



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE
FLUJO A TRAVÉS DEL DOMINIO
FLUIDIZADO IMPULSOR-CORONA
DIRECTRIZ EN UNA BOMBA
CENTRÍFUGA**

Autores:

Giménez V. Jehisson N.

CI 24293047

Granado M. Jesus R.

CI 25787345

Urb. Yuma II, Calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (máster) – Fax: (0241) 871239

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE FLUJO A TRAVÉS DEL
DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-CORONA DIRECTRIZ EN UNA
BOMBA CENTRÍFUGA.**

**Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO.**

Autores:

Giménez V. Jehisson N.

CI 24293047

Granado M. Jesus R.

CI 25787345

Tutor:

Ing. Gruber A. Caraballo

San Diego, Noviembre 2017



Universidad José Antonio Páez
Facultad de Ingeniería

FI-TG-059-2017-2

Valencia, 07 de Julio de 2017.

Ciudadanos:

Giménez Jehisson

C.I. 24.293.047

Granado Jesús

C.I. 25.787.345

Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 2-2017 de fecha 07/07/2017 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado "ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE FLUJO A TRAVÉS DEL DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR- CORONA DIRECTRIZ EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA" presentado por usted(es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Gruber Caraballo, C.I. 12.014.408 y la Ing. Alicia Pizzella, C.I. 4.598.880 como Tutores Académicos que lo asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,

Ing. José Gregorio Díaz
Decano de la Facultad de Ingeniería



e. e. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (2).

JGD/ fr

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ing. Gruber A. Caraballo, portador(a) de la cédula de identidad N° 12.014.408, hace constar que ha leído el Proyecto del Trabajo de Grado, presentado por la ciudadanos Jesus Granado Monsalve , portador de la cédula de identidad N° 25.787.345 , y Jehisson N. Gimenez V. portador de la cédula de identidad N° 24.293.047 titulado **“ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE FLUJO A TRAVÉS DEL DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-CORONA DIRECTRIZ EN UNA BOMBA CENTRIFUGA.”**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero mecánico, y acepta la tutoría del mencionado Proyecto durante su etapa de desarrollo hasta su elaboración y evaluación; según las condiciones de la Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad José Antonio Páez y sus correspondientes Reglamentos.

En San Diego, a los 16 días del mes de octubre del año dos mil diecisiete.



12014408

Firma

Ing. Gruber A. Caraballo

N° 12.014.408

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, a Dios, por habernos dado la vida y permitir el haber llegado hasta este momento tan importante de nuestra formación profesional.

A nuestras madres, por ser el pilar más importante de nuestras vidas, por demostrar siempre su cariño y apoyo incondicional a pesar de nuestra distancia.

A nuestros padres por la ayuda y el apoyo que nos han brindado a lo largo de la carrera.

A Daniela Celi que siempre ha estado a mi lado durante estos años de carrera ha sabido apoyarme para continuar y nunca renunciar, gracias por su amor incondicional y por su apoyo en mi proyecto.

A Marilyn Moreno por su ayuda y apoyo en esos días en que nos quedábamos hasta altas horas de la noche estudiando.

Al Ing. Gruber Caraballo por toda la colaboración brindada durante la elaboración de este proyecto.

A nuestros amigos Miguel Jesus y Miguel José Castellano, por el apoyo, la amistad y todas las ayudas brindadas a lo largo de la carrera.

ÍNDICE

| CONTENIDO | PP |
|---|------------|
| ÍNDICE DE TABLAS..... | ix |
| ÍNDICE DE FIGURAS..... | x |
| RESUMEN INFORMATIVO..... | xiv |
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| CAPÍTULO | |
| I EL PROBLEMA | 3 |
| 1.1 Planteamiento del Problema..... | 3 |
| 1.2 Formulación del problema | 5 |
| 1.3 Objetivos de la investigación | 5 |
| 1.3.1 Objetivo general..... | 5 |
| 1.3.2 Objetivos específicos | 5 |
| 1.4 Justificación..... | 6 |
| 1.5 Limitaciones..... | 6 |
| 1.6 Alcance..... | 7 |
| | |
| II MARCO TEÓRICO | 8 |
| 2.1 Antecedentes | 8 |
| 2.2 Bases Teóricas..... | 10 |
| 2.2.1 Turbomáquinas | 10 |
| 2.2.2 Ecuación de Euler | 11 |
| 2.2.3 Ecuaciones de Gobierno | 14 |
| 2.2.4 Clasificación de los fluidos..... | 18 |
| 2.2.5 Modelos de turbulencia eddy-viscosity | 19 |
| 2.2.6 Mallado o discretización numérico..... | 24 |
| 2.2.7 Verificación de la geometría..... | 28 |

| | |
|--|-----------|
| 2.2.8 Calidad de la malla | 28 |
| 2.3 Definición de términos básicos | 30 |
| III MARCO METODOLÓGICO | 27 |
| 3.1 Tipo de Investigación..... | 27 |
| 3.2 Diseño de la Investigación..... | 27 |
| 3.3 Nivel de la investigación..... | 28 |
| 3.4 Población y muestra..... | 28 |
| 3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos. | 29 |
| 3.6 Fases de la Investigación | 30 |
| IV RESULTADOS | 32 |
| 4.1 Revisión de los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y la interacción termo-energética en el conjunto impulsor corona directriz de una bomba centrífuga radial..... | 32 |
| 4.2 Modelación de la geometría mediante una herramienta de dibujo asistido por computadora de una bomba centrifuga comercial | 35 |
| 4.2.1 Geometría del rotor de la bomba centrífuga | 36 |
| 4.2.2 Geometría de la corona directriz de la bomba centrífuga..... | 38 |
| 4.3 Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar | 42 |
| 4.3.1 Discretización del dominio | 42 |
| 4.3.2 Condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar | 44 |
| 4.3.3 Establecimiento de las condiciones de borde | 46 |
| 4.3.4 Criterios de convergencia | 52 |
| 4.3.5 Verificación del mallado..... | 54 |
| 4.4 Simulación del campo de flujo y obtención de los resultados | 55 |
| 4.4.1 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia | 55 |
| 4.4.2 Visualización de los resultados..... | 65 |

| | |
|---|----|
| 4.4.3 Obtención de la curva H vs Q..... | 84 |
| CONCLUSIONES | 89 |
| RECOMENDACIONES | 91 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 92 |
| APÉNDICE | 93 |

ÍNDICE DE TABLAS

| TABLA | | PP |
|--------------|---|-----------|
| 1 | Estadísticas de mallado..... | 54 |
| 2 | Cantidad de elementos y nodos presente en los dominios..... | 55 |
| 3 | Valores de presión a la succión, presión a la descarga y disponibilidad, para todos los puntos de la curva característica simulados. | 85 |
| 4 | Valores de presión a la succión, presión a la descarga y disponibilidad, para todos los puntos de la curva característica simulados. | 86 |
| 5 | Dimensiones del diseño de la geometría en estudio. | 88 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| FIGURA | PP |
|--|-----------|
| 1 Componentes de bomba centrífuga | 11 |
| 2 Triángulo de velocidades en bomba centrífuga | 14 |
| 3 Detalle de triángulos de velocidad a la entrada y salida de bomba centrífuga | 14 |
| 4 Ejemplo de malla estructurada..... | 25 |
| 5 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C | 26 |
| 6 Ejemplo de malla estructurada multi-bloque..... | 27 |
| 7 Ejemplo de malla no-estructurada | 27 |
| 8 Mesh orthogonality | 29 |
| 9 Mesh expansion factor | 29 |
| 10 Mesh aspect ratio. | 30 |
| 11 Interacción entre impulsor-corona directriz, en el flujo de una bomba centrífuga. | 34 |
| 12 Configuración del diseño del alabe del rotor en BladeGen. | 36 |
| 13 Impulsor de la primera etapa de la bomba IMBIL ITAP 65-330/2. | 37 |
| 14 Dominio del fluido en el rotor. | 38 |
| 15 Configuración del diseño del alabe de la corona en BladeGen. | 39 |
| 16 Corona directriz de la primera etapa de la bomba IMBIL ITAP 65-330/2..... | 39 |
| 17 Dominio fluido del difusor de la bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330/2..... | 40 |
| 18 Dominio del fluido en una bomba centrifuga Imbil ITAP 65-330/2. | 41 |
| 19 ¼ del dominio del fluido en una bomba centrifuga Imbil ITAP 65-330/2. | 41 |
| 20 Mallado en el campo de flujo del impulsor y la corona directriz. | 43 |
| 21 Detalle del refinamiento del mallado al inicio del alabe de la corona directriz... 43 | 43 |
| 22 Detalle del refinamiento del mallado al inicio del alabe del impulsor. | 44 |
| 23 Configuración general de los dominios, localización, tipo de dominio, fluidos presentes; presión de referencia, movimiento del dominio y eje de rotación..... | 45 |
| 24 Configuración de la simulación considerando la cavitación y del modelo homogéneo, introducción del modelo de cavitación Rayleigh Plesset y la presión de saturación. | 46 |
| 25 Configuración básica de la condición de borde “Inlet”, flechas de flujo sobre la superficie de entrada en el impulsor (indicativo de condición de borde). | 47 |
| 26 Configuración de condición de borde “Inlet” y configuración de fracción de volumen de los fluidos..... | 48 |
| 27 Configuración de condición de borde de pared “Moving”..... | 48 |
| 28 Configuración de condición de borde de pared “Stationary”. | 49 |

| | | |
|----|---|----|
| 29 | Configuración de condición de borde salida “Outlet”..... | 49 |
| 30 | Flechas de flujo sobre la superficie de salida de la corona (indicativo de condición de borde). | 50 |
| 31 | Configuración de interfaces, entre el dominio del rotor y la corona directriz. | 51 |
| 32 | Configuración de Interface de periodicidad y superficies designadas como interfaces periódicas. | 52 |
| 33 | Configuración de los criterios de convergencia..... | 53 |
| 34 | Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $P_e = 1$ atm y | |

| | | |
|----|--|----|
| 48 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y 1 atm. | 68 |
| 49 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 h @1150 rpm y 1 atm. | 69 |
| 50 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y 1 atm. | 70 |
| 51 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y 1 atm. | 70 |
| 52 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @1150 rpm y 1 atm. | 71 |
| 53 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y 1 atm. | 71 |
| 54 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y 1 atm. | 72 |
| 55 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y 1 atm. | 73 |
| 56 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y 1 atm. | 73 |
| 57 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @1150 rpm y 1 atm. | 74 |
| 58 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y 1 atm. | 74 |
| 59 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 75 |
| 60 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 76 |
| 61 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 76 |
| 62 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 77 |
| 63 | Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 77 |
| 64 | Fracción de volumen de vapor en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 78 |
| 65 | Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y -0,2 atm. | 79 |

| | | |
|----|--|----|
| 66 | Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 79 |
| 67 | Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 80 |
| 68 | Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 80 |
| 69 | Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 81 |
| 70 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 82 |
| 72 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 83 |
| 73 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 83 |
| 74 | Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 l/h @1150 rpm y -0,2 atm. | 84 |
| 75 | Grafica H vs Q de la bomba centrífuga IMBIL ITAP 65-330/2 (fabricante y análisis numérico). | 87 |
| 76 | Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para Q=10 l/h. | 93 |
| 77 | Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para Q=20 l/h. | 94 |
| 78 | Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para Q=30 l/h. | 94 |
| 79 | Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para Q=40 l/h. | 95 |
| 80 | Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para Q= 50 l/h. | 95 |
| 81 | Bomba IMBIL ITAP 65-330/2 | 96 |
| 82 | Bomba IMBIL ITAP 65-330/2 con su curva H vs Q..... | 96 |

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

**ANÁLISIS NUMÉRICO DEL CAMPO DE FLUJO A TRAVÉS DEL
DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-CORONA DIRECTRIZ EN UNA
BOMBA CENTRÍFUGA**

Autores: Jesus R. Granado Monsalve, Jehisson N. Gimenez V.

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo

Fecha: Julio 2017

RESUMEN INFORMATIVO

El siguiente trabajo tiene como objetivo principal la simulación del flujo en una bomba centrífuga con corona directriz. La importancia del conocimiento del comportamiento de la máquina en condiciones de operación que induce pulsos críticos de presión es de suma importancia, ya que la vida útil de la máquina podría mejorarse si se suprime esta situación. La dinámica de fluidos computacional, CFD, es una poderosa herramienta para estudiar el comportamiento complejo del flujo que induce los fenómenos RSI (Simulaciones de remolino independiente por sus siglas en inglés) dentro de la máquina, debido a que las opciones experimentales para estudiar este fenómeno son muy caros en estos casos. Pero en otros casos, los costos computacionales son muy altos si se usan opciones más sofisticadas (por ejemplo, Simulaciones de Eddy Grande o Simulaciones de Remolino Independiente), convirtiéndose en una opción prohibitiva para el modelado de flujo industrial. Con el fin de mantener los costos computacionales en un nivel asequible, esta opción fue seleccionada para buscar un uso optimizado de los recursos computacionales sin pérdida de precisión en los detalles del flujo dentro de la máquina.

Descriptor: interacción Impulsor-Corona, Flujo Inestable, Dinámica Computacional de Fluidos (CFD), Curvas características, Presión, Flujo.

INTRODUCCIÓN

El conocer lo que ocurre dentro de una turbomáquina en el momento en que está en funcionamiento es un poco complicado, para realizar el estudio en algunas zonas se requiere de una de las herramientas computacionales como CFD (Computational Fluid Dynamics) que es una de las ramas de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de fluidos donde los ordenadores son utilizados para realizar millones de cálculos requeridos para simular la interacción de los líquidos y los gases con superficies complejas proyectadas por la ingeniería. Para llevar a cabo es necesario elaborar el diseño de la turbomáquina a estudiar, utilizando una herramienta como el diseño asistido por computadora (CAD), el cual es conveniente utilizar parámetros de algunas turbomáquinas comerciales para que al realizar la comparación de resultados existan datos de la máquina.

Una bomba centrífuga es la máquina más utilizada para bombear líquidos en general, estas bombas centrífugas son siempre rotativas y son un tipo de bomba hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible, algunas poseen una corona directriz que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo.

Una vez diseñada la turbomáquina lo que seguirá es la realización de la simulación, lo primero es seleccionar el modelo matemático adecuado para el análisis numérico del campo de flujo y los fenómenos físicos que estén presentes, luego la digitalización de la geometría del rotor y corona directriz el cual se podrá realizar con la misma herramienta con la que se elaborara la turbomáquina recordando que debe cumplir con los parámetros geométricos del modelo comercial. Lo siguiente es realizar la discretización y configuración del dominio del modelo el cual se debe aplicar el mallado apropiado para cada región del dominio, con el fin de obtener los resultados más aproximados a la realidad con el modelo matemático escogido anteriormente,

después se darán las configuraciones de las condiciones de borde las cuales establecen las condiciones de entrada, salida y paredes del dominio mediante las cuales se resolverán las ecuaciones de gobierno; al tener ya todo configurado por último se procede a ejecutar los modelos matemáticos mediante el uso del solver.

Después de haber ejecutado el solver se obtienen los resultados que describen el comportamiento del campo de flujo, con los cuales se procede a comparar con valores experimentales para lograr la validación de los mismos.

El informe se desarrolló en los siguientes capítulos:

Capítulo I: Explica todo lo relacionado al planteamiento y formulación del problema, además de los objetivos a alcanzar en este proyecto, así como también las limitaciones que se presentan al momento de solucionar el problema.

Capítulo II: Se refiere a toda terminología y conceptos necesarios que servirán de base para el desarrollo del estudio, además de un breve resumen sobre los antecedentes relacionados con la investigación.

Capítulo III: Consta de las distintas fases metodológicas a emplear en el desarrollo de las estrategias, que son establecidas para cumplir con los objetivos propuestos.

Capítulo IV: Detalla los resultados mediante las fases metodológicas definidas en el capítulo anterior.

El trabajo aquí presentado, está estructurado de manera de que el lector pueda ir adquiriendo los conocimientos básicos que le permitirán entender a cabalidad la tecnología referida y las herramientas a desarrollar. Sin embargo, cabe destacar que si el lector es lo suficientemente conocedor del tema, perfectamente puede obviar los capítulos que contengan información que considere ya conocida, y continuar con los aspectos que crea interesantes sin que se pierda la linealidad o coherencia de la información que se desea mostrar.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

Para el desarrollo y la elaboración de productos en la industria, los aspectos relacionados con el manejo de flujos de fluidos se ha convertido en una parte vital y de gran importancia, un claro ejemplo es el que se puede percibir en las turbomáquinas hidráulicas, las cuales entregan o absorben energía de un fluido cuando éste atraviesa su interior, dichos principios que rigen este intercambio de energía responden a los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, siendo los dos primeros suficientes para interpretar el patrón del flujo en el interior de una turbomáquina.

Dentro de las máquinas de fluidos más relevantes en la actualidad podemos encontrar las bombas hidráulicas que se clasifican según su principio de funcionamiento en bombas de desplazamiento positivo o volumétricas y bombas rotodinámicas que a su vez pueden subdividirse en: axiales, diagonales, radiales o centrífugas siendo estas últimas las que más se aplican en la industria de los alimentos como saborizantes, aceites, pasta de tomate, cremas, mermeladas, mayonesa, chocolate entre otros; industrias de cosméticos como cremas y lociones, tintes y alcoholes, aceites, entre otras; industrias farmacéuticas como pastas, jarabes, extractos, emulsiones; industrias de bebidas como leche, cerveza, aguardientes, concentrados de fruta, jugos y más. También sobresalen en instalaciones de sistemas de aire acondicionado que trabajen con agua fría y en la generación de energía en centrales termoeléctricas.

Dentro de las bombas centrífugas el fluido puede encontrarse en diferentes estados que pueden variar ampliamente lo que puede conducir a zonas de trabajo

inestables produciendo un fenómeno como la cavitación el cual afecta en gran medida el funcionamiento y desempeño de la máquina y por consiguiente el campo de flujo asociado a su instalación, este fenómeno ocasiona pérdida de eficiencia y fallas parcial o total del equipo.

Hoy en día hay modelos matemáticos orientados al estudio de la naturaleza de este fenómeno, pero con la limitante que son para sistemas idealizados que presentan problemas concretos y simplificados solventados mediante ecuaciones algebraicas por lo que no se adaptan totalmente a la realidad debido a que estos fenómenos son sistemas continuos que tienen un infinito número de puntos que requiere soluciones de las ecuaciones diferenciales mediante procedimientos numéricos. El lograr entender la naturaleza de este fenómeno es de vital importancia para el desarrollo de nuevas tecnologías orientadas a prevenirlos.

El flujo en el interior de bombas centrifugas de altas prestaciones es difícil de describir, puesto que presenta geometría compleja y variable, flujo turbulento y no estacionario. La geometría compleja implica partes tanto móviles (impulsor) como fijas (corona directriz) es un elemento de alabes fijos solidario a la parte lateral de la caja espiral, tiene la forma de una corona ubicado a la salida del rodete su función es la de orientar el flujo de salida del rotor hacia la caja espiral a fin de reducir las pérdidas de choque así mismo tiene la función de transformar la energía cinética en energía de presión. Al girar la máquina, su geometría varía, cambiando las condiciones del flujo en su interior. El flujo abandona el rotor entrando en la corona directriz, llamada también corona difusora, generando el fenómeno de interacción impulsor-corona directriz, de gran influencia en el comportamiento de la máquina, especialmente cuando ésta opera a caudales diferentes a los de condiciones de diseño óptimo.

Una manera para realizar el estudio en dichas bombas centrífugas podría ser la construcción de bancos de pruebas donde se toman datos experimentales bajo condiciones controladas, pero estos ensayos tienen como desventajas su alto costo de construcción, funcionamiento y mantenimiento del banco.

El uso de herramientas computacionales CFD (Computational Fluid Dynamics) para el análisis de fenómenos físico-matemáticos ha permitido realizar el análisis numérico y simulaciones las cuales describen el comportamiento del fluido a través del equipo a gran escala y con resultados bastantes precisos utilizando los métodos numéricos adecuados.

Por medio del uso de las herramientas CFD se plantea realizar el estudio del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz en una bomba centrífuga para compararlos con resultados experimentales y validar los resultados los obtenidos por ensayos experimentales realizados anteriormente.

1.2 Formulación del problema

¿Cómo describir el comportamiento de las variables que integran el campo de flujo que pasa a través del impulsor-corona directriz de una bomba centrífuga si no se disponen de equipos para llegar a los puntos de acceso donde se ubican los sensores de medición cuando la turbomáquina esté funcionando?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo general

Analizar numéricamente el campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz en una bomba centrífuga.

1.3.2 Objetivos específicos

Revisar los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y la interacción termo-energética en el conjunto impulsor-corona directriz de una bomba centrífuga radial.

Modelar la geometría mediante una herramienta de dibujo asistido por computadora de una bomba centrífuga comercial.

Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar.

Simular el campo de flujo y obtener los resultados en formas de data, gráficos y/o videos de las variables y parámetros que describen el fenómeno.

Validar los resultados comparándolos con los obtenidos por ensayos experimentales realizados anteriormente y/o formular las hipótesis en base a los principios de conservación.

1.4 Justificación

En el presente proyecto se realizará el análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado en una bomba centrífuga con ayuda de los diferentes avances en las metodologías de simulación y la gran disponibilidad de software existentes en el mercado que han hecho que la técnica de simulación sea una de las herramientas más ampliamente usadas en el análisis, desarrollando las áreas de estudio por parte de los profesores y/o estudiantes mediante el uso de esta herramienta de trabajo.

La necesidad de disminuir costos de ensayos y el uso de un banco de prueba mediante la elaboración de la investigación, ya que con el CFD es posible analizar el comportamiento del flujo en turbomáquinas, como lo es el campo de trabajo estable y los fenómenos físicos que pueden aparecer dentro de las mismas. El cual permitirá predecir el comportamiento del campo de flujo través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz en una bomba centrífuga, mediante la utilización de distintos modelos matemáticos complejos, lo cual implica un ahorro económico y un posible aumento de la eficiencia global de los equipos.

1.5 Limitaciones

Durante la investigación se presentarán las siguientes limitantes:

La falta de una materia en el pensum que se encuentre enfocada en el estudio de la dinámica de fluidos computacional, por lo que en consecuencia puede traer impedimentos con la utilización de la herramienta para la resolución de modelos numéricos adecuados.

El alto tiempo de simulación, estas se realizarán de manera que se puedan culminar en los tiempos establecidos para la elaboración de esta investigación.

Es necesario la creación de un modelado geométrico preciso y un mallado de buena calidad, por lo que puede esto ocasionar complicaciones a la hora de su creación.

1.6 Alcance

Para realizar el trabajo en el periodo de estudio establecido, se delimitó la investigación del estudio del dominio fluidizado a través del impulsor-corona directriz en una bomba centrífuga. Los resultados de investigación sólo serán aplicables en una bomba centrífuga y su simulación estará demarcada al modelo numérico CFX que proporciona ANSYS.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Duarte A. y Montevideo N., (2012), en su proyecto **“Análisis Numérico del Campo de Flujo a través del Dominio Fluidizado Impulsor-Voluta en una Bomba Centrífuga”** realizado en la Universidad de Carabobo, Barbula, Venezuela, lograron analizar numéricamente el campo de flujo a través del dominio fluidizado Impulsor-Voluta de una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500 rpm, gracias a una buena discretización espacial del dominio (mallado). Se logró la convergencia de todas las ecuaciones de gobierno, incluyendo la cavitación para un caudal de 12 m³/h, y se verificó la existencia de burbujas de vapor en la zona donde inicia el alabe, se validó la hipótesis de la ubicación de la cavitación sobre la superficie de contacto inicial del fluido con los alabes por medio de la inclusión del modelo Rayleigh Plesset en el análisis numérico. En el análisis numérico realizado al dominio fluidizado de la bomba centrífuga, se obtuvieron los resultados esperados, con respecto al comportamiento de la curva característica, disponibilidad en función del caudal (H vs Q) encontrada por medio de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Este análisis numérico es una herramienta adecuada para afinar el diseño del impulsor, voluta y difusor, de una bomba centrífuga, sin necesidad de construir bancos de ensayos, tratando de disminuir los fenómenos físicos presentes en el campo de flujo.

Así mismo, Sierra S., 2010, en su proyecto titulado **“Modelación Geométrica Del Impulsor de una Bomba Centrífuga”** realizado en la Universidad EAFIT, Colombia, Medellín, concluyó que, en el análisis de las características del impulsor cerrado, se determinó que éste tiene una geometría compleja, especialmente en los álabes, que lo hacen una pieza exigente al momento de elegir la herramienta más

apropiada para su medición. Algunas de las herramientas más comunes como escáner láser, brazo digitalizador, máquinas de medición por coordenadas, digitalizador por luz estructurada y tomografía computarizada se quedan cortas cuando de alcance, precisión y calidad se trata. No obstante, estas herramientas pueden ser utilizadas en proyectos donde la geometría y el material del objeto a digitalizar permitan el buen desempeño y correcto funcionamiento de ellas.

Seguidamente, Del Rio R., (2012), en su proyecto denominado **“Simulación Numérica del Flujo en el Impulsor de una Bomba Centrífuga”** realizado en la Universidad Nacional Autónoma de México, obtuvo como resultado que el impulsor le proporciona energía al fluido la cual se manifiesta en cambios de velocidad y de presión. Durante su movimiento, el fluido interacciona con las paredes del impulsor que bajo ciertas circunstancias produce vórtices que se reflejan en el desempeño de la bomba centrífuga. Estos vórtices se deben principalmente, al fenómeno denominado deslizamiento, reportado por varios autores, generalizando con un factor llamado factor de deslizamiento. El factor deslizamiento aumenta cuando se lleva el impulsor fuera del desempeño de diseño. Se obtuvieron características importantes que se llega a concluir que existe un gran parecido en los trabajos realizados, la geometría difiere en algunos aspectos la física en los eventos es similar y para el contorno de presión se obtuvieron valores de presión más bajos de lo esperado debido a las altas velocidades obtenidas en la succión.

Por último, Vargas S., (2014), en su proyecto titulado **“Estudio del Fenómeno de la Cavitación en una Bomba Centrífuga de 1 HP y su Influencia en los Parámetros de Rendimiento Energético en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica”** realizado en Universidad Técnica de Ambato, Ecuador, concluyo que el software utilizado es de alta gama y corresponde a casi lo mejor que existe en cuanto a simulación por Fluido Dinámica Computacional, al realizar el análisis del fluido colocando 1750 rpm en la velocidad de giro se obtuvo; hubo caída de presión a la salida de 131.60 kPa, aumento de presión en la entrada a 27.77 kPa y disminución de altura a 13.5335 m. mientras que a 3500 rpm aumento de presión a la salida de 312.76 kPa,

disminución de la presión a la entrada a -75.00 kPa he incremento de altura a 29.3215 m.

2.2 Bases Teóricas

De acuerdo con Arias (2006), “Las bases teóricas implican un desarrollo amplio de los conceptos y proposiciones que conforman el punto de vista o enfoque adoptado, para sustentar o explicar el problema planteado” (p.107). Por lo tanto, la correcta realización de las bases teóricas permitirá no solo obtener un sustento sobre el cual se podrá realizar el apropiado y acorde análisis de resultados, sino que también ayudará a explicar la problemática a partir de un conjunto de teorías y supuestos ya establecidos y publicados.

2.2.1 Turbomáquinas

Las turbomáquinas son aquellas que se basan en la ecuación de Euler como principio básico de funcionamiento, es decir, el intercambio de energía se propicia gracias a la variación del momento cinético del fluido. Esto ocurre gracias a la rotación de unos álabes o paletas que forman la parte móvil de la máquina, el rotor.

Las turbomáquinas son dispositivos ampliamente utilizados para extraer o suministrar energía a un fluido por medio de un rodete que posee álabes. En general, una bomba añade energía a un sistema, de manera tal que su presión aumenta. Así pues, las bombas son componentes esenciales en los sistemas de tuberías. Otras turbomáquinas son los ventiladores y compresores, los cuales hacen que se origine intercambio de trabajo sobre el aire u otros gases. Mediante una turbina se extrae energía de un sistema y se convierte en energía mecánica útil, por lo general eléctrica. Una turbina es una máquina que genera potencia usando agua, u otro fluido como aire. Con el objetivo de generar potencia, conductos largos o túneles guían el fluido hacia turbinas cerradas. Las turbinas a vapor y aerogeneradores son también de gran importancia en la ingeniería.

Las turbomáquinas señaladas (bombas, turbinas, ventiladores y compresores) están diseñadas para manejar fluidos en movimiento. Por otra parte, los aerogeneradores hacen uso de flujo externo con la finalidad de convertir la energía

contenida en el movimiento natural de aire atmosférico en potencia eléctrica utilizable. Un rodete intercambia trabajo con el fluido que lo rodea. En estos casos no son transportados volúmenes discretos de fluidos, como en el caso de bombas de desplazamiento positivo. (Ver figura 1)

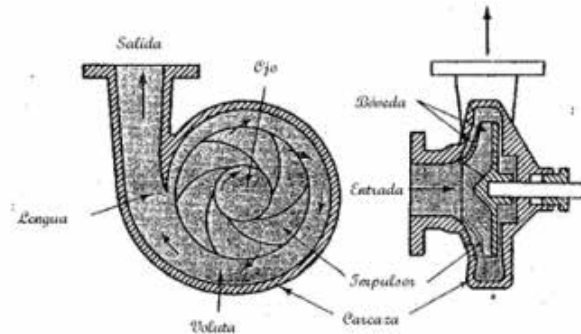


Figura 1 Componentes de bomba centrífuga

Fuente: Duran, Danilo (2015)

En la Figura 1 se muestra el interior de una turbomáquina. Más concretamente una bomba centrífuga. Se pueden observar los componentes, entre los cuales está el impulsor (con su bóveda y cubo), carcasa y voluta.

2.2.2 Ecuación de Euler

En una turbomáquina el intercambio de energía del fluido en energía mecánica o viceversa. Tiene lugar únicamente en la parte móvil o rotatoria, específicamente en la corona de álabes móviles, y este intercambio de energía obedece a la ecuación de Euler. Esta ecuación es básica para el estudio y diseño de las turbomáquinas, y por eso se le llama la ecuación fundamental de las turbomáquinas.

Para establecer la ecuación de Euler se parte de la segunda ley de Newton aplicada a un sistema rotatorio, la cual expresa que el cambio de momento angular del sistema en referencia a un eje es igual al momento de torsión total o torque que se ejerce sobre el sistema. Esta ecuación es determinada con respecto al sistema fijo de coordenadas.

Para determinar la ecuación de Euler se supone que el fluido que circula a través de los álabes del rotor de la turbomáquina está en estado estable y no existe perturbación alguna de la corriente del fluido, existe una uniformidad completa en el

flujo a través del canal por el cual pasa el fluido, de tal manera que todas las partículas del fluido tengan la mismas propiedades termodinámicas y la misma velocidad en cualquier sección de dicho canal, aunque en realidad estas condiciones no se presentan debido a las irreversibilidades presentes y cambios de área.

También se considera que la energía intercambiada como lo son el trabajo y el calor, son constantes en el tiempo.

2.2.2.1 Primera forma de la ecuación de Euler

La variación respecto al tiempo del momento cinético del sistema es igual al momento resultante de las fuerzas que actúan sobre él. Así se cumple la ecuación 1.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{v} \, dV = \int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{g} \, dV + \int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{f} \, dV + \int_S \rho \mathbf{r} \times (\mathbf{v} \times \mathbf{n}) \, dS \quad (\text{Ec.1})$$

Si se tiene flujo permanente se tiene:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{v} \, dV = 0 \quad (\text{Ec.2})$$

Simplificando en el caso de las turbomáquinas generadoras se tiene:

$$\int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{f} \, dV = - \int_S \rho \mathbf{r} \times (\mathbf{v} \times \mathbf{n}) \, dS \quad (\text{Ec.3})$$

En el caso de las turbomáquinas generadoras el momento es transmitido por los potencia transmitida. Ver ecuación 4.

$$\int_V \rho \mathbf{r} \times \mathbf{f} \, dV = - \dot{W} \quad (\text{Ec.4})$$

Si se divide entre el flujo másico (\dot{m}), se tiene el trabajo específico, ver ecuación 5.

(Ec.5)

Luego la primera forma de la ecuación de Euler para turbomáquinas está dada en la ecuación 6.

(Ec.6)

Donde:

W_c : Trabajo específico por una turbomáquina

U_2 : Velocidad absoluta del álabe a la salida

V_{2u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido a la salida

U_1 : Velocidad absoluta del álabe a la entrada

V_{1u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

Estas ecuaciones reciben el nombre de ecuación fundamental de las turbomáquinas, además esta ecuación es independiente del fluido de trabajo y válida por tanto para fluidos en régimen compresible o incompresible.

2.2.2.2 Triángulos de Velocidad y Movimiento Relativo

Los vectores de velocidad idealizados se diagraman en la entrada y salida del rodete. En los diagramas de velocidad, C es la velocidad absoluta del fluido, C_u es la componente tangencial de la velocidad C , y C_m es la componente radial de C (velocidad meridional). La velocidad circunferencial de rotación del álabe o velocidad de control. El ángulo entre C y

asume siempre tangente al álabe, para el diseño; El ángulo entre W y U se denomina α . (Ver figura 2).

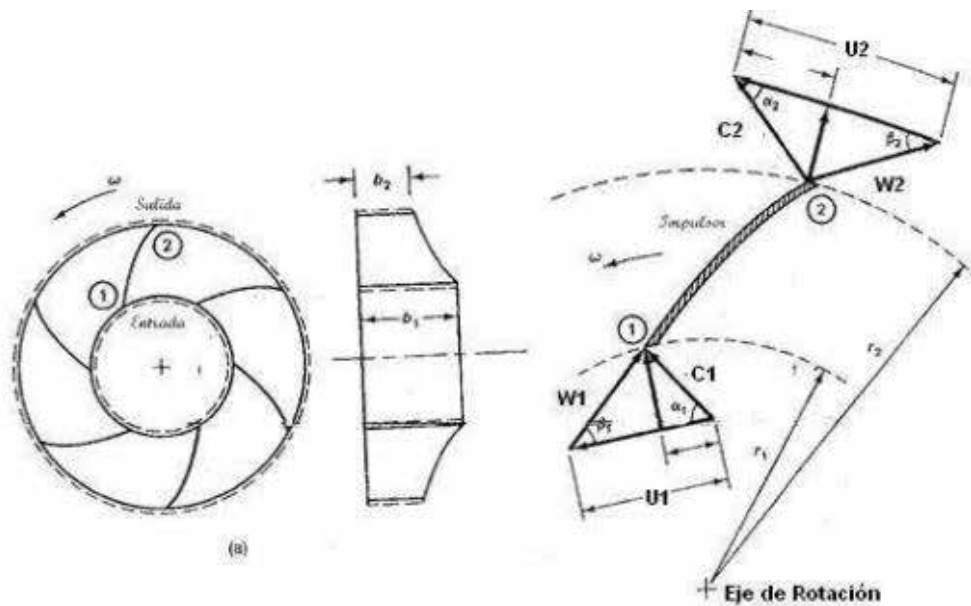


Figura 2 Triángulo de velocidades en bomba centrífuga

Fuente: Fernández, Pedro. (2008).

El detalle de los Triángulos de Velocidades a la Entrada y Salida del Rodete se presenta en el siguiente esquema de la Figura 3.

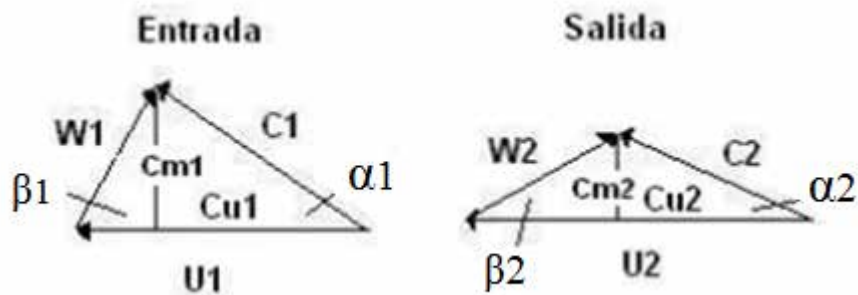


Figura 3 Detalle de triángulos de velocidad a la entrada y salida de bomba centrífuga

Fuente: Fernández, Pedro. (2008).

2.2.3 Ecuaciones de Gobierno

2.2.3.1 Ecuación de la continuidad

La ecuación de la continuidad como ecuación total de la conservación implica que, para un volumen de control dado, un equilibrio existe entre las masas del líquido

que entran y las masas que se van por tiempo de unidad y el cambio en densidad. La ecuación se puede escribir en forma diferenciada como, se muestra en la ecuación 7.

$$\text{—} \tag{Ec.7}$$

Si se supone que el flujo es unidimensional las componentes normales de las velocidades son iguales a las velocidades promedios a la entrada y a la salida, obsérvese la ecuación 8.

$$\text{—} \tag{Ec.8}$$

Integrando la ecuación 8 sobre el área total, A, a través de la cual pasa la masa, el flujo de masa, se obtiene en la ecuación 9.

$$\tag{Ec.9}$$

La ecuación 9 se usa para determinar los flujos de masa que entran y salen del volumen de control, por lo que la ecuación 8, se puede reescribir como en la ecuación 10.

$$\text{—} \tag{Ec.10}$$

Como el flujo es unidimensional, los valores de densidad y velocidad son promedios en cada sección, obsérvese la ecuación 11.

$$\text{—} \tag{Ec.11}$$

Como el flujo es permanente, cada propiedad dentro del volumen de control es independiente del tiempo, véase la ecuación 12.

$$\tag{Ec.12}$$

Si se considera un solo flujo de masa entrando y saliendo del volumen de control (tubería, bomba, turbina, ventilador, compresor, etc.). Obsérvese ecuación 13.

(Ec.13)

La ecuación 13 establece para un flujo estable, unidimensional y compresible el flujo de masa pasando a través de cada sección de un tubo de corriente es constante, esta ecuación aplica a flujos compresibles e incompresibles.

2.2.3.2 Ecuación de conservación de momento.

Estudia la cantidad de movimiento de las partículas en un medio continuo, y se puede expresar de las siguientes maneras:

Forma integral:

—

(Ec.14)

Forma diferencial:

—————

(Ec.15)

Donde τ es el esfuerzo cortante relacionado a la velocidad de deformación, de la siguiente manera:

—

(Ec.16)

La variable f es la resultante de las fuerzas volumétricas externas que afectan a cada partícula (gravedad, fuerzas electromagnéticas, fuerzas de Coriolis, fuerza centrífuga, etc.).

2.2.3.3 Ecuación de la energía total

La ecuación de la energía es una declaración matemática de la primera ley de la termodinámica, y pues tal, ella es también una ecuación de la conservación. La energía total por masa de unidad de un sistema de partículas, si son sólidos o fluidos, es: $E/M = E$.

La aplicación de la primera ley de la termodinámica a un sistema cerrado sometido a un proceso 1-2, se puede observar en la ecuación 17.

(Ec.17)

Dónde:

En esta ecuación se pueden dividir la energía en sus términos de energía cinética, energía potencial y energía interna y quedaría como se observa en las ecuaciones 18 y 19.

(Ec.18)

(Ec.19)

Cuando un sistema cerrado se somete a un cambio de estado de 1 a 2 se tiene, la ecuación 20.

(Ec.20)

La ecuación 21 representa la ecuación de conservación de energía total y la ecuación 22 la de conservación de la energía específica o por unidad de masa.

una delgada capa llamada capa limite, que está unida a la frontera, como en el ejemplo de la figura 2.8; la velocidad en una capa limite siempre es cero en una pared fija, como resultado de la viscosidad. En muchas situaciones de flujo, las capas de frontera son tan delgadas que se puede hacer caso omiso de ellas al estudiar las características globales de un flujo alrededor de un cuerpo aerodinámico.

2.2.4.3 Flujos laminares y turbulentos

El flujo viscoso se puede clasificar como laminar o turbulento.

En el flujo laminar el fluido se mueve sin que haya una mezcla significativa de partículas de fluido vecinas. Si se inyectara un colorante en el fluido, no se mezclaría, con el fluido vecino, excepto por actividad molecular; conservaría su identidad durante un tiempo relativamente largo.

En un flujo turbulento los movimientos del fluido varían de forma irregular, de modo que las cantidades como velocidad y presión exhiben variaciones aleatorias con las coordenadas de espacio y tiempo. Las cantidades físicas a menudo se describen mediante promedio estadísticos. En este sentido se podrá definir un flujo turbulento estable: un flujo en el que las cantidades físicas promediadas en el tiempo no varían con éste.

2.2.5 Modelos de turbulencia Eddy-viscosity

De todos los modelos de turbulencia, hay una hipótesis que explica que la turbulencia se compone de remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds se consideran proporcionales a los gradientes de velocidad media. Esto define a los modelos “Eddy-Viscosity”.

Esta propuesta asume que los esfuerzos de Reynolds están relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de “Eddy”, a través de la hipótesis gradiente de difusión, el cual es:

$$- \quad (Ec.23)$$

Donde μ_t es la viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.

Análoga a la hipótesis de viscosidad de Eddy, la difusividad de Eddy es la hipótesis que afirma que los flujos de Reynolds son un escalar linealmente relacionados con el gradiente de la media escalar:

$$\text{(Ec. 24)}$$

Donde es la difusividad de Eddy, y puede ser escrita como:

$$\text{(Ec.25)}$$

Donde es el número de Prandtl.

Las ecuaciones anteriores sólo pueden expresar los términos de las fluctuaciones de la turbulencia en función de la velocidad promedio si la viscosidad turbulenta se conoce, tomando en cuenta que tanto los modelos k-ε proporcionan esta variable. Sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se escriben como:

$$\text{(Ec.26)}$$

Donde B es la suma de las fuerzas en el cuerpo y es la viscosidad efectiva definida por:

$$\text{(Ec.27)}$$

Y p' es la presión modificada definida por:

$$\text{(Ec.28)}$$

2.2.5.1 Modelo de turbulencia kappa-epsilon k - ε

El modelo de turbulencia empleado para el flujo multifásico es una generalización del modelo K - ε sólo para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (Ec.29)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (Ec.30)$$

$$(Ec.31)$$

$$(Ec.32)$$

$$(Ec.33)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (Ec.34)$$

El modelo k-
dimensional. Las cuales son:

Si bien los modelos estándar de dos ecuaciones, como el modelo k – , dan una buena predicción para muchos problemas de fluidos en ingeniería, existen otras aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser los más adecuados. Entre estos se encuentran: Flujos con separación de capa límite, corrientes con cambios bruscos en la tasa promedio de los esfuerzos, flujos rotativos, flujos sobre superficies curvas.

Las principales ventajas e inconvenientes del modelo son las siguientes:

Ventajas:

Sólo se necesita fijar las condiciones iniciales y de contorno.

Resultados satisfactorios para una gran cantidad de flujos.

Es el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de flujos en aplicaciones industriales.

Se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos.

Inconvenientes:

Implementación más compleja que los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales.

Pobres resultados en casos como: flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales, flujos turbulentos completamente desarrollados en conductos no circulares.

2.2.5.2 Modelo de turbulencia kappa-omega k -

Una de las ventajas de la formulación k-
a la pared para cálculos con bajo número de Reynolds. El modelo no requiere la resolución de ecuaciones no lineales complejas, como en el modelo k-
es más preciso y más robusto.

El modelo k -
energía cinética de la turbulencia, mediante la relación siguiente:

- (Ec. 35)

El punto inicial de la presente formulación es que el modelo k -
por Wilcox resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia, k y otra para la frecuencia de la turbulencia. Estas ecuaciones se presentan a continuación:

Ecuación k.

— — (Ec.36)

— — — (Ec.37)

tratadas como variables conocidas provenientes del método de Navier-Stokes. Pk es la

tasa de producción de turbulencia, la cuales se calculan en el modelo k – la ecuación 31.

Las constantes del modelo que garantizan la homogeneidad dimensional son las siguientes:

2.2.5.3 Modelo de turbulencia “shear stress transport” (SST)

Es el modelo k- precisión en la predicción de la aparición y cantidad de la separación de flujos bajo condiciones de gradientes de presión adversas; esta alta precisión se obtiene limitando la formulación de “Eddy Viscosity”: mediante las siguientes expresiones:

$$\text{-----} \quad (\text{Ec.38})$$

Donde.

$$\text{---} \quad (\text{Ec.39})$$

F2 es una función de mezcla, al igual que F1, la cual restringe el limitador de la capa límite de la pared y S es un invariante de medida de la velocidad de deformación.

La mezcla de funciones es esencial para el éxito del método. Su formulación se basa en la distancia más cercana a la superficie y en las variables de flujo. Estas formulaciones son:

$$\text{-----} \quad (\text{Ec.40})$$

Con:

$$\text{---} \text{---} \text{-----} \quad (\text{Ec.41})$$

Donde Y es a distancia a la pared más cercana, además:

$$\text{---} \quad (\text{Ec.42})$$

(Ec.43)

$$\frac{-}{- -} \quad (Ec.44)$$

2.2.6 Mallado o discretización numérico

Lo primero que se debe realizar para elaborar un análisis mediante el uso de CFD, es el de discretizar el dominio, o también conocido como realizar el mallado al dominio, para posteriormente calcular sobre la misma la aproximación numérica de los flujos. Existen muchos métodos para la discretización de un problema. De manera muy general, se pueden clasificar en tres categorías principales: diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos. Todos estos métodos requieren una previa discretización geométrica para poder realizar la discretización de las ecuaciones que gobiernan el fluido. Básicamente, existen dos tipos de mallado: Mallado estructurados y mallados no estructurados.

El tipo de discretización espacial a emplear depende del tipo de discretización de las ecuaciones empleadas, así como de la estructura interna de datos empleados para resolver el flujo. El método de las diferencias finitas, que discretiza las ecuaciones de Navier-Stokes en forma diferencial, requiere una malla estructurada de puntos en los que se guardan las variables de flujo. Por otro lado, en el método de los volúmenes finitos, mayormente usado en el análisis de fluidos, es necesario definir puntos de control en cada volumen generado. Precisamente es, en esos vértices donde se guardan las variables, que dependiendo del método que se emplee pueden ser definidos en el centro del elemento (cell-centred) o en los vértices (cell vertex) de las celdas.

Mallas Regulares Estructuradas

Las mallas estructuradas son aquellas formadas por un conjunto de nodos (o volúmenes de control) que pueden ser identificados de forma única mediante un grupo de índices ordenados () en 3D ó () en 2D. Es el tipo de malla más simple y es equivalente a una malla cartesiana mediante el cambio de coordenadas apropiado. Cada nodo P de la malla tiene 4 vecinos en 2d y 6 en 3D a los cuales se accede variando

los índices () de P en +-1. Su mayor desventaja es que solo pueden ser utilizadas en dominios con geometrías simples y muchas veces acumulan puntos en regiones que no son de interés. Suelen ser las mallas más utilizadas en los métodos de elementos finitos. Gran cantidad de algoritmos están diseñados para las mallas cartesianas regulares y son aplicados a otras mallas mediante una transformación de coordenadas. (Ver figura 4)

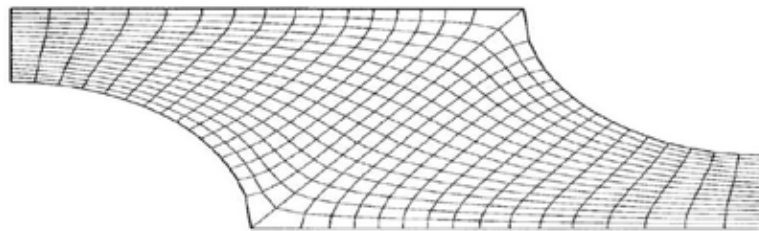


Figura 4 Ejemplo de malla estructurada

Fuente: Lozano-Duran A, (2013).

Las mallas estructuradas se subdividen a su vez en tres grupos según como sea la deformación que hay que aplicar a una malla cartesiana para obtenerlas: malla tipo O, tipo C o tipo H, en una malla tipo O tenemos puntos organizados circularmente de tal forma que las líneas que los unen son cerradas, y, por lo tanto, parecen una O, en las mallas tipo C las líneas se doblan reproduciendo la forma de C, al resto de mallas se las denomina tipo H. (Ver figura5)

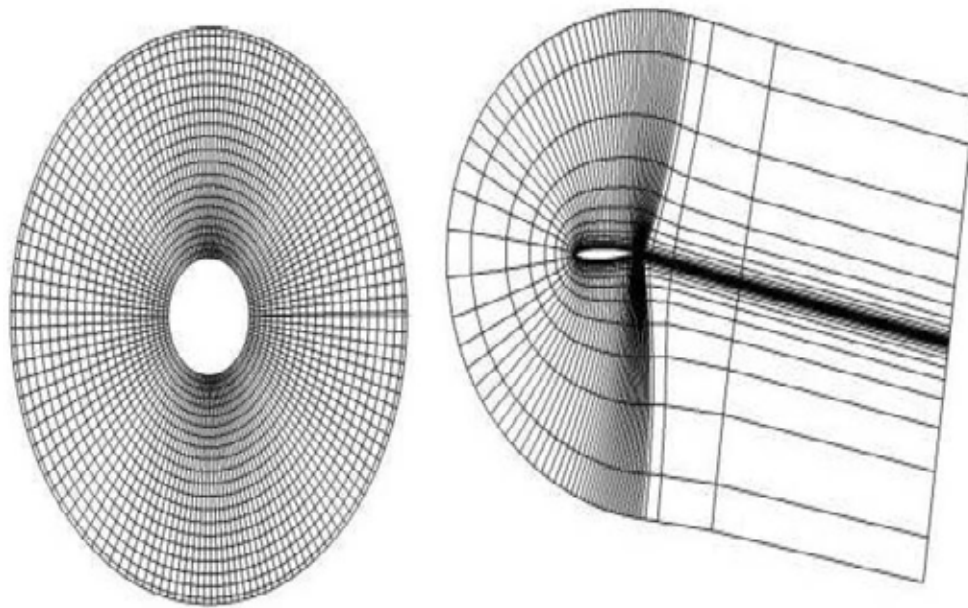


Figura 5 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C

Fuente: Lozano-Duran A, (2013).

Mallado Estructurada En Multi-Bloque

En las mallas estructuradas multibloque hay uno o más niveles de subdivisión. En el nivel exterior hay bloques generalmente grandes que pueden ser de estructura irregular e incluso solaparse. En el nivel más fino, como se muestra en la figura 6, se definen mallas estructuradas con un tratamiento especial de las regiones de acoplamiento entre bloques. Este tipo de mallas son flexible que las estructuradas y permite usar mayor resolución en aquellas regiones donde es necesario, aunque son más complejas de programar. (Ver figura 6)

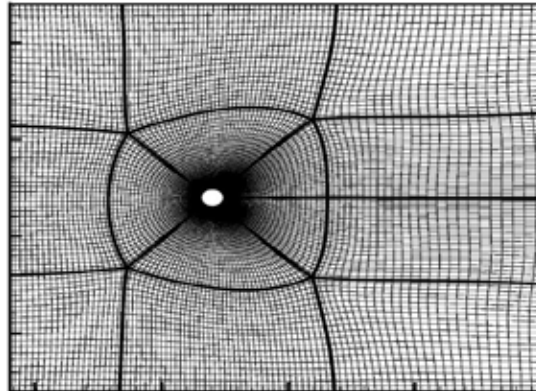


Figura 6 Ejemplo de malla estructurada multi-bloque

Fuente: Lozano-Duran A, (2013).

Mallado No Estructurado

Para geometrías muy complejas, las mallas más flexibles son aquellas que se pueden adaptar de forma arbitraria al dominio. En principio, este tipo de mallas pueden ser usadas con cualquier esquema de discretización espacial, sin embargo, los métodos de volúmenes y elementos finitos son los que mejor se adaptan. Los elementos o volúmenes de control pueden tener cualquier forma, sin restricciones en cuanto al número de elementos vecinos ni nodos.

En la práctica, las mallas se construyen utilizando triángulos o cuadriláteros en 2D y tetraedros o hexaedros en 3D. Existe una gran variedad de trabajos dedicados al estudio de la generación de mallas no estructuradas de forma automática. La ventaja de su flexibilidad contrasta con la estructura irregular de los datos que produce y la necesidad de usar algoritmos más complicados y caros ya que las matrices que hay que resolver son llenas. (Ver figura 7)

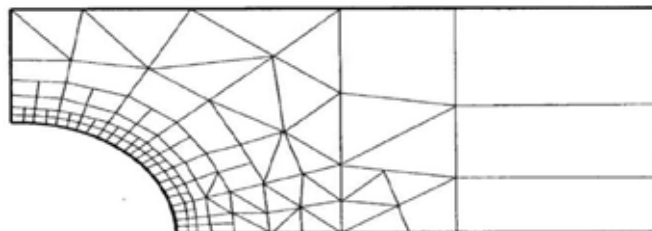


Figura 7 Ejemplo de malla no-estructurada

Fuente: Lozano-Duran A, (2013).

2.2.7 Verificación de la geometría

Sliver edge checking (Verificación de ejes)

Realiza una búsqueda de los ejes más pequeños en la geometría, los cuales pueden producir una malla de baja calidad en regiones cercanas a estos; usando como criterio el valor de tolerancia de longitud mínima de un eje, como $1.6 \cdot 10^{-1}$ [mm].

Sliver face checking (Verificación de caras)

Es un factor de verificación de geometría que relaciona el perímetro con el área para cada cara. Caras con un alto factor de sliver face pueden resultar en mallas con una pobre calidad superficial. El sliver face factor es calculado mediante la siguiente fórmula:

(Ec.45)

El limite usado normalmente como “sliver factor” es 25.

Parametrization face checking (Verificación de la distorsión)

Es un parámetro que mide la distorsión de las caras, la máxima distorsión aceptada normalmente es 10.

2.2.8 Calidad de la malla

Usar una malla con una adecuada calidad es una parte importante para controlar los errores de discretización. La calidad de la malla puede ser medida mediante el cálculo de tres valores principalmente como lo son:

Mesh orthogonality (Ortogonalidad de la malla)

El concepto de malla ortogonal se refiere al ángulo entre caras de elementos adyacentes o el ángulo entre ejes de elementos adyacentes, estén cerca de su ángulo óptimo (por ejemplo, 90° para cuadrilátero y los 60° para elementos de caras triangulares). La medida más relevante de la ortogonalidad de la malla, se ilustra a continuación. Se trata del ángulo entre el vector que une a dos (volumen de control) nodos (s) y el vector normal en cada punto de integración de superficie (n) asociados con el borde. (Ver figura 8)

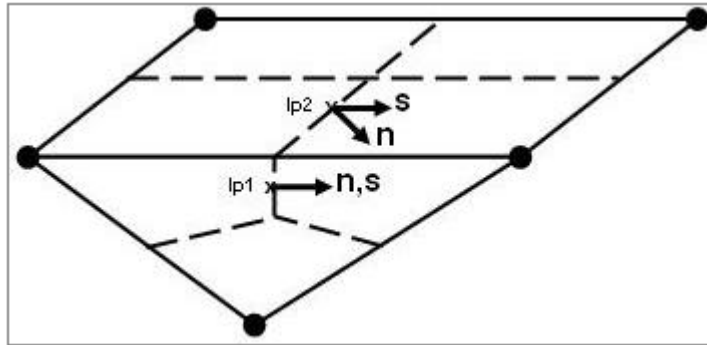


Figura 8 Mesh ortogonalidad

Fuente: ANSYS-CFX. Release 11.0. (2007).

El Mínimo Angulo de Ortogonalidad aceptable es 20°

Mesh expansion factor (Factor de expansión de la malla)

Este factor se refiere a la mayor tasa de cambio de volumen entre volúmenes de control adyacentes. Y se calcula de manera aproximada relacionando el radio máximo con el radio mínimo de volúmenes de control adyacentes. El “Mesh expansión factor” recomendado para las aplicaciones es 20. (Ver figura 9)

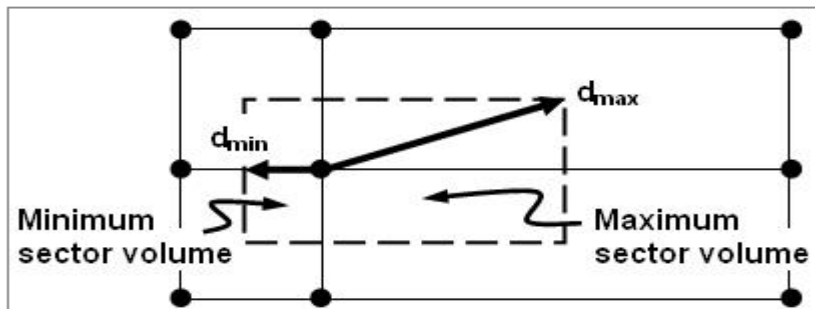


Figura 9 Mesh expansion factor

Fuente: ANSYS-CFX. Release 11.0. (2007).

Mesh aspect ratio (Aspecto del radio de la malla)

El concepto de “Mesh Aspect Ratio” estudia los elementos de la malla a medida que estos se van estrechando en mayor medida y envuelve la relación entre la máxima distancia y la mínima área adyacentes a cada nodo a través de todo el dominio. Como se ilustra en la figura 2.10, un rango aceptable de “Mesh Aspect Ratio” sería < 100 . (Ver figura 10)

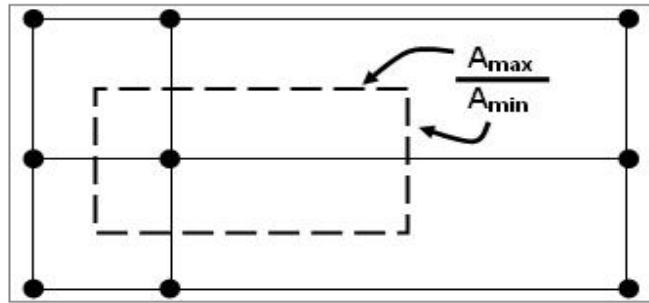


Figura 10 Mesh aspect ratio.

Fuente: ANSYS-CFX. Release 11.0. (2007).

2.3 Definición de términos básicos

Bomba centrífuga: es una máquina que consiste de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter, o una cubierta o coraza. Se denominan así porque la cota de presión que crean es ampliamente atribuible a la acción centrífuga.

Carga de succión: es la carga estática de succión menos la carga de fricción total y las pérdidas de admisión, más cualquier presión que se encuentre en la línea de succión. Es una presión negativa (hay vacío) y se suma algebraicamente a la carga estática de succión del sistema.

Carga hidráulica: es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la succión.

Carga neta de succión positiva (NPSH): es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. en el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido.

Cojinetes: sirven de soporte a la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.

Condiciones de succión: por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta la influencia de su presión sobre la succión.

Corona directriz: es un elemento de alabes fijos solidario a la parte lateral de la caja espiral tiene la forma de una corona ubicado a la salida del rodete, su función es la de orientar el flujo de salida del rotor hacia la caja espiral a fin de reducir las pérdidas de choque, así mismo, tiene la función de transformar la energía cinética en energía de presión.

Curvas características: la manera de conocer tales características se realiza con la ayuda de las curvas características de la bomba, las cuales han sido obtenidas mediante ensayos realizados en un banco de pruebas el cual posee la instrumentación necesaria para medir el caudal, velocidad de giro, momento de torsión aplicado y la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la bomba, con el fin de poder predecir el comportamiento de la bomba y obtener el mejor punto de operación el cual se conoce como PME (potencia media efectiva), variando desde una capacidad igual a cero hasta un máximo, dependiendo del diseño y succión de la bomba.

Domino fluidizado: Corresponde al espacio que conforma el impulsor y la corona directriz que no sea solido

Eficiencia hidráulica: se define en términos de la relación entre el trabajo específico ideal de la máquina y el real del rodete, el trabajo específico ideal de la máquina se calcula basado en las condiciones totales o estáticas.

Eficiencia mecánica: es la eficiencia relacionada con las pérdidas de energía útil, debidas al rozamiento en el cojinete, prensa-estopas y el rozamiento del fluido en los espacios entre la cubierta del rodete y la carcasa de la máquina, llamado rozamiento del disco.

Eficiencia total: redefine en términos de la relación entre la potencia eléctrica suministrada a la máquina y la potencia hidráulica entregada por ésta.

Elevación de succión: es la suma de la elevación estática de succión, de la carga de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una carga de succión negativa).

Flecha: es el eje de todos los elementos que giran en la bomba centrífuga, transmitiendo además el movimiento que imparte la flecha del motor.

Impulsores: es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Malla: se puede entender como caras cuadradas que a veces se deforman, cada cara es capaz de representar diferentes propiedades visuales como color, textura y transparencia las cual puede ser utilizada para visualización o simulación. También se le conoce como una red de nodos.

Mallado: El proceso empieza con la creación de un modelo geométrico. Luego, el programa subdivide el modelo en partes pequeñas de formas sencillas llamadas elementos, que están conectadas en puntos comunes llamados nodos. El proceso de subdividir el modelo en pequeñas partes se llama mallado.

NPSH disponible: esta depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. si se varía cualquiera de estos puntos, la NPSH puede alterarse.

NPSH requerida: esta depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.

Potencia absorbida (N): representa la potencia requerida por la bomba para transferir líquidos de un punto a otro y la energía requerida para vencer sus pérdidas.

Potencia hidráulica (PH): potencia cedida al líquido en el proceso de su transferencia de un punto a otro.

Presión de bombeo: destinemos una bomba cualquiera para bombear un líquido. Al funcionar la bomba, tiende a formar un vacío en el seno del líquido. Éste succionar se conoce como presión de bombeo.

Presión de vapor: si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de ebullición, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido se origina una presión que se llama presión de vapor y que está en función directa con la temperatura del líquido.

Rango de operación: es la zona en la cual la bomba opera en forma eficiente.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de Investigación

Este trabajo se encuentra enmarcado en una investigación de tipo aplicada, aquellas que tienden, según Padrón (1998), a establecer una relación productiva, ingeniosa y creativa, entre las posibilidades de un modelo teórico, por un lado, y las dificultades o necesidades que se confrontan en la práctica por otro lado. Así mismo, esta investigación plantea la problemática de una turbomáquina hidráulica la cual se desea conocer la interacción que ocurre entre el impulsor y su corona directriz la cual puede ser simulada y observada mediante una herramienta de trabajo muy útil como lo es Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

La investigación se fundamentará en realizar el estudio del comportamiento del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz de una bomba centrífuga, así como los fenómenos que se presenten en dicho campo mediante la manipulación de herramientas computacionales como la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Por lo tanto, este trabajo de investigación se puede calificar como Exploratorio, ya que en este tipo de estudios es difícil proponer hipótesis precisas puesto que es una tecnología relativamente nueva y poco aprovechada. Estas investigaciones pretenden darnos una visión general, de tipo aproximativo, respecto a una determinada realidad.

3.2 Diseño de la Investigación

De acuerdo con Hernández (2004), el diseño de investigación constituye el plan general del investigador para conseguir una respuesta clara a sus interrogantes o comprobar una hipótesis de investigación. El diseño de la investigación se encarga de detallar las estrategias básicas que el investigador adopta para conseguir información exacta y que se pueda interpretar.

El tipo de investigación es la manera que se va a adoptar para cumplir con los objetivos, existen varios tipos de investigación los cuales pueden ser Experimental, de Campo o Documental.

En base al objetivo general, se concibe que el nivel de la actual investigación será de tipo documental, ya que en este se busca obtener y analizar datos provenientes de materiales impresos u otro tipo de documentos para realizar la simulación y comparación de los fenómenos físicos y el campo de flujo presentes que integran el campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz de una bomba centrífuga, en este caso con ayuda de una herramienta computacional CFD. Por lo tanto, el estudio se encuentra alineado en este nivel documental.

Según Zorrilla (1993), la investigación documental es aquella que se realiza a través de la consulta de documentos (libros, revistas, periódicos, memorias, anuarios, registros, códigos, constituciones, etc.).

3.3 Nivel de la investigación

El nivel de conocimiento es descriptivo, y éste consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Hernández (2004), señala que la investigación descriptiva busca especificar propiedades, características y rasgos importantes de cualquier fenómeno que se analice.

Teniendo como objetivo indagar la incidencia y los valores en que se manifiestan una o más variables al ubicar, categorizar y proporcionar la visión de una comunidad, un evento, un contexto, un fenómeno o situación.

En este orden de ideas, la investigación se basa en describir el comportamiento del campo de flujo y la interacción termo-energética en el conjunto impulsor-corona directriz y las variables que afectan o que deben estudiarse en una bomba centrífuga, y de esta manera fijar los parámetros por los cuales se regirá la investigación.

3.4 Población y muestra.

La población Hurtado y Toro (2001), la definen como: “es la composición de todos los elementos a ser estudiados y a quienes podrán ser generalizados los resultados

de la investigación, una vez concluida ésta, para lo que es necesario que la muestra con la cual se trabaje sea representativa de la población”. Por ende, la población será las diferentes curvas características de las bombas centrífugas con corona directriz.

La muestra a emplear en este proyecto es una muestra del tipo no probabilística, donde Véliz, y Arredondo determinan en su trabajo de grado titulado Aspectos Teóricos sobre tipos de Muestreo, que este tipo de muestra es: “aquel tipo de muestra para el cual no puede no puede calcularse la probabilidad de extracción de una determinada muestra (p. 30)”.

Por lo tanto, las muestras seleccionadas son: las diferentes curvas características de las bombas centrífugas con corona directriz.

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

De acuerdo con Hernández, Fernández y Baptista (1998) se define a la técnica de recolección de datos como “las observaciones que consisten en el registro sistemático, cálido y confiable de comportamientos o conductas”. Las técnicas para la recolección de datos son básicamente: revisiones bibliográficas, entrevistas, registros de prensa, observaciones directas, entre otras. Existen diversos instrumentos para la recolección de estos datos los cuales son: computadores, lápiz, hojas, grabadoras, fotografías, entre otras.

Las técnicas a utilizar en el presente trabajo serán:

Localización y consolidación de los datos.

Revisión documental: Esta técnica se realizará con el fin de profundizar la información recopilada con todas las aplicadas anteriormente, esta comprende la búsqueda de la información de documentos empresariales, que contribuyan al conocimiento del comportamiento de sucesos realizados que sirvan de apoyo para el desarrollo de teorías pertinentes para la resolución de problemas. (Candelo, 2006).

Por último, en el presente trabajo se contara con la utilidad de ordenadores para conseguir los resultados obtenidos por la simulación

que describen el comportamiento del campo de flujo, con los cuales se procede a comparar con valores experimentales realizados anteriormente y/o formular hipótesis en base a los principios de conservación para lograr la validación de los mismos.

3.6 Fases de la Investigación

Fase I: “Revisar los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y la interacción termo-energética en el conjunto impulsor-corona directriz de una bomba centrífuga radial” ubicando todo tipo de documento sobre el estudio del campo de flujo y la interacción en el conjunto impulsor-corona directriz para un análisis y revisión para la selección del modelo matemático adecuado.

Fase II: “Modelar la geometría mediante una herramienta de dibujo asistido por computadora de una bomba centrífuga comercial” Para el análisis del flujo se requiere seleccionar un diseño de una bomba centrífuga con corona directriz comercial, del cual el fabricante tenga registros de sus parámetros para luego modelarla en una herramienta de dibujo asistido por computadora (CAD).

Fase III: “Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar” Se debe aplicar el mallado apropiado para cada región del dominio con el fin de obtener los resultados más aproximados a la realidad con el modelo matemático, se establecen las condiciones de entrada, salida y paredes del dominio mediante las cuales se resolverán las ecuaciones de gobierno.

Fase IV: “Simular el campo de flujo y obtener los resultados en formas de data, gráficos y/o videos de las variables y parámetros que describen el fenómeno” al tener configurado la geometría, el dominio y las condiciones de borde se procede a ejecutar los modelos matemáticos mediante el uso del solver (correr la simulación) y obtener los gráficos o imágenes de las variables y parámetros que describen el fenómeno.

Fase V: “Validar los resultados comparándolos con los obtenidos por ensayos experimentales realizados anteriormente y/o formular las hipótesis en

base a los principios de conservación” luego de ejecutado el solver se obtienen los resultados que describen el comportamiento del campo de flujo, con los cuales se procede a comparar con valores experimentales realizados anteriormente y/o formular hipótesis en base a los principios de conservación para lograr la validación de los mismos.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se presenta el resultado de cada una de las fases metodológicas a fin de cumplir con los objetivos de analizar numéricamente el campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-corona directriz en una bomba centrífuga.

4.1 Revisión de los documentos bibliográficos referenciales sobre el estudio del campo de flujo y la interacción termo-energética en el conjunto impulsor corona directriz de una bomba centrífuga radial

En esta parte de la investigación se muestra una revisión de algunos estudios, experimentales y numéricos, con bombas centrífugas. Como se mencionó, hasta mediados del siglo XX, los estudios que involucraban bombas centrífugas eran esencialmente experimentales. Junto con desarrollo tecnológico, las técnicas experimentales fueron mejorando, técnicas avanzadas de visualización con la finalidad de observar.

Amaral (2007), estudió experimentalmente el comportamiento de una bomba centrífuga comercial (Imbil ITAP 65 330/2) y dos modelos de bombas centrífugas sumergidas (BCS). El estudio realizado fue concentrado en la determinación del rango operacional de una BCS operando con fluidos viscosos. Él levantó experimentalmente las curvas de rendimiento para diversas condiciones de operación y presentó una metodología para la corrección de las curvas de desempeño de bombas centrífugas bajo la presencia de fluidos viscosos.

Con la aparición de la mecánica de los fluidos computacional y también con el desarrollo de la informática, la investigación y el desarrollo de bombas centrífugas ganaron fuerza. Surgieron diversos programas computacionales comerciales con

enfoque específico en la simulación de máquinas de flujo (Ansys CFX, Flow3D, Fluent, entre otros) (Amaral, 2007).

Los programas computacionales de dinámica de los fluidos computacional tienen una diversidad de modelos matemáticos que buscan describir los comportamientos físicos presentes en el flujo real. Sin embargo, bajo ciertas condiciones como, por ejemplo, en los desagües turbulentos, se hace necesaria el uso de modelos que busquen representar adecuadamente ese fenómeno. Siempre que se utiliza un programa de mecánica de los fluidos computacional para simular flujos en bombas centrífugas, con fines de diseño o de desarrollo, es necesario, posteriormente, validar los resultados obtenidos con un prototipo real. Esto se hace porque pueden ocurrir pequeñas divergencias entre el modelo numérico y el fenómeno físico real.

Muchos investigadores han atendido esta problemática para la posible interacción existente entre rotor y difusor de bombas centrífugas. Esta interacción se ha evaluado de diversas las formas como, por ejemplo, observando las variaciones de las fuerzas actuantes en el rotor y corona directriz, cuando se cambia el número de aletas del difusor, de las palas del rotor, distancia relativa entre estos componentes, etc.

Feng et al. (2007) estudiaron el comportamiento transitorio de una bomba centrífuga, junto con la interacción existente entre rotor y una corona directriz. Ellos hicieron un estudio de independencia de malla y una validación experimental de la bomba estudiada, en términos de altura de elevación versus caudal, donde obtuvieron buena concordancia. De manera análoga a los estudios de Asuaje et al. (2005), Feng et al. (2007) simularon numéricamente una bomba centrífuga en la condición de proyecto y en dos caudales distintos (una mayor y otra menor). Sus resultados también muestran que, para caudales inferiores o superiores a los del proyecto, se producen recirculaciones en el rotor y en el difusor. En los resultados presentados por Feng et al. (2007), se realizó un estudio de la distancia relativa entre el rotor y el difusor. Para ello, ellos simularon numéricamente el flujo en una bomba centrífuga con ranuras entre rotor y difusor de 3% y 10% del radio externo del rotor, respectivamente (Ver Figura 11(a)). Los resultados obtenidos por ellos se muestran en la Figura 11 (b), donde las curvas se

refieren a la fluctuación de la altura de elevación en función de la dirección tangencial. De la Figura 11 (b), Feng et al. (2007) mostraron que cuanto más distante el difusor se encuentra del rotor (mayor grifo), menores son las amplitudes de oscilación de las variables calculadas (altura de elevación, torque, etc.) con el tiempo, es decir, menor es la interacción entre rotor y difusor.

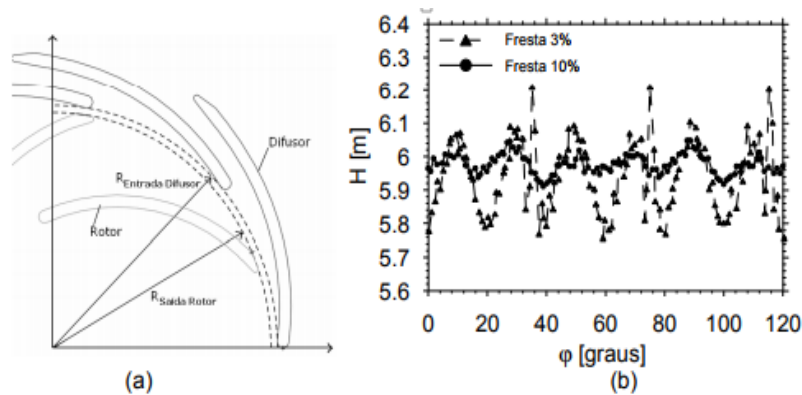


Figura 11 Interacción entre impulsor-corona directriz, en el flujo de una bomba centrífuga.

Fuente: Feng et al., (2007).

Es importante señalar que el análisis de resultados de las simulaciones numéricas del flujo en componentes aislados puede llevar a conclusiones que no corresponden efectivamente a lo que ocurre en una bomba centrífuga real. Esto es porque hay interacciones entre los componentes de este tipo de equipo, lo que fue comprobado experimentalmente por Amaral (2007) y numéricamente por Feng et al. (2007).

Recientemente, Segala et al. (2008) presentan un estudio preliminar del impulsor y difusor de una bomba centrífuga en régimen permanente. En este estudio, se discutió que, para resolver el acoplamiento entre rotor y difusor, una metodología numérica adecuada debe simular ambos ámbitos al mismo tiempo. También señalan la necesidad de datos experimentales para el desarrollo de una metodología numérica confiable.

Con el continuo desarrollo de la tecnología, y la creciente capacidad de procesamiento de los ordenadores, ha sido posible simular numéricamente en los equipos reales de interés de ingeniería, como bombas centrífugas, por ejemplo.

Los primeros estudios numéricos con bombas las centrífugas eran bastante simplificadas debido a la limitación computacional existente. Actualmente es posible simular numéricamente caídas en rotores con las geometrías más cercanas al modelo real, lo que hace este tipo de enfoque versátil e interesante, pues, permite probar diversos parámetros y configuraciones de rotores, de manera simple y relativamente rápida.

El presente trabajo pretende desarrollar una metodología de simulación numérica de flujos en bombas centrífugas. Para ello, se utilizará la geometría de una bomba centrífuga comercial, de donde fueron extraídos datos experimentales por Amaral (2007). Estos datos experimentales sirven de base de comparación y validación para la metodología numérica desarrollada en el presente trabajo.

4.2 Modelación de la geometría mediante una herramienta de dibujo asistido por computadora de una bomba centrifuga comercial

En el presente trabajo comprende el primer rotor y la corona directriz de la bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330 / 2, se definen dos dominios que se utilizan en las simulaciones numéricas, una a la entrada del rotor y otro a la salida de la corona directriz, con el fin de minimizar efectos de las condiciones de contorno en los ámbitos de interés.

La geometría para elaborar el dominio a estudiar se dibuja mediante dos herramientas de diseño, la primera encargada de los perfiles y todo lo relacionado con la geometría de los alabes, tanto en el impulsor como en la corona llamada Bladegen; y otra, que es una herramienta de dibujo en la cual se completa el diseño conocida como DesingModel, las cuales permiten dimensionar de acuerdo a la geometría deseada (diámetros, ancho de cara, ángulos de entrada y salida, número de álabes, etc.).

Los programas de dibujo antes mencionados, se encuentran dentro del programa computacional Ansys CFX 18.1, por lo cual no será necesario exportar geometría de

otros programas. A continuación, se presenta la metodología empleada por el programa computacional Ansys CFX 18.1.

4.2.1 Geometría del rotor de la bomba centrífuga

El rotor estudiado es radial del tipo cerrado, es decir, posee tapas que envuelven ambos lados de los alabes. Los alabes del rotor estudiado se orientan hacia atrás en relación al sentido de giro del rotor y son ocho. El primer rotor de la bomba tiene un diámetro interior de 80 mm, diámetro exterior de 204,2 mm, altura de los alabes a la entrada de 21 mm, altura del canal en la salida de 12 mm y con una altura desde la entrada hasta la salida de 20 mm.

Con los datos mencionados anteriormente podemos crear los alabes del impulsor con la herramienta BladeGen como se muestra en la figura 12.

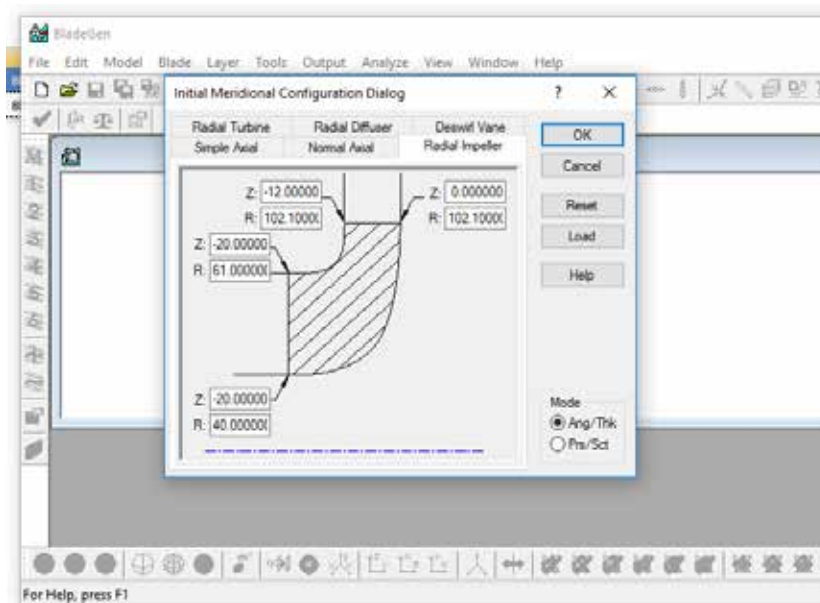


Figura 12 Configuración del diseño del alabe del rotor en BladeGen.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

La Figura 13 muestra el primer impulsor de la bomba centrífuga IMBIL ITAP 65-330/2 modelado en realidad virtual con la ayuda del programa computacional de Ansys BladegGen 18.1.

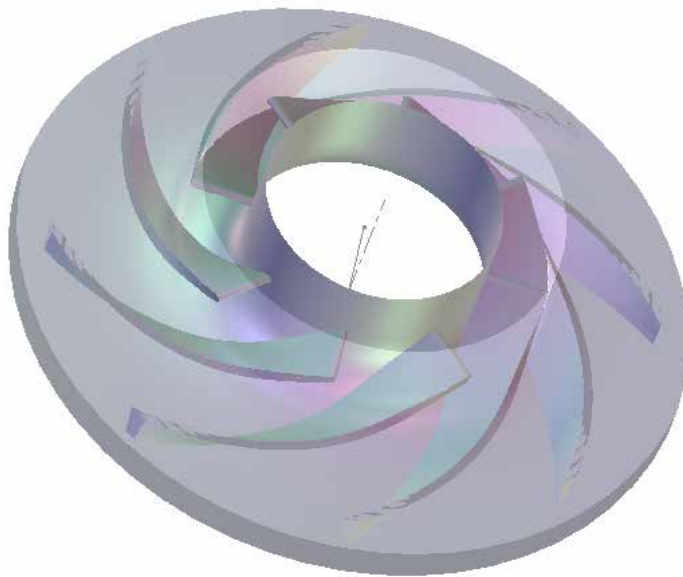


Figura 13 Impulsor de la primera etapa de la bomba IMBIL ITAP 65-330/2.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Después del modelado geométrico del alabe, realizado en la herramienta BladeGen se exportó esta geometría para la otra herramienta DesingModel, para completar el modelado. El BladeGen nos proporciona también el dominio del flujo a través del impulsor el cual se termina de construir mediante la otra herramienta. Dominio mostrado en la Figura 13, es el que se utilizará para la generación de la malla computacional que fue suministrada al programa de dinámica de los Fluidos computacionales Ansys CFX 18.1 para la simulación numérica del flujo.

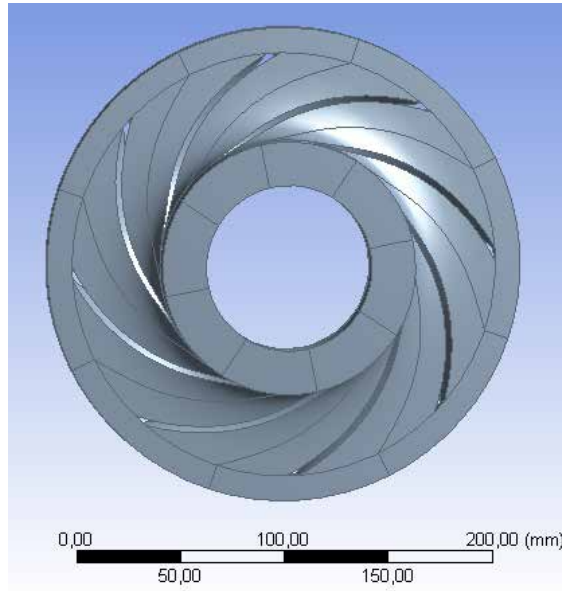


Figura 14 Dominio del fluido en el rotor.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.2.2 Geometría de la corona directriz de la bomba centrífuga

Modelado de la corona directriz está compuesto por doce aletas, que tiene la función principal de organizar el flujo en la salida del rotor. Las aletas poseen 15 mm de altura por 3 mm de espesor. Posee un diámetro interno de 258,6 mm y diámetro de salida de 302,4 mm. Con los datos mencionados anteriormente, podemos crear los alabes de la corona con la herramienta BladeGen como se muestra en la figura 15.

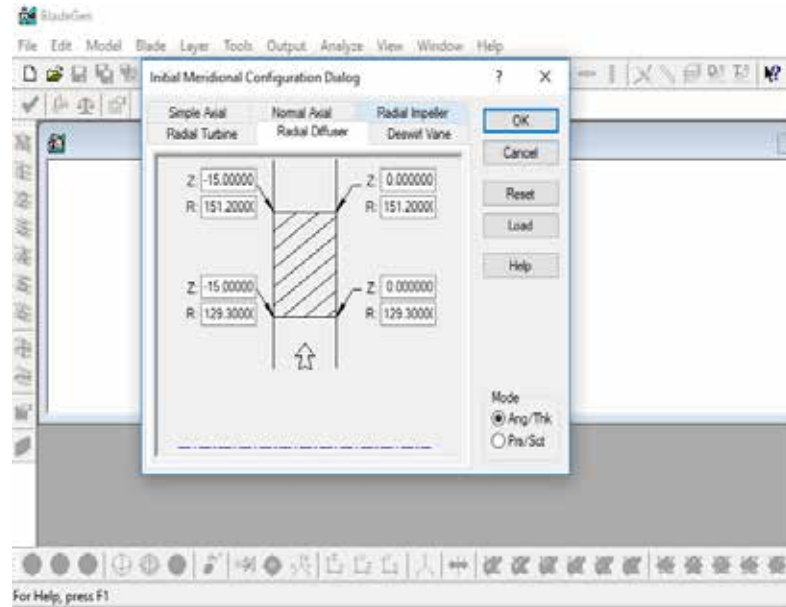


Figura 15 Configuración del diseño del alabe de la corona en BladeGen.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

La Figura 16 muestra corona directriz de la bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330/2 modelado en realidad virtual con la ayuda del programa computacional de Ansys BladeGen 18.1.

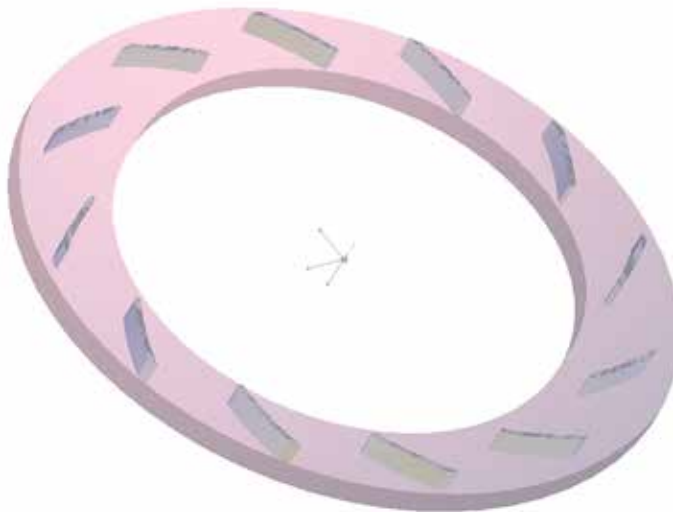


Figura 16 Corona directriz de la primera etapa de la bomba IMBIL ITAP 65-330/2.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Al igual que se elaboró el dominio del rotor, se procede a realizar el de la corona con los mismos pasos del BladeGen, se trae la geometría y el dominio generado por un alabe, para luego terminar de diseñar la geometría completa. El dominio construido será el utilizado para la generación de la malla computacional que fue suministrada al programa de dinámica de los Fluidos computacionales Ansys CFX 18.1 para la simulación numérica del flujo.

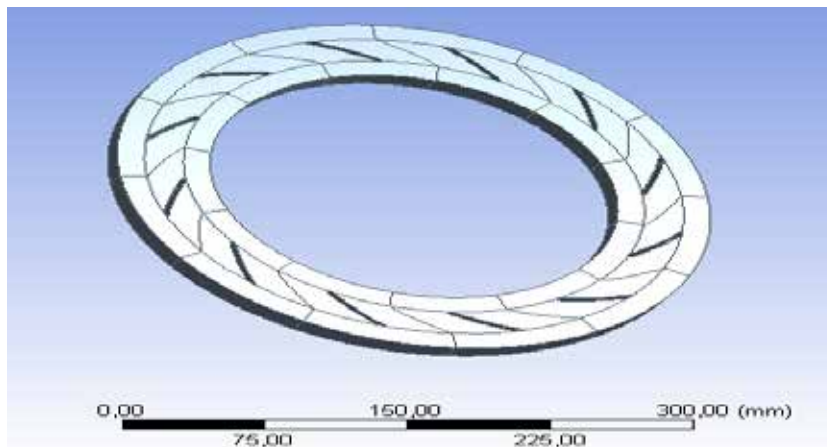


Figura 17 Dominio fluido del difusor de la bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330/2.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Posteriormente, se juntaron el rotor y la corona para sacar un cuarto de su geometría completa y realizar el análisis numérico en dicha región.

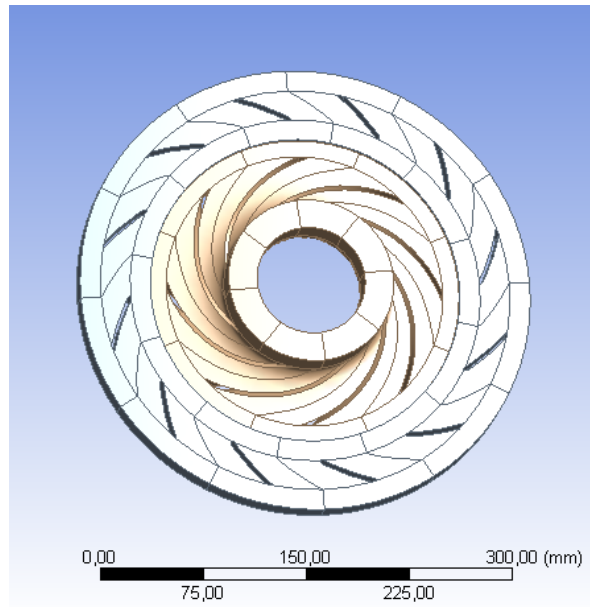


Figura 18 Dominio del fluido en una bomba centrifuga Imbil ITAP 65-330/2.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

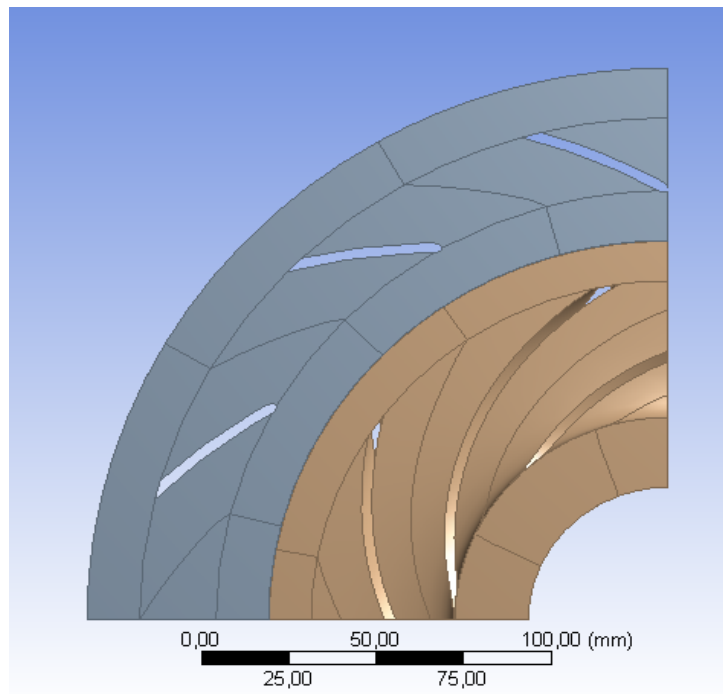


Figura 19 ¼ del dominio del fluido en una bomba centrifuga Imbil ITAP 65-330/2.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.3 Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar

4.3.1 Discretización del dominio

Una vez realizada la geometría de la bomba centrífuga a estudiar, se realiza la importación al programa de mallado incorporado a la herramienta CFD, la cual es capaz de realizar la discretización espacial del dominio (mallado). Primeramente, se realiza la configuración de la preferencia física, la cual puede ser: mecánica, electromagnética o en nuestro caso CFD. Posteriormente, se le indica cual es el programa de análisis numérico que realizará la solución de las ecuaciones de gobierno en la discretización espacial del dominio (CFX en nuestro caso). Luego automáticamente el programa asigna a todas las regiones del dominio un nombre característico.

La herramienta de discretización espacial posee varios algoritmos de mallado, los cuales utilizan elementos tetraédricos, hexaédricos, prismas de base triangular, pirámides de base cuadrada, entre otros. Se seleccionó un método de mallado tetraédrico como polígono dominante en el impulsor y corona directriz. Debido a que generan un menor número de elementos y nodos, lo cual ayuda al ahorro de recurso computacional por la menor cantidad de ecuaciones que el programa de análisis numérico debe resolver, igualmente estos elementos describen la geometría con polígonos organizados con la mejor calidad en estadísticas en comparación con las otras configuraciones de mallado.

En la figura 20, se muestra el mallado en el campo de flujo del impulsor y la corona, el cual se realizó refinando las regiones donde se presentan curvas de radios pequeños en la geometría, como se observa en el inicio de los alabes, (ver figuras 21 y 22), donde se aumenta el número de elementos, por ser una zona donde el comportamiento del fluido es de suma importancia.

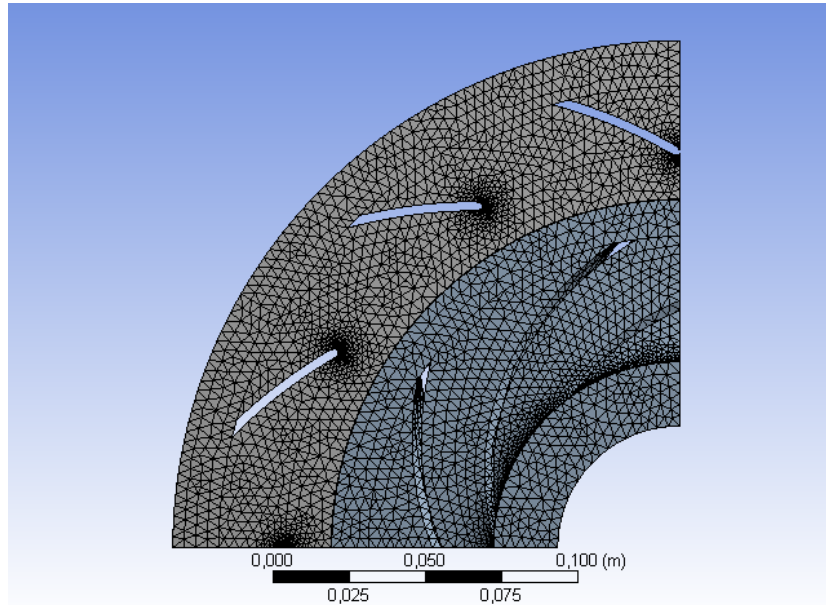


Figura 20 Mallado en el campo de flujo del impulsor y la corona directriz.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

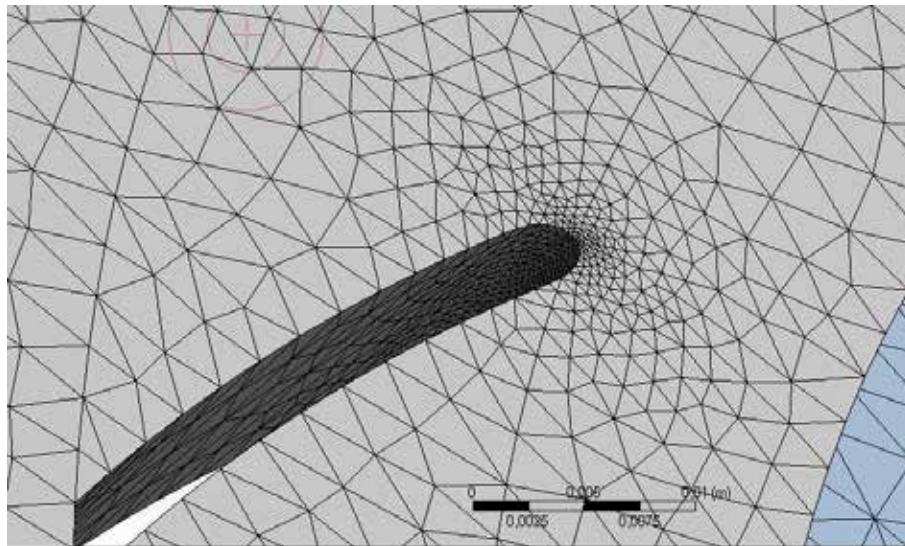


Figura 21 Detalle del refinamiento del mallado al inicio del alabe de la corona directriz.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

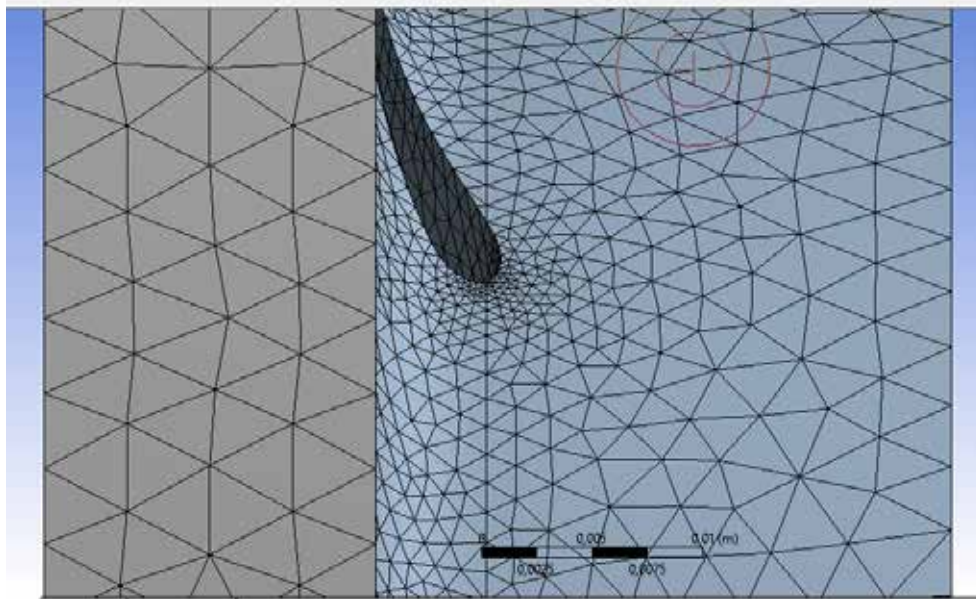


Figura 22 Detalle del refinamiento del mallado al inicio del alabe del impulsor.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Esta es una etapa importante en el análisis del problema, para evitar que los resultados varíen con los valores reales de la malla utilizada.

4.3.2 Condiciones de contorno del modelo físico del campo de flujo a estudiar

Inicialmente se procede a la importación del mallado previamente realizado, al software de análisis numérico incorporado en la herramienta CFD. Se edita las propiedades de los materiales, tales como la densidad del agua que para este estudio es de 1000 kg/m^3 .

Como configuración inicial del dominio, se seleccionan los fluidos que circulan a través de ellos, los cuales son: agua y vapor de agua a $25 \text{ }^\circ\text{C}$, estos materiales están presentes en la biblioteca interna del programa; se seleccionan ambos materiales para considerar la posible presencia de cavitación en la bomba centrífuga y la formación de vapor en el dominio de estudio. Luego, se selecciona la presión de referencia, la cual será 1 atm , esto significa que las presiones que se asignen como condiciones de borde, serán consideradas como presiones manométricas, es decir, relativas a una atmosfera. Igualmente se selecciona el eje de rotación, el eje “Z”, y la velocidad de rotación en -1150 rpm . Como se muestra en la figura 23.

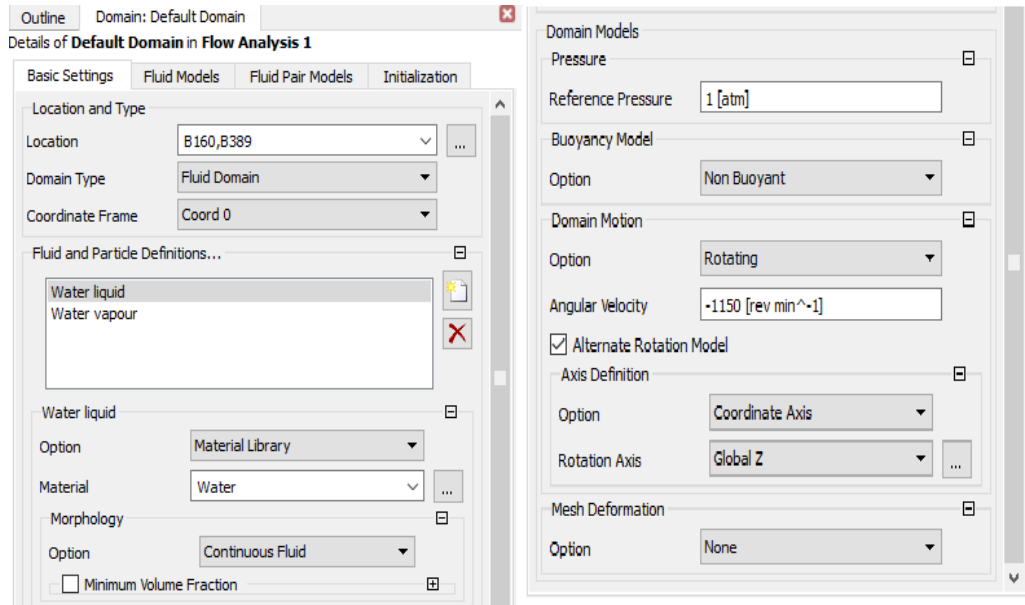


Figura 23 Configuración general de los dominios, localización, tipo de dominio, fluidos presentes; presión de referencia, movimiento del dominio y eje de rotación.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Se configura el modelo de turbulencia más recomendable para realizar la simulación numérica y sin transferencia de calor. Para este trabajo se utilizó como modelo de turbulencia, el modelo Shear Stress Transport (SST), debido a que el modelo SST está basado en el modelo $k-\epsilon$ y da alta precisión en predicciones de la aparición y cantidad de separación de flujo.

Se activa en la opción de modelos de flujo, el modelo homogéneo en la sección de multifases, luego se activa en la opción de modelos de flujos pares, la cavitación sobre la sección de transferencia de masa; se selecciona el modelo matemático de cavitación Rayleigh Plesset y luego se activa la presión de saturación asignándole un valor de 3169 Pa como presión de saturación del agua a una temperatura de 25 °C, el cual es el caso de estudio. Es importante mencionar que el modelo de cavitación de Rayleigh Plesset muestra el crecimiento y colapso de las burbujas de vapor en un dominio líquido. Seguidamente se presentan dichas configuraciones en la figura 24.

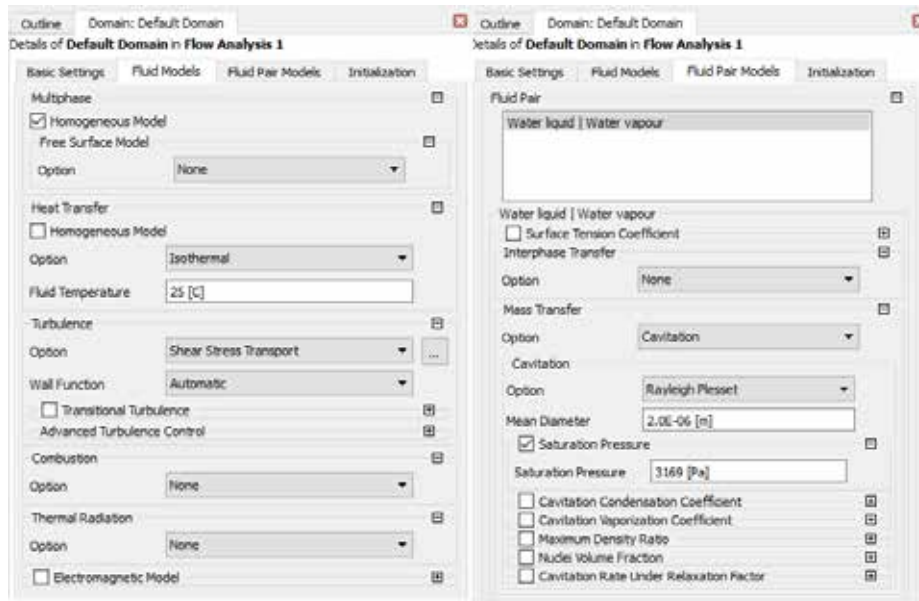


Figura 24 Configuración de la simulación considerando la cavitación y del modelo homogéneo, introducción del modelo de cavitación Rayleigh Plesset y la presión de saturación.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Para finalizar, se asigna la condición de inicialización en todo el dominio de la bomba, con un valor de fracción de volumen de agua líquida y vapor de agua a 25 °C, como valor automático, es decir, el software empezará a buscar la solución de las ecuaciones de gobierno desde los valores automáticos asignados de fracción de volumen hasta llegar a la convergencia numérica de las ecuaciones.

4.3.3 Establecimiento de las condiciones de borde

Se asigna sobre las superficies de todo el dominio, las propiedades físicas y características conocidas de estas superficies, a partir del cual las ecuaciones de gobierno se resolverán. Se asignan cuatro condiciones de borde, la primera es la entrada de la bomba centrífuga, ubicada en la superficie de entrada del impulsor llamada “Inlet”, la segunda es la condición de borde de pared llamada “Moving” ubicada en todas las superficies del dominio “Impulsor”, la tercera condición es la salida de la bomba centrífuga, llamada “Outlet” ubicada a la salida de la corona directriz de la bomba y la última condición de borde es de pared llamada “Dominio Default Dominio”

ubicada en todas las superficies sin asignar una condición, la cual se le procederá a cambiar el nombre por “Stationary” y se habilita la opción velocidad de pared, que se configura para contrarrestar la pared giratoria.

Se configura la condición de borde “Inlet” como condición de borde de tipo: entrada; la ubicación de la misma sobre la superficie de entrada al impulsor es asignada automáticamente por el programa de análisis numérico, debido a que previamente en el proceso de mallado se le asignó a esta superficie el nombre de “Inlet”; posteriormente se establece esta condición de borde como estacionaria (ver figura 25).

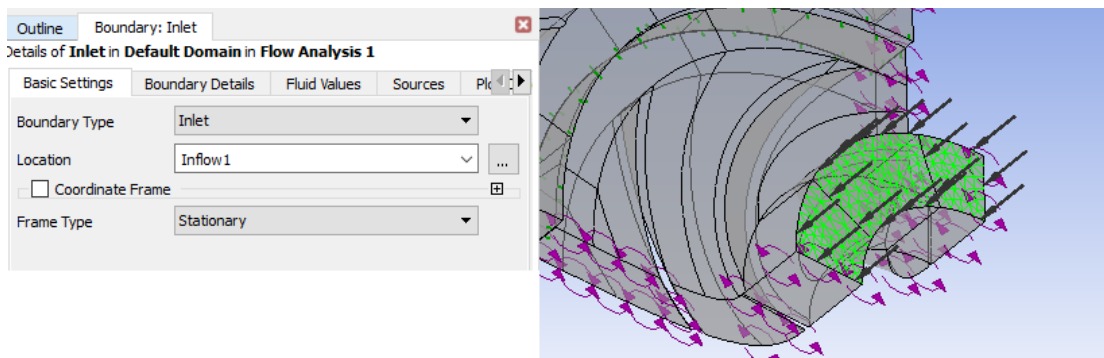


Figura 25 Configuración básica de la condición de borde “Inlet”, flechas de flujo sobre la superficie de entrada en el impulsor (indicativo de condición de borde).

Fuente: Granado, Giménez (2017).

El régimen de flujo se establece como subsónico, debido a la posibilidad de choque si se establece otro régimen. La turbulencia se establece médium (intensity = 5%), debido a que no se conoce información sobre la turbulencia en la entrada. Luego se asigna la propiedad conocida en esta superficie, siguiendo “The best practice” (Las mejores prácticas) de la ayuda de Ansys, se seleccionó la presión estática como la propiedad adecuada como condición de borde de entrada, la cual va estrechamente ligada al flujo másico, el cual será usado como propiedad conocida en la condición de borde “Outlet” de salida. Posteriormente se indica la fracción de volumen de agua líquida a 100 % y la fracción de volumen del vapor de agua a 25 °C en 0 %, esto será usado como condición de borde del fluido que ingresa a la bomba, para la búsqueda de soluciones numéricas a partir de estos valores (ver figura 26).

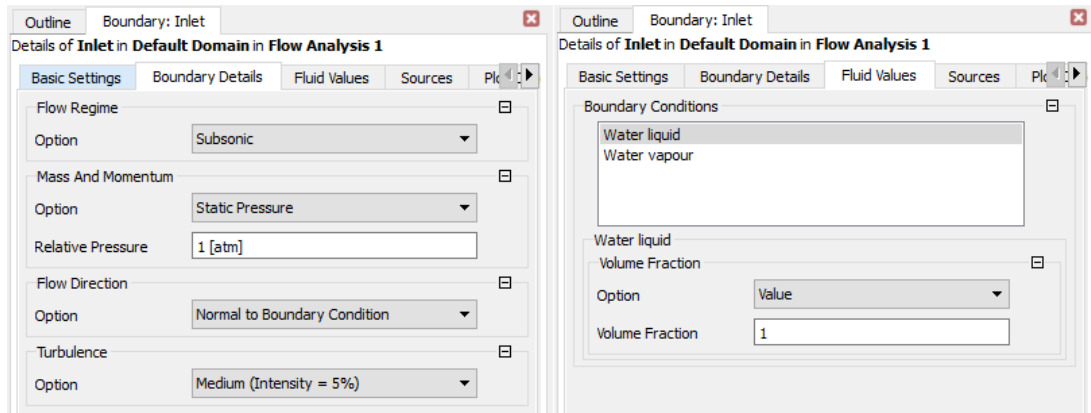


Figura 26 Configuración de condición de borde “Inlet” y configuración de fracción de volumen de los fluidos.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

La condición de borde de pared “Moving” ubicada en todas las superficies del dominio del impulsor y la condición de borde de pared “Stationary” ubicada en las superficies del dominio de la corona, se configuran automáticamente por el programa de análisis numérico como adiabáticas, es decir a través de ellas no existe transferencia de calor, y esto concuerda a la configuración de los dominios como isotérmicos, realizado previamente. En la figura 27 y 28, se presenta la configuración realizada.

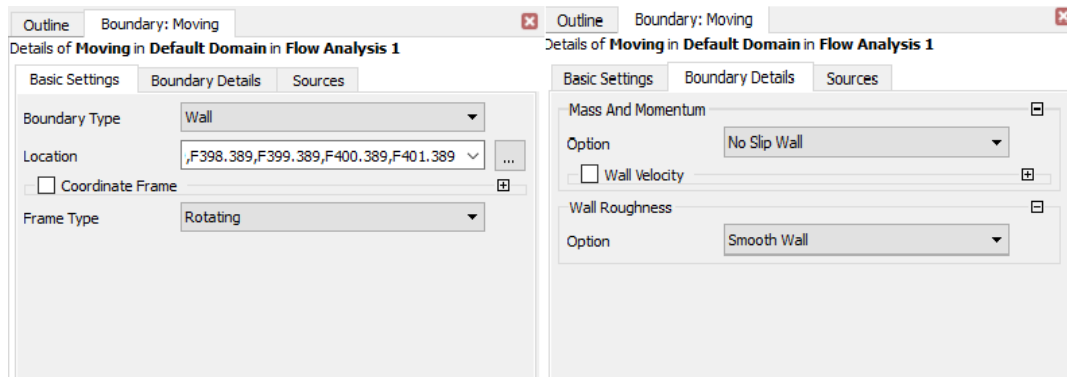


Figura 27 Configuración de condición de borde de pared “Moving”.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

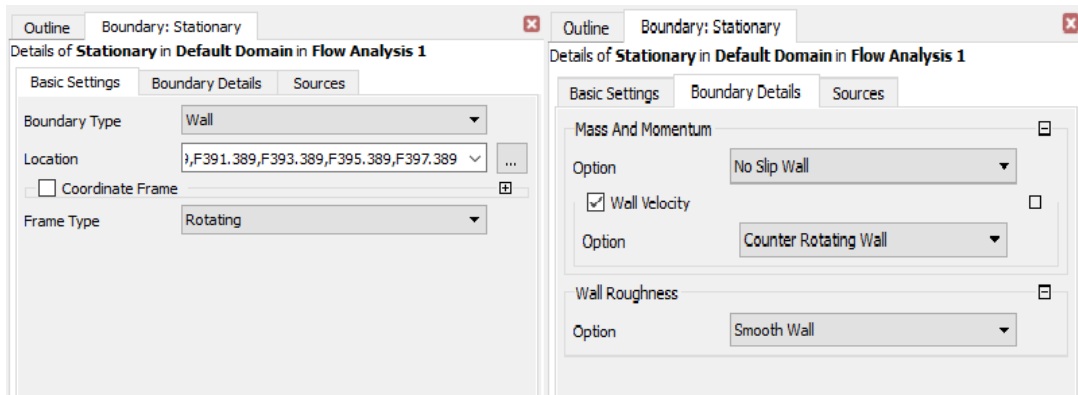


Figura 28 Configuración de condición de borde de pared “Stationary”.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

La condición de borde de salida “Outlet” se configura de igual forma como subsónico, de tipo estacionario, y a la propiedad física será el flujo másico correspondiente a la presión establecida como condición de borde de entrada, como ya se mencionó anteriormente.

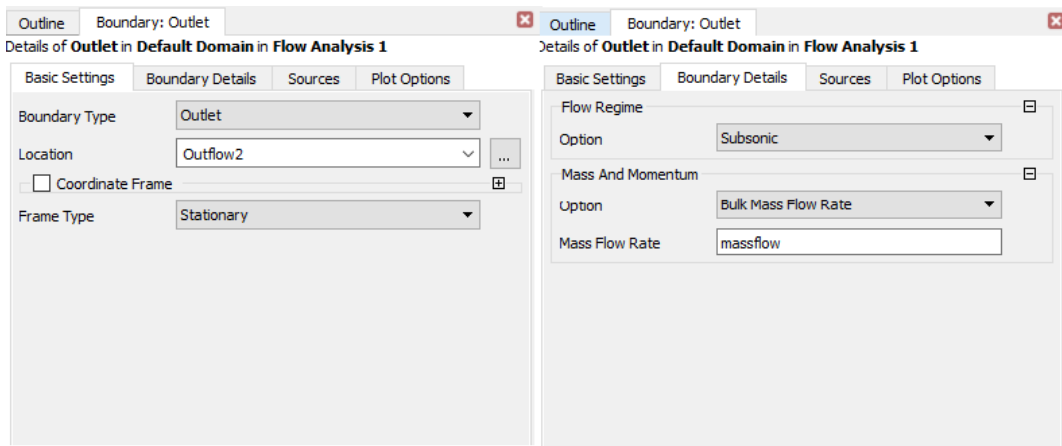


Figura 29 Configuración de condición de borde salida “Outlet”.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

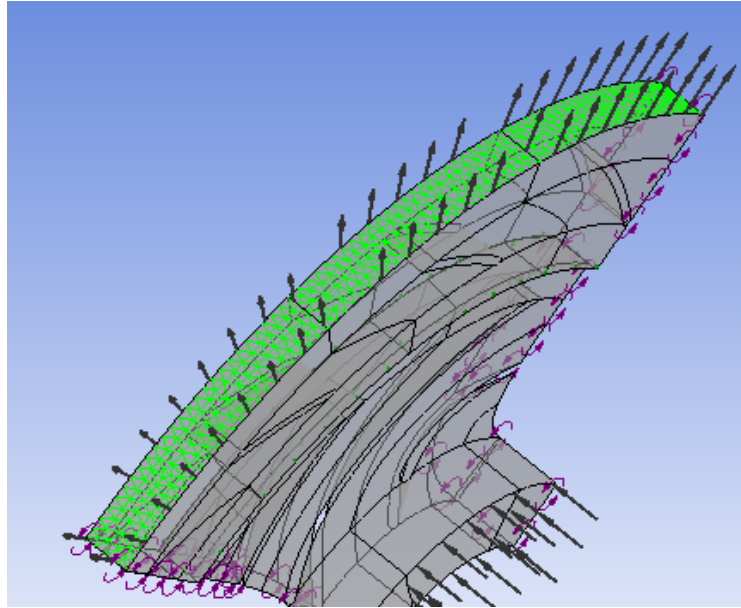


Figura 30 Flechas de flujo sobre la superficie de salida de la corona (indicativo de condición de borde).

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Luego se verifica la presencia de contactos entre los dominios importados, para este caso, existe contacto entre la geometría del campo de flujo del impulsor con la corona. Para las interfaces de dominios donde hay movimiento relativo de rotación, el programa computacional Ansys CFX 18.1 posee tres modelos distintos: El modelo Etapa o Segmento (del inglés, "Stage"), El modelo Rotor-Congelado (del inglés, "Frozen-Rotor" y el modelo transitorio.

El modelo Stage y el modelo Frozen-Rotor son modelos de régimen permanente, es decir, el rotor asume una posición fija en relación a la corona. A continuación, se puede ver en la figura 31, la configuración utilizada.

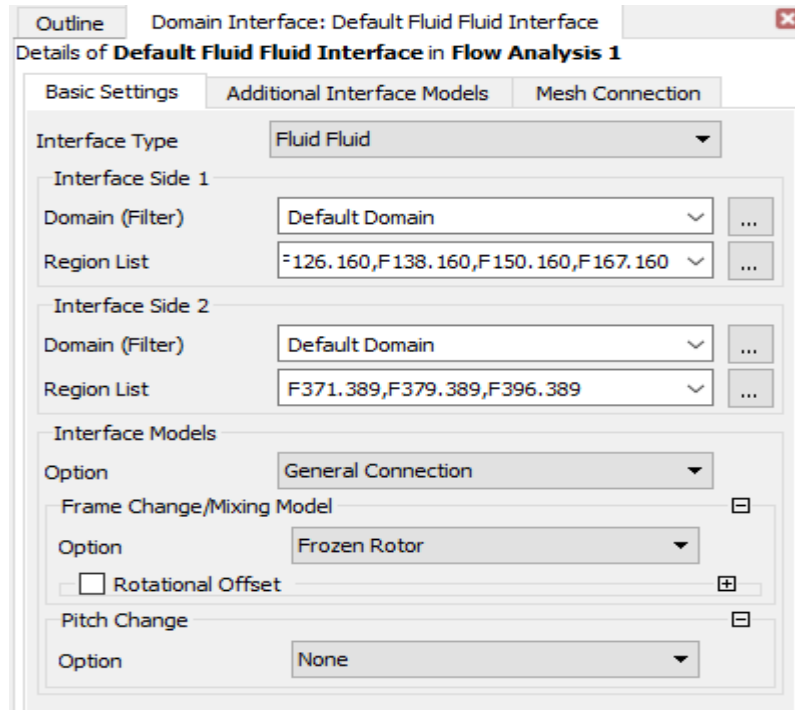


Figura 31 Configuración de interfaces, entre el dominio del rotor y la corona directriz.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

De la misma forma se introduce otra interface, pero ésta corresponde a la superficie anterior y posterior, de la porción del rotor a estudiar, la cual se realiza para indicarle al programa que la geometría es periódica a nivel rotacional, y de esta forma realizar la simulación a una quinta parte del impulsor considerando la simetría de la geometría en toda su circunferencia, sin afectar la interacción del flujo hacia la voluta. Dicha configuración se evidencia a continuación en la figura 32, junto a las superficies designadas como interfaces periódicas.

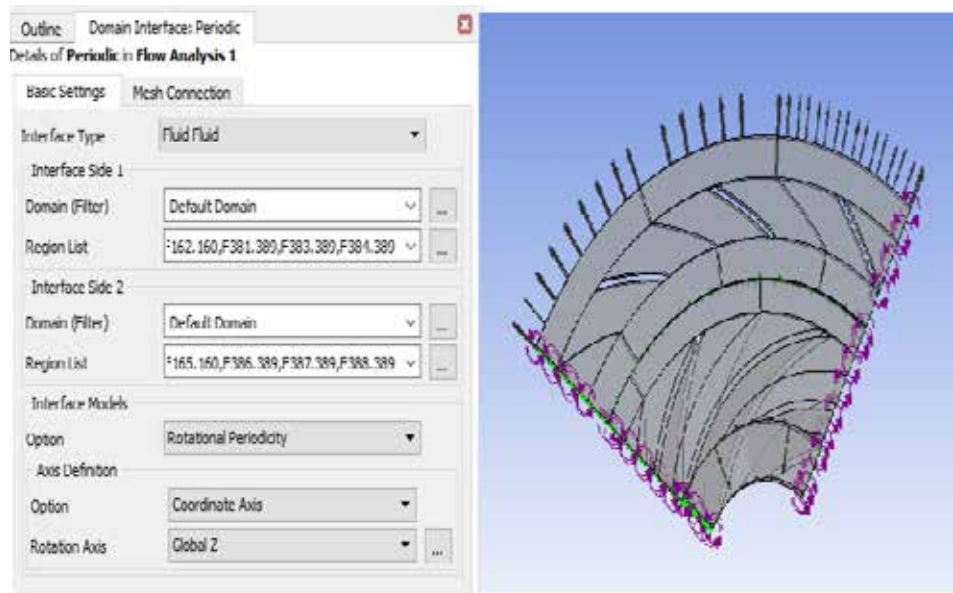


Figura 32 Configuración de Interface de periodicidad y superficies designadas como interfaces periódicas.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.3.4 Criterios de convergencia

Los criterios de convergencia son los parámetros que se establecen como indicativos de que los resultados obtenidos son confiables y adaptados a la realidad física de funcionamiento de la turbomáquina.

Existen cuatros criterios de convergencia de los cuales en el presente estudio son tomados tres de ellos:

Criterio de convergencia a establecer es el número de iteraciones que el “Solver” realizará para encontrar la solución numérica de las ecuaciones de gobierno (continuidad y momento), el modelo de turbulencia y el de cavitación. Mediante el análisis de trabajos antecedentes y por medio de simulaciones realizadas, se estable este parámetro a 300.

Criterio de convergencia es el valor de los residuos “Raíz Cuadrada Media”, RMS por sus siglas en inglés “Root Mean Squar”. Debido a que el estudio requiere de una precisión en cuanto a las líneas de flujo y contornos de presión,

el valor establecido será $1/\omega$, por ser un valor que sirve para un análisis a nivel ingenieril, arrojando buenos resultados en el análisis numérico.

Criterio de parámetro a configurar es “Timescale Control” el cual es el valor que rige cual será la escala de tiempo para que se resuelvan las ecuaciones, comúnmente para turbomáquinas, este valor se establece a $1/\omega$, donde ω (omega) es la velocidad angular en radianes por segundos; para esto se introduce una expresión para establecer el tiempo que se tardará entre cada iteración. En este caso será $1/(2\pi \cdot 1150[\text{min}^{-1}])$.

En la figura 33 se muestra los criterios tomados en cuenta para la convergencia.

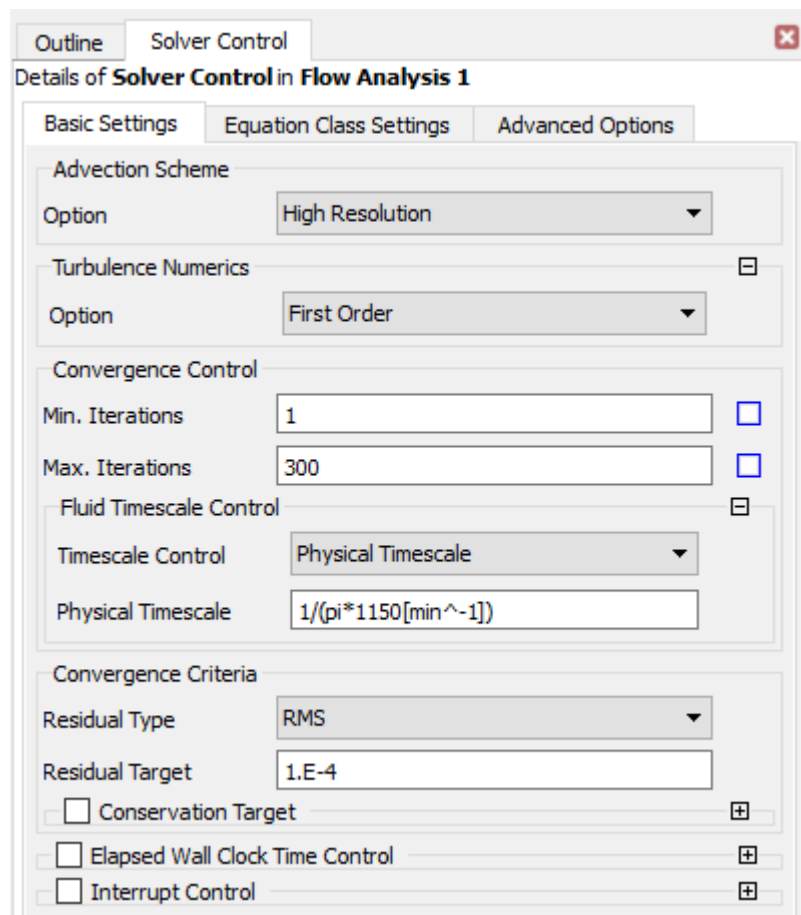


Figura 33 Configuración de los criterios de convergencia.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.3.5 Verificación del mallado

A continuación, se muestra como resumen, el rango de valores permitidos, para calificar a un mallado de buena calidad, definidos en el capítulo II.

Mesh orthogonality (Ángulo de ortogonalidad): El mínimo ángulo de ortogonalidad debe ser mayor a 20°.

Mesh expansion factor (Factor de expansión): El máximo factor de expansión debe ser menor de 20.

Mesh aspect ratio (Radio de aspecto): El máximo radio de aspecto debe ser menor de 100.

Luego de realizar el mallado a la geometría se verificarán las estadísticas de calidad del mallado, obteniéndose los valores indicados en la tabla 1.

| Estadísticas de mallado | | | | | | | | | |
|-------------------------|------------------|-----|---|---------------------|-----|---|------------------|-----|---|
| Nombre de dominio | Angulo ortogonal | | | Factor de expansión | | | Radio de aspecto | | |
| | Mínimo (ángulo) | | | Máximo | | | Máximo | | |
| Dominio por defecto | 31.3 | | | 21 | | | 7 | | |
| | %! | %ok | % | %! | %ok | % | %! | %ok | % |
| | OK | | | OK | | | %OK | | |
| Dominio por defecto | 0 | <1 | | <1 | 2 | | 0 | 0 | |
| | 100 | | | 98 | | | 100 | | |

Tabla 1 Estadísticas de mallado.

Fuente: *Granado, Giménez (2017).*

Verificando la calidad del mallado, se observa que el único parámetro que no estuvo dentro del rango establecido, es el factor de expansión de un elemento presente en el dominio por defecto, es decir, existe algún elemento (polígono de mallado) que posee un valor de 21 en este dominio, y según el criterio establecido, el máximo factor de expansión que debe tener un elemento es 20.

A continuación, se puede ver en la tabla 4.3, la cantidad de elementos y nodos presentes en cada dominio.

| Nombre del dominio: Dominio por defecto | #Elementos |
|--|-------------------|
| Número total de nodos | 46786 |
| Número total de elementos | 233529 |
| Número total de tetraedros | 233529 |
| Número total de caras | 29458 |

Tabla 2 Cantidad de elementos y nodos presente en los dominios.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.4 Simulación del campo de flujo y obtención de los resultados

En este apartado se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas realizadas teniendo como foco la primera etapa de la bomba centrífuga Imbil ITAP 65-330/2. Se muestran gráficos de elevación para la primera etapa. Los campos de presión y de velocidad del flujo en el interior del rotor y del difusor para varios caudales volumétricos simulados también se presentan junto con el comportamiento transitorio del flujo en el interior de la bomba.

4.4.1 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia

Se presenta la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia, para caudales de 10 /h, 20 /h, 30 /h, 40 /h y 50 /h. Es importante recordar, que el criterio de convergencia RMS se estableció a , además de que el máximo de iteraciones es de 300; es decir que una vez que el “Solver” alcance uno de los criterios de convergencia, la simulación culmina.

En la figura 34 se observa el valor de RMS de las ecuaciones de masa [Water liquid (Agua líquida) y Water vapour (vapor de agua)] y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 154 iteraciones.

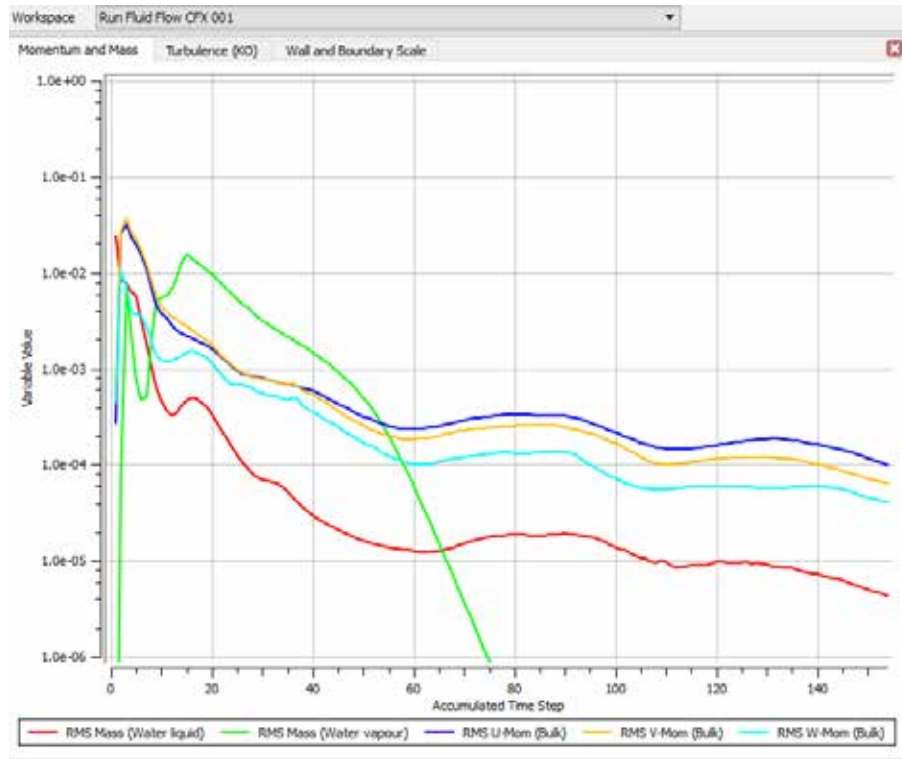


Figura 34 Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $Pe= 1 \text{ atm}$ y $\rho = 2,778 \text{ (} Q=10 \text{ /h)}$.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 35 se puede ver la convergencia de las ecuaciones de turbulencia al valor de RMS entre ρ y ρ .

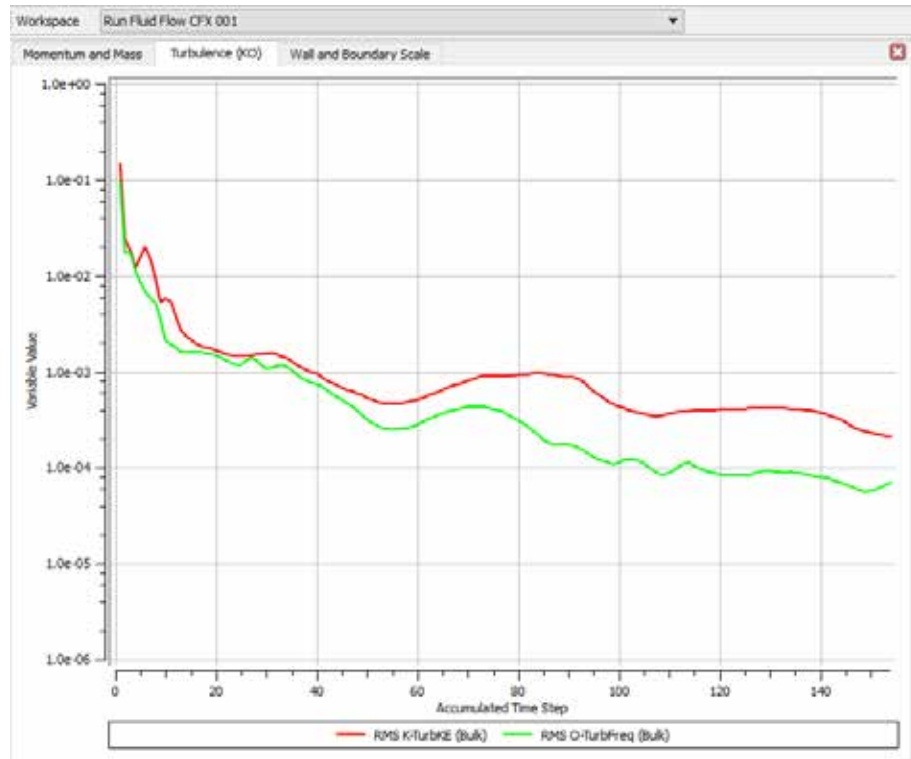


Figura 35 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia SST, para condiciones de borde de $Pe = 1 \text{ atm}$ y $Q = 2,778 \text{ (Q=10 /h)}$
 Fuente: Granado, Giménez (2017)

En la figura 36 se puede ver la convergencia de las ecuaciones de masa y momento al valor de RMS de 10^{-4} , alcanzada con 143 iteraciones, es decir, que esta simulación convergió más rápido que utilizando un caudal de 10 /h , la cual convergió a 154 iteraciones.

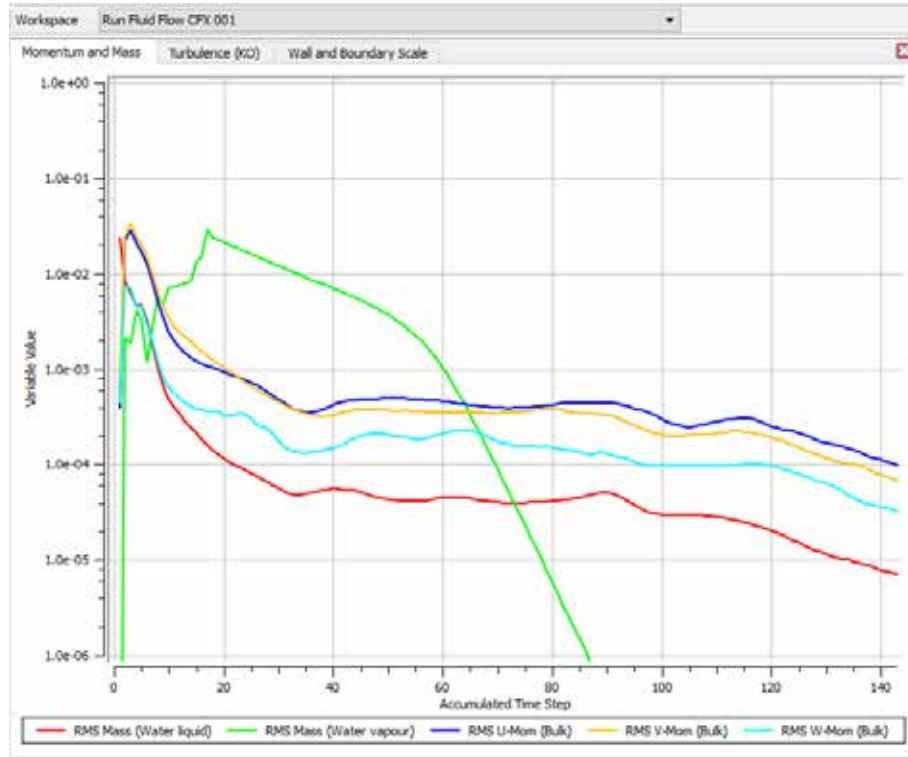


Figura 36 Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $Pe= 1 \text{ atm}$ y $\mu = 5,556 \text{ (} Q=20 \text{ m}^3 \text{/h)}$.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 37 se puede ver la convergencia de las ecuaciones de turbulencia al valor de RMS entre μ y μ , alcanzada con 143 iteraciones, es decir, que esta simulación convergió más rápido que utilizando un caudal de 10 m³/h, la cual convergió a 154 iteraciones.

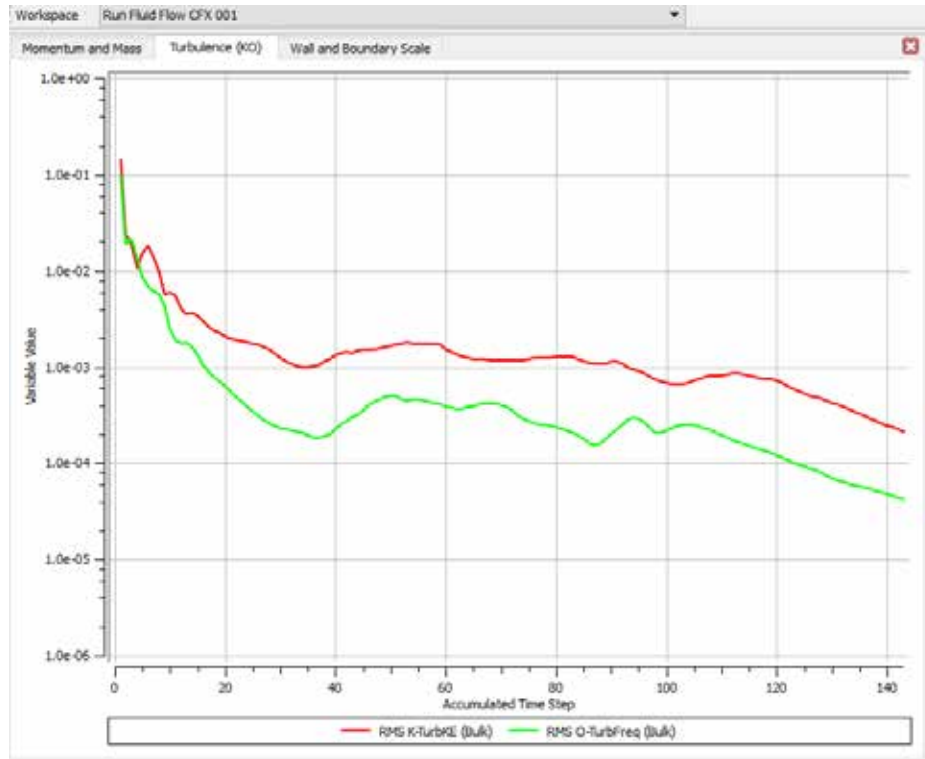


Figura 37 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia SST, para condiciones de borde de $Pe = 1$ atm y $\dot{Q} = 5,556$ (W/h).

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 38 se observa el valor de RMS de las ecuaciones de masa (Water liquid y Water vapour) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 142 iteraciones. La cual converge en una iteración menos que la anterior.

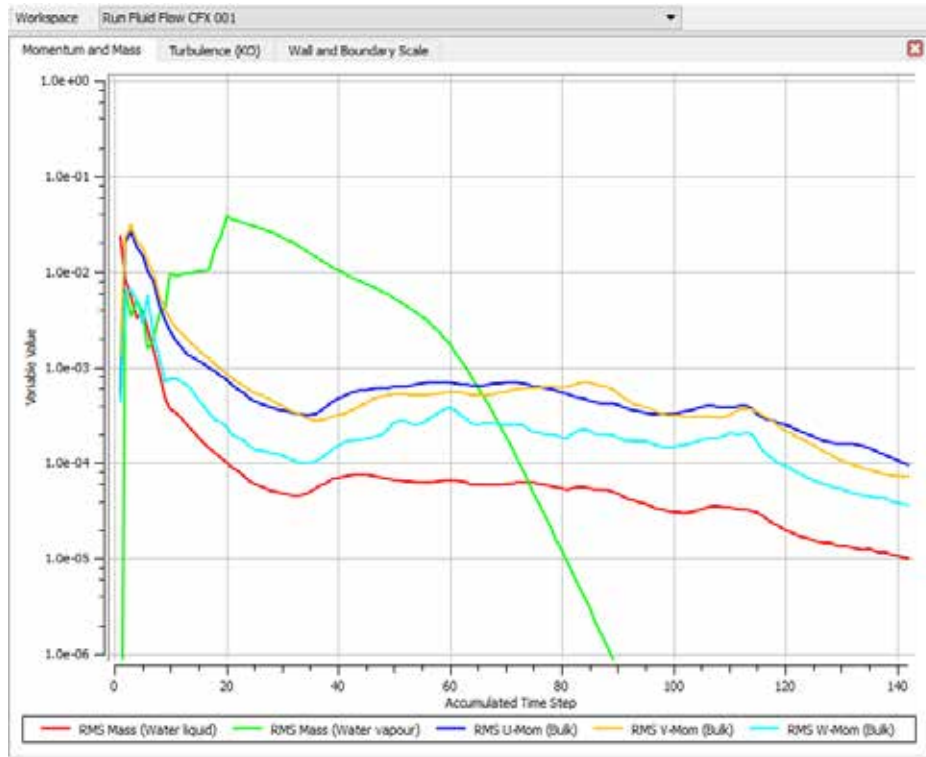


Figura 38 Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $P_e = 1 \text{ atm}$ y $\rho = 8,333 \text{ (} Q=30 \text{ m}^3 \text{/h)}$.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 39 se puede ver la convergencia de las ecuaciones de turbulencia al valor de RMS entre ρ y μ , alcanzada con 142 iteraciones.

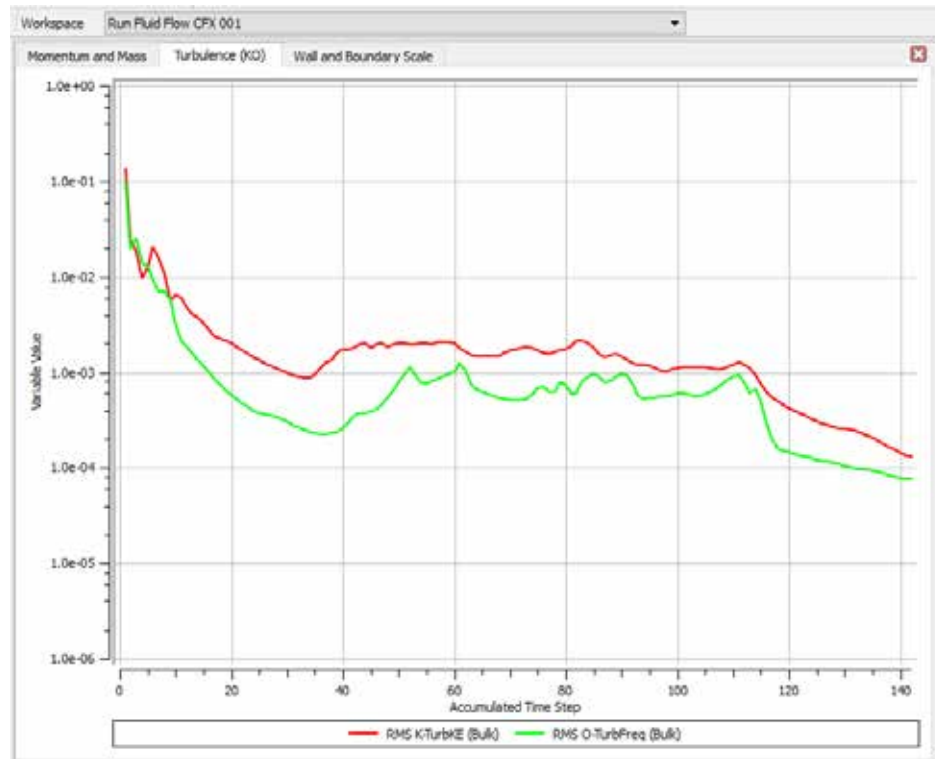


Figura 39 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia SST, para condiciones de borde de $Pe= 1 \text{ atm}$ y $\omega = 8,333 \text{ (Q=30 /h)}$.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 40 se observa el valor de RMS de las ecuaciones de masa (Water liquid y Water vapour) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 245 iteraciones. Aumentando en gran tamaño el número de iteraciones en las que converge a diferencia de la anterior que converge en 142 iteraciones.

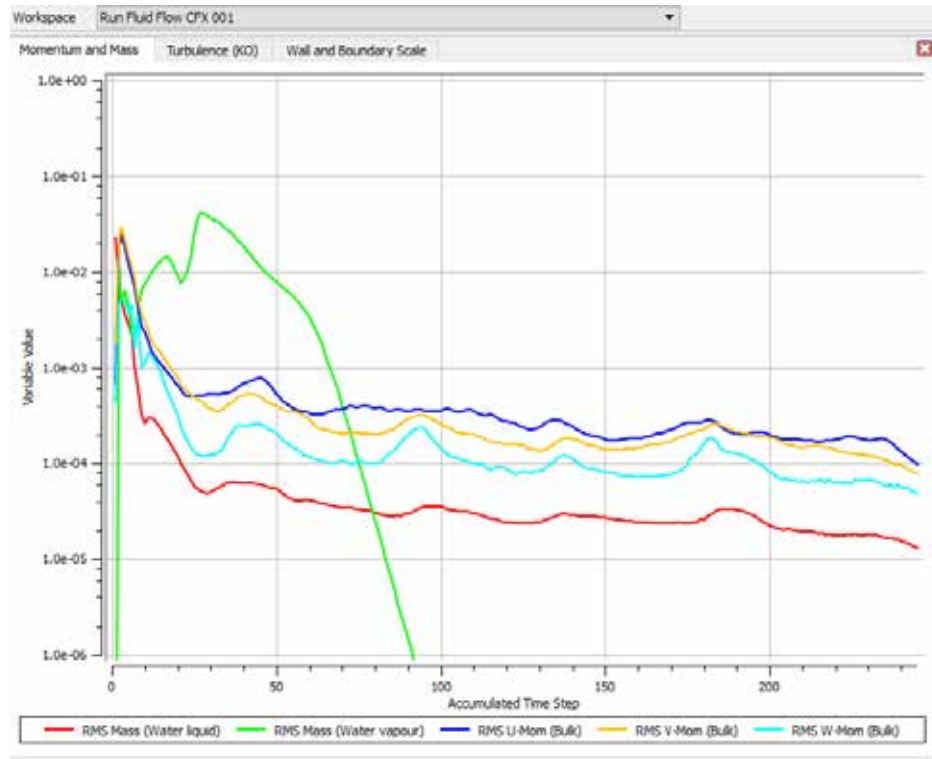


Figura 40 Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $Pe= 1 \text{ atm}$ y $\mu = 11,11 \text{ (Q=40 /h)}$.
Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 41 se puede ver la convergencia de las ecuaciones de turbulencia al valor de RMS entre μ y μ , alcanzada con 245 iteraciones.

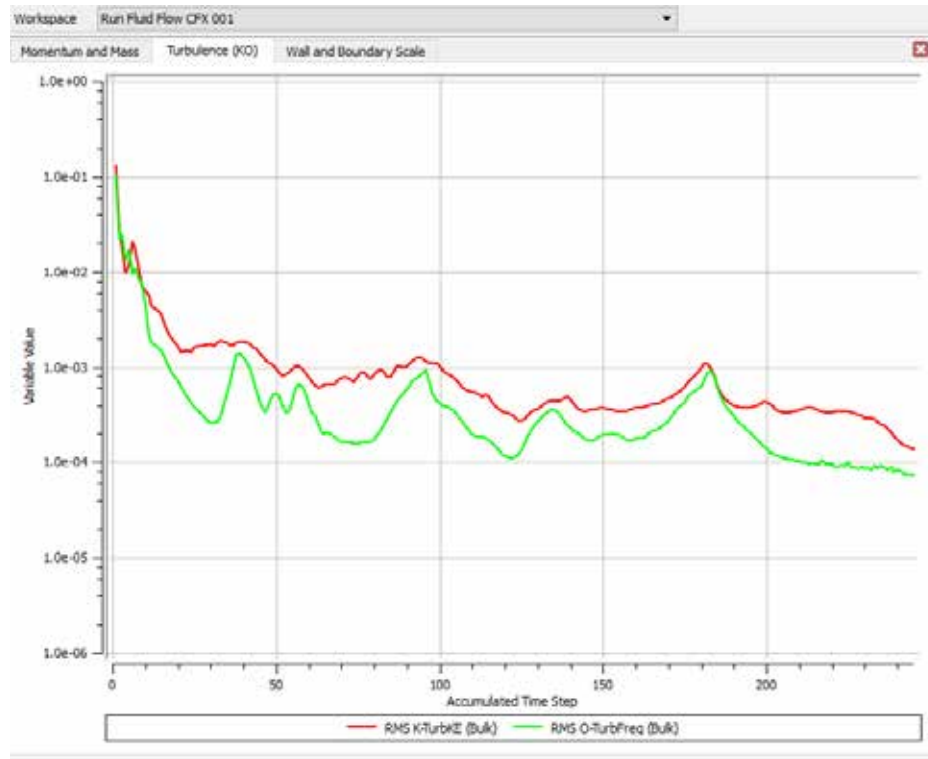
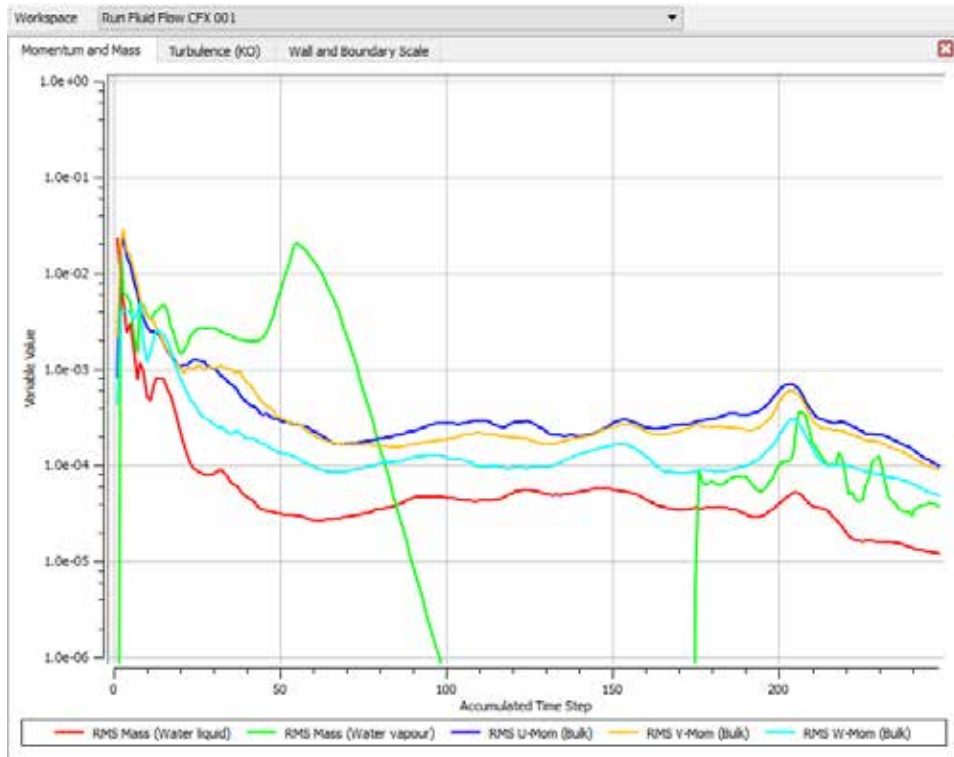


Figura 41 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia SST, para condiciones de borde de $Pe = 1 \text{ atm}$ y $Q = 11,11 \text{ (} Q = 40 \text{ /h)}$.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En la figura 42 se observa el valor de RMS de las ecuaciones de masa (Water liquid y Water vapour) y momento (U-Mom, V-Mom y W-Mom) alcanzan la convergencia a 248 iteraciones, aumentando un poco el número de iteraciones, pero no es tan grande el cambio de cuando se pasa un caudal de 30 a 40 /h.



**Figura 42 Convergencia de las ecuaciones de masa y momento (RMS), para condiciones de borde de $Pe = 1 \text{ atm}$ y $\dot{Q} = 13,889 \text{ (} \dot{Q} = 50 \text{ /h)}$.
Fuente: Granado, Giménez (2017).**

En la figura se puede ver la convergencia de las ecuaciones de turbulencia al valor de RMS entre 10^{-4} y 10^{-5} , alcanzada con 248 iteraciones, es decir, que esta simulación convergió más lento que utilizando un caudal de 40 /h , la cual convergió a 245 iteraciones. Estas ecuaciones no se evalúan bajo el mismo criterio de convergencia que las de masa y momento, ya que poseen modelos de transporte propios de la ecuación. Por lo tanto, el criterio de evaluación de la convergencia para el modelo de turbulencia, se basa en que a medida que el valor RMS de las ecuaciones se reduzca, el resultado será aún más preciso y se podrá considerar la convergencia de las soluciones de las ecuaciones de turbulencia. Este comportamiento se repite en todas las simulaciones realizadas en este trabajo.

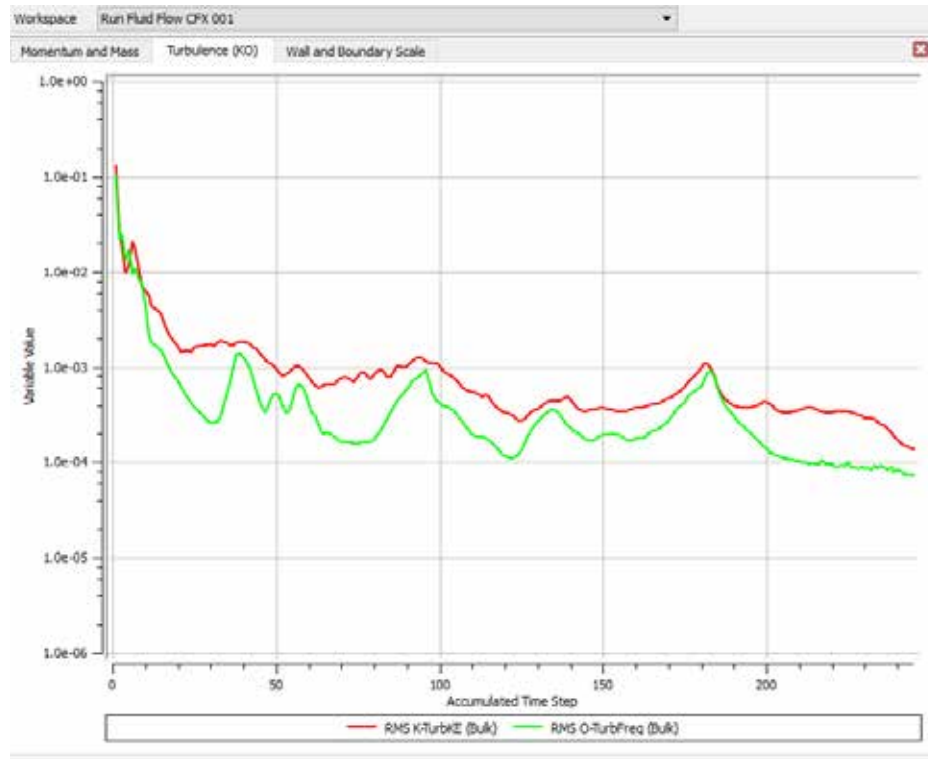


Figura 43 Convergencia de las ecuaciones de turbulencia SST, para condiciones de borde de $Pe = 1$ atm y $Q = 13,889$ (Q=50 /h).

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Se observa un comportamiento en los primeros aumentos de caudal la tendencia a converger por una diferencia no muy significativa, mientras que después de los 40 /h existe un gran aumento luego de ahí sigue subiendo, pero con una diferencia no significativa.

4.4.2 Visualización de los resultados

4.4.2.1 Campo de presión para las simulaciones de $Pe = 1$ atm y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h)

En las siguientes figuras, se muestran las presiones sobre el interior del dominio de la bomba para los caudales simulados.

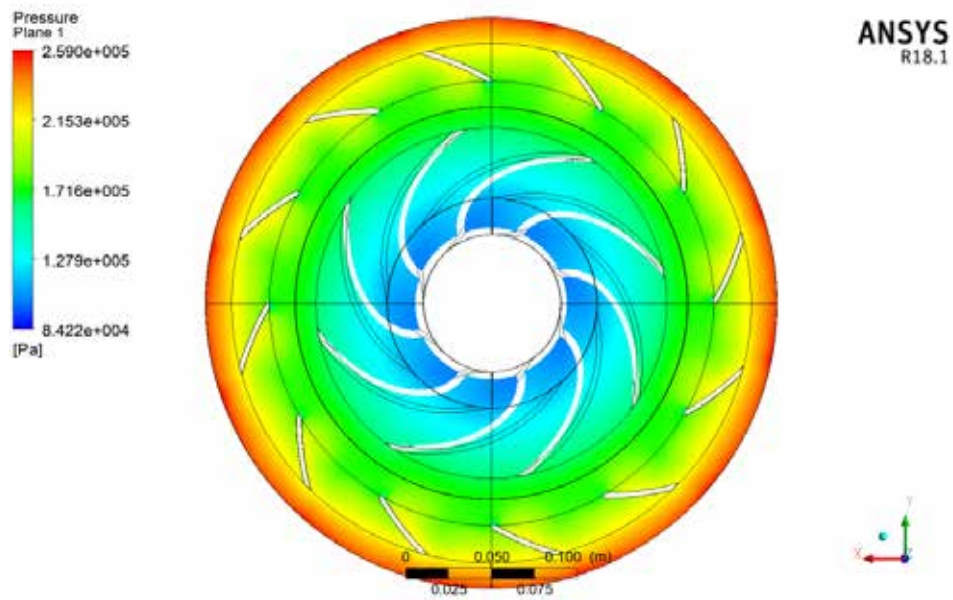


Figura 44 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

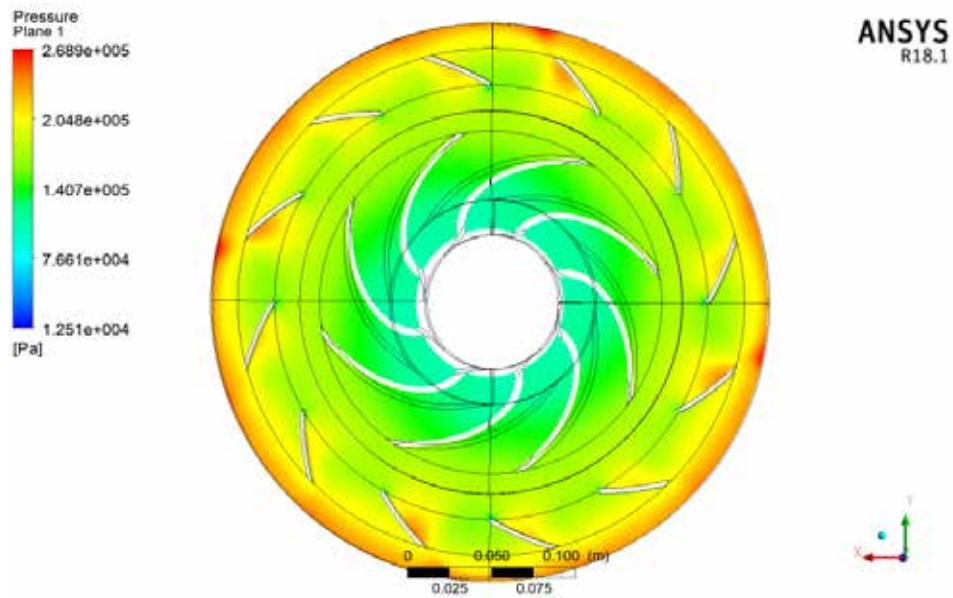


Figura 45 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

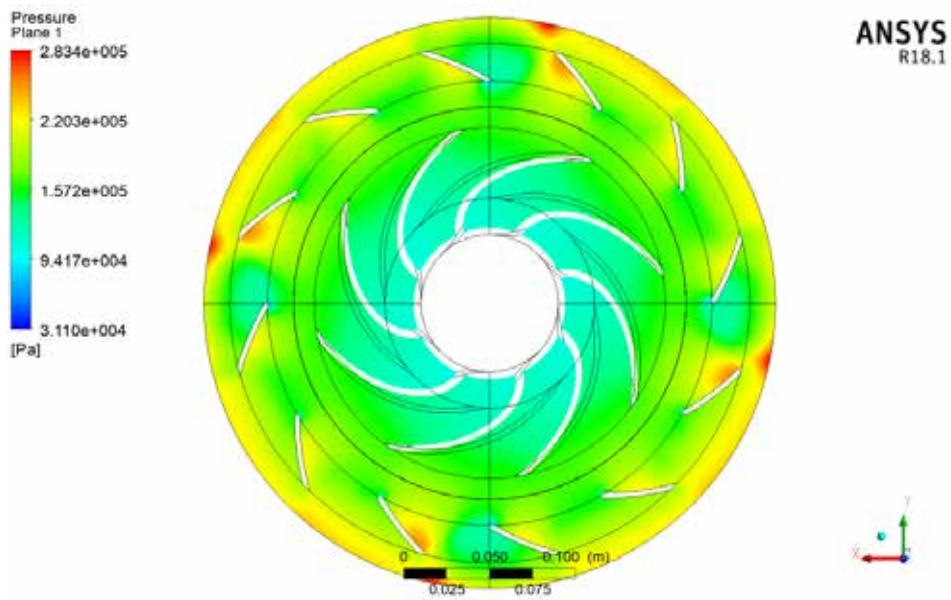


Figura 46 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

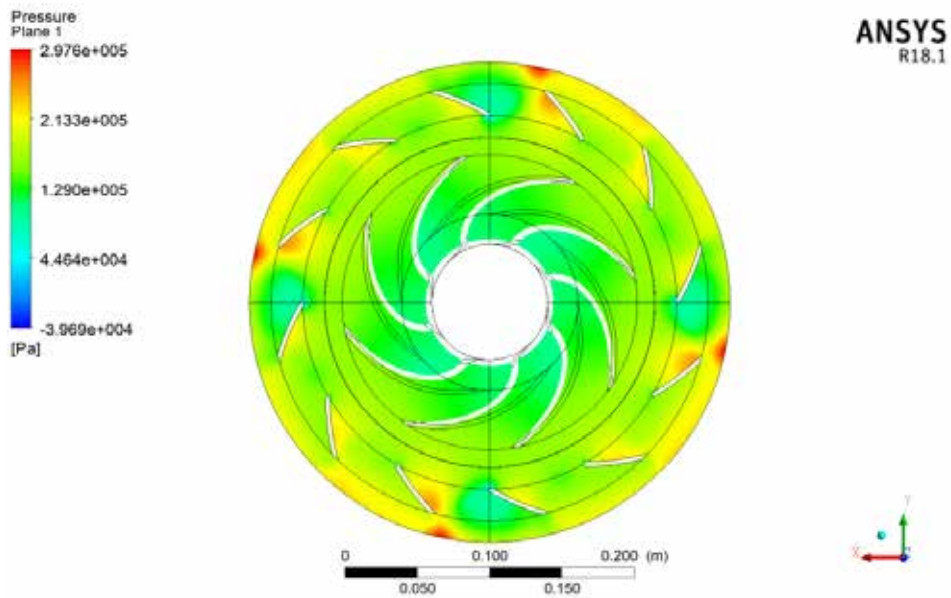


Figura 47 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

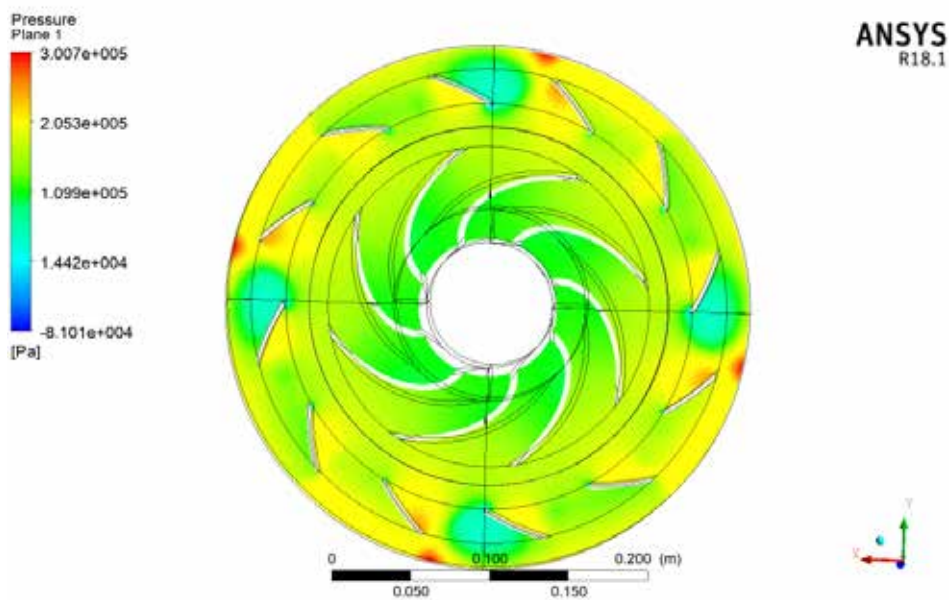


Figura 48 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En el intervalo de figuras de la 44 a la 48 muestran el campo de presión en el interior de la bomba centrífuga para los diferentes caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h) a la rotación de a 1150 rpm, los cuales se analizan para realizar un estudio cualitativo, que nos permite apreciar los diferentes cambios de presión ocurridos a medida que el fluido va atravesando la corona directriz y va aumentando el caudal.

Primeramente, se puede observar que los resultados concuerdan a lo establecido en la teoría de bombas centrífugas, porque se logra apreciar el aumento progresivo de la presión del fluido a medida que avanza por el rotor hacia la corona directriz, correspondiendo así al comportamiento de la bomba como una turbomáquina generadora, la cual transforma la energía mecánica de rotación en energía de presión al fluido.

Por otra parte, se puede observar que la corona se encarga de aumentar la presión generada por el rotor, ya que esta se encarga de convertir la energía cinética que se genera en energía de presión, aunque debido a la corona directriz existen unas

caídas de presión cercanas a los alabes por otra parte se pueden generar altas presiones en diferentes sectores de los alabes.

4.4.2.2 Campo de velocidad para las simulaciones de $P_e = 1$ atm y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h)

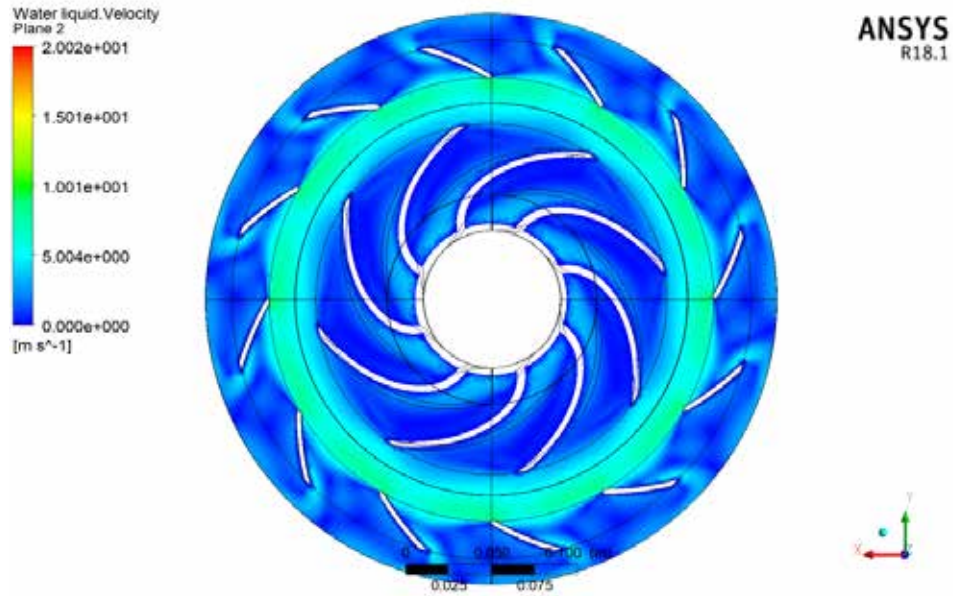


Figura 49 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrifuga con caudal 10 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

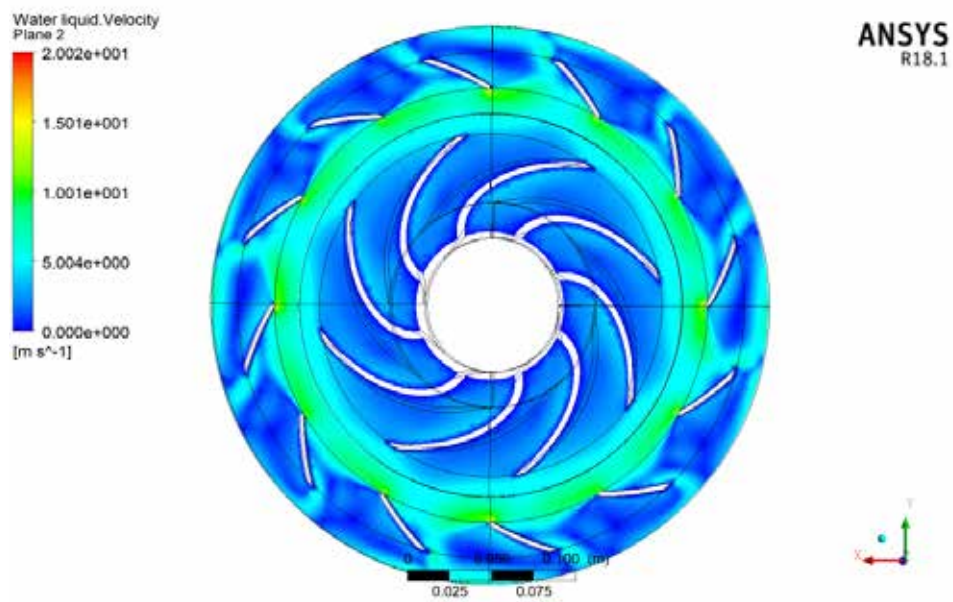


Figura 50 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

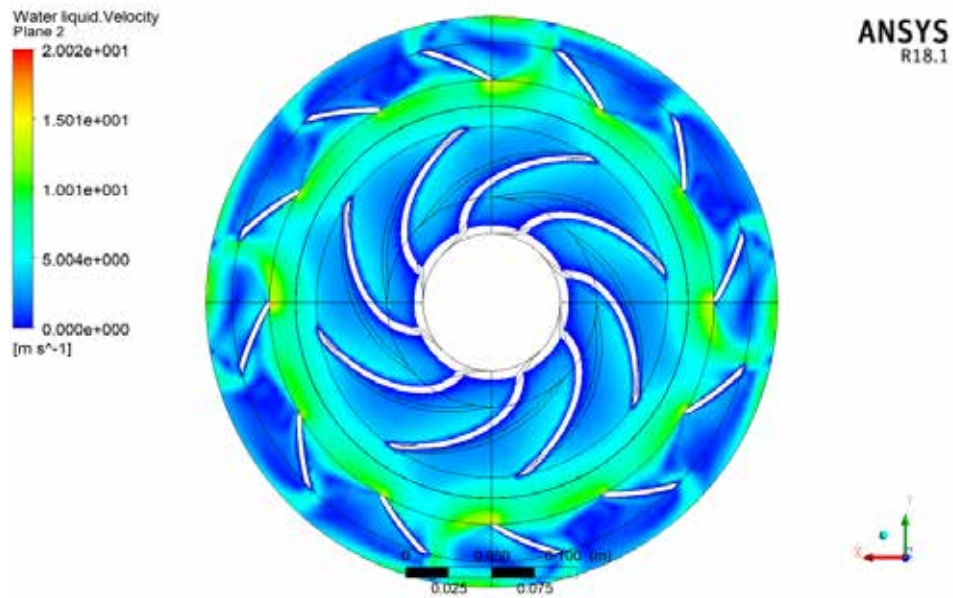


Figura 51 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

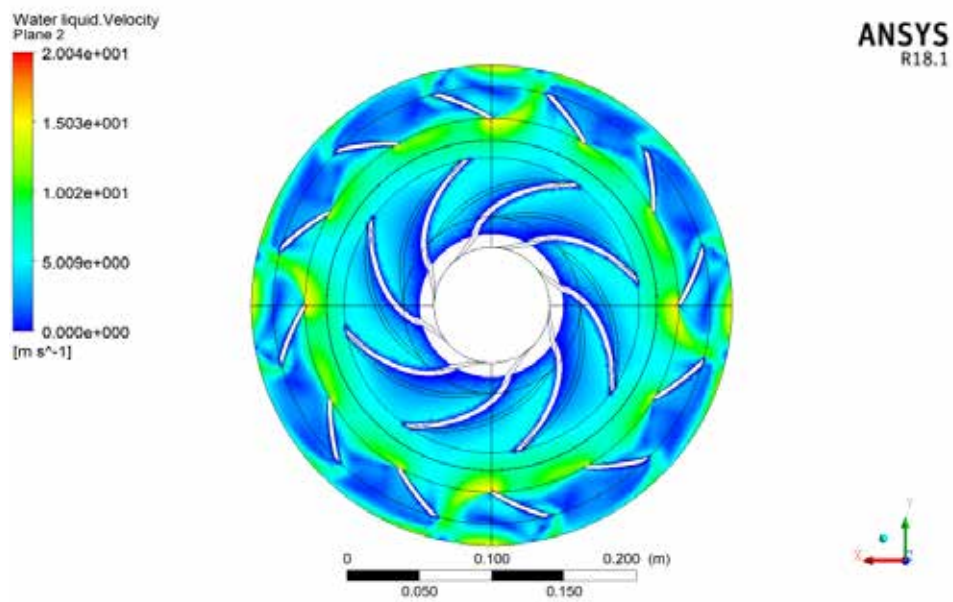


Figura 52 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

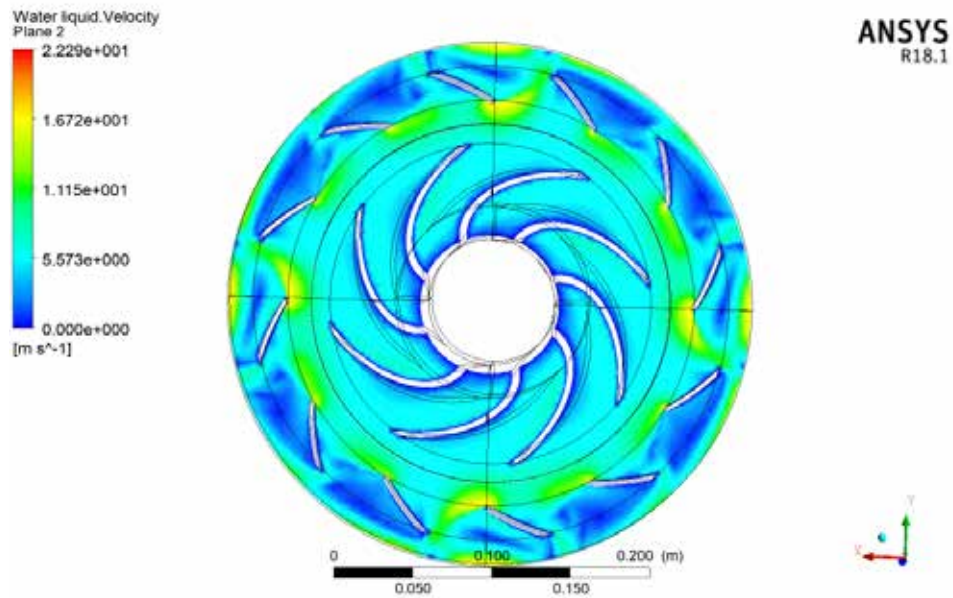


Figura 53 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @ 1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En las figuras comprendidas desde 49 a la 53 se está estudiando la velocidad del fluido en el interior de la bomba y el comportamiento que esta tiene al entrar en contacto con la corona directriz, la cual se encarga de convertir esa energía cinética ganada por el fluido al pasar por el rotor a energía de presión, disminuyendo así la velocidad de dicho fluido. Aunque no en todas las simulaciones se lleva a cabo esto, debido a que con el aumento de caudal y manteniendo una presión de entrada igual para las simulaciones, la velocidad no disminuye después de los 30 /h, sino que tiende a mantenerse constante, aumentar un poco o disminuir un poco. Por lo cual la presión es la que se ve obligada a perder energía. Se puede notar en cada una de las simulaciones que al ir aumentando el flujo másico la velocidad igual va aumentando.

4.4.2.3 Líneas de velocidad para las simulaciones de $Pe= 1 \text{ atm}$ y caudales

(10,20,30,40 y 50 /h)

En las siguientes figuras se muestran las líneas de velocidad que atraviesan el interior del dominio de la bomba para los caudales simulados.

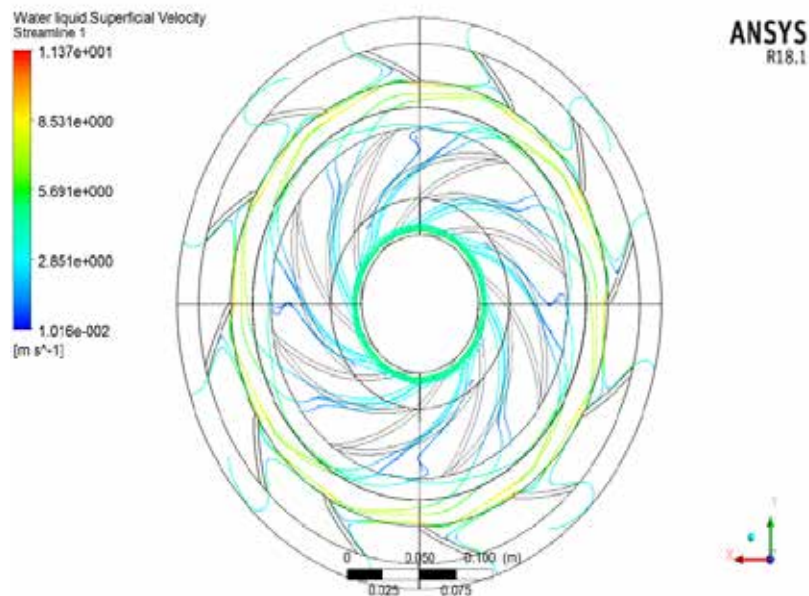


Figura 54 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

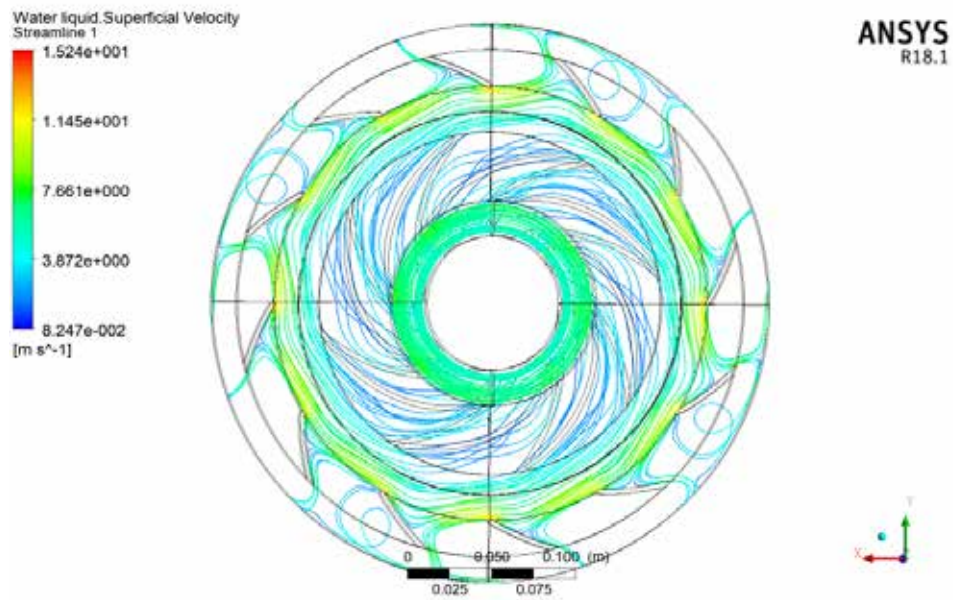


Figura 55 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 m³/h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

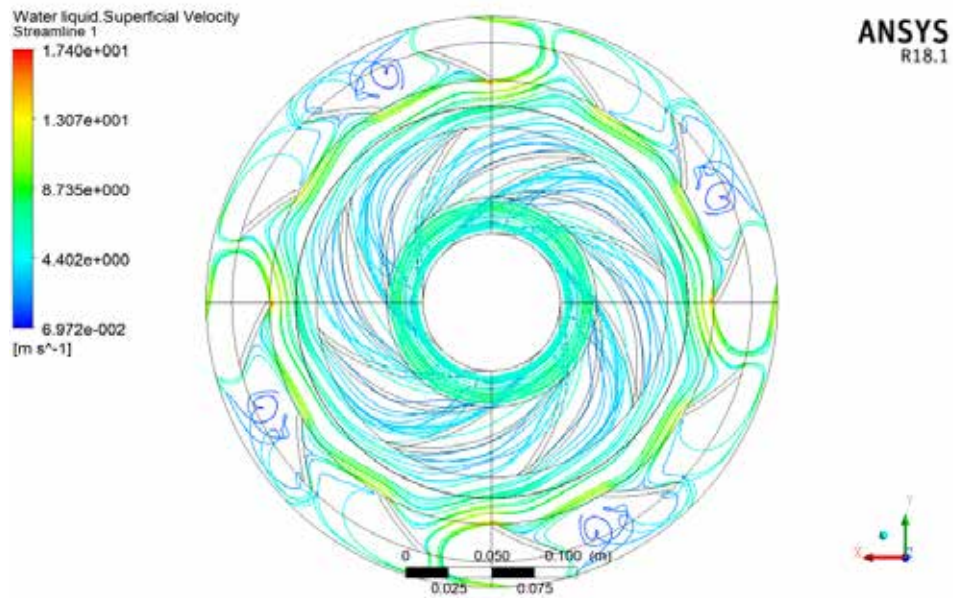


Figura 56 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 m³/h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

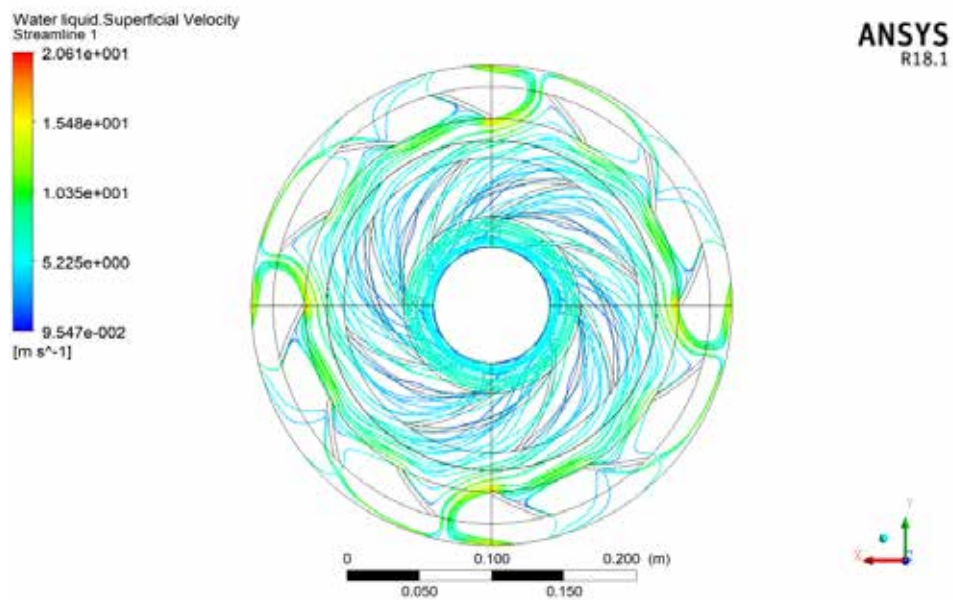


Figura 57 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 m³/h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

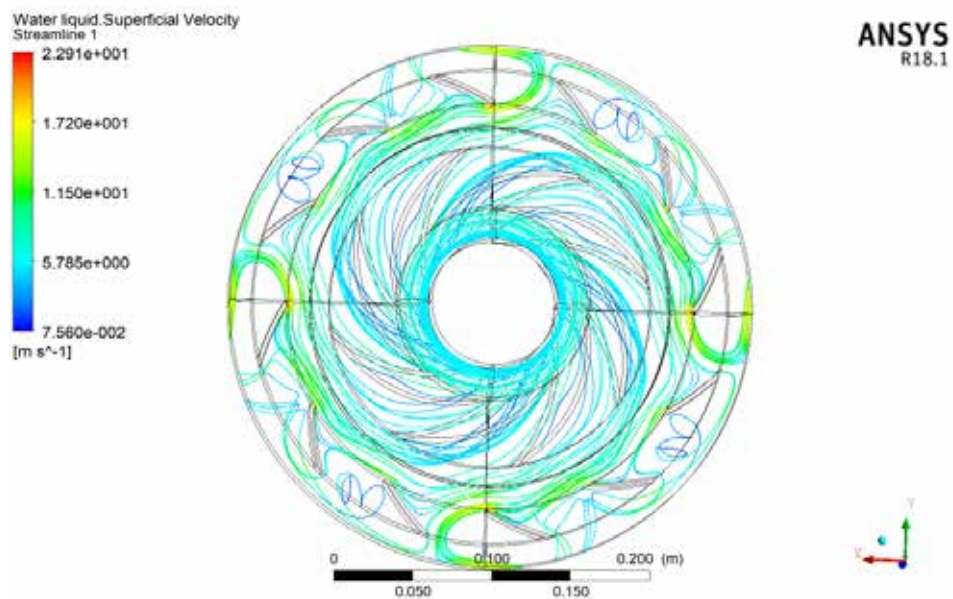


Figura 58 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 m³/h @1150 rpm y 1 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En el intervalo de figuras desde 54 a la 58 se muestra como el fluido pasa a través del interior de la bomba, partiendo de la entrada del impulsor hasta la salida de la corona para esta configuración de simulaciones, tenemos que a medida que se aumenta el caudal se van apreciando recirculaciones en la zona de la corona directriz, aunque para los valores de 20 y 40 /h se observa poca recirculación mientras que en la de 30 y 50 /h este fenómeno aparece con gran abundancia. En la de 10 /h no existe este fenómeno.

4.4.2.4 Campo de presión para las simulaciones de $Pe = -0,2$ atm y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h)

En las siguientes figuras se muestran las presiones sobre el interior del dominio de la bomba para los caudales simulados.

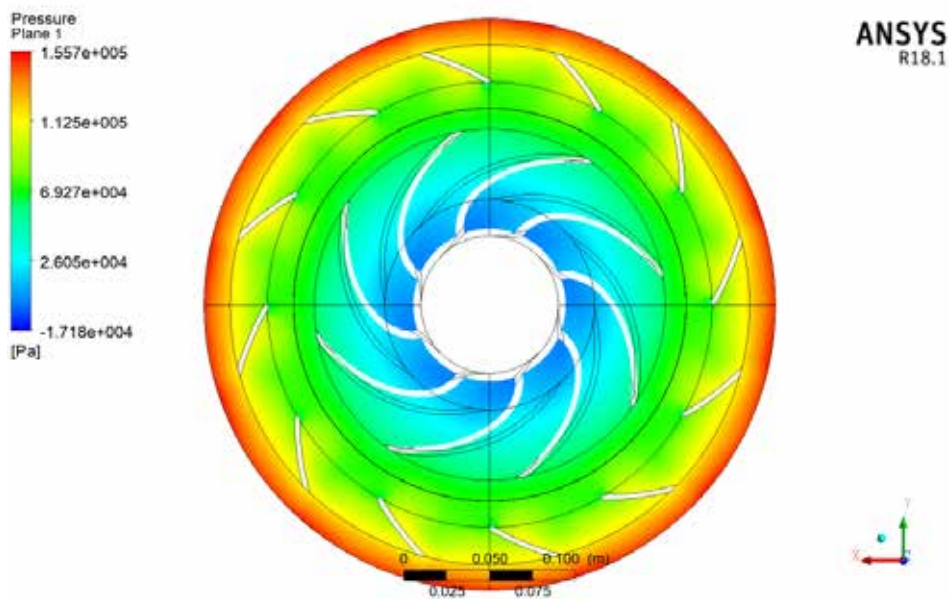


Figura 59 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 /h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

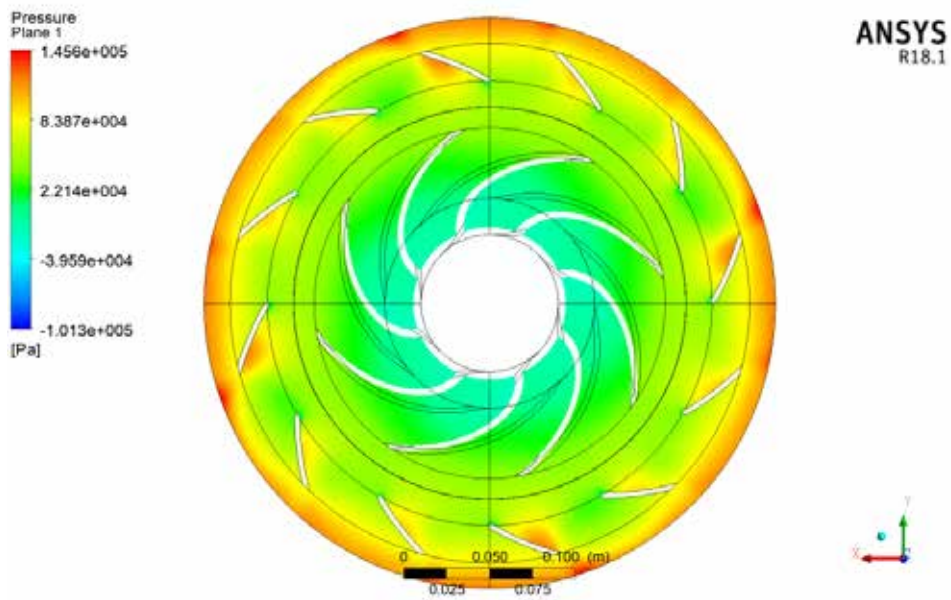


Figura 60 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 /h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

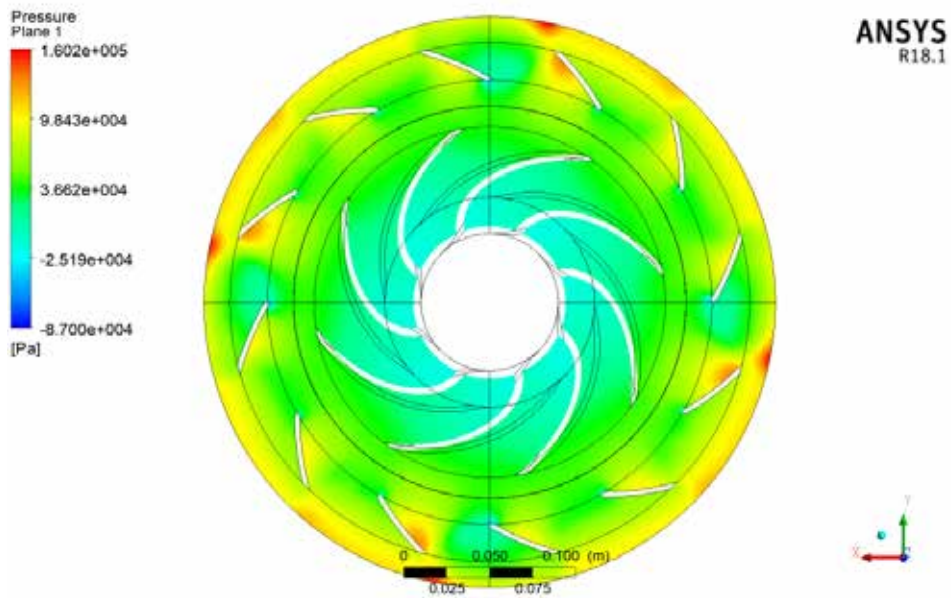


Figura 61 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

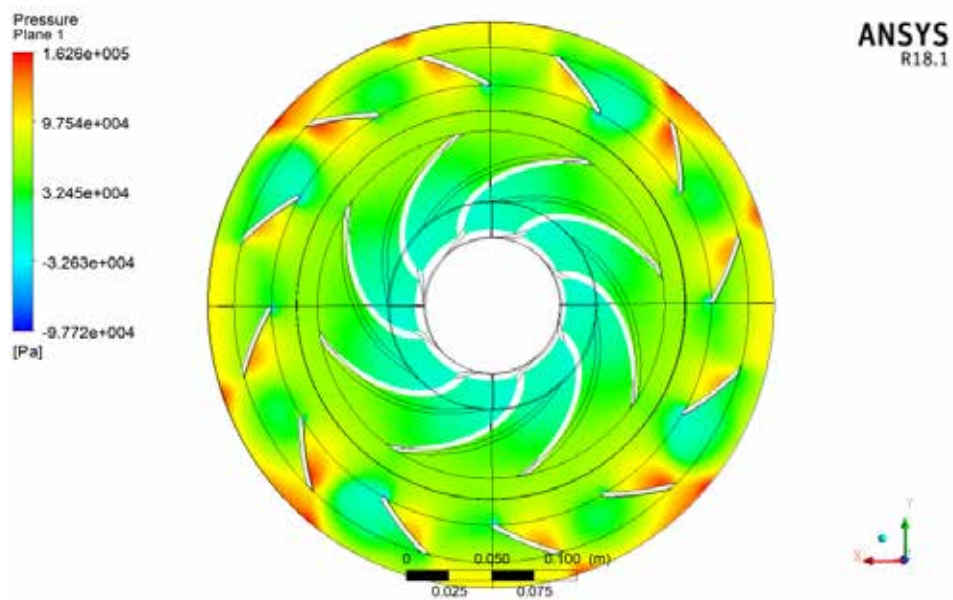


Figura 62 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

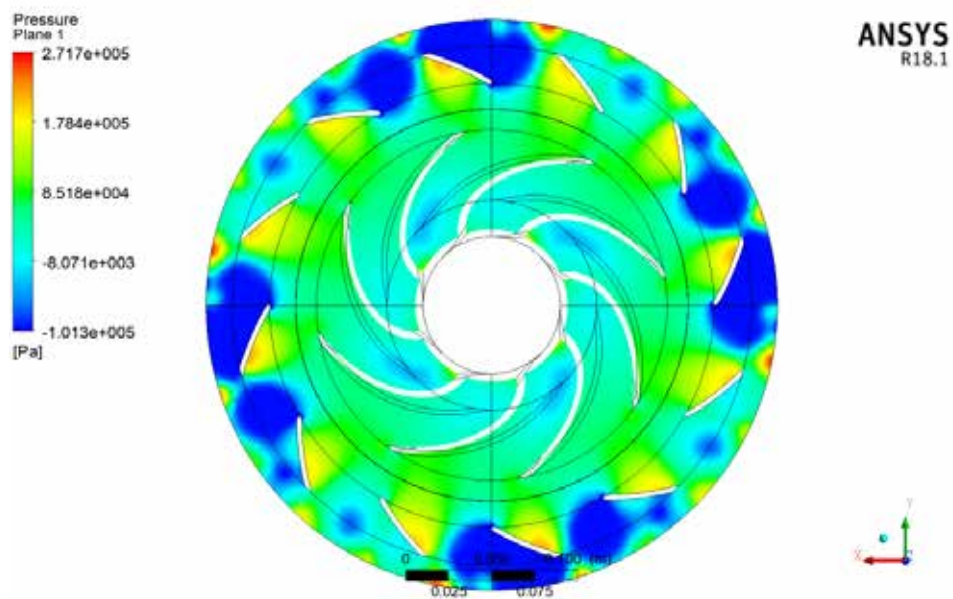


Figura 63 Campo de presión en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Las figuras comprendidas entre 59 y 63, muestran al igual que las del intervalo de figuras 44 y 48 el campo de presión en el interior de la bomba centrífuga para los diferentes caudales (10, 20, 30, 40 y 50 l/h) a la rotación de a 1150 rpm, pero esta vez a una presión de entrada de -0,2 atm. Al analizar lo sucedido en esta configuración, se puede decir que en las 4 primeras simulaciones los resultados son similares a los obtenidos a 1 atm la diferencia se encontró cuando usamos un caudal de 50 l/h ya que este nos arrojó un resultado donde en la corona existe una gran caída de presión la cual provoca el fenómeno de la cavitación como lo podemos ver en la figura 58, donde los fragmentos grises son las fracciones de vapor.

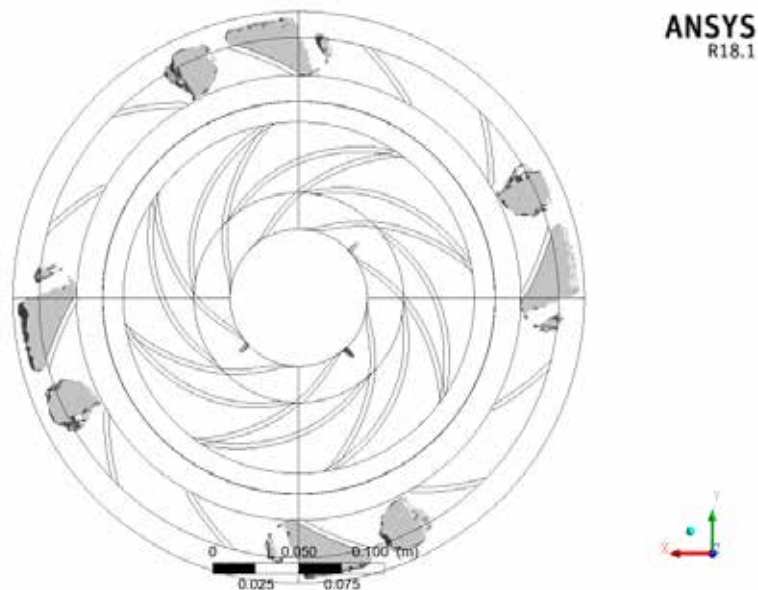


Figura 64 Fracción de volumen de vapor en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 l/h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.4.2.5 Campo de velocidad para las simulaciones de $P_e = -0,2$ atm y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 l/h)

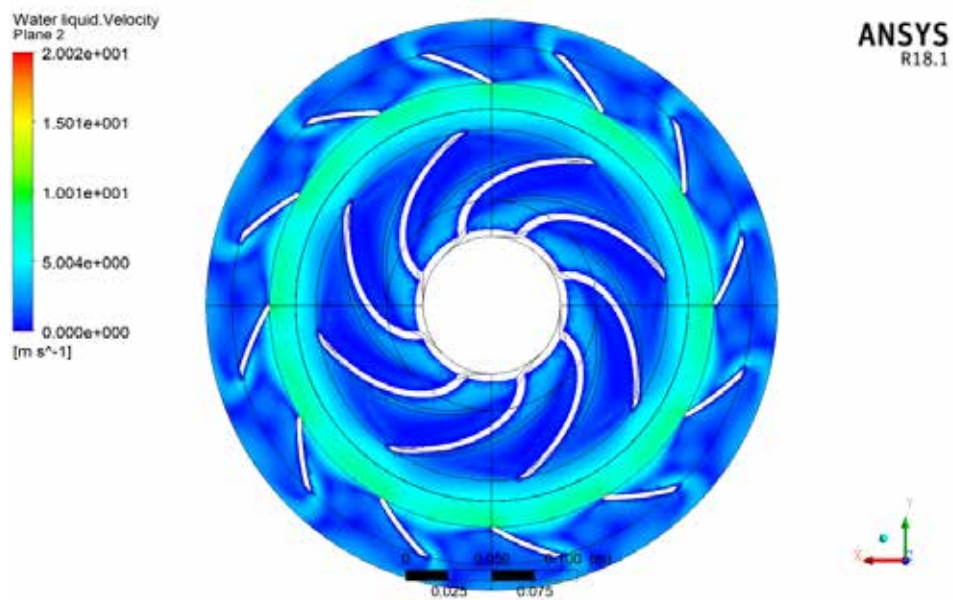


Figura 65 Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

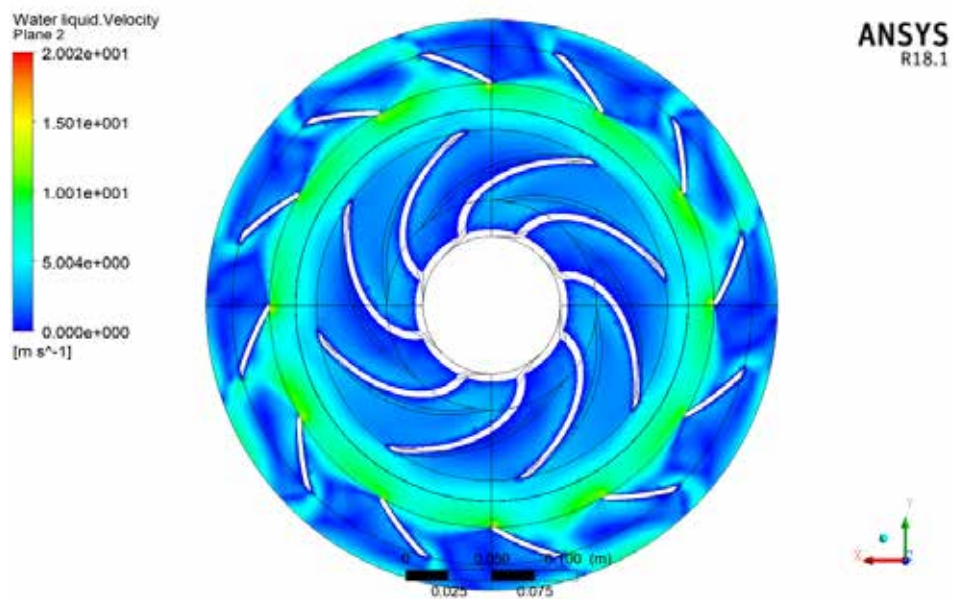


Figura 66 Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

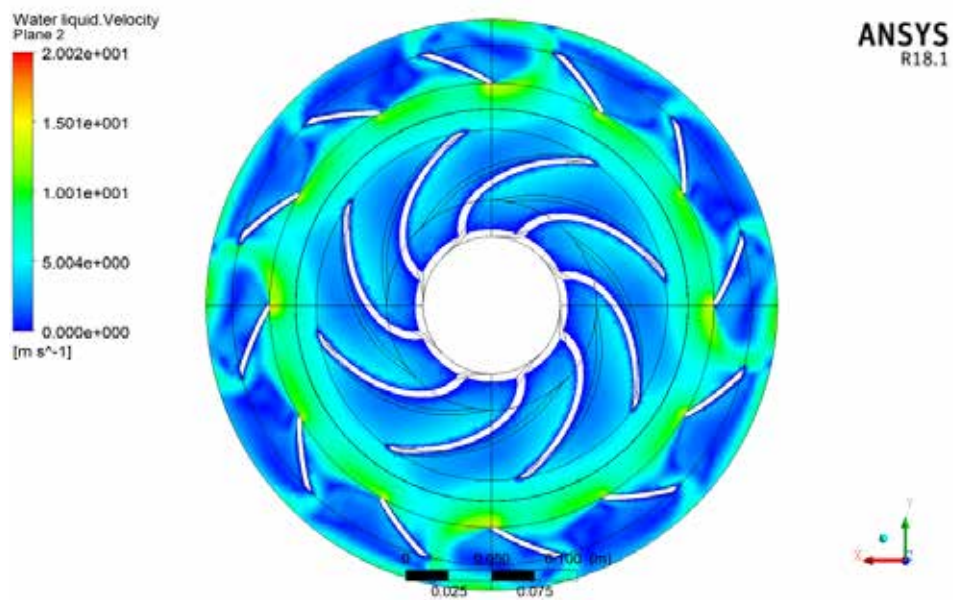


Figura 67 Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

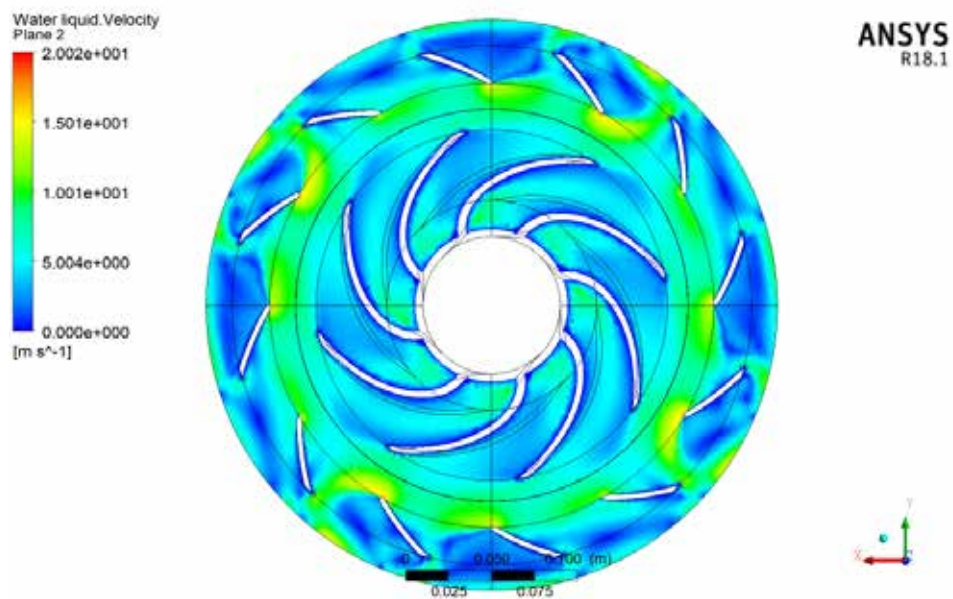


Figura 68 Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 m³/h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

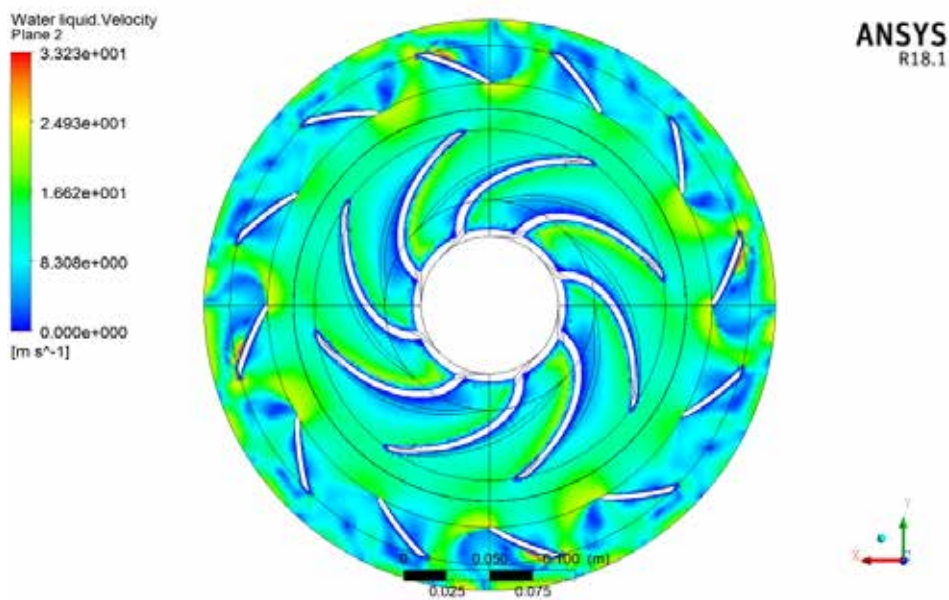


Figura 69 Campo de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @ 1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

Entre las figuras 65 a la 69 Se puede apreciar que el comportamiento del campo de velocidad tiende a ser igual que en el intervalo de figuras 49 a la 54 aunque estas sean a 1 atm, como en la presión la única que refleja con cambio en relación a los valores obtenidos para 1 atm es la de 50 /h, donde la disminución de la velocidad en la zona de la corona directriz no existe, más bien se puede observar un aumento de la velocidad.

4.4.2.6 Líneas de velocidad para las simulaciones de $P_e = -0,2$ atm y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h)

En las siguientes figuras se muestran las líneas de velocidad que atraviesan el interior del dominio de la bomba para los caudales simulados.

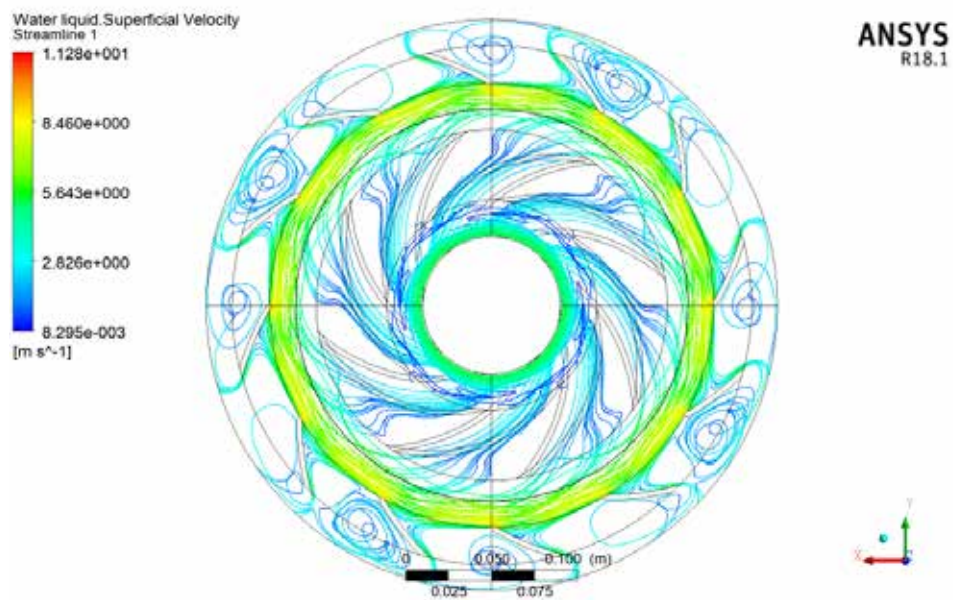


Figura 70 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 10 m³/h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

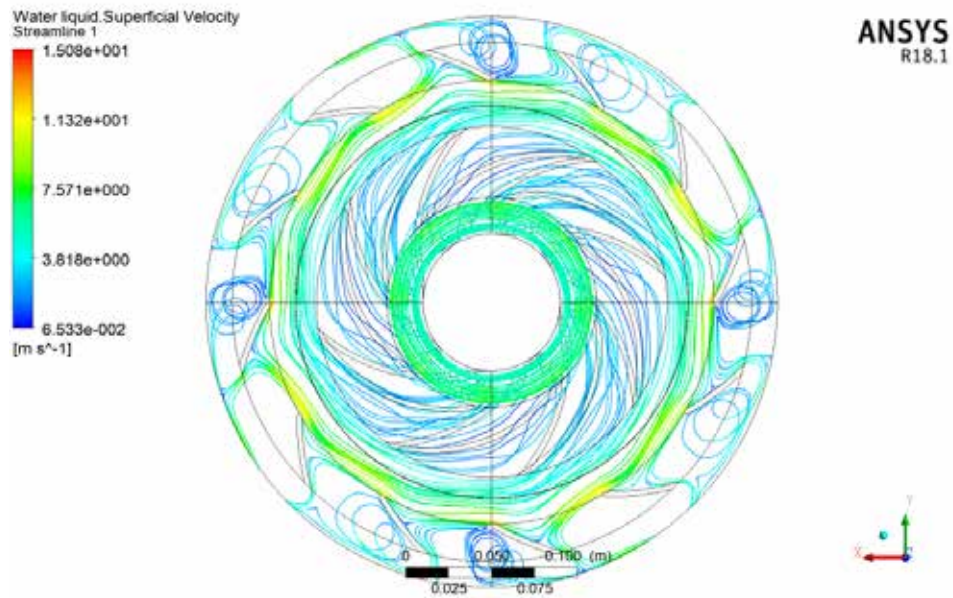


Figura 71 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 20 m³/h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

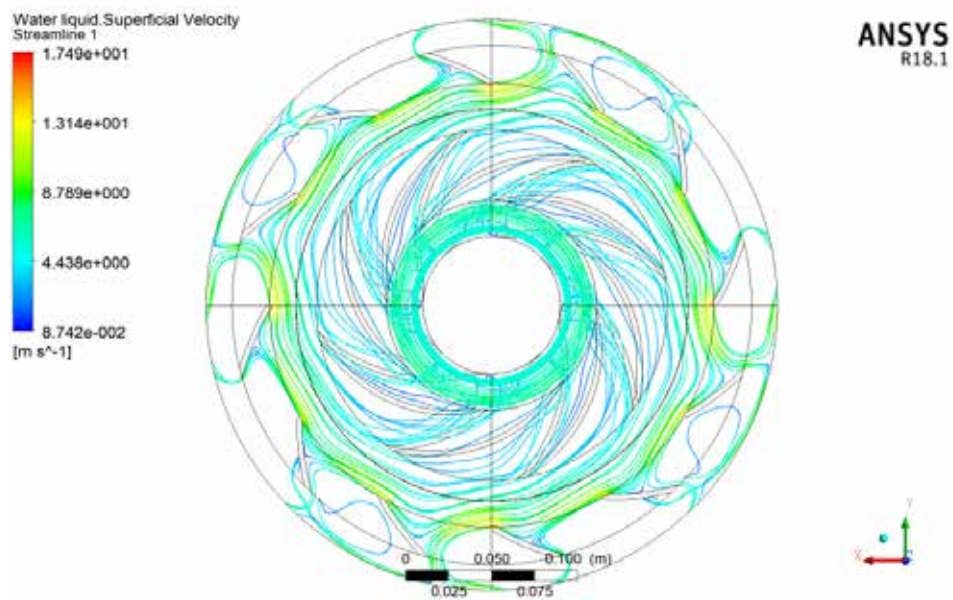


Figura 72 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 30 /h @1150 rpm y -0,2 atm.
 Fuente: Granado, Giménez (2017).

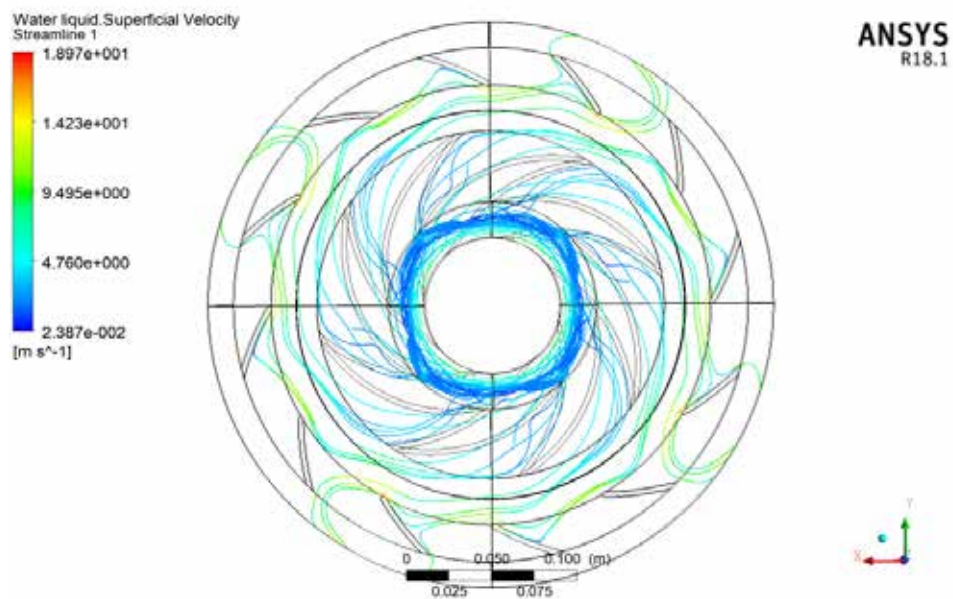


Figura 73 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 40 /h @1150 rpm y -0,2 atm.
 Fuente: Granado, Giménez (2017).

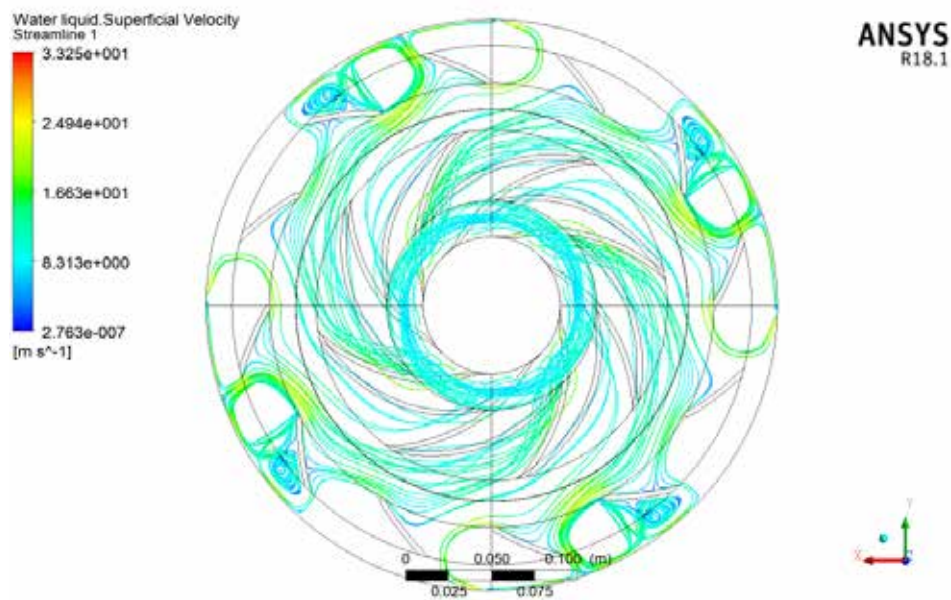


Figura 74 Líneas de velocidad en el interior de la primera etapa de la bomba centrífuga con caudal 50 /h @1150 rpm y -0,2 atm.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

En las figuras comprendidas desde 70 a la 74 se observa que no ocurre el fenómeno de recirculación como ocurre en la configuración de $Pe = 1 \text{ atm}$, aquí a un caudal de 10 y 20 /h es donde existe la mayor recirculación, mientras que en los caudales 30 y 40 /h se puede observar muy poca recirculación. En el de 50 /h existe una gran recirculación aparte de la cavitación debida a la caída de presión generada en esas zonas.

En la entrada de cada una de las simulaciones las líneas de velocidad no tienen una uniformidad captan como dispersas.

4.4.3 Obtención de la curva H vs Q

4.4.3.1 Para las simulaciones de $Pe= 1 \text{ atm}$ y caudales (10, 20, 30, 40 y 50 /h)

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas a la bomba centrífuga Imbil ITAP 65 330/2 a 1150 rpm, donde se aprecia el comportamiento característico de una bomba centrífuga, el cual es disminuir su disponibilidad en forma parabólica decreciente a medida que se aumenta el caudal en el campo de flujo de todo el dominio fluidizado. Seguidamente se muestra la curva

característica, disponibilidad en función del caudal (H vs Q), obtenida mediante el análisis numérico, junto con la curva proporcionada por el fabricante, para de esta forma resaltar el análisis comparativo entre ellas (ver figura 75).

| Caudal (/h) | Presión descarga(Pa) | Presión succión(Pa) | Vel salida (m/s) | Vel. Entrada (m/s) |
|-----------------|-------------------------|------------------------|------------------|-----------------------|
| 10 | 254.962 | 101.267 | 2,04254 | 5,05119 |
| 20 | 244.466 | 101.323 | 3,70744 | 6,26987 |
| 30 | 212.412 | 101.318 | 7,61688 | 6,50708 |
| 40 | 179.384 | 101.302 | 9,9744 | 6,82859 |
| 50 | 169.807 | 101.293 | 10.0304 | 7,00843 |

Tabla 3: Valores de presión a la succión, presión a la descarga y disponibilidad, para todos los puntos de la curva característica simulados.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

4.4.3.2 Para las simulaciones de $P_e = -0,2$ atm y caudales (10,20,30, 40 y 50 /h)

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas a la bomba centrífuga Imbil ITAP 65 330/2 a 1150 rpm, donde se aprecia el comportamiento característico de una bomba centrífuga, el cual es disminuir su disponibilidad en forma parabólica decreciente a medida que se aumenta el caudal en el campo de flujo de todo el dominio fluidizado. Seguidamente se muestra la curva característica, disponibilidad en función del caudal (H vs Q), obtenida mediante el análisis numérico, junto con la curva proporcionada por el fabricante, para de esta forma resaltar el análisis comparativo entre ellas (ver figura 75).

| Caudal (/h) | Presión descarga(Pa) | Presión succión(Pa) | Vel salida (m/s) | Vel. Entrada (m/s) |
|-----------------|-------------------------|------------------------|---------------------|-----------------------|
| 10 | 152.030 | -62,1684 | 2,65207 | 5,0519 |
| 20 | 114.121 | -20.266,8 | 4,96013 | 6,3349 |
| 30 | 90.593,5 | -20.276,7 | 7,7344 | 6,66734 |
| 40 | 83.651 | -20.850,4 | 9,51191 | 8,94843 |
| 50 | -27.239,7 | -27.239,7 | 17,9732 | 16,3409 |

Tabla 4: Valores de presión a la succión, presión a la descarga y disponibilidad, para todos los puntos de la curva característica simulados.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

————— (Ec. 46)

Con la ecuación 46 se procede a calcular la disponibilidad teórica de la bomba centrífuga, para seguidamente graficarla en función al caudal y obtener su respectiva curva característica.

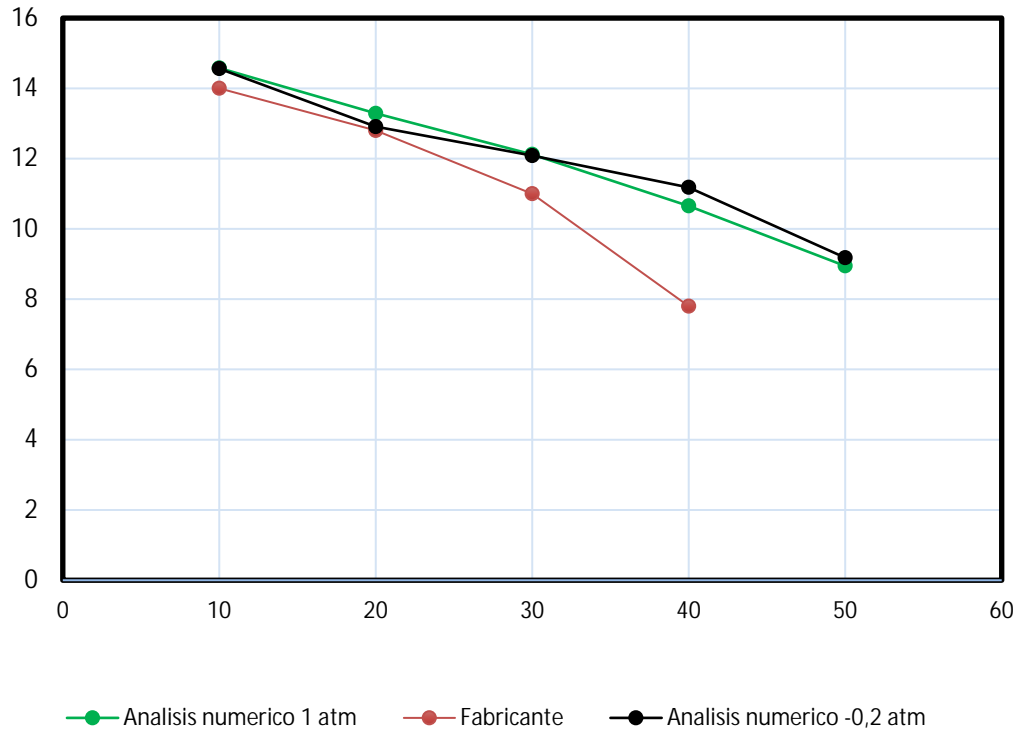


Figura 75 Grafica H vs Q de la bomba centrifuga IMBIL ITAP 65-330/2 (fabricante y análisis numérico).

Fuente: *Granado, Giménez (2017)*.

En la figura 75 se puede observar como la curva generada por la simulación a 1 atm y la simulación a -0,2 atm tienen un comportamiento muy similar, por otra parte, la del fabricante después de los 20 /h empieza a comportarse diferente a las curvas anteriores. Esto se debe a que la curva del fabricante está elaborada con un coeficiente de deslizamiento y las pérdidas de carga, estas pérdidas están relacionadas con los efectos debido al rozamiento del líquido y otros efectos producto de los componentes de choque.

| Dimensiones | Impulsor | Corona Directriz |
|----------------------------------|-----------------|-------------------------|
| Diámetro interno | 80 mm | 258,6 mm |
| Diámetro externo | 204,2 mm | 302,2 mm |
| Altura de los alabe a la entrada | 20 mm | 15 mm |
| Altura de los alabes a la salida | 12 mm | 15 mm |
| Espesor de los alabes | 3 mm | 3 mm |
| Numero de alabes | 8 | 12 |

Tabla 5: Dimensiones del diseño de la geometría en estudio.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó el análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado Impulsor-corona directriz en el interior de la primera etapa de una bomba centrífuga IMBIL ITAP 65-330/2 a 1150 rpm considerando agua y la posible presencia de vapor de agua, por medio de la aplicación de las ecuaciones de gobierno de masa, momento, el modelo matemático de turbulencia SST y el modelo de cavitación Rayleigh Plesset, en el campo de flujo, gracias a una discretización espacial del dominio (mallado), respetando los criterios estadísticos de calidad con un valor alejado del rango pero no por mucha diferencia, seleccionando las condiciones de borde más adecuadas gracias a las sugerencias del Ansys para la realización de “the best practice”(Las mejores practicas), las cuales son: presión en la succión como condición de borde de entrada y flujo másico en la descarga como condición de borde en la salida; todo esto para que el comportamiento del fluido se aproxime realmente a la realidad física que ocurre en la turbomáquina lo que ayudo a obtener unos resultados parecidos a los reales. Se realizaron dos tipos de configuraciones para la simulación la primera con la entrada de presión a 1 atm y caudales de 10, 20, 30, 40 y 50 /h; y en la segunda -0,2 atm y la misma cantidad de caudales mencionados anteriormente.

Se logró alcanzar la convergencia de las ecuaciones de gobierno y el modelo matemático de turbulencia SST, para todos los flujos másicos establecidos como condición de borde considerando el modelo matemático de la cavitación Rayleigh

Plesset. Dicho modelo necesita de un alto número de iteraciones para lograr la convergencia con caudales mayores o iguales a 40 /h, también se pudo comprobar la existencia de burbujas de vapor en la zona de los alabes de la corona directriz pero este fenómeno ocurrió solo en una de las simulaciones que fue la de $P_e = -0,2$ atm y $Q = 50$ /h, mientras que en las demás no llegó a ocurrir.

Durante el análisis numérico al dominio fluidizado de la bomba centrífuga se obtuvieron resultados esperados orientados al comportamiento de la curva característica disponibilidad en función del caudal (H vs Q) este resultado se pudo validar comparándolo con la curva característica sugerida por el fabricante con la diferencia en que ellos toman en cuenta el coeficiente de deslizamiento y restan las pérdidas de carga originadas por los efectos de rozamiento y choque. Cabe destacar que la curva característica obtenida mediante la simulación es una curva teórica por eso la diferencia entre las tendencias de la curva del fabricante vs la del análisis numérico. Aparte la curva poseía una pendiente negativa lo que corresponde al comportamiento de las bombas centrífugas de alabes curvados hacia atrás.

Los resultados se adquirieron en forma de gráficos, figuras, tablas y videos de las variables y parámetros que describen el fenómeno, algunos de ellos tenemos: Planos de presión en el medio de la geometría para observar los valores de presión desde la entrada del impulsor hasta la salida de la corona, planos de velocidad donde apreciar el aumento o disminución de la velocidad debido a la corona directriz, líneas de velocidad que indican si el fluido atraviesa todo el dominio o para percibir las zonas donde exista recirculación y por último se generó una figura tridimensional para observar la presencia de burbujas de vapor y su fracción de volumen presentes en el dominio.

La utilización de una herramienta como Ansys CFX es adecuada para realizar los análisis numéricos por método de volúmenes finitos, ya que los resultados se adaptan a la realidad física del funcionamiento del flujo de una bomba centrífuga. Permitiendo afinar el diseño del impulsor y la corona directriz, de una bomba centrífuga, sin recurrir a la necesidad de construir bancos de ensayos, ya que al ser una

herramienta computacional se puede lograr controlar o disminuir los fenómenos físicos que se encuentran presentes en el campo de flujo, como zonas propensas a recibir daños por cavitación clásica o por recirculación, otra ventaja de esta herramienta es que resulta menos engorroso el desarrollar un análisis mediante esta herramienta que hacerlo manualmente.

RECOMENDACIONES

Obtener conocimiento en Ansys CFX.

Configurar correctamente la geometría a estudiar.

Destinar el tiempo adecuado para la realización de las diferentes simulaciones.

Ampliar el estudio para el análisis numérico de flujo no isotérmico y así verificar la influencia de la transferencia de calor sobre los resultados arrojados.

Incluir en el pensum de Ingeniería Mecánica de la Universidad José Antonio Páez una materia enfocada a estudio de la dinámica de fluidos computacional para relacionar a los estudiantes con esta rama de la física y ampliar los estudios en turbomáquinas

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Amaral, G (2007). Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos. Universidad de Buenos Aires, Argentina.
- Ansys. Ansys CFX Theory Guide <http://www.kxcad.net/> Consultado el: 04 oct. 2017.
- Imbil Catálogo de Productos ITAP http://www.imbil.com.br/Imbil/upload/produto/Portugues/ITAP_web.pdf Consultado el: 12 jul 2017.
- Paternost, G. M. (2013) Estudio experimental sobre bomba centrífuga operando com fluido viscoso e escoamento bifásico gás-líquido Trabajo de grado, Universidad Estadual de Campinas.Brazil.
- R. Ballesteros y otros. (2003). Técnicas numéricas en mecánica de fluidos. Oviedo, España.
- Segala, W. (2010) Simulação Numérica do Escoamento Monofásico no Primeiro Estágio de uma Bomba Centrífuga de Duplo Estágio. Universidad Tecnológica Federal de Paraná, Curitiba.
- Sirino, T. (2013) Estudo Numérico da Influência da Viscosidade no Desempenho de uma Bomba Centrífuga Submersa. Universidad Tecnológica Federal de Paraná, Brazil.
- Y. Cengel y J. Cimbala. (2006). Mecánica de Fluidos. (3ra Edición). Editorial Mc. Graw-Hill.

APÉNDICE

A continuación, se muestran los resultados que no se mostraron en el capítulo IV por su gran cantidad, pero que igualmente forman parte de los resultados alcanzados durante este trabajo de grado. Se muestran las curvas de convergencia de los resultados del valor del error RMS de las ecuaciones de gobierno y Turbulencia, para diferentes caudales simulados.

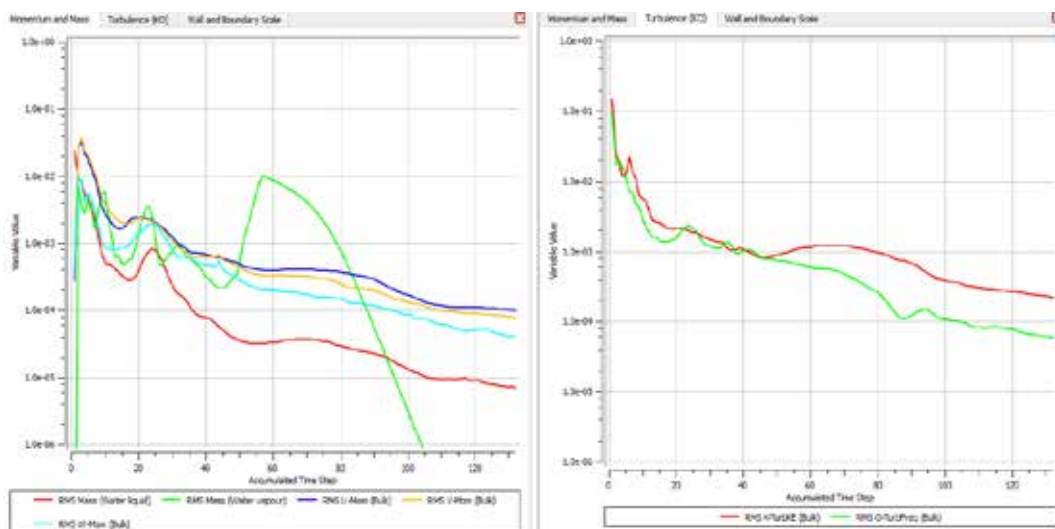


Figura 76 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para $Q=10$ /h.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

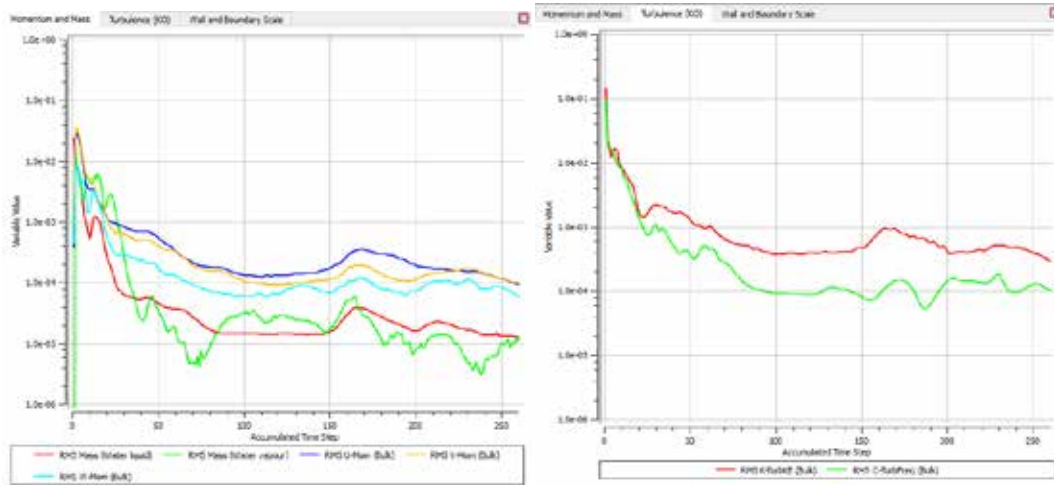


Figura 77 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para $Q=20$ /h.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

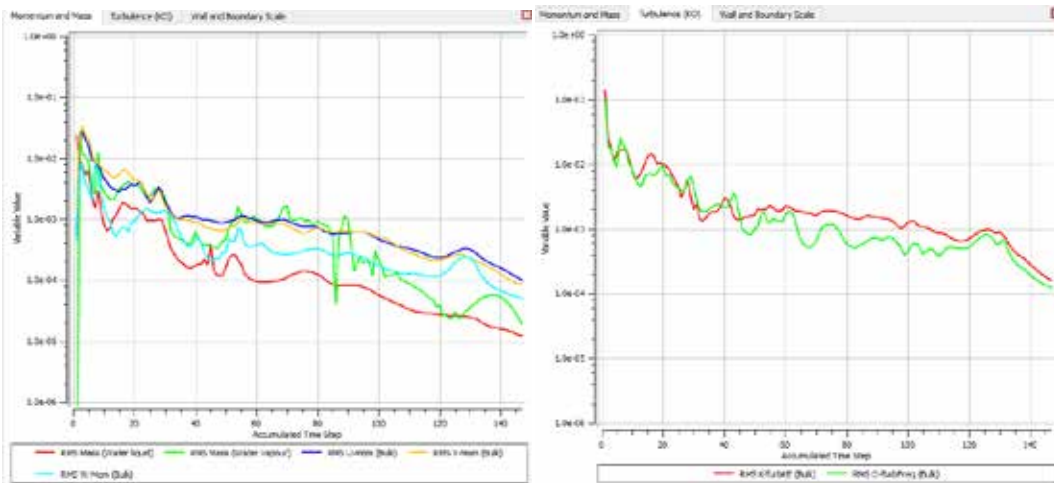


Figura 78 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para $Q=30$ /h.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

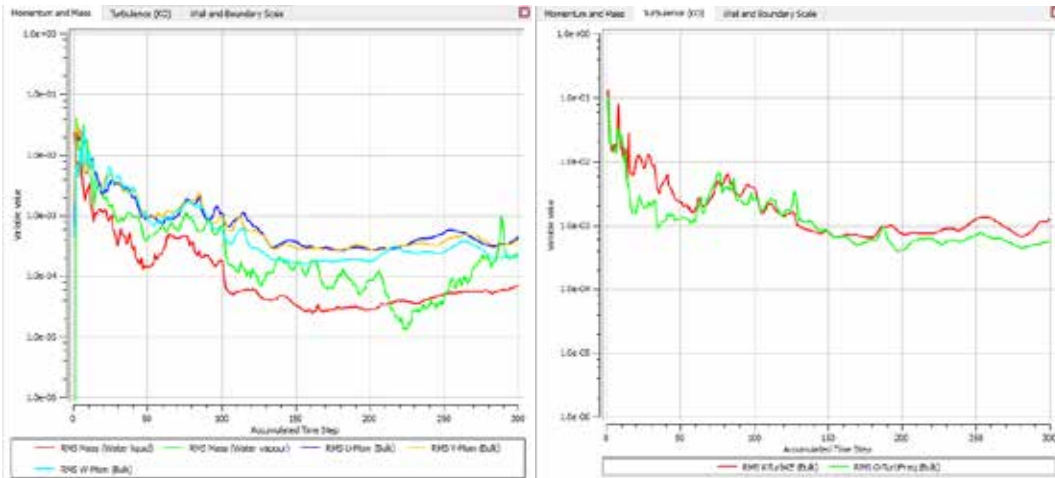


Figura 79 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para $Q=40$ /h.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

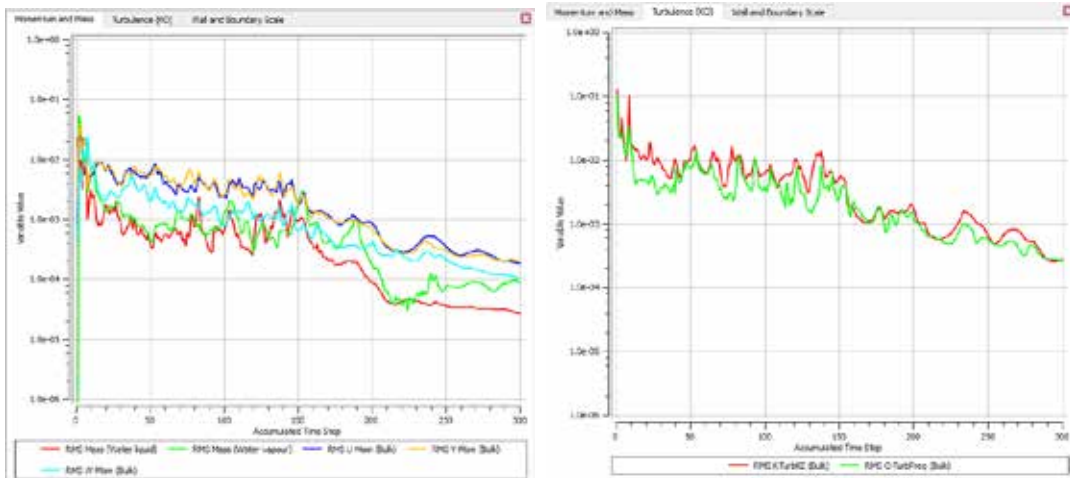


Figura 80 Convergencia de las ecuaciones de gobierno y turbulencia; (a) ecuaciones de masa y momento, (b) turbulencia para $Q= 50$ /h.

Fuente: Granado, Giménez (2017).

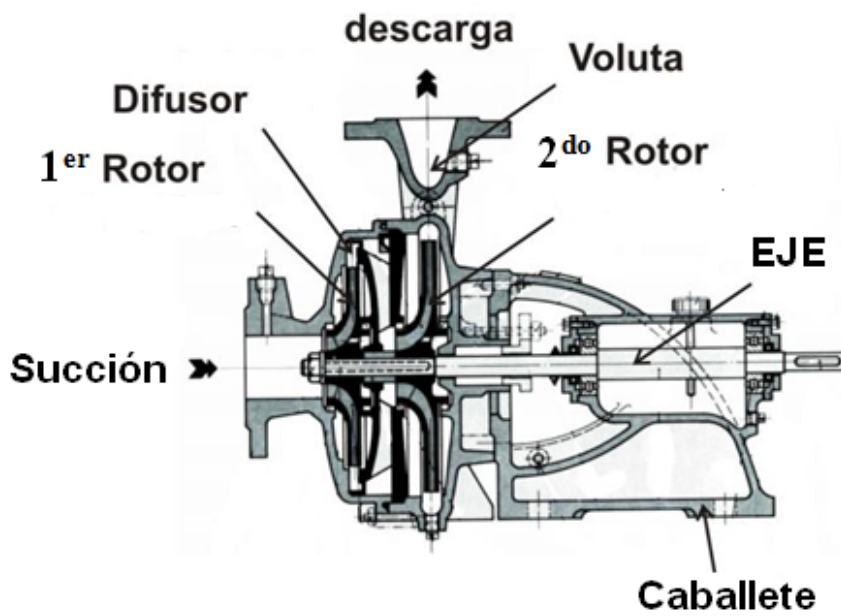


Figura 81 Bomba IMBIL ITAP 65-330/2
 Fuente: Ancajima, Felipe. (2016)

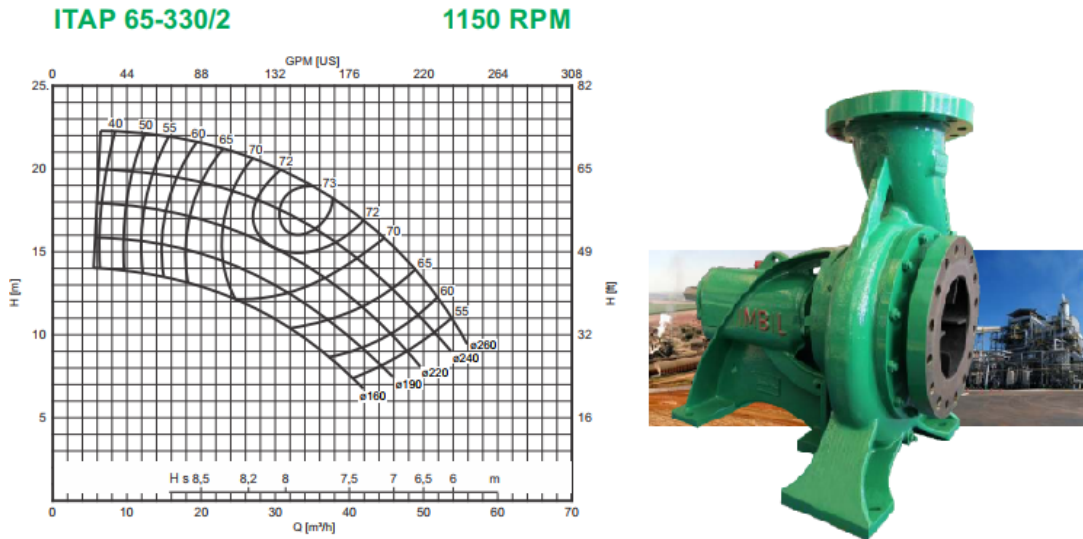


Figura 82 Bomba IMBIL ITAP 65-330/2 con su curva H vs Q
 Fuente: Catalogo IMBIL. (2017)