -r *.eMesh
rm -rf log*
cd constant/
rm -r polyMesh
rm -r extendedFeatureEdgeMesh
cd trisurface/
rm -r *.eMesh
rm -r *.stl
cd ../../
cp oulet.stl constant/trisurface
runApplication surfaceFeatures | tee log.surfaceFeatures
cd constant/trisurface/
cp oulet.eMesh ../../
cd ../../
runApplication cartesianMesh | tee log.cartesianMesh
runApplication transformPoints -rollPitchYaw '(0 180 0)' | tee
log.rotate
rm -rf log*
runApplication transformPoints -translate '(0 0 -0.0002)' | tee
log.translate
rm -rf log*

```

### **EJECUCIÓN DEL CASO**

```

#!/bin/bash

cd ${0%/*} || exit 1

. $WM_PROJECT_DIR/bin/tools/RunFunctions

#application=$(getApplication)

```

```
runApplication changeDictionary | tee changeDictionary
runApplication decomposePar | tee log.decomposePar
runApplication mpirun -np 4 simpleFoam -parallel | tee
log.simpleFoam
runApplication reconstructPar | tee log.reconstructPar
```

### ANEXO V. Estructura del caso

