



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS NUMÉRICO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL IMPULSOR TIPO CERRADO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Goncalves, Juan.
Martínez, Luis.

Naguanagua, Noviembre del 2010



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS NUMÉRICO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL IMPULSOR TIPO CERRADO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

Tutor académico:
Gruber Caraballo. *Ing. MSc.*

Autores:
Goncalves, Juan
Martínez, Luis

Naguanagua, 3 de Noviembre de 2010



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ANÁLISIS NUMÉRICO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL IMPULSOR TIPO CERRADO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

Goncalves, Juan.
Martínez, Luis

Naguanagua, 3 de Noviembre 2010



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada "**Análisis numérico del fenómeno de cavitación en el impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga**", presentada por los bachilleres: **Juan G. Goncalves G.**, y **Luis J. Martínez L.**, portadores de la Cédula de Identidad N°: **17614248**, **17680746**, respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. Tutor, *Ing. MSc.*
Gruber Caraballo

Prof. Jurado1, *Ing.*
Fernando Aular

Prof. Jurado2, *Ing.*
Maria Mujica

En Naguanagua a los 3 días del mes de Noviembre de 2010

Agradecimientos

Queremos expresar, sin tomar en consideración un orden específico, nuestros más sinceros agradecimientos a nuestro tutor, el Profesor Gruber Caraballo, por sus consejos, guía y sugerencias oportunas durante el desarrollo de este trabajo de investigación. De igual manera agradecemos a todas las personas que intervinieron en esta investigación de manera directa e indirecta, profesionales en el campo de investigación, profesores, estudiantes, familiares, parientes y seres queridos, quienes en todo momento, durante el desarrollo de la investigación, estuvieron atentos y prestaron colaboración, orientación, guía y dirección académica para la realización del análisis de la cavitación en una válvula utilizando técnicas de aproximación numérica

Resumen

El estudio de la cavitación bombas requiere de la construcción de bancos de ensayos costosos, los cuales se encuentran limitados por la gran variedad y las amplias condiciones de trabajo a las cuales están sometidas las bombas en general. La dinámica de fluidos computacional (CFD) ofrece una alternativa eficiente y robusta al momento de resolver problemas de ingeniería relacionado con el flujo de fluidos, que posibilitan la predicción de fenómenos físicos con una excelente precisión. En este trabajo de investigación se ha simulado el comportamiento de la cavitación dentro de un impulsor de tipo cerrado empleando la dinámica de fluidos computacional, mediante el método de volúmenes finitos para la discretización y análisis del sistema. Los resultados obtenidos mediante el método CFD son precisos y están enmarcados dentro de las leyes físicas que rigen el flujo de fluidos, lo que indica que se alcanzó una predicción acertada del fenómeno de cavitación mediante la dinámica de fluidos computacional.

Índice General

Índice general.....	i
Índice de figuras.....	v
Índice de tablas.....	xi
Nomenclatura.....	xiii
Constantes.....	xv
Introducción.....	xvii
CAPÍTULO 1. Introducción.....	1
1.1 Situación problemática.....	3
1.2 Objetivos.....	4
1.2.1 <i>Objetivo General</i>	4
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i>	4
1.3 Justificación.....	5
1.4 Alcance.....	6
1.5 Limitaciones.....	6
CAPÍTULO 2. Marco Teórico.....	7
2.1 Antecedentes.....	9
2.2 Fenómeno de la cavitación.....	11
2.3 Ecuación fundamental de las turbomáquinas.....	13
2.3.1 <i>Planos de representación de una turbomáquina</i>	13
2.3.2 <i>Triángulos de velocidades</i>	15
2.3.3 <i>Primera forma de la ecuación de Euler</i>	16
2.3.4 <i>Segunda forma de la ecuación de Euler</i>	17
2.4 Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.....	18
2.5 Modelación matemática.....	19
2.5.1 <i>Leyes de la conservación</i>	20
<i>Ecuación de la Continuidad</i>	20
<i>Ecuación de la cantidad de movimiento</i>	20
<i>Ecuación de la conservación de la fracción de volumen</i>	21

<i>Limitación de Presión</i>	22
2.5.2. Modelos de Turbulencia “Eddy Viscosity”.....	22
<i>Modelo de turbulencia $K - \epsilon$</i>	24
<i>Modelo de turbulencia $k - \omega$</i>	25
<i>Modelo “Shear Stress Transport”</i>	26
2.5.3. Modelación de la cavitación.....	28
<i>Modelo Rayleigh Plesset</i>	28
2.6 Teoría de la dinámica computacional de fluidos (CFD).....	31
2.6.1. Procedimiento de solución.....	32
2.6.2. Generación e independencia de la malla.....	35
<i>Mallas estructuradas</i>	35
<i>Malla no estructurada</i>	36
<i>Malla híbrida</i>	39
2.6.3. Verificación de la geometría.....	39
<i>Verificación de ejes “sliver edge checking”</i>	39
<i>Verificación de caras “sliver face checking”</i>	40
<i>Verificación de la distorsión “parametrization face checking”</i>	40
2.6.4. Calidad de la malla.....	40
<i>Ortogonalidad de la malla “mesh orthogonality”</i>	40
<i>Factor de expansión de la malla “mesh expansion factor”</i>	41
<i>Aspecto del radio de la malla “mesh aspect ratio”</i>	42
2.6.5. Criterio de convergencia de la raíz media promedio.....	42

CAPÍTULO 3. Marco Metodológico..... 45

3.1 Nivel de la investigación.....	47
3.2 Diseño de investigación.	47
3.3 Revisión bibliográfica.....	48
3.4 Selección del impulsor a estudiar.....	49
3.5 Selección de los modelos matemáticos.....	49
3.6 Desarrollo del experimento numérico.....	49
3.6.1 Diseño del impulsor mediante un software CAD.....	50
3.6.2 Establecimiento del dominio, mallado y condiciones de contorno del experimento.....	53
3.6.3 Configuración del dominio y condiciones de borde del campo de flujo.....	62
3.6.4 Configuración del Solver.....	69

3.6.5	Convergencia de la simulación.....	71
3.6.6	Obtención de los resultados.....	73
3.6.7	Valoración de los resultados.....	74
3.7	Técnicas e instrumentos de recolección de datos.....	75
3.8	Recursos Administrativos.....	75
3.8.1	Recursos materiales.....	75
3.8.2	Recursos humanos.....	75
3.9	Recursos Institucionales.....	76
3.10	Diagrama de flujo de la metodología a seguir durante el desarrollo de la investigación.....	77
CAPITULO 4. Desarrollo de la investigación.....		79
4.1	Generación del Dominio.....	81
4.1.1	Generación de la geometría.....	81
4.1.2	Verificación de la calidad del mallado.....	83
4.2	Selección del modelo de turbulencia.....	88
4.3	Convergencia de la simulación numérica.....	96
4.3.1	Convergencia de la simulación para P1 = 120 KPa.....	96
4.3.2	Convergencia de la simulación para P1 = 90 KPa.....	99
4.3.3	Convergencia de la simulación para P1 = 70 KPa.....	102
4.3.4	Convergencia de la simulación para P1 = 50 KPa.....	105
4.4	Validación de los resultados por la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.....	108
4.5	Comportamiento de la presión en líneas de flujo antes y después del alabe.....	111
4.5.1	Estudio de la presión a P1 = 120 KPa.....	111
4.5.2	Estudio de la presión a P1 = 90 KPa.....	114
4.5.3	Estudio de la presión a P1 = 70 KPa.....	117
4.5.4	Estudio de la presión a P1 = 50 KPa.....	120
4.6	Visualización de resultados.....	123
4.7	Análisis de resultados.....	135
4.7.1	Generación del dominio.....	135
4.7.2	Selección del modelo de turbulencia.....	135
4.7.3	Convergencia de la simulación.....	136
4.7.4	Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.....	137
4.7.5	Comportamiento de la presión en líneas de flujo antes y después del alabe.....	137

4.7.6 Visualización de resultados.....	138
Conclusiones.....	141
Recomendaciones.....	143
Referencias.....	145
Apéndice.....	147

Índice de figuras.

	Pág.
Figura 2.1. Comparación entre ebullición y cavitación.....	11
Figura 2.2. Planos de representación del rodete de una bomba centrífuga.....	13
Figura 2.3. Triángulo de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba.....	15
Figura 2.4. Malla estructurada en 2-D.....	35
Figura 2.5. Malla no estructurada en 2-D.....	37
Figura 2.6. Sesgo en celdas.....	38
Figura 2.7. Ortogonalidad de la malla “mesh orthogonality”.....	41
Figura 2.8 Factor de expansión de la malla “Mesh expansion factor”....	41
Figura 2.9. Aspecto del radio de la malla “mesh aspect ratio”.....	42
Figura 3.1. Configuración del diseño del impulsor.....	50
Figura 3.2 Vista meridional del impulsor.....	51
Figura 3.3. Calculo de los triángulos de velocidad teóricos con sus graficas respectivas.....	52
Figura 3.4. Parámetros de configuración del impulsor.....	53
Figura 3.5 Parámetros de importación de la curva que define la geometría del impulsor.....	54
Figura 3.6 Geometría completa del impulsor.....	55
Figura 3.7 Geometría a simular de impulsor.....	56
Figura 3.8 Selección de la configuración de la topología.....	57
Figura 3.9 Pre-mallado del dominio.....	58
Figura 3.10. Resultados del pre-mallado del dominio.....	59

Figura 3.11 Refinamiento de la malla.....	60
Figura 3.12 Resultados del análisis de la malla.....	60
Figura 3.13 Mallado volumétrico.....	61
Figura 3.14 Entrada a la configuración del <i>Turbo Mode</i>	62
Figura 3.15 Diferentes configuración predeterminadas de maquinas....	63
Figura 3.16 Panel de configuración del componente de estudio.....	63
Figura 3.17 Panel de configuración de propiedades físicas.....	64
Figura 3.18 Panel de configuración interfaz periódica.....	65
Figura 3.19 Panel de configuración de los contornos del domino.....	65
Figura 3.20 Entrada a la configuración del dominio.....	66
Figura 3.21 Configuración del fluido de estudio.....	67
Figura 3.22 Configuración de la fracción de volumen del fluido.....	68
Figura 3.23 Pantalla final de configuración.....	69
Figura 3.24 Entrada a la configuración del Solver.....	70
Figura 3.25 Panel de configuración del Solver.....	71
Figura 3.26 Grafico de convergencia de las ecuaciones de masa y momento.....	72
Figura 3.27 Grafico de convergencia de la simulación.....	73
Figura 3.28 Diagrama de flujo de la metodología.....	77
Figura 4.1 Cálculos de triángulos de velocidad.....	81
Figura 4.2 Resultados de los triángulos de velocidad.....	82
Figura 4.3 Diseño del impulsor.....	83
Figura 4.4 Resultados del análisis de Pre-mallado.....	84
Figura 4.5 Refinamiento de la malla.....	84
Figura 4.6 Mallado volumétrico.....	85
Figura 4.7 Detalle del mallado.....	87
Figura 4.8 Grafica de imbalance para la simulación con el modelo k- ϵ a 50 KPa.....	91
Figura 4.9 Grafica de imbalance para la simulación con el modelo k- ϵ	92

a 120 KPa.....	
Figura 4.10 Grafica de imbalance para la simulación con el modelo SST a 50 KPa.....	93
Figura 4.11 Grafica de imbalance para la simulación con el modelo SST a 120 KPa.....	94
Figura 4.12 Comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento para 120 KPa.....	96
Figura 4.13 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para 120 KPa.....	97
Figura 4.14 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa para 120 KPa.....	98
Figura 4.15 Comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento para 90 KPa.....	99
Figura 4.16 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para 90 KPa.....	100
Figura 4.17 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa para 90 KPa.....	101
Figura 4.18 Comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento para 70 KPa.....	102
Figura 4.19 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para 70 KPa.....	103
Figura 4.20 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa para 70 KPa.....	104
Figura 4.21 Comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento para 50 KPa.....	105
Figura 4.22 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para 50 KPa.....	106
Figura 4.23 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa para 50 KPa.....	107

Figura 4.24 Línea de flujo a lo largo del alabe.....	108
Figura 4.25 Grafica posición vs presión en el alabe.....	109
Figura 4.26 Distribución de la presión en el dominio P1 = 120 KPa...	111
Figura 4.27 Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con P1 = 120 KPa.....	112
Figura 4.28 Grafica de presión para ambas líneas con P1 = 120 KPa...	113
Figura 4.29 Distribución de la presión en el dominio P1 = 90 KPa.....	114
Figura 4.30 Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con P1 = 90 KPa.....	115
Figura 4.31 Grafica de presión para ambas líneas con P1 = 90 KPa..	116
Figura 4.32 Distribución de la presión en el dominio P1 = 70 KPa.....	117
Figura 4.33 Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con P1 = 70 KPa.....	118
Figura 4.34 Grafica de presión para ambas líneas con P1 = 70 KPa...	119
Figura 4.35 Distribución de la presión en el dominio P1 = 50 KPa.....	120
Figura 4.36 Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con P1 = 50 KPa.....	121
Figura 4.37 Grafica de presión para ambas líneas con P1 = 50 KPa...	122
Figura 4.38 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con 120 KPa.....	123
Figura 4.39 Detalle del alabe en la zona de formación de burbujas con 120 KPa.....	124
Figura 4.40 Fracción de vapor en sección de entrada al alabe con 120 KPa.....	125
Figura 4.41 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con 90 KPa.....	126
Figura 4.42 Detalle del alabe en la zona de formación de burbujas con 90 KPa.....	126
Figura 4.43 Fracción de vapor en sección de entrada al alabe con 90	127

KPa.....	
Figura 4.44 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con 70 KPa.....	128
Figura 4.45 Detalle del alabe en la zona de formación de burbujas con 70 KPa.....	128
Figura 4.46 Fracción de vapor en sección de entrada al alabe con 70 KPa.....	129
Figura 4.47 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con 50 KPa.....	130
Figura 4.48 Detalle del alabe en la zona de formación de burbujas con 50 KPa.....	130
Figura 4.49 Fracción de vapor en sección de entrada al alabe con 50 KPa.....	131
Figura 4.50 Grafica de la fracción de vapor en el alabe con 120 KPa...	132
Figura 4.51 Grafica de la fracción de vapor en el alabe con 90 KPa.....	132
Figura 4.52 Grafica de la fracción de vapor en el alabe con 70 KPa.....	133
Figura 4.53 Grafica de la fracción de vapor en el alabe con 50 KPa.....	133
Figura 4.54 Comportamiento de la fracción de vapor máxima y la presión de salida respecto a la presión de entrada.....	134
Figura B.1 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=120$ KPa.....	153
Figura B.2 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=120$ KPa.....	153
Figura B.3 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=90$ KPa.....	154
Figura B.4 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=90$ KPa.....	154
Figura B.5 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=70$ KPa.....	155

Figura B.6 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=70$ KPa.....	155
Figura B.7 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=50$ KPa.....	156
Figura B.8 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=50$ KPa.....	156
Figura B.9 Formación de burbujas de vapor a $P_1=120$ KPa.....	157
Figura B.10 Formación de burbujas de vapor a $P_1=90$ KPa.....	157
Figura B.11 Formación de burbujas de vapor a $P_1=70$ KPa.....	158
Figura B.12 Formación de burbujas de vapor a $P_1=50$ KPa.....	158

Índice de tablas.

	Pág.
Tabla 4.1 Velocidades tangencial y relativa a la entrada y salida del alabe.....	82
Tabla 4.2 Factores de calidad de malla.....	86
Tabla 4.3 Resultados del mallado volumétrico.....	88
Tabla 4.4 Flujos máscicos para los modelos escogidos a diferentes presiones.....	89
Tabla 4.5 Flujos masicos para los modelos escogidos a diferentes presiones.....	95
Tabla 4.6 Resultados de la evaluación de la ecuación de Bernoulli para campos centrifugos.....	110
Tabla 4.7 Valores Rms de las ecuaciones 2.23, y 2.24para las simulaciones a diferentes presiones de entrada P1.....	149
Tabla 4.8 Valores Rms de las ecuaciones 2.35, 2.36 y 2.52 para las simulaciones a diferentes presiones de entrada P1.....	149
Tabla 4.9 Valores de imbalance para la simulación a P1=120kpa....	150
Tabla 4.10 Valores de imbalance para la simulación a P1=90kpa...	150
Tabla 4.11 Valores de imbalance para la simulación a P1=70kpa...	150
Tabla 4.12 Valores de imbalance para la simulación a P1=50kpa....	151

Nomenclatura

k	energía cinética turbulenta por unidad masa	m^2/s^2
N_p	numero de fases	.
P_1	presión absoluta en la entrada del alabe	KPa
P_2	presión absoluta en la salida del alabe	KPa
P_v	presión de vapor absoluta del fluido	KPa
r	fracción de volumen	.
SG	densidad relativa	.
S_m	fuelle de masa	$kg/m^3 \cdot s$
U	vector de velocidad	m/s
T	temperatura	$^{\circ}C$
U, V, W	velocidad escalar	m/s
u_1	velocidad tangencial en la entrada del impulsor	m/s
v_1	velocidad absoluta en la entrada del impulsor	m/s
w_1	velocidad relativa en la entrada del impulsor	m/s
u_2	velocidad tangencial en la salida del impulsor	m/s

v_2	velocidad absoluta en la salida del impulsor	m/s
w_2	velocidad relativa en la salida del impulsor	m/s
D_1	Diámetro del impulsor en la entrada	m
D_2	Diámetro del impulsore en la salida	m
Y_u	energía especifica intercambiada entre el rodete y el fluido	m ² /s ²
H_u	altura hidráulica de la bomba	m
σ	Parámetro de cavitación, presión de ref. p1	.
σ_1	Parámetro de cavitación, presión de ref. p2	.
ρ	densidad	kg/m ³
μ	viscosidad cinemática	m ² /s
μ_t	viscosidad turbulenta	m ² /s
μ_{eff}	viscosidad efectiva	m ² /s
α, β	fase del fluido	.
λ	conductividad térmica	kg.m/s ³ .°C
$\Gamma_{\alpha\beta}$	tasa de flujo másico por unidad de volumen de la fase β a la fase α	kg/s
δ	matriz identidad	.
Γ_t	difusividad turbulenta	kg/m s
ϕ	escalar	.
ε	tasa de disipación de turbulencia	m ² /s ³
ω	Velocidad de rotación del impulsor	rad/s
τ	esfuerzo de tracción	kg.m/s ²
γ^+	distancia adimensional a la pared	.

ν	viscosidad dinámica	N.s/m ²
%ok	Porcentaje de elementos de dominio que poseen calidad de mallado aceptable	-
%OK	Porcentaje de elementos de dominio que poseen alta calidad de mallado	-
%!	Porcentaje de elementos de dominio que poseen baja calidad de mallado	-

Constantes

Constante	Descripción	Dimensión	Valor
C_μ	Constante del modelo de turbulencia κ - ε	1	0,09
σ_κ	Constante de modelo de turbulencia para las ecuaciones κ	1	1,0
σ_ε	Constante del modelo de turbulencia κ - ε	1	1,3
$C_{\varepsilon 1}$	Constante del modelo de turbulencia κ - ε	1	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	Constante del modelo de turbulencia κ - ε	1	1,92
Pr_t	Numero de turbulencia de Prandtl	1	$C_p = \frac{\mu_t}{\lambda_t}$

Introducción

Los dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos son: la experimentación y el cálculo. El primero conlleva, por lo general, la construcción de modelos a escala que son probados en bancos de ensayo u otras instalaciones adecuadas; mientras que el segundo, implica la resolución de ecuaciones diferenciales complejas mediante el uso de computadoras, lo que se conoce como Dinámica de Fluidos Computacional o “CFD”. En la ingeniería moderna se aplican ambos métodos, juntos se complementan entre sí, permitiendo el estudio detallado de fenómenos cada vez más complejos.

La presente investigación tiene por objeto el estudio de la cavitación en bombas centrífugas mediante la implementación de La Dinámica de Fluidos Computacional o “CFD”, simulando numéricamente el comportamiento del fluido a través de bomba centrífuga, permitiendo el estudio detallado de las distintas variables que intervienen en el fenómeno de la cavitación. Finalmente se comparan los resultados obtenidos con datos experimentales, para concluir acerca de las ventajas de la implementación del método CFD.

CAPÍTULO 1

Introducción

Se presenta el problema y se trazan los objetivos a cumplir para desarrollar una propuesta que mejore la situación problemática, trayendo consigo un análisis comparativo que permita generar soluciones que serán posteriormente implementadas. Además, se delimitará y se justificará la investigación.

1.1 Situación problemática

El manejo de fluidos representa una parte vital en el desarrollo y fabricación de distintos productos en la industria moderna, así como también en la investigación y desarrollo de nuevas tecnologías que día a día se integran a la sociedad en busca de su beneficio. Tal es el caso de las bombas hidráulicas, que en cualquiera de sus tipos (axial, centrífuga, reciprocante, de desplazamiento positivo, entre otras) son parte fundamental de las redes hidráulicas ya que estas aportan la energía necesaria al fluido para su desplazamiento y uso de acuerdo a la aplicación a la que esté destinado.

En muchos casos, las propiedades del fluido que se desplaza a través de una bomba centrífuga pueden variar, y en ciertas oportunidades se producen cambios significativos en el fluido que conducen a la generación e implosión de burbujas de vapor cuando se alcanzan condiciones de presión dadas. Este fenómeno se conoce como cavitación, y afecta en gran medida el funcionamiento y desempeño de una bomba, causando erosión en las superficies que están en contacto con el fluido, aparición de ruidos y vibraciones que pueden interferir con el correcto funcionamiento de la bomba y disminución de su rendimiento. Todos estos efectos pueden llegar al punto de dañar permanentemente el impulsor de la bomba y otros elementos de la misma.

Es necesario entonces comprender la naturaleza de este fenómeno, para así desarrollar nuevas tecnologías que permitan evitar la cavitación. Para esto, existen teorías sustentadas sobre ecuaciones que permiten describir el comportamiento de cualquier fluido en movimiento, y en este caso, en su desplazamiento a través del impulsor de la bomba centrífuga. Pero sucede que estas ecuaciones poseen una complejidad que dificulta la obtención de soluciones a través del cálculo matemático tradicional, y que incluso hasta ahora solo se han conseguido soluciones exactas a las

ecuaciones para casos muy concretos y simplificados. También existe la posibilidad del estudio experimental del fluido a través de los bancos de ensayos, pero con la limitante que supone los altos costos de su construcción, la dificultad de obtener los instrumentos necesarios para su funcionamiento y mantenimiento, y la necesidad de poseer distintos bancos de ensayo para la gran variedad de bombas centrífugas que existen en el mercado.

Existe también una alternativa de estudio del fenómeno de la cavitación, a través de métodos de simulación y análisis numérico, que permite, utilizando herramientas computacionales, obtener resultados aproximados a las ecuaciones antes mencionadas, y de esta manera poder describir las condiciones y propiedades del flujo del fluido que se desplaza a través del impulsor, con una gran exactitud, alternativa a través de la cual se plantea realizar un estudio del fenómeno de cavitación.

1.2 Objetivos

A continuación se presenta el objetivo general y los objetivos específicos de la investigación.

1.2.1 Objetivo general

Analizar numéricamente el fenómeno de cavitación en el impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga

1.2.2 Objetivos específicos

- Aplicar las ecuaciones de gobierno para el campo de flujo a través del impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga.
- Establecer el modelo físico-matemático del campo de flujo en condiciones de cavitación clásica.
- Discretizar el dominio y fijar las condiciones de contorno del modelo.

- Simular el campo de flujo y obtener los resultados en forma de data y por medio de representaciones gráficas de las variables y parámetros que describen el fenómeno.
- Validar los resultados comparándolos con los obtenidos por los autores en los trabajos antecedentes o en cuyo caso formular las hipótesis o propuestas en base a una interpretación sin violar las leyes físicas.

1.3 Justificación

El presente proyecto de investigación, tiene la finalidad de ampliar el campo de estudio en el área de la dinámica de los fluidos por métodos distintos a los convencionales, ampliando las áreas de estudio por parte de profesores y/o estudiantes en el desarrollo de esta herramienta de trabajo.

La realización de la investigación permitirá el desarrollo de una simulación numérica computacional mediante la utilización y comparación de distintos modelos matemáticos complejos que permitan predecir el comportamiento de flujos con cavitación a través de un impulsor de tipo cerrado en una bomba centrifuga, lo cual daría pie a un campo de investigación en nuestra Universidad de Carabobo.

Además, de ser tan versátil, por su gran utilidad, existe una gran adaptación e inclinación hacia este tipo de estudio debido a que es posible prescindir del equipo que se desee estudiar, lo que implica un gran ahorro tanto económico como de disposición y tiempo; por lo tanto aumento de conocimiento por parte de los investigadores.

1.4 Alcance

Con el fin de realizar el proyecto en el periodo establecido para su estudio, se ha limitado la investigación al tratado de la cavitación clásica en bombas centrífugas con alabe radial de tipo cerrado.

1.5 Limitaciones

Durante la investigación se pueden presentar los siguientes impedimentos:

- No existe ninguna materia en el pensum de la carrera orientada al uso de métodos numéricos aplicada en dinámica de fluidos, por lo que es posible que se presente dificultad en el conocimiento de este método aplicado en la simulación.
- El movimiento de fluidos reales dentro del álabe en las bombas centrífugas tienen un nivel de dificultad relevante, es posible que haya complicaciones en la construcción del mallado o grid dentro del álabe.
- Tiempo computacional, las simulaciones se harán de manera que puedan ser realizadas dentro de los límites de tiempo establecidos para concluir esta investigación.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

Se sustenta la investigación mediante las bases teóricas donde se hace una descripción general del fenómeno de la cavitación en bombas centrifugas, se plantean las bases teóricas para la modelación numérica del fenómeno y se realiza una descripción del procedimiento para resolver problemas usando el método CFD (Dinámica de Fluidos Computacional).

2.1 Antecedentes

Las investigaciones de simulación numérica en el campo del flujo de fluidos a través de una bomba centrífuga relacionadas con el estudio de la cavitación son de data reciente y son escasos los investigadores que se han avocado a este objeto de estudio.

Shibata et al (2000). Realizaron un método numérico para predecir la cavitación por vórtices sumergidos para bombas en sumideros. En este método un campo de flujo global alrededor de los vórtices es determinado con la ayuda de la simulación numérica de la dinámica del fluido. En casos prácticos el radio viscoso de un vórtice sumergido es muy pequeño comparado con espacios del mallado numérico. Para compensar la falta de resolución del vórtice en la solución global, la cual es una solución exacta de las ecuaciones de Navier-Stokes en un flujo de vórtices extendido, es aplicado a los campos locales de flujo alrededor de las posiciones de los vórtices analíticamente identificados. La presión mínima en el núcleo del vórtice es calculada usando gradientes de velocidades axiales y radiales calculadas del campo de flujo global y la viscosidad del fluido prescrita. Los valores predichos concuerdan de buena manera con los experimentales en términos de velocidad de entrada crítica en el inicio de la cavitación.

Okita et al (2003). Realizaron el análisis numérico en flujo inestable con cavitación en el impulsor de una bomba, el objetivo era reproducir los fenómenos inestables en flujos con cavitación mediante la simulación numérica. Estaba basado en el método numérico para flujos de fluidos incompresibles, pero había sido empleada la compresibilidad a partir de la suposición del bajo número de Mach. La evolución de la cavitación es determinada por un modelo existente de cavitación con algunas

modificaciones que son representadas por las fuentes de la fase de vapor en el fluido líquido. Aplicaron un método de flujo en cavitación en una cascada, como resultado el cálculo bidimensional los fenómenos cuasi estables e inestables fueron simulados razonablemente.

Pérez et al (2006). Realizaron la Simulación tridimensional de la interacción entrada-impulsor de una bomba hidráulica de discos, donde se presentó un estudio del comportamiento fluidodinámico de la interacción entrada-impulsor de una bomba hidráulica de discos, a través de simulaciones numéricas, usando el método de los volúmenes finitos. Se desarrolló un modelo numérico tridimensional, usando la técnica de múltiples bloques y mallas estructuradas, mediante el código comercial CFX 4.3TM. El modelo simulado corresponde al impulsor liso de (203 mm) de diámetro a la salida, de una bomba de discos de simple succión. Se simularon 8 caudales, en los que se incluyeron el caudal nominal, el caudal máximo y el caudal mínimo. Las simulaciones se realizaron en estado estacionario y se aprovechó la condición periódica del flujo dentro del impulsor, quedando reducida a $\frac{1}{4}$ de sección. La curva carga-caudal obtenida se comparó con la curva experimental de la bomba suministrada por el fabricante. La curva obtenida, a través de los resultados numéricos de las simulaciones, posee un comportamiento similar a la experimental, con valores de carga superiores al 15%, para los caudales cercanos al nominal. Adicionalmente, se analizó la interacción entrada-impulsor a través de los perfiles de presión y velocidad, lo cual permitió conocer y comprender el comportamiento de estas variables para las condiciones simuladas.

2.2 Fenómeno de Cavitación. [8] [9]

Por cavitación se entiende la formación de las bolsas localizadas de vapor dentro del líquido, pero casi siempre en las proximidades de las superficies que limitan el líquido.

En contraste con la ebullición, cual puede ser causada por la introducción de calor o por una reducción de la presión estática del líquido, la cavitación es una vaporización local del líquido, inducido por una reducción hidrodinámica de la presión, como se muestra en la figura 2.1.

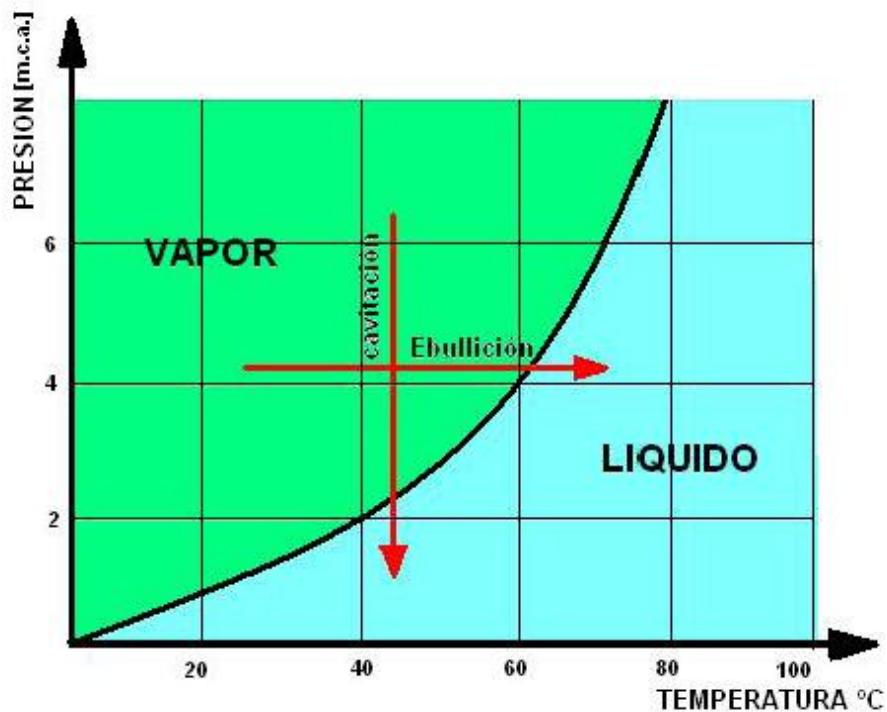


Figura 2.1 Comparación entre ebullición y cavitación.

Esta zona de vaporización local puede ser estable o pulsante, y esto altera usualmente el campo normal del flujo. Este fenómeno se caracteriza, entonces, por la formación de bolsas (de vapor y gas) en el interior y junto a los contornos de una corriente fluida en rápido movimiento.

La condición física fundamental para la aparición de la cavitación, es evidentemente, que la presión en el punto de formación de estas bolsas caiga hasta la presión del fluido en cuestión. Puesto que las diferencias de presión en maquinas que trabajan con liquido son normalmente del mismo orden que las presiones absolutas, es claro que esta condición puede ocurrir fácilmente y con agua fría, donde la presión de vapor es de 20 cm sobre el cero absoluto.

Las regiones de depresión local pueden existir como consecuencia de la acción dinámica del movimiento, y una forma de esta acción proviene de la inevitable conversión de la presión en energía cinética.

Los fenómenos acompañantes de la cavitación, tal como perdida de sólidos en las superficies limites (llamado erosión por cavitación o pitting), ruidos generados sobre un ancho espectro de frecuencias de golpeo, vibraciones, perdidas y alteraciones de las propiedades hidrodinámicas pueden ser consideradas como perjudiciales y por lo tanto indeseables. Por lo tanto este fenómeno debe ser evitado o, como mínimo, puesto bajo control.

Los efectos no perjudiciales de la cavitación incluyen su uso para limpieza, o en bombas de condensación donde la cavitación puede ser utilizada como regulador de flujo.

La cavitación no constituye un fenómeno inevitable, sino un efecto que ser juzgado y evaluado desde el punto de vista económico.

En el caso de las turbomáquinas hidráulicas la cavitación es un factor determinante, marcando el limite más bajo para el tamaño de la máquina y también el más alto para la velocidad del flujo medio.

2.3 Ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, como de las turbomáquinas térmicas. Constituye, pues, la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas). Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas las máquinas.

2.3.1 Planos de representación de una turbomáquina. [3]

Los dos planos de representación de una turbomáquina son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal. Estos planos para una bomba radial se representan en la Fig. 2.1

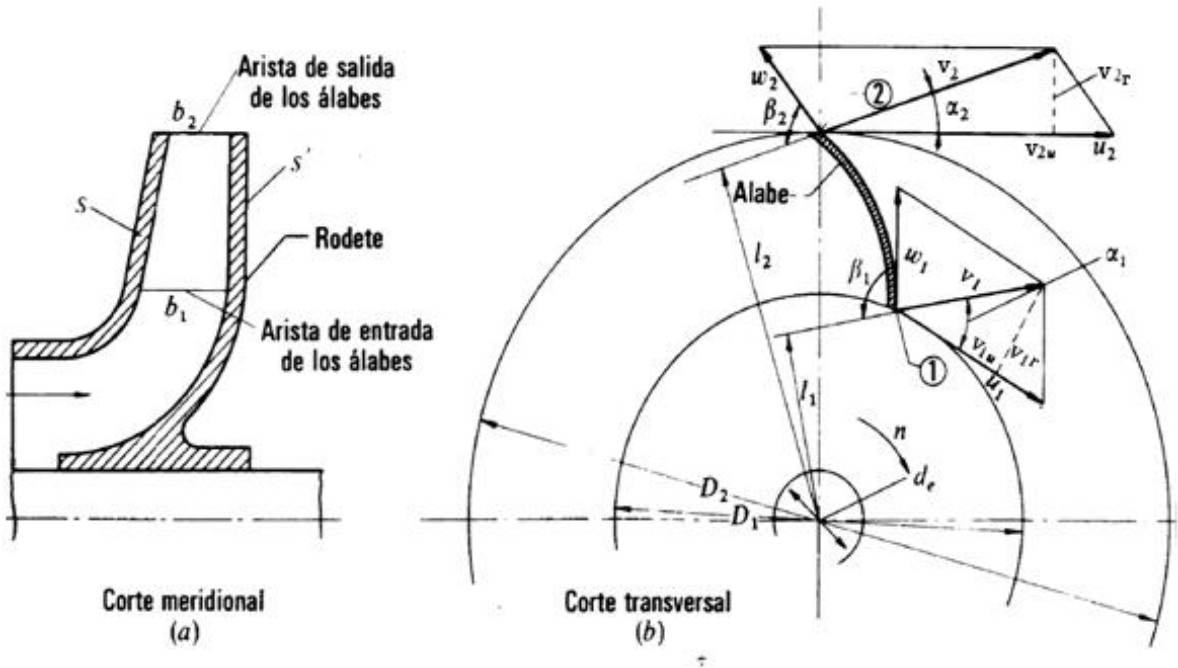


Fig. 2.2 Planos de representación del rodete de una bomba centrífuga

En la fig. 2.1 (b) se encuentran dibujados los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete.

Supondremos que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea c_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la figura). El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (2.1)$$

Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades v_1 , u_1 y w_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

$$\bar{w}_1 = \bar{v}_1 - \bar{u}_1 \quad (2.2)$$

Suponiendo que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector \bar{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida \bar{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica \bar{u}_2 . La misma composición de velocidades de la Ec. (2.2) nos proporciona la velocidad absoluta a la salida \bar{v}_2 :

$$\bar{v}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (2.3)$$

2.3.2 Triángulos de velocidades: notación internacional. [3]

Las ecuaciones vectoriales (2.1) y (2.2) se representan mediante dos triángulos, que se llaman triángulos de entrada y triángulo de salida, respectivamente.

En estos triángulos se utiliza la notación que llamamos internacional por ser la más utilizada en casi todos los países (Alemania, Estados Unidos, Francia, Rusia, España, etc.). Fig. 2.2

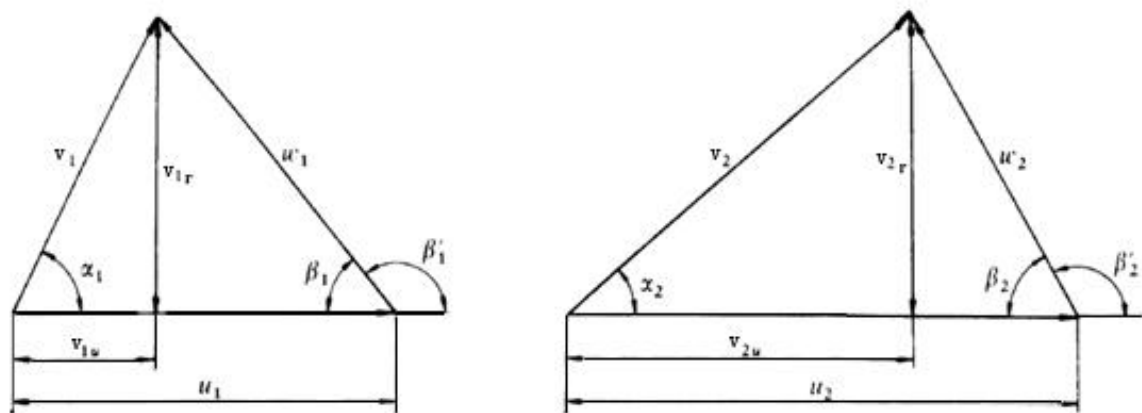


Fig. 2.3. Triángulo de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete de una bomba

Donde:

u_1 : velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

v_1 : velocidad absoluta del fluido a la entrada.

w_1 : velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

v_{1r} : componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

v_{1u} : componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

α_1 : ángulo que forman las dos velocidades v_1 y u_1 .

β_1 : ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$.

u_2 : velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

v_2 : velocidad absoluta del fluido a la entrada.

w_2 : velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

v_{2m} : componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

v_{2u} : componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

α_2 : ángulo que forman las dos velocidades v_2 y u_2 .

β_2 : ángulo que forma w_2 con $(-u_2)$.

2.3.3 Primera forma de la ecuación de Euler (expresión energética). [3]

$$Y_u = \pm(u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}) \quad (2.4)$$

Donde Y_u representa la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido.

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura. De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y \left(\frac{m^2}{s^2} \right) = g \left(\frac{m}{s^2} \right) H(m) \quad (2.5)$$

Por tanto, dividiendo los dos términos de la Ec. (2.4) por g se tendrá:

$$H_u = \pm \frac{u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}}{g} \quad (2.6)$$

Donde H_u es la altura hidráulica de la bomba.

2.3.4 Segunda forma de la ecuación de Euler. [3]

Del triángulo de entrada se deduce trigonómicamente que

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1 v_{1u} \quad (2.7)$$

$$u_1 v_{1u} = \frac{1}{2(u_1^2 + v_1^2 - w_1^2)} \quad (2.8)$$

Asimismo, del triángulo de salida se deduce que

$$u_2 v_{2u} = \frac{1}{2(u_2^2 + v_2^2 - w_2^2)} \quad (2.9)$$

Llevando a la ecuación de Euler (2.4) los valores de $u_1 c_{1u}$ y $u_2 c_{2u}$ de las Ec. (2.8) y (2.9) y ordenando los términos, tendremos:

$$Y_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) \quad (2.10)$$

Asimismo dividiendo por g ambos miembros de la Ec. (2.10), tendremos:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) \quad (2.11)$$

2.4 Ecuación de Bernoulli para campos centrifugos. [7]

La variación de la energía del fluido por unidad de peso, tiene dimensiones de la longitud y se conoce como altura o carga, su expresión para una turbomáquina hidráulica en la cual se desprecia la variación de la energía interna y se considera la densidad como constante viene dada por la expresión:

$$H = \frac{\Delta E}{mg} = \frac{m\Delta e}{mg} = \frac{\Delta e}{g} = \frac{1}{2} \Delta \left(\hat{u} + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta(v^2)}{2g} + \Delta z \quad (2.12)$$

Despreciando las variaciones de energía potencial y cinética, frente al trabajo del flujo se tiene la altura determinada por la variación de presión:

$$H \cong \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.13)$$

La variación de energía específica (Δe) viene dada por la potencia transmitida entre la turbomáquina y el fluido (P_h):

$$\Delta e = \frac{-Y_u}{\rho Q} = gH \quad \equiv \quad -P_h = \rho g Q H \quad (2.14)$$

La altura se expresar también a partir de la Ec.2.6.

$$H = \frac{-Y_u}{\rho g Q} = \frac{(\rho Q)(u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u})}{\rho g Q} = \frac{u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}}{g} \quad (2.15)$$

La Ec. 2.6 se puede expresar en función de la velocidad absoluta y relativa, a partir de un triángulo de velocidades como el de la figura 2.2 de la siguiente forma:

$$v^2 + v_u^2 = w^2 - (u - v_u)^2 = w^2 - u^2 - v_u^2 + 2uv_2 \quad (2.16)$$

$$2uv_2 = \frac{u^2 + v^2 - w^2}{2} \quad (2.17)$$

De esta forma se puede la altura H, de dos formas:

$$H_u = \frac{u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}}{g} = \frac{(u_2^2 + v_2^2 - w_2^2) - (u_1^2 + v_1^2 - w_1^2)}{2g} \quad (2.18)$$

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta(v^2)}{2g} + \Delta z = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad (2.19)$$

Iguando y simplificando estas ecuaciones:

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + gz_2 - \frac{u_2^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} + gz_1 - \frac{u_1^2}{2} \quad (2.20)$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} + gz - \frac{u^2}{2} = ctte \quad (2.21)$$

Al expresar la velocidad tangencial como $u = \omega r$, se obtiene la Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos:

$$p + \frac{1}{2}\rho\omega^2 r^2 + \rho gz - \frac{1}{2}\rho\omega^2 r^2 = ctte \quad (2.22)$$

2.5 Modelación matemática.

A continuación se presentan los modelos matemáticos utilizados para realizar la simulación del campo de flujo, a través de la geometría de la válvula y se presenta el modelo de Rayleigh-Plesset, el cual permite

predecir la aparición de burbujas de vapor en el flujo, que ocasionan el fenómeno de la cavitación.

2.5.1. Leyes de la conservación [1].

Para describir el fenómeno del flujo a través de una válvula de mariposa son usadas tres leyes de la conservación. Estas son las leyes para la conservación de la masa o ecuación de la continuidad, la conservación de la cantidad de movimiento y la conservación de la fracción de volumen y se introducen a continuación.

Ecuación de la Continuidad.

El modelo homogéneo multifásico para la ecuación de la continuidad es el siguiente:

$$\frac{\partial(r_{\alpha}\rho_{\alpha})}{\partial t} = \nabla \cdot (r_{\alpha}\rho_{\alpha}U) = S_{Ms\alpha} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (2.23)$$

Donde:

$S_{Ms\alpha}$ = fuente de masa.

$\Gamma_{\alpha\beta}$ = tasa de flujo másico por unidad de volumen de la fase β a la fase α .

Ecuación de la cantidad de movimiento

El modelo homogéneo para la ecuación de transporte asume:

$$U_{\alpha} = U, 1 \leq \alpha \leq N_p$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U - \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) = S_M + \nabla p \quad (2.24)$$

Donde:

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \quad (2.25)$$

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \mu_{\alpha} \quad (2.26)$$

- El modelo homogéneo no toma en cuenta el término de transferencia de calor entre fases.
- Es esencialmente un modelo de transporte de una sola fase, con densidad y viscosidad variable.

Ecuación de la conservación de la fracción de volumen.

Se asume fases incompresibles, sin fuentes de masa. Y la ecuación de la conservación de la fracción de volumen se presenta mediante las siguientes expresiones:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} = 1 \quad (2.27)$$

$$\sum_{\alpha} \nabla \cdot (r_{\alpha} U) = 0 \quad (2.28)$$

Limitación de Presión.

El conjunto completo de ecuaciones hidrodinámicas representan $4N_p + 1$ ecuaciones de las $5N_p$ incógnitas $U_\alpha, V_\alpha, W_\alpha, r_\alpha, p_\alpha$. Se necesitan $N_p - 1$ ecuaciones más para cerrar el sistema. Estas son dadas por las limitaciones de la presión, a saber, que todas las fases comparten la misma presión.

$$P_\alpha = P \text{ para todo } \alpha = 1, \dots, N_p \quad (2.29)$$

Donde

N_p = es el numero de fases.

2.5.2. Modelos de Turbulencia “Eddy Viscosity” [1].

Una propuesta sugiere que la turbulencia se compone de pequeños remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds se asumen proporcionales a los gradientes de la velocidad media. Esto define a los modelos “Eddy-Viscosity”.

Esta hipótesis supone que los esfuerzos de Reynolds pueden estar relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de “Eddy”, a través de la hipótesis del gradiente de difusión. Se representan mediante la siguiente ecuación:

$$-\overline{\rho u \otimes u} = \mu_t (\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \delta (\rho k + \mu_t \nabla \cdot U) \quad (2.30)$$

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 relacionadas con el gradiente de la media escalar:

$$-\overline{\rho u \phi} = \Gamma_t \nabla \phi \quad (2.31)$$

Donde Γ_t , el numero de turbulencia 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 μ_t se conoce, tomando en cuenta que tanto los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ proporcionan esta variable; sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se escriben como:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = B - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla U + (\nabla U)^T)) \quad (2.32)$$

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

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.33)$$

Y p' es la presión modificada definida por:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot U \quad (2.34)$$

Modelo de turbulencia $K - \varepsilon$ [1] [2].

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

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha k)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha k) = \nabla \cdot \left(r_\alpha \frac{\mu_{eff\alpha}}{C_k} \nabla k \right) + P_k - \rho_\alpha \varepsilon \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha \varepsilon) = \nabla \cdot \left(r_\alpha \frac{\mu_{eff\alpha}}{C_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 P_k - C_2 \rho_\alpha \varepsilon) \quad (2.36)$$

$$P_k = 2\mu_t \varepsilon(u) : \varepsilon(u) \quad (2.37)$$

$$\mu_{eff1} = \mu_t + \mu_1 \quad (2.38)$$

$$\mu'_{eff\beta} = r_\beta \mu_\beta + r_1 \mu_{eff1} \quad (2.39)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho_\alpha \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.40)$$

El modelo $k - \varepsilon$ tiene cinco constantes, que garantizan la homogeneidad dimensional. Las cuales son:

$$C_\mu = 0,09$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3$$

Modelo de turbulencia $k - \omega$. [1]

Una de las ventajas de la formulación $k - \omega$ es el tratamiento para zonas cercanas 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 $k - \varepsilon$ y por lo tanto es más preciso y más robusto.

El modelo $k - \omega$ asume que la viscosidad turbulenta está relacionada con la energía cinética de la turbulencia, mediante la relación siguiente:

$$\mu_f = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.41)$$

El punto inicial de la presente formulación es que el modelo $k - \omega$ desarrollado 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 .

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - B' \rho k \omega \quad (2.42)$$

Ecuación ω

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k\omega}} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - B' \rho k \omega^2 \quad (2.43)$$

Las variables independientes, la densidad, ρ , y el vector de velocidad, U , son tratadas como variables conocidas provenientes del método de

Navier-Stokes. P_k es la tasa de producción de turbulencia, la cuales se calculan en el modelo $k - \varepsilon$ a través de la ecuación 2.30.

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

$$\beta' = 0,09$$

$$\alpha = 5/9$$

$$\beta = 0,075$$

$$\sigma_k = 2$$

$$\sigma_\omega = 2$$

Modelo "Shear Stress Transport" (SST). [1] [2]

El modelo $k-\omega$ basado en el transporte de esfuerzos cortantes, brinda una alta 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:

$$V_f = \frac{a_1 k}{\max(a_{1\omega}, SF_2)} \quad (2.44)$$

Dónde.

$$V_f = \frac{\mu_t}{\rho} \quad (2.45)$$

F_2 es una función de mezcla, al igual que F_1 , la cual el 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:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.46)$$

Con:

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{x}}{B' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \left(\frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \right) \quad (2.47)$$

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

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (2.48)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.49)$$

Con:

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2\sqrt{k}}{B' \omega y}, \frac{500V}{y^2 \omega} \right) \quad (2.50)$$

2.5.3. Modelación de la cavitación [1].

La tendencia de un fluido a cavitarse se caracteriza por el número de cavitación, definido por:

$$C_a = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (2.51)$$

Donde p es una presión de referencia del fluido, P_v es la presión de vapor del líquido, y el denominador representa la presión dinámica del fluido, claramente la tendencia a cavitarse aumenta a medida que el número de cavitación disminuye.

La cavitación se trata por separado de los cambios térmicos en la fase, ya que el proceso de cavitación es normalmente demasiado rápido para asumir la hipótesis de equilibrio térmico en la interfaz. En los modelos más sencillos de cavitación, la transferencia de masa es impulsada por los efectos puramente mecánicos.

Para flujos con cavitación, el modelo multifásico homogéneo es típicamente utilizado.

El modelo Rayleigh Plesset [1].

Las ecuaciones de Rayleigh Plesset proporcionan la base para el tipo de ecuación que describe la generación de vapor y condensación. Las ecuaciones de Rayleigh Plesset describen que el aumento de las burbujas de gas en un fluido está dado por:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_f} \quad (2.52)$$

Donde R_B representa el radio de la burbuja, P_v es la presión en la burbuja (se asume la presión de vapor a la temperatura del líquido), P es la presión en el líquido que rodea las burbujas, ρ_f es la densidad del líquido, σ es el coeficiente de tensión superficial entre el líquido y el vapor. Asumiendo que no hay barreras térmicas que impidan el crecimiento de la burbuja y obviando las ecuaciones de segundo término y la tensión superficial esta ecuación se convierte en:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad (2.53)$$

La tasa de cambio del volumen de las burbujas está definida por:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) \quad (2.54)$$

$$\frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad (2.55)$$

La tasa de cambio de la masa de las burbujas está definida por:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} \quad (2.56)$$

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2 P_v - P}{3 \rho_f}} \quad (2.57)$$

Si hay N_b Burbujas por unidad de volumen, la fracción de volumen r_g puede ser expresada como:

$$r_g = V_B N_B \quad (2.58)$$

$$r_g = 4\pi R_B^3 N_g \quad (2.59)$$

Y la expresión total de la tasa de transferencia de masa por unidad de volumen es:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} \quad (2.60)$$

$$\dot{m}_{fg} = \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_f}} \quad (2.61)$$

La expresión ha sido derivada asumiendo un crecimiento de las burbujas (evaporación). Esta puede ser generalizada incluyendo la condensación:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P|}{\rho_f}} \text{sgn}(P_v - P) \quad (2.62)$$

Donde F es un factor experimental, el cual puede diferir para la condensación y la vaporación, creado para justificar, el hecho de que la tasa de crecimiento entre la vaporización y la condensación puede variar (la condensación es usualmente más lenta que la vaporización).

Aunque la ecuación anterior ha sido generalizada para la vaporización y condensación, ésta requiere pequeñas modificaciones en el caso de la vaporización. La vaporización se inicia en el núcleo. Así como la fracción de

volumen se incrementa, en el núcleo la densidad debe reducirse progresivamente, desde donde hay menos líquido. Para la vaporización r_g en la ecuación es remplazado por:

$$r_{nuc}(1 - P_v) \quad (2.63)$$

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1 - P_v)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_f}} \text{sgn}(P_v - P) \quad (2.64)$$

Donde r_{nuc} es la fracción volumétrica del núcleo.

Para obtener una tasa de transferencia de masa en la interface, se requieren de la especificación de algunas medidas y concentraciones de las burbujas. El modelo Rayleigh Plesset implementa los siguientes valores por defecto:

$$R_B = 1 \mu m$$

$$r_{nuc} = 5E-4$$

$$F_{vap} = 50$$

$$F_{cond} = 0.01$$

2.6 Teoría de la dinámica computacional de fluidos (CFD) [2]

Dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos son: experimentación y cálculo. El primero conlleva, por lo general, la construcción de modelos que son probados con túneles de viento u otras instalaciones, mientras que el segundo implica resolver ecuaciones diferenciales, ya sea de manera analítica o computacional. Los ingenieros modernos aplican tanto análisis

experimental como CFD, y los dos métodos se complementan entre sí, por ejemplo, los ingenieros podrían obtener propiedades globales, como sustentación, fuerza de arrastre, caída de presión o potencia, experimentalmente; pero emplean la CFD para obtener detalles acerca del campo de flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad y perfiles de presión y líneas de corriente. Además, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones de CFD al comparar las cantidades globales determinadas de manera computacional y experimental. La CFD se emplea entonces para abreviar el ciclo de diseño por estudios paramétricos que son controlados con cuidado, de modo que se reduce la cantidad necesaria de análisis experimental.

El estado actual de la dinámica de fluidos computacional es éste: puede manejar flujos laminares con facilidad, pero los flujos turbulentos de interés práctico son imposibles de resolver sin tener que recurrir a los modelos de turbulencia. Por desgracia, ningún modelo de turbulencia es universal, y una solución de la CFD de flujo turbulento es tan buena dependiendo que tan apropiado es el modelo de turbulencia aplicado. Pese a esta limitación, los modelos de turbulencia estándares producen resultados razonables para muchos problemas de práctica ingeniería.

2.6.1. Procedimiento de solución.

Para resolver de manera numérica las ecuaciones 2.12 y 2.13, se efectúan los siguientes pasos.

1. Se elige un dominio computacional y se genera una malla (conocida también como red de nodos); el dominio se divide en muchos elementos pequeños llamados celdas. Para dominios de dos dimensiones (2-D), las celdas son áreas, mientras que para dominios tridimensionales (3-D) las

celdas son volúmenes, ver figura 2.5. Puede considerarse a cada celda como un pequeño volumen de control en el que se resuelven las versiones separadas de las ecuaciones de conservación y transporte.

Un dominio computacional es la región en el espacio en la cual las ecuaciones de movimiento se resuelven mediante la CFD. Una celda es un subconjunto pequeño del dominio computacional. Se ilustran (a) un dominio bidimensional y celdas cuadriláteras, y (b) un dominio tridimensional y celdas hexaedrales. Los límites de un dominio bidimensional se denominan lados, y los límites de un dominio tridimensional se llaman caras.

2. Las condiciones de frontera se especifican en cada lado del dominio computacional (flujos 2-D) o en cada cara del dominio (flujos 3-D).

3. Se especifica el tipo de fluido (agua, aire y gasolina, entre otros), junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad y viscosidad, entre otros). La mayoría de los paquetes de CFD tienen integrada la base de datos de propiedades de fluidos más comunes, lo que hace este paso relativamente fácil.

4. Se seleccionan los parámetros numéricos y los algoritmos de solución.

5. Los valores de primera aproximación para las variables de campo de flujo se especifican para cada celda. Estas son condiciones iniciales, que podrían ser correctas o no, pero son necesarias como un punto de partida, para que el proceso de iteración pueda proceder (paso 6).

6. Al comenzar con los valores de primera aproximación, las formas discretizadas de las ecuaciones 2.12 y 2.13 se resuelven por iteración, por lo

general en el centro de cada celda. Si se trasladaran todos los términos de la ecuación 2.15 a un lado para obtener cero del otro lado de la ecuación, entonces la solución numérica sería “exacta” cuando la suma de todos estos términos, llamada el residuo, se volvería cero para cada celda del dominio en una solución de la de CFD, sin embargo, esta suma nunca es igual a cero pero es de esperar que disminuya conforme se efectúen las iteraciones. Un residuo puede considerarse como una medida de la desviación de una solución numérica para determinada ecuación de conservación o transporte respecto a la solución exacta, y se tiene que monitorear el residuo promedio relacionado con cada ecuación de conservación o transporte para ayudar a determinar cuándo converge la solución. A veces se necesitan cientos, o inclusive miles, de iteraciones para que converja la solución a una solución final, y los residuos pueden disminuir en varios órdenes de magnitud.

7. Cuando converge la solución, las variables de campo de flujo como la velocidad y la presión se trazan y analizan de manera gráfica. Se pueden definir y se analizan también otras funciones particulares que se forman mediante combinaciones algebraicas de variables de campo de flujo. La mayoría de los paquetes de CFD tienen integrados post-procesadores, diseñados para analizar el campo de flujo de manera gráfica y rápida.

8. Las propiedades globales del campo de fluido, como la caída de presión, las propiedades integrales, como las fuerzas (de sustentación y de arrastre), los torques que actúan sobre un cuerpo, se calculan a partir de la solución que se obtiene por convergencia. Con la mayoría de los paquetes de CFD, esto puede hacerse “sobre la marcha” a medida que proceden las iteraciones, En numerosos casos, de hecho, es aconsejable monitorear estas cantidades junto con los residuos durante el proceso de iteración; cuando converge una solución, las propiedades globales e integrales deben establecerse en valores constantes también.

2.6.2. Generación e independencia de la malla. [1] [2]

El primer paso (y posiblemente el paso más importante) en una solución de CFD, es generar una malla que define las celdas en las que se calculan las variables de flujo (velocidad y presión, entre otras) en todo el dominio computacional. Los modernos paquetes comerciales de la CFD, vienen con sus propios generadores de malla, y también están disponibles programas para generar mallas independientes.

Mallas estructuradas.

Una malla estructurada consta de celdas planas con cuatro lados (2-D) o celdas volumétricas con seis caras (3-D). Aunque la forma rectangular de las celdas podría estar distorsionada, cada celda se numera de acuerdo con los índices (i, k) que no necesariamente corresponden a las coordenadas x , y y z . En el ejemplo de la figura 2.3 se observa una malla estructurada en 2-D.

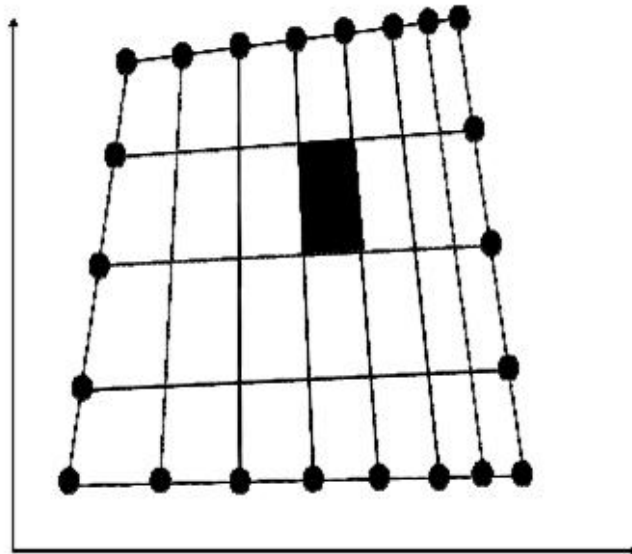


Figura 2.4. Malla estructurada en 2-D

Malla no estructurada

Una malla no estructurada consta de celdas de varias formas, usualmente se emplean triángulos o cuadriláteros (2-D) y tetraedros o hexaedros (3-D), con la misma distribución de intervalo de lados; a diferencia de la malla estructurada, en la no estructurada, no puede identificarse a las celdas de manera única mediante los índices i y j ; en cambio, las celdas se numeran.

Para configuraciones geométricas complejas, por lo general es mucho más fácil para el usuario del paquete de generación de malla crear una no estructurada. Por ejemplo, algunos paquetes de la CFD están escritos de manera específica para las mallas estructuradas; estos paquetes convergen con mayor rapidez, y a menudo con mayor exactitud, por utilizar la identificación de celdas por índices como se hace en caso de las mallas estructuradas. Sin embargo, los modernos paquetes de CFD de aplicación general, pueden manejar mallas estructuradas, esto ya no es un problema. Algo más importante es que se generan menos celdas con una malla estructurada. En el ejemplo de la figura 2.4 se presenta una malla no estructuradas bidimensionales con nueve nodos y ocho intervalos en los lados superior e inferior, y cinco nodos y cuatro intervalos en los lados izquierdo y derecho (a) malla estructural no estructurada y (b) malla cuadrilátera no estructurada en 2-D.

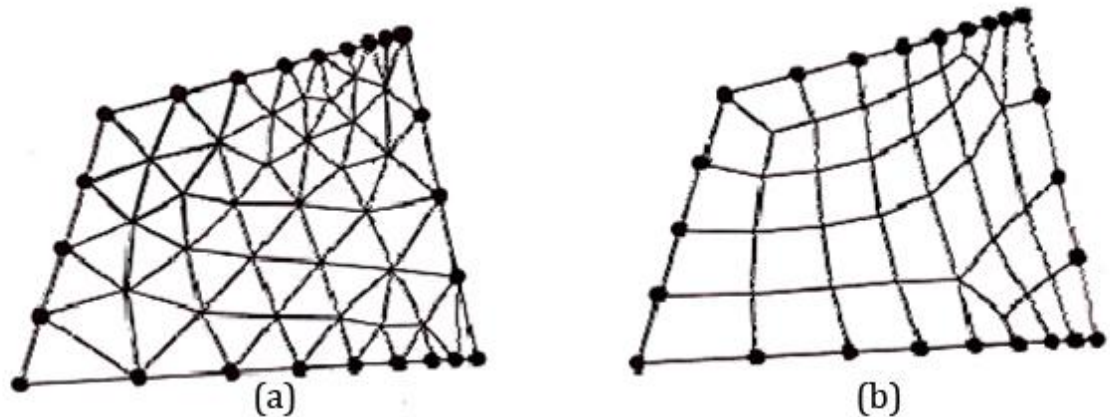


Figura 2.5 Malla no estructurada en 2-D

En capas límites, donde las variaciones de flujo cambian con rapidez en la dirección normal a la pared y se requieren mallas de alta resolución en la cercanía a esta, las mallas no estructuradas permiten una resolución mucho más fina que las no estructuradas para el mismo número de celdas.

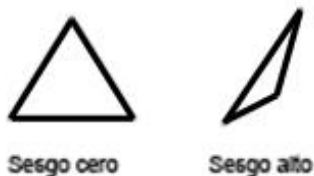
Se debe enfatizar que sin importar el tipo de malla que se elija, es la calidad de la malla lo que es más imprescindible para soluciones confiables de la CFD. En particular, debe tenerse siempre cuidado que cada una de las celdas no esté muy sesgada porque esto puede crear dificultades e inexactitudes de convergencia en la solución numérica. Hay varias clases de sesgo, tanto para celdas de dos como de tres dimensiones; el tipo de sesgo más apropiado para celdas bidimensionales es el sesgo equiángulo, definido como:

Sesgo equiángulo:

$$\theta_{EAS} = \text{MAX} \left(\frac{\theta_{max} - \theta_{igual}}{180 - \theta_{igual}}, \frac{\theta_{igual} - \theta_{min}}{\theta_{igual}} \right) \quad (2.65)$$

Donde θ_{min} y θ_{max} son los ángulos mínimos y máximo (en grados) entre dos lados cualesquiera de la celda, y θ_{igual} es el ángulo entre dos lados de una celda equilátera ideal con el mismo número de lados. Para celdas triangulares $\theta_{igual}=60$ y para celdas cuadriláteras $\theta_{igual} = 90$, Se puede mostrar mediante la ecuación 2.53 que $0 < Q_{eas} < 1$ para cualquier celda de 2-D. Por definición, un triángulo equilátero tiene sesgo cero. De la misma manera, un cuadrado o rectángulo tiene sesgo cero. Un elemento triangular o cuadrilátero muy distorsionado podría tener un sesgo inaceptablemente alto (ver figura 2.5). Algunos paquetes de generación de malla emplean esquemas numéricos para emparejar la malla con el fin de reducir el sesgo.

a) Celdas triangulares



b) Celdas cuadriláteras

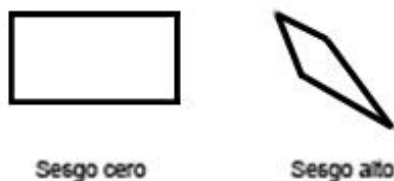


Figura 2.6. Sesgo en celdas.

El sesgo se muestra en dos dimensiones en la figura 2.3: a) un triángulo equilátero tiene cero sesgo, pero un triángulo muy distorsionado tiene mucho sesgo. b) de manera similar un rectángulo tiene sesgo cero,

pero una cuadrilátera muy distorsionada tiene alto sesgo. Otros factores afectan también la calidad de la malla. Por ejemplo, los cambios abruptos en el tamaño de celda conducen en el paquete de la CFD a dificultades numéricas o de convergencia. También, las celdas con una razón de sus dimensiones muy grande, a veces pueden causar problemas. Aunque es posible reducir la cantidad de celdas al usar una malla estructurada en vez de una no estructurada, una malla estructurada no siempre es la mejor elección, lo cual depende de la forma del dominio computacional.

Malla híbrida.

Una malla híbrida es la que combina regiones o bloques de mallas estructuradas y no estructuradas. Por ejemplo, se puede juntar una malla estructurada cercana a una pared con un bloque de malla no estructurada fuera de la región de influencia de la capa límite. Con frecuencia se emplea una malla híbrida para permitir alta resolución cerca de una pared sin necesitar alta resolución lejos de la pared. Cuando se genera cualquier tipo de malla debe tenerse cuidado siempre de que cada una de las celdas no esté muy sesgada.

2.6.3. Verificación de la geometría. [1]

Verificación de ejes “sliver edge checking”.

Realiza una búsqueda de los ejes más pequeños en la geometría, los cuales pueden producir una malla de baja calidad en regiones cercanas a éstos; usando como criterio el valor de tolerancia de longitud mínima de un eje, como $1,6 \text{ E-1}[\text{mm}]$.

Verificación de caras “sliver face checking”.

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:

$$\text{Sliver factor} = \frac{(\text{perimetro})^2}{4\pi \times \text{Area}} \quad (2.66)$$

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

Verificación de la distorsión “parametrization face checking”.

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

2.6.4. Calidad de la malla. [1]

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:

Ortogonalidad de la malla “mesh orthogonality”.

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 en la figura 2.6. Se trata de el 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.

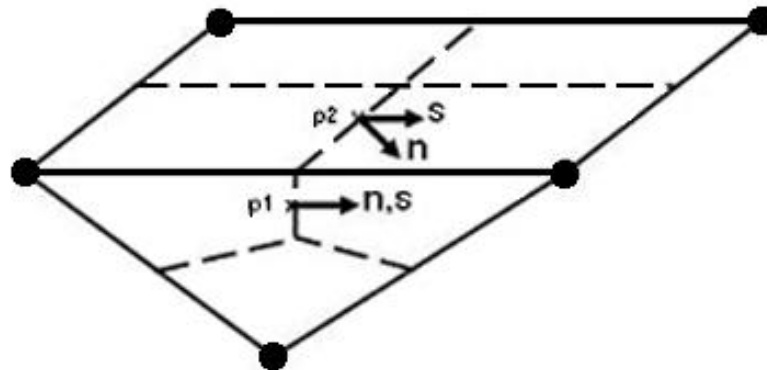


Figura 2.7. Ortogonalidad de la malla “mesh orthogonality”

Factor de expansión de la malla “mesh expansion factor”.

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 y se puede observar en el ejemplo de la figura 2.7.

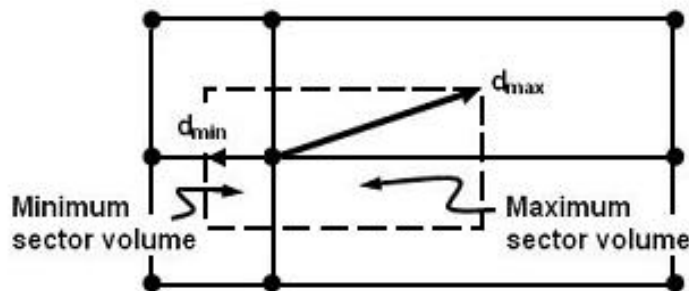


Figura 2.8 Factor de expansión de la malla “Mesh expansion factor” [1]

Aspecto del radio de la malla “mesh aspect ratio”

El concepto de “Mesh Aspect Ratio” estudia los elementos de la malla a medida que estos se van estrechando 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 2.8. Un rango aceptable de “Mesh Aspect Ratio” sería < 100 .

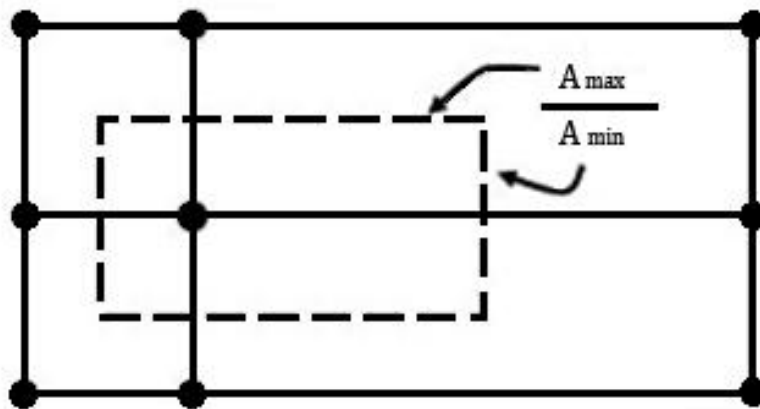


Figura 2.9. Aspecto del radio de la malla “mesh aspect ratio”

2.6.5. Criterio de convergencia de la raíz media promedio. [1]

El Residuo de la raíz media promedio o RMS por sus siglas en ingles “ROOT MEAN SQUAR”, consiste en sumar todos los residuos del dominio, determinar la media de los residuos y por último calcular la raíz cuadrada de la media obtenida. Una medida de cuán bien converge la solución puede ser obtenida por el trazado de los residuos para cada ecuación al final de cada intervalo de tiempo de la simulación o “TimeStep”. Para la determinación del valor de RMS razonable para evaluar la convergencia pueden tenerse en cuenta los siguientes lineamientos:

- Valores por encima de $1 \cdot 10^{-4}$ puedan ser suficientes para obtener una evaluación cualitativa del campo de flujo

- $1 \cdot 10^{-4}$ es una convergencia relativamente imprecisa, pero puede ser suficiente para muchas aplicaciones de ingeniería
- $1 \cdot 10^{-5}$ representa una buena convergencia y usualmente suficiente para la mayoría de aplicaciones de ingeniería.
- $1 \cdot 10^{-6}$ o menor representa una convergencia bastante alta y es ocasionalmente requerida para problemas sensibles a la geometría. En muchos casos no es posible obtener este nivel convergencia, particularmente utilizando un programa de solución de ecuaciones de precisión simple.

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

Se define el tipo de investigación a realizar, se hace un recuento de los recursos disponibles y se describe el procedimiento empleado para la modelación numérica del fenómeno de la cavitación en impulsores de tipo cerrado en bombas hidráulicas.

3.1 Nivel de la investigación.

El nivel de la investigación es el grado de dificultad con que se aborda un objeto u fenómeno. Hernández Sampieri et al (2003) en su libro “Metodología de la Investigación” define cuatro niveles de investigación: exploratoria, descriptiva, correlacional y explicativa.

A su vez Sabino (1986) define la investigación exploratoria como:

“Son las investigaciones que pretenden darnos una visión general y sólo aproximada de los objetos de estudio. Este tipo de investigación se realiza especialmente cuando el tema elegido ha sido poco explorado, cuando no hay suficientes estudios previos y cuando aún, sobre él, es difícil formular hipótesis precisas o de cierta generalidad. Suelen surgir también cuando aparece un nuevo fenómeno que, precisamente por su novedad, no admite todavía una descripción sistemática, o cuando los recursos de que dispone el investigador resultan insuficientes como para emprender un trabajo más profundo”.

Esta investigación se caracteriza por explorar el comportamiento de la cavitación en el impulsor de tipo cerrado de una bomba centrífuga mediante la manipulación de las variables envueltas en el mismo, a través de aproximaciones numéricas, utilizando los adelantos de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD, comportamiento que será comparado con resultados obtenidos en otros trabajos anteriores. Por tal motivo es una investigación de tipo exploratoria.

3.2 Diseño de investigación.

El diseño de la investigación, no es más que la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado. En atención al

diseño, la investigación se clasifica en: documental, de campo y experimental.

Sabino (1986) define el experimento como:

“Consiste en someter el objeto de estudio a la influencia de ciertas variables, en condiciones controladas y conocidas por el investigador, para observar los resultados que cada variable produce en el objeto.”

Esta investigación es del tipo experimental, ya que se espera interpretar los datos que se obtendrán mediante la manipulación de las variables involucradas en el impulsor de tipo cerrado de una bomba centrífuga en condiciones de cavitación, mediante la aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional o CFD. La investigación está orientada según las siguientes etapas: una revisión bibliográfica de la teoría de la cavitación, seleccionar el(los) impulsor(es) a estudiar de acuerdo a las bases teóricas disponibles, la determinación de los modelos matemáticos y leyes fundamentales que dominan en la simulación a realizar; y la realización y post-análisis de la simulación numérica.

3.3 Revisión bibliográfica

Revisión bibliográfica de tesis y otras publicaciones relacionadas con el estudio de la cavitación en el impulsor de tipo cerrado de una bomba centrífuga, con el fin de determinar los parámetros físicos involucrados en el fenómeno de la cavitación, así como también determinar los modelos matemáticos y leyes fundamentales que definen el comportamiento de la cavitación en el impulsor.

3.4 Selección del impulsor a estudiar.

Se selecciona el impulsor tipo cerrado de álabes curvados hacia atrás, teniendo como referencia un impulsor comercial de la marca Jimmytm de diámetro 230mm y 6 álabes, siendo este modelo uno de los mas comercializados por sus prestaciones estándar, y tomando como criterio principal la validación de la simulación a través de la comparación de los resultados con los obtenidos en investigaciones anteriores realizadas en impulsores de geometría similar y la demostración mediante las leyes físicas apropiadas de la validez de la simulación. A su vez, el impulsor seleccionado permite realizar un diseño preciso en el software CAD y su posterior procesamiento en el software de análisis numérico debido a la sencillez de su geometría y la rápida adaptación de la misma en el software de análisis, permitiendo un proceso de cálculo más acertado y una mayor exactitud en los resultados obtenidos.

3.5 Selección de los modelos matemáticos.

Una vez realizada la revisión bibliográfica satisfactoria, se determinan los modelos matemáticos más apropiados para la realización de la simulación numérica basándose en la interpretación de la investigación bibliográfica y de ser necesario la comparación de los resultados obtenidos en la simulación de modelos similares al seleccionado en esta investigación.

3.6 Desarrollo del experimento numérico

Esta sección consta de las siguientes fases:

3.6.1 Diseño del impulsor a estudiar mediante software de Diseño Asistido por Computadora (CAD).

El dominio a estudiar se dibuja mediante una herramienta de diseño de impulsores llamado CfTurbo™, la cual permite dimensionar de acuerdo a la geometría deseada (diámetros, ancho de cara, ángulos de entrada y salida, número de álabes, etc.), las condiciones de trabajo del impulsor (velocidad angular, caudal) y a las propiedades del fluido, como se observa en la figura 3.1.

The screenshot shows the 'Basic calculations' window of the CfTurbo software, divided into three main sections: Design point, Assumptions, and Dimensions. The Design point section includes basic values (Flow rate Q=50 m³/h, Head H=80 m, Revolutions n=3600 /min, Density ρ=1000 kg/m³) and inflow parameters (Flow angle, Swirl number, α_s = arctan(c_{ms}/c_{us}), Hub=90°, Shroud=90°). The Assumptions section includes characteristic numbers (Intake number z=0.073, Pressure number ψ=1.035, Outlet width ratio b2/d2=0.061), efficiency values (Hydraulic η_h=0.83, Volumetric η_v=0.95, Side friction η_s=0.91, Mechanical η_m=0.98), and Number of blades z=6. The Dimensions section includes shaft/hub parameters (Allowable stress τ=15 MPa, Factor of safety SF=1.15, Min. shaft diameter d_V=25 mm, Hub diameter d_N=25 mm) and main dimensions (Suction diameter d_S=50 mm, Impeller diameter d₂=230 mm, Outlet width b₂=7 mm). A summary table at the bottom provides calculated results for specific speed, power, efficiency, and axial force.

Design point		Assumptions		Dimensions	
Flow rate	Q 50 m ³ /h	Intake number	z 0.073	Allowable stress	τ 15 MPa
Head	H 80 m	Pressure number	ψ 1.035	Factor of safety	SF 1.15
Revolutions	n 3600 /min	Outlet width ratio	b2/d2 0.061	Min. shaft diameter	d _V 25 mm
Density	ρ 1000 kg/m ³			Hub diameter	d _N 25 mm
Inflow Flow angle Swirl number $\alpha_s = \arctan(c_{ms} / c_{us})$ Hub 90 ° Shroud 90 °		Efficiency Hydraulic η _h 0.83 Volumetric η _v 0.95 Side friction η _s 0.91 Mechanical η _m 0.98		Main dimensions Suction diameter d _S 50 mm Impeller diameter d ₂ 230 mm Outlet width b ₂ 7 mm	
Direction of rotation (from driving end) <input checked="" type="radio"/> Right (clockwise) <input type="radio"/> Left (counter-clockwise)		Number of blades z 6		Pressure coefficient ψ 0.84 Average inlet velocity cmS 9.93 m/s Average outlet velocity cm3 2.89 m/s Net pos. suction head NPSH 5.45 m Outlet width ratio b2/d2 0.03 Meridional deceleration dcm 0.29 Axial force Fax 1040 N	
Specific speed (SI)	nq 15.9	Required driving power	PD 15.5 kW		
Specific speed (US)	Ns 819	Power loss	PL 4.6 kW		
Type number (ISO)	ω 0.30	Internal efficiency	η _I 0.72		
Specific pump work	Y 785 m ² /s ²	Pump efficiency	η 0.70		
Rise of pressure	dp 0.785 MPa				
Pump output	PQ 10.9 kW				

Figura 3.1 Configuración del diseño del impulsor

En este punto, se diseñan las geometrías correspondientes a la sección meridional del impulsor y la geometría de los álabes. El software realiza el cálculo automático de los triángulos de velocidad pertenecientes a la entrada y salida del fluido en el impulsor, como se muestra en la figura 3.2 y 3.3.

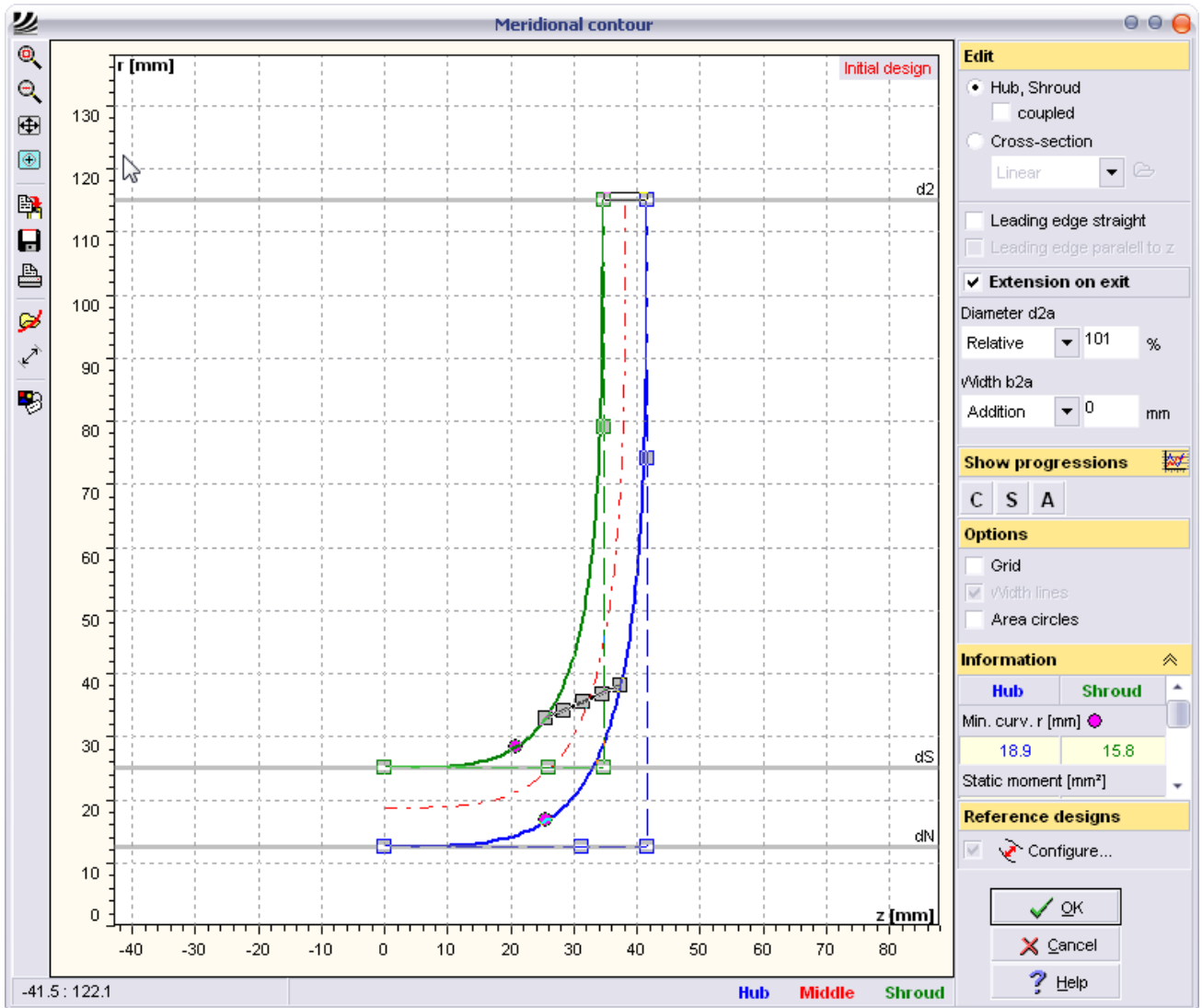


Figura 3.2 Vista meridional del impulsor

52 *Análisis del fenómeno de cavitación en el impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga*

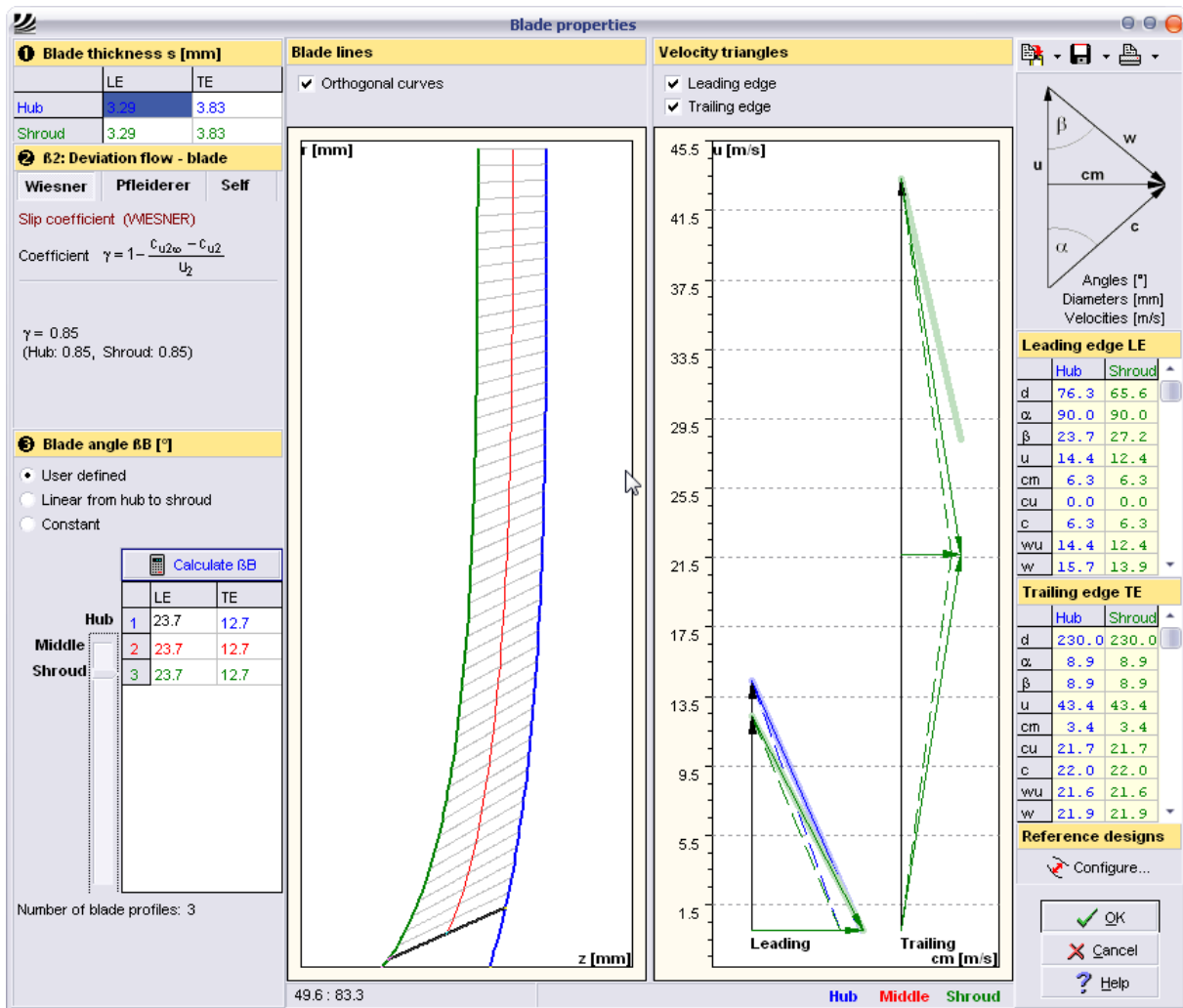


Figura 3.3 Cálculo de los triángulos de velocidad teóricos con sus graficas respectivas.

Con todos estos datos, se procede al dimensionamiento de los álabes, donde se especifica el ancho de los mismos y el perfil de las caras. Todos estos parámetros fueron determinados de acuerdo a los parámetros estándar del manual del CfTurboTM. Posteriormente, con la geometría determinada, las curvas que la definen se exportan en un formato de intercambio de datos compatible con el software de análisis numérico.

3.6.2 Establecimiento del dominio, mallado y condiciones de contorno del experimento

Se importa la geometría al software de mallado y se procede a la determinación del dominio. Para esto, se especifica en el menú de datos de máquina, el método de generación del impulsor, que para este caso se utiliza el número de alabes como método, el eje de rotación y las unidades de medida base que utilizará el software para la generación de la geometría. Este procedimiento se observa en la figura 3.4

Details of **Machine Data**

Data

Pitch Angle

Method: Bladeset Count

of Bladesets: 6

Rotation

Method: Principal Axis

Axis: Z

Units

Base Units: mm

Apply Reset Defaults

Figura 3.4 Parámetros de configuración del impulsor.

Una vez especificados los datos de máquina, se procede a introducir las curvas que definen la geometría del impulsor y los álabes, tal como se observa en la figura 3.5, las cuales fueron exportadas por el software de diseño CAD. Para la representación geométrica del impulsor se requiere configurar parámetros de las curvas como el sistema de coordenadas, las unidades de longitud (que deben coincidir con las unidades especificadas en

la figura 3.4 para conservar la homogeneidad del diseño), así como los parámetros de la representación geométrica como el tipo de curva, la elevación del álabe en las caras internas del impulsor y el tipo de superficie generada. Se seleccionan los valores por defecto del software ya que para este caso no se necesitan especificaciones diferentes de diseño.

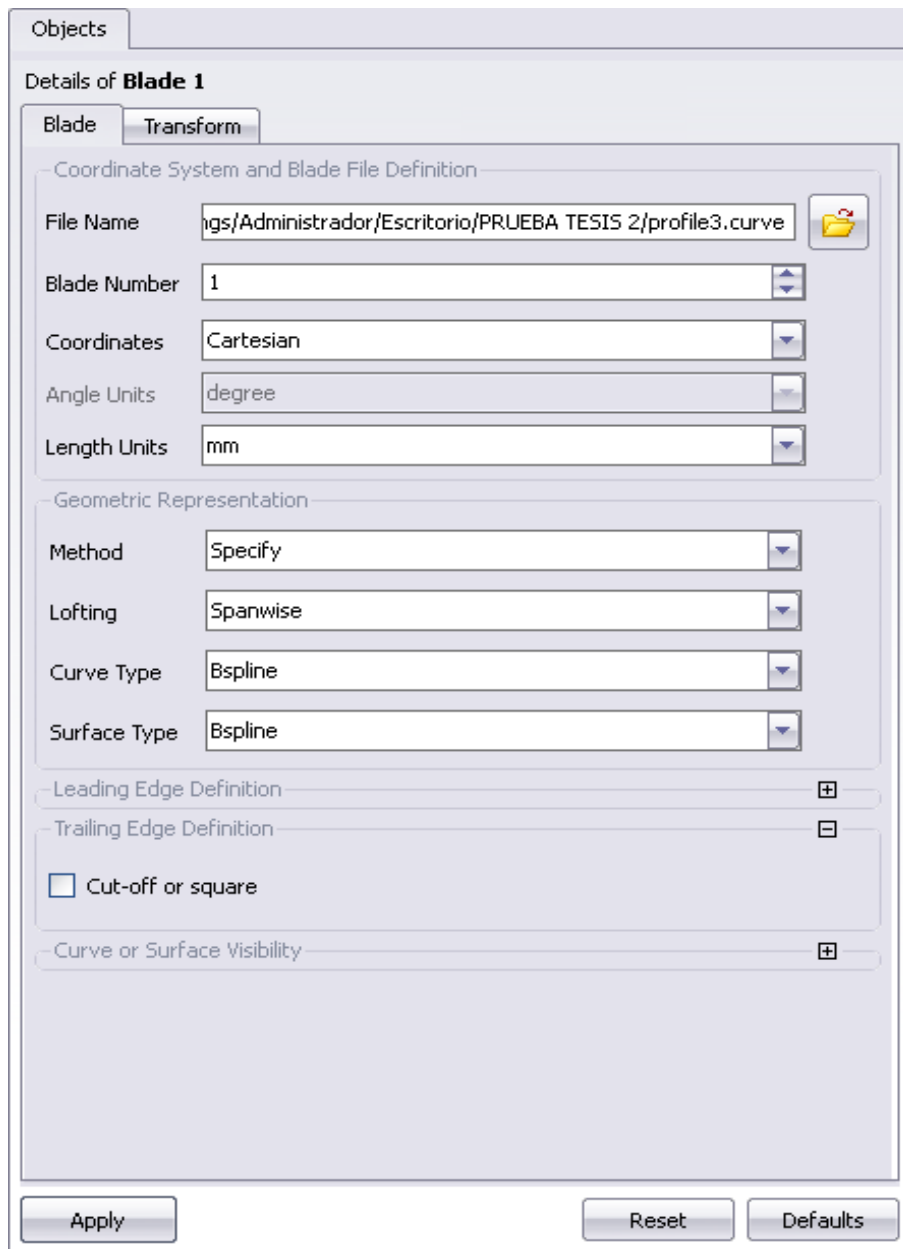


Figura 3.5 Parámetros de importación de las curvas que definen la geometría del impulsor.

Una vez introducidos estos parámetros, el software automáticamente diseña la geometría del modelo, como se observa en la siguiente figura 3.6.

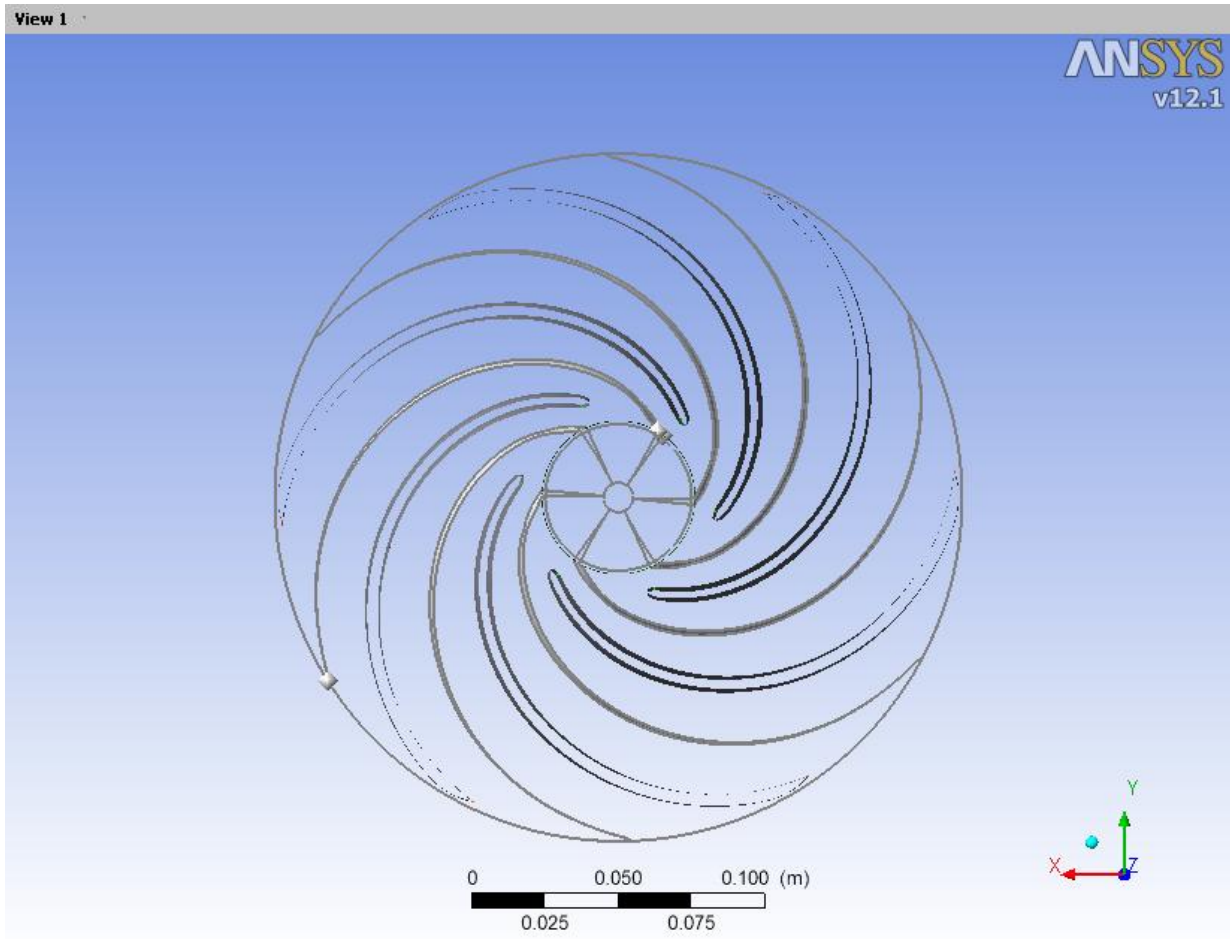


Figura 3.6 Geometría completa del impulsor

Debido a la naturaleza periódica y simétrica del flujo dentro del impulsor, solo es necesario modelar el dominio perteneciente al espacio de flujo de un álabe. Este espacio se representa como la división equitativa del flujo por el lado anterior y posterior al álabe. Esto minimiza los requerimientos de los recursos computacionales para obtener la solución y reduce los tiempos de cálculo. Además, no se representará la sección de

salida perteneciente al difusor ya que esta no influye directamente en el proceso de cavitación, donde la subida de presión por encima de la presión de vapor para la implosión de las burbujas se produce principalmente en el espacio de los alabes, justificando de esta manera la no adición de la sección perteneciente al difusor. El resultado geométrico del análisis anterior se muestra en la figura 3.7 en sus partes a y b.

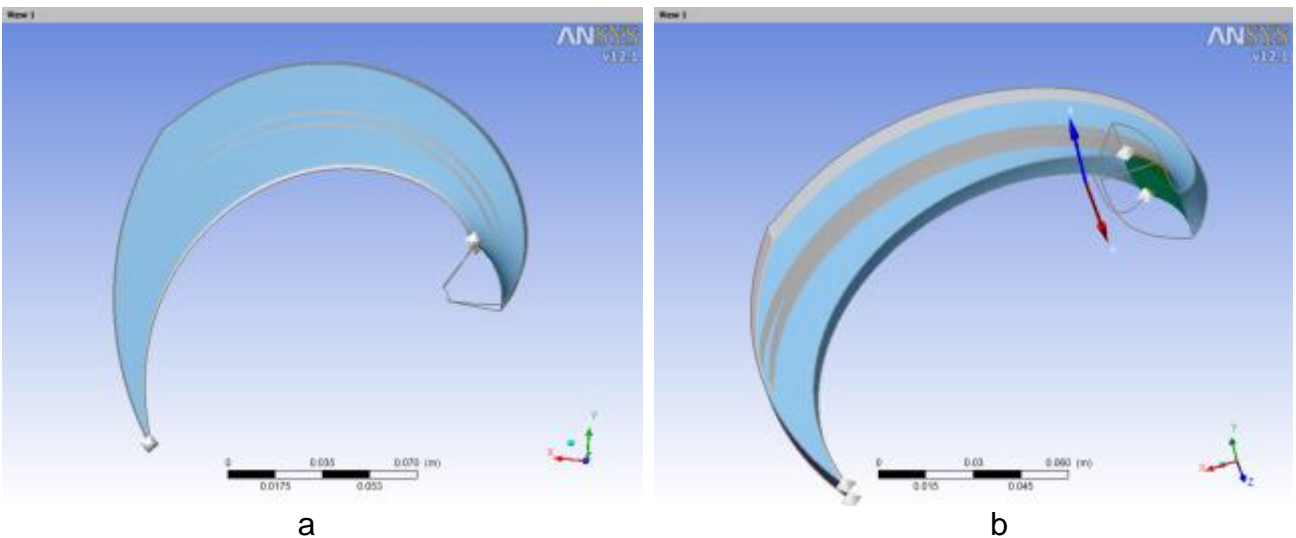


Figura 3.7 Geometría a simular del impulsor: a) vista superior, b) vista isométrica

Como se puede apreciar, la sección útil para el estudio comienza en una cara imaginaria de entrada al alabe, y no en la entrada real del impulsor. Esta es la configuración por defecto del software y se justifica mediante el hecho de que todas las líneas de flujo entran en esta cara en la dirección normal a la misma, y es en este punto donde la energía rotacional del impulsor comienza a afectar el flujo. Además la sección anterior a esta cara teóricamente posee una presión uniformemente distribuida en todo su volumen. Todos estos pasos son necesarios para garantizar el mallado correcto del dominio.

Una vez introducida la geometría del dominio en el software; se procede a configurar el mallado del mismo, comenzando por la topología del mallado.

La topología se refiere a la división en bloques del dominio, bloques que serán discretizados por separado para luego unir los elementos de los contornos comunes de los bloques en el dominio, proceso realizado automáticamente por el software. La configuración seleccionada, como se muestra en la figura 3.8, permite al software ajustar la topología de acuerdo a la geometría del dominio utilizando todas las formas de topología posible. A esto se refiere la opción “Topology definition-method: H/J/C/L-grid”. Las otras opciones fuerzan la topología a una forma determinada, lo que puede dificultar el proceso de mallado. Esto se puede apreciar en la figura 3.8.

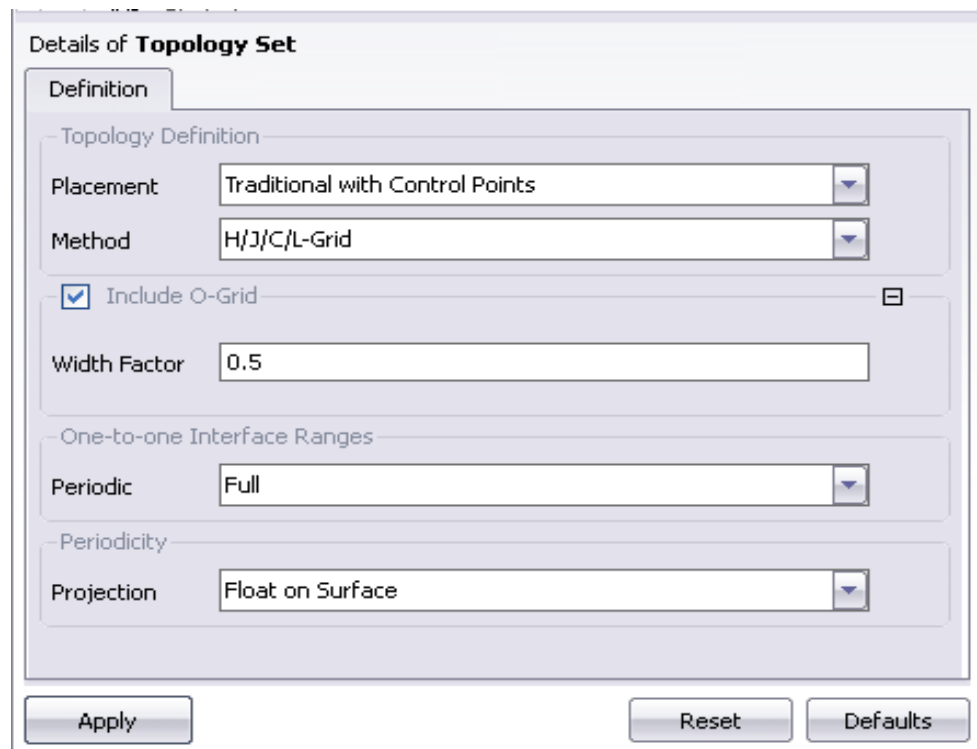


Figura 3.8 Selección de la configuración de la topología

El número aproximado de elementos para la discretización del dominio fue de 50000. Dicho número fue elegido mediante el estudio de los trabajos antecedentes, donde se llegó a la conclusión de que con un número de elementos de aproximadamente 50000 se obtendrían resultados satisfactorios con un tiempo computacional no muy elevado. El resultado de la topología y el mallado previo se muestra en la figura 3.9.

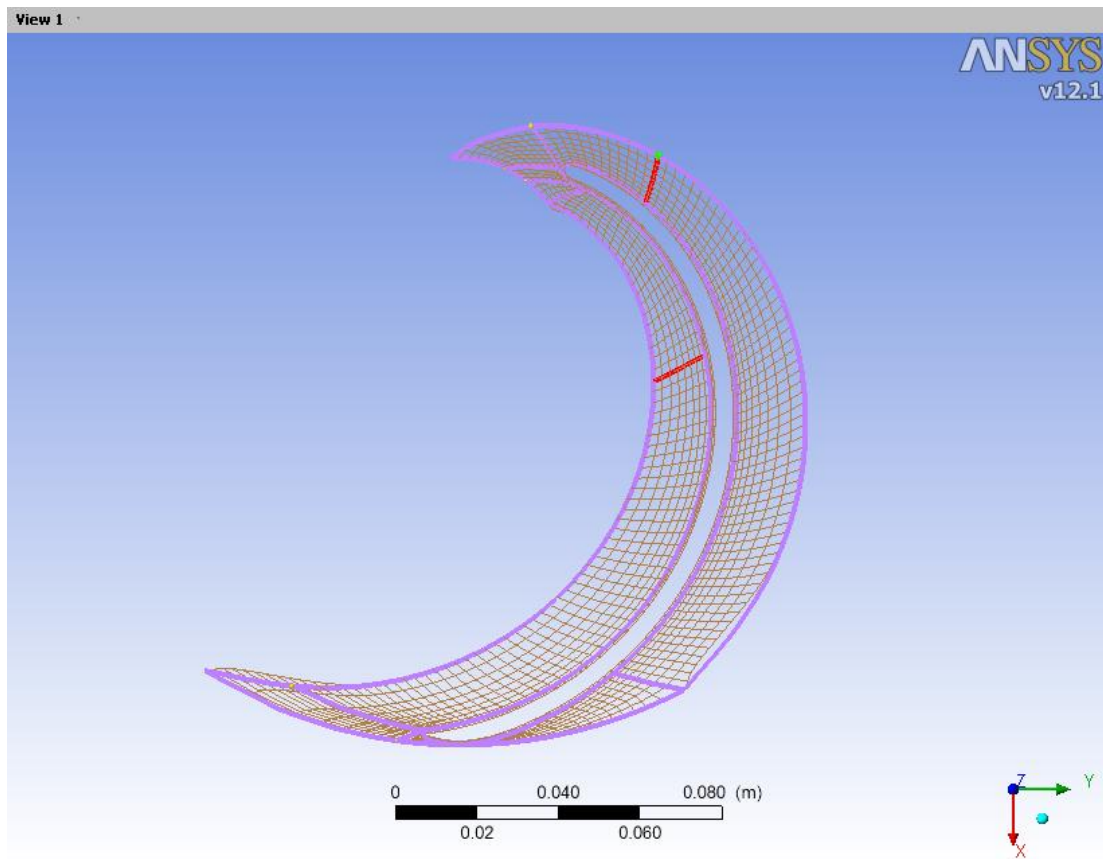


Figura 3.9 Pre-mallado del dominio

El software analiza la calidad del pre-mallado, con el fin de observar donde se encuentran los elementos más críticos que se deben modificar para el refinamiento del mallado. Esto con el fin de evitar problemas de convergencia en la solución numérica. Se observa lo nombrado en la figura 3.10.

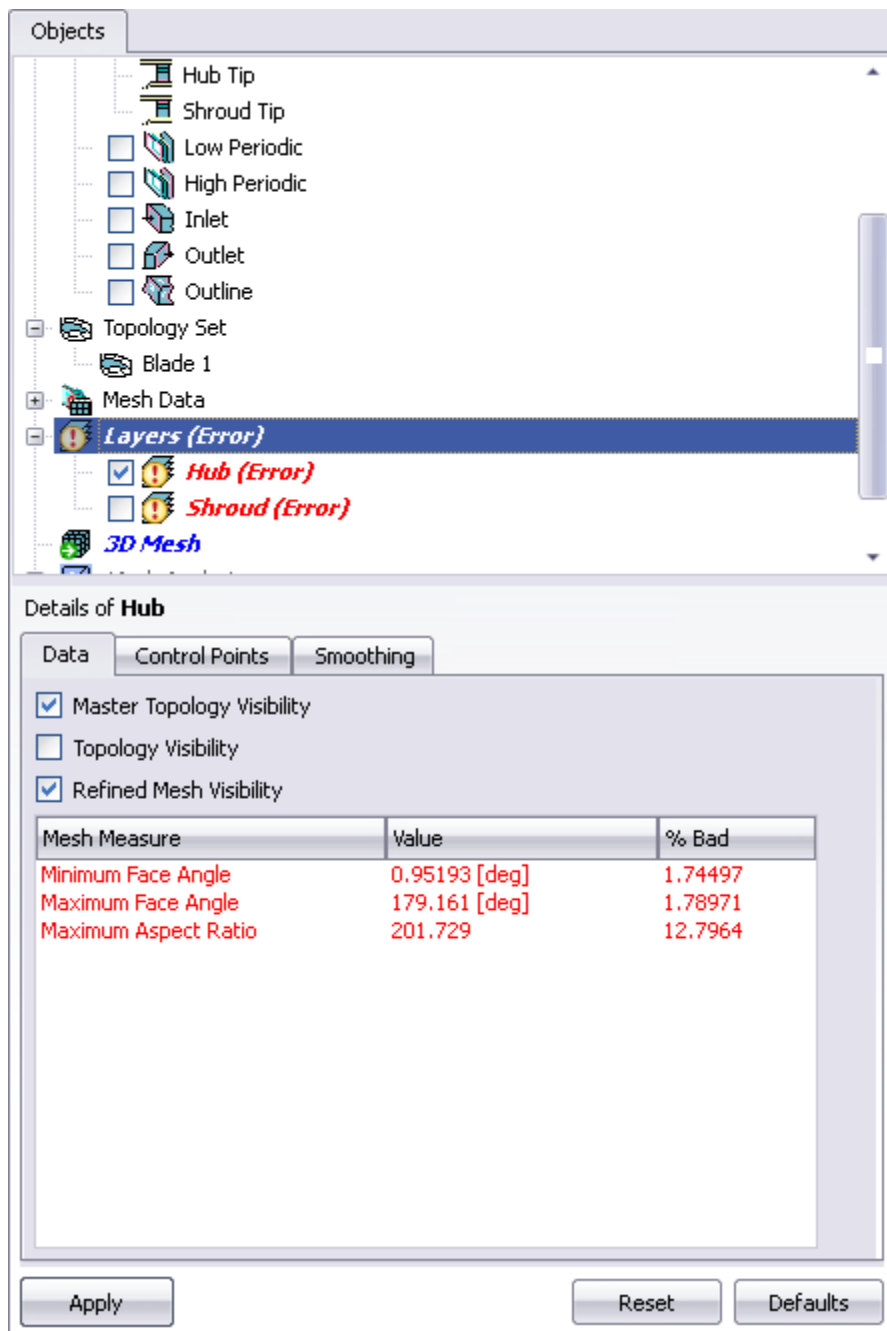


Figura 3.10 Resultados del análisis del pre-mallado del dominio

Como se observa en la figura 3.10, hay defectos en la calidad del mallado que deben ser refinados para evitar problemas de convergencia. Esto se hace mediante el ajuste de los puntos de control que definen la topología, como se muestra en las figura 3.11 y 3.12

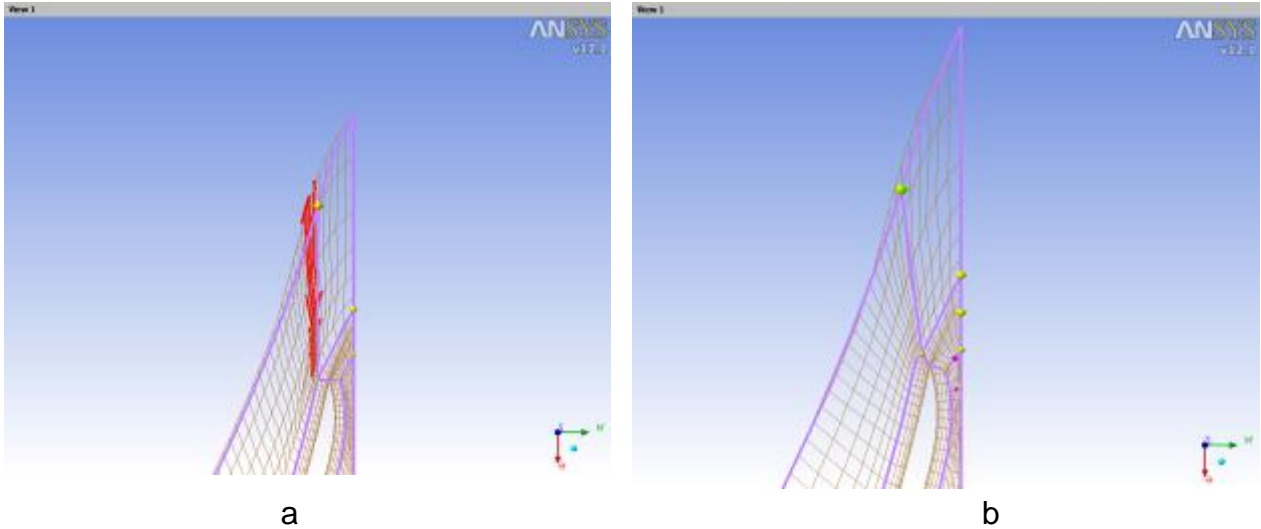


Figura 3.11 Refinamiento de la malla. a) Sin refinar, b) Con refinamiento

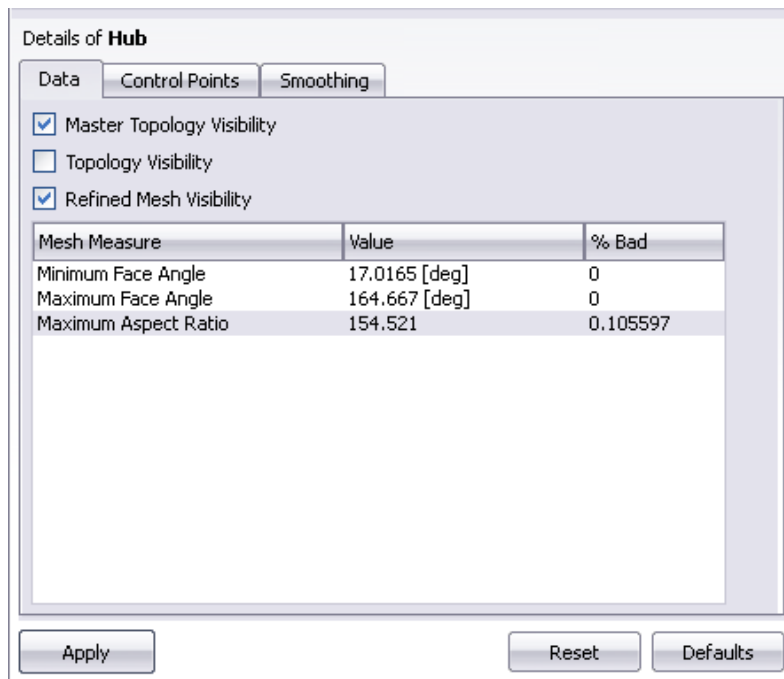


Figura 3.12 Resultados del análisis de la malla después del procesamiento

Una vez refinado el pre-mallado para mejorar los parámetros, se procede a realizar el mallado volumétrico con el que se realizara el estudio. El mallado obtenido se observa en la figura 3.13.

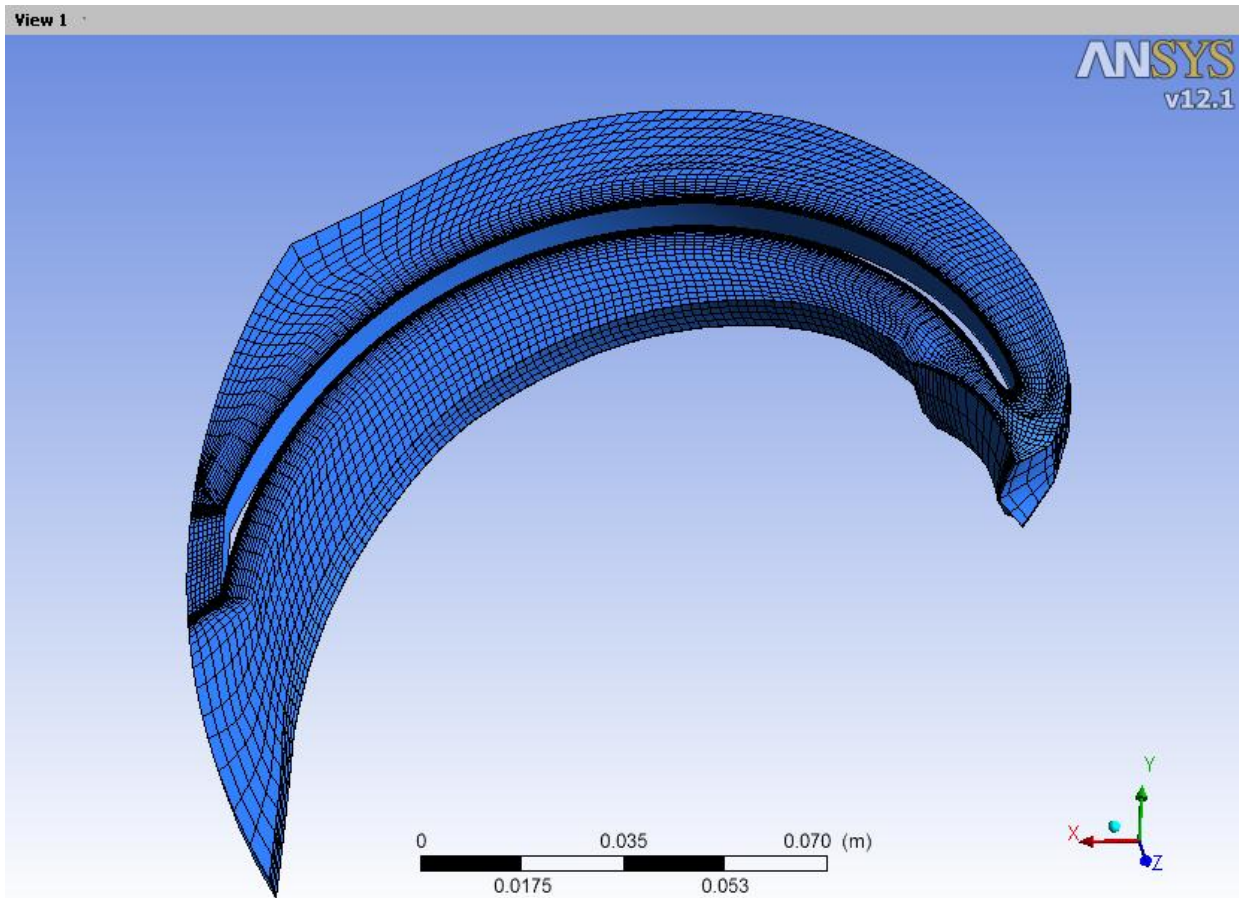


Figura 3.13 Mallado volumétrico.

Obsérvese que la geometría de los elementos es hexaédrica. Esta geometría es la recomendada para el estudio de flujos en turbomáquinas, porque permite que las líneas de flujo entren y salgan de las caras de los elementos en ángulos cuasi-ortogonales, lo que simplifica el cálculo y la obtención de las soluciones de ecuaciones que rigen el movimiento del fluido y disminuye los requerimientos computacionales. La elección de otra geometría de elementos dependerá del tipo de estudio que se requiera llevar

a cabo y de la geometría del dominio, y el mallado posiblemente tendrá que ser realizado en otros programas destinados a esta función.

3.6.3 Configuración del dominio y condiciones de borde del campo de flujo

Se debe primero definir las diferentes las áreas que conforman el impulsor como la entrada y salida de fluido así como los límites que debe tener el paso de flujo. Una vez importado el mallado se procede a la configuración de partes por medio de la herramienta *Turbo mode* como se indica en la figura 3.14.

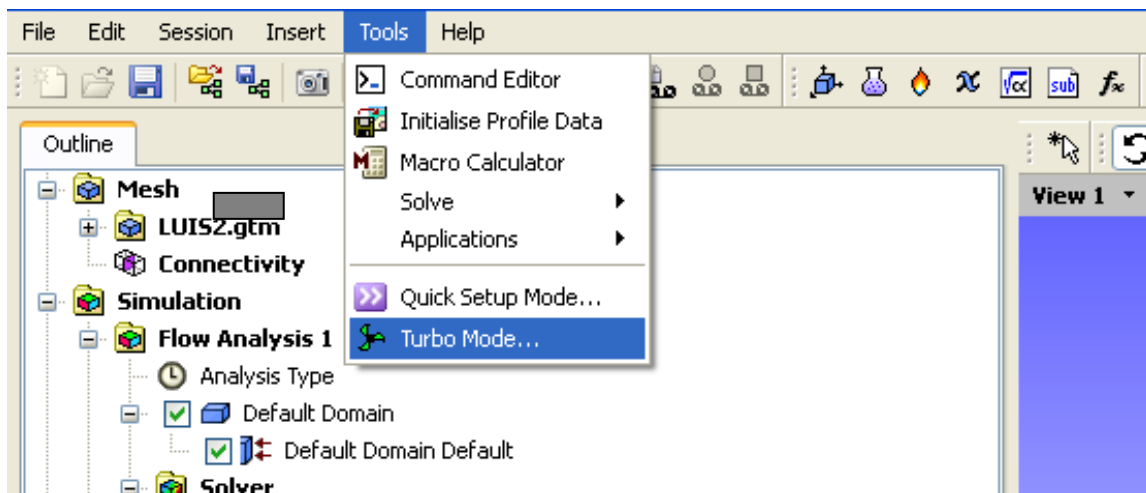


Figura 3.14 Entrada a la configuración del *Turbo Mode*.

Donde se determina que tipo de maquina es la que se está estudiando, así como el eje de rotación, por medio de pestañas de selección como se muestra en la figura 3.15.

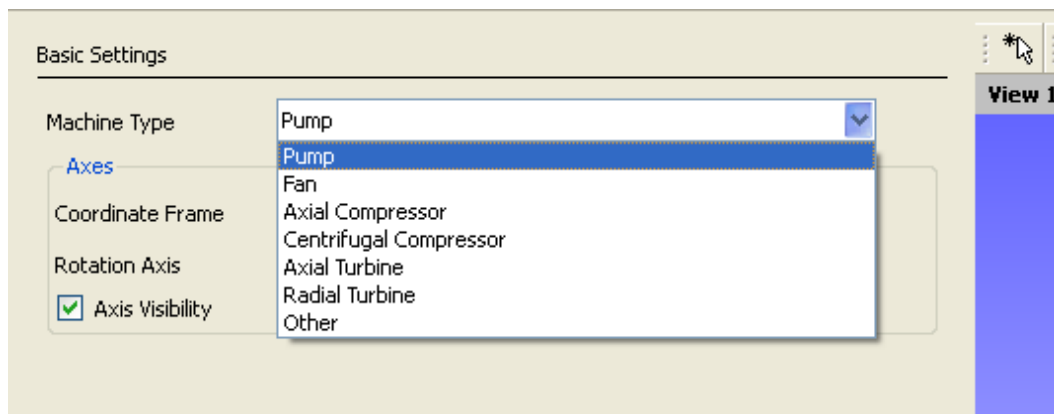


Figura 3.15 Diferentes configuraciones predeterminadas de máquina.

Luego de confirmar la selección se procede a la configuración del componente, que incluye la velocidad de giro; así como el comportamiento general del alabe sea estacionario o rotatorio, según la figura 3.16.

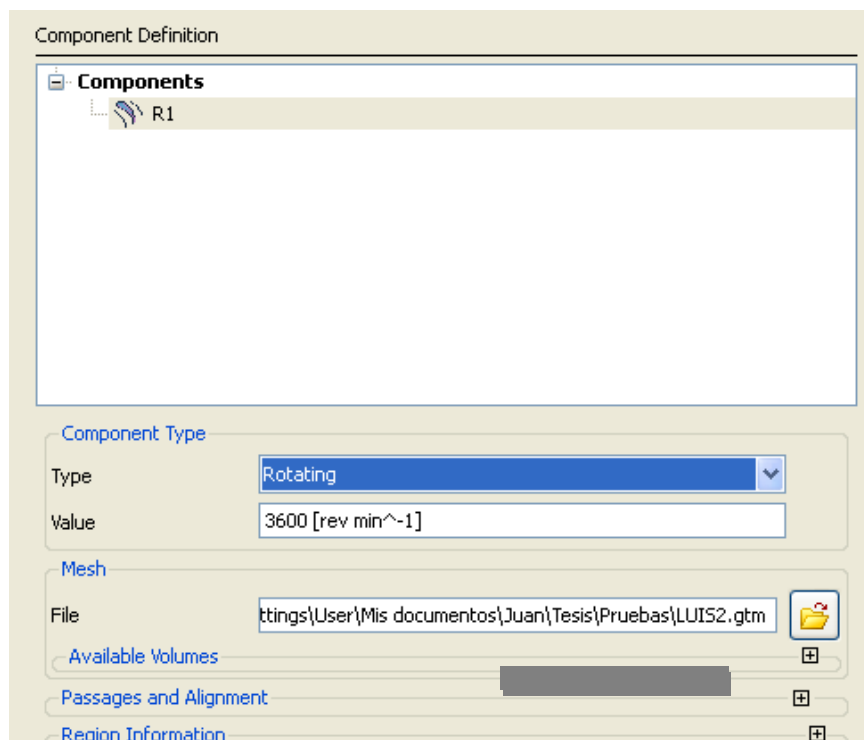
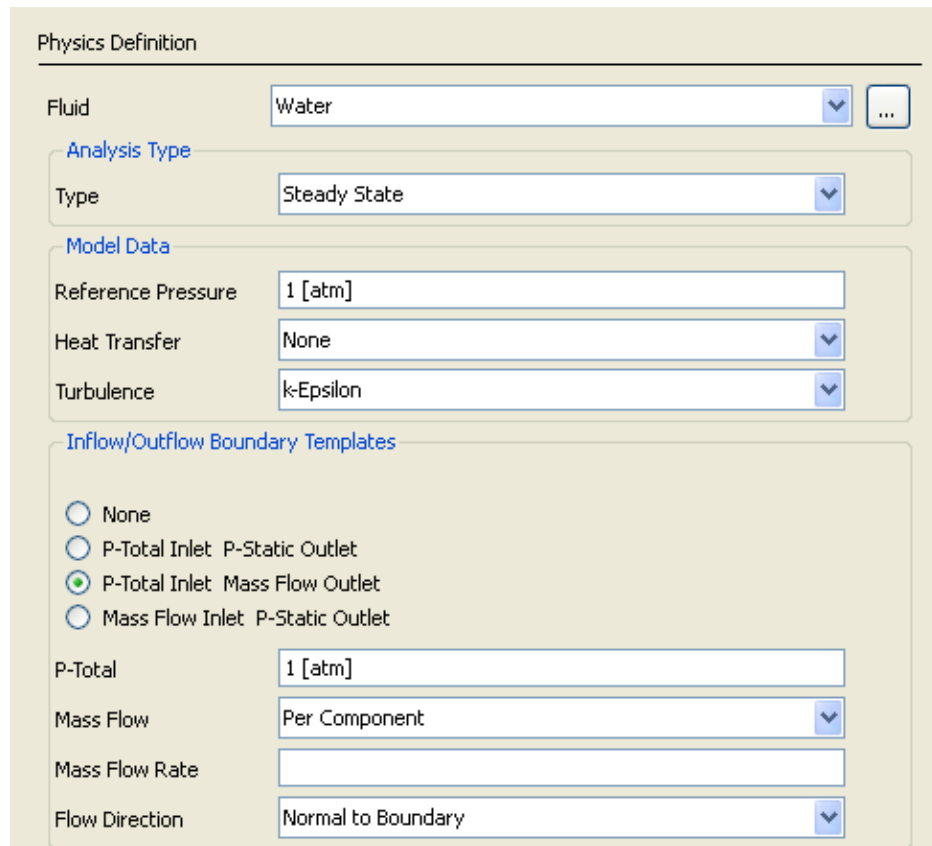


Figura 3.16 Panel de configuración del componente de estudio.

Luego de la configuración general del sistema como se muestra en la figura 3.17 se procede a la configuración de las condiciones físicas como el tipo de fluido (agua, aire, vapor de agua, etc.); tipo de régimen (estacionario o transitorio); modelos de transferencia de calor y turbulencia al igual que se fija la presión de referencia; y por último se especifican las condiciones de borde a la entrada y salida del alabe.



Physics Definition

Fluid: Water

Analysis Type

Type: Steady State

Model Data

Reference Pressure: 1 [atm]

Heat Transfer: None

Turbulence: k-Epsilon

Inflow/Outflow Boundary Templates

None

P-Total Inlet P-Static Outlet

P-Total Inlet Mass Flow Outlet

Mass Flow Inlet P-Static Outlet

P-Total: 1 [atm]

Mass Flow: Per Component

Mass Flow Rate:

Flow Direction: Normal to Boundary

Figura 3.17 Panel de configuración de propiedades físicas.

Luego se configura los bordes del modelo geométrico así como los planos de entrada y salida de fluido los cuales son reconocidos de manera automática por el software y no requieren de cambio alguno, como se muestran en las figuras 3.18 y 3.19.

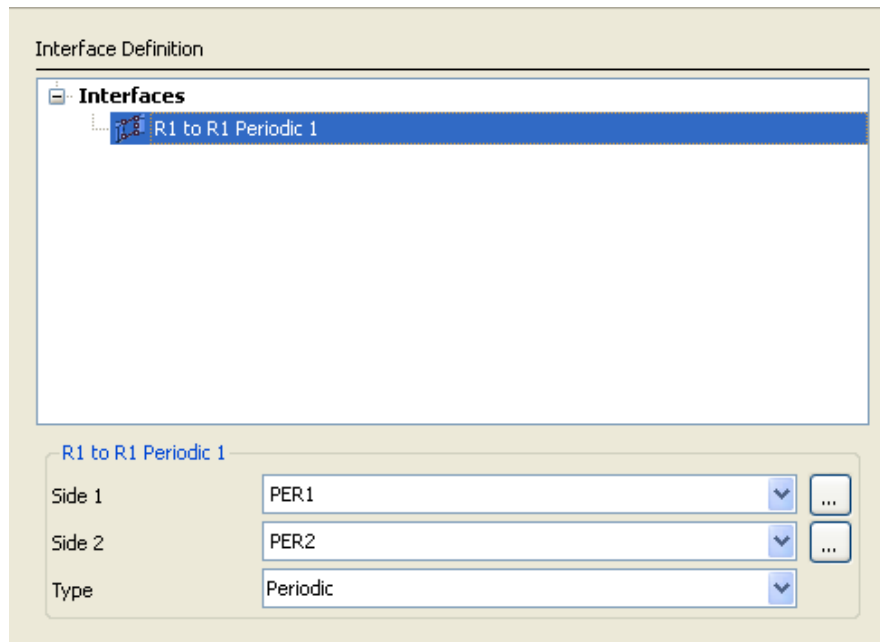


Figura 3.18 Panel de configuración de la interfaz periódica.

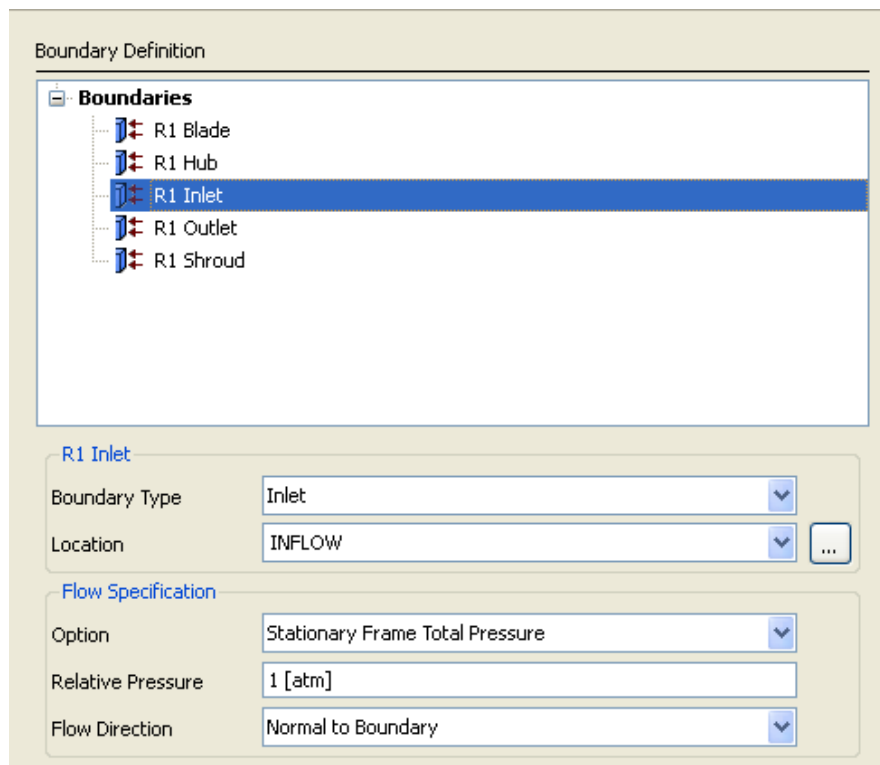


Figura 3.19 Panel de configuración de los contornos del dominio.

Para completar la configuración de dominio se requiere agregar un segundo fluido en estudio, en este caso el vapor de agua, para ello se ingresa en la configuración del dominio general como se muestra en la siguiente figura.

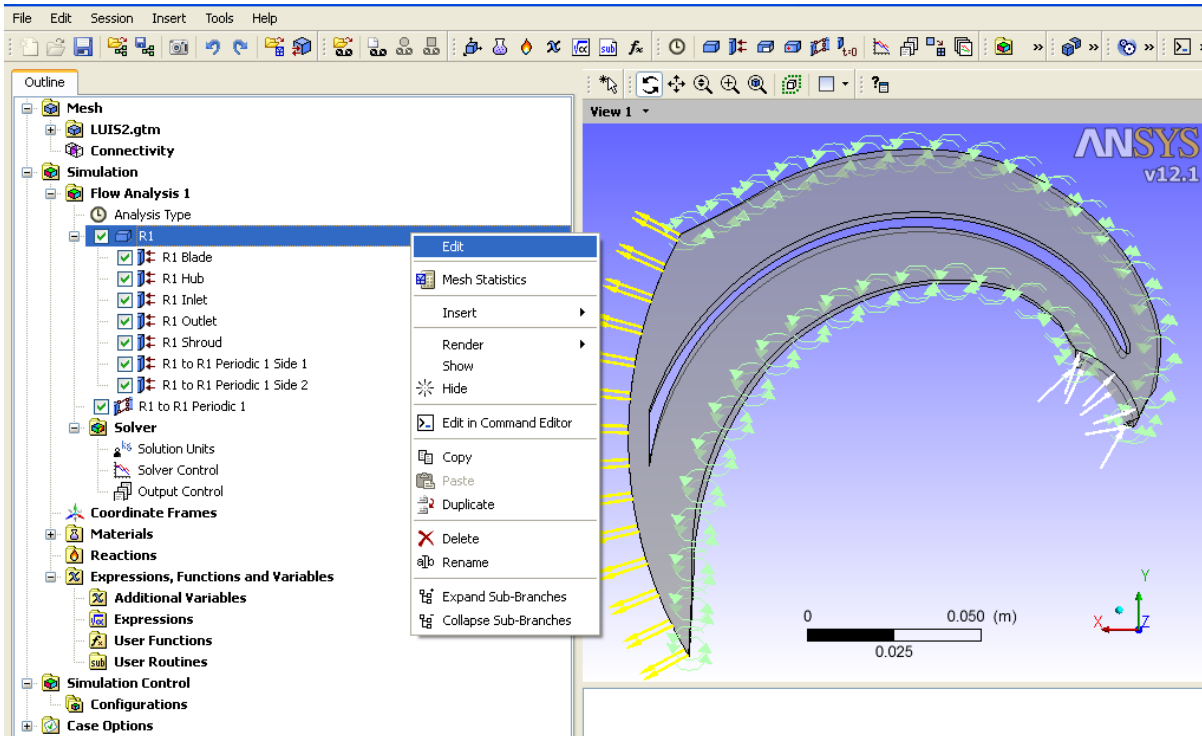


Figura 3.20 Entrada a la configuración de dominio

Una vez en el panel de configuración que muestra en la figura 3.21 se agrega un nuevo material dándole un nombre a preferencia del usuario y seleccionando de la librería de materiales *water vapour*

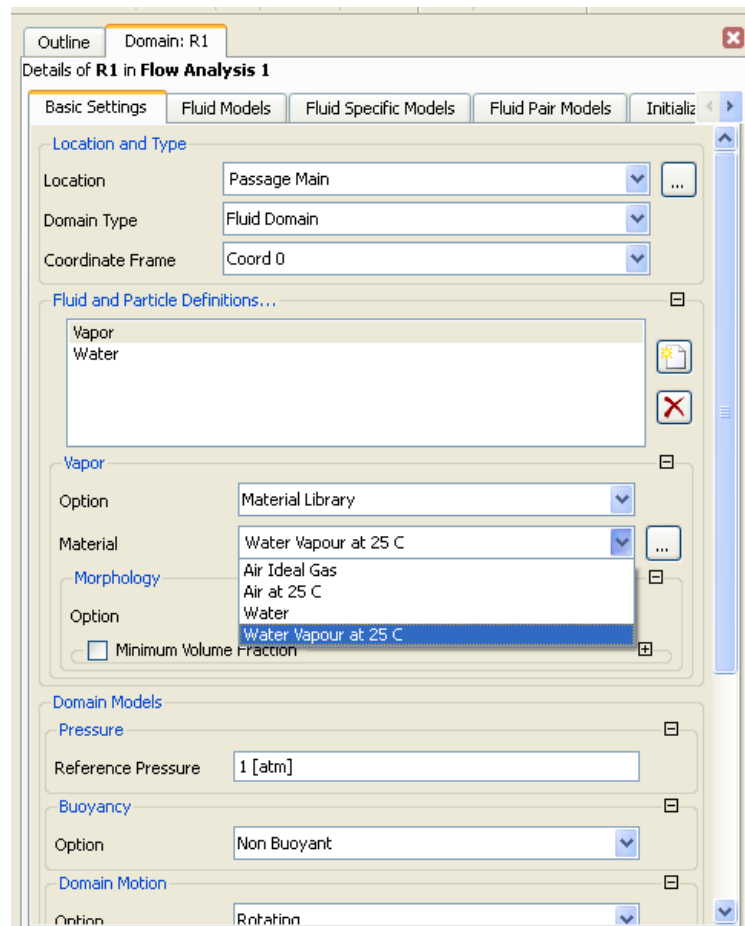


Figura 3.21 Configuración del fluido de estudio.

De la misma forma que se entro al panel de configuración general se accede al de la entrada *inlet* en la figura 3.22 y en la pestaña *fluid values* se le da valores a la fracción volumétrica de cada fluido al momento de entrar al alabe.

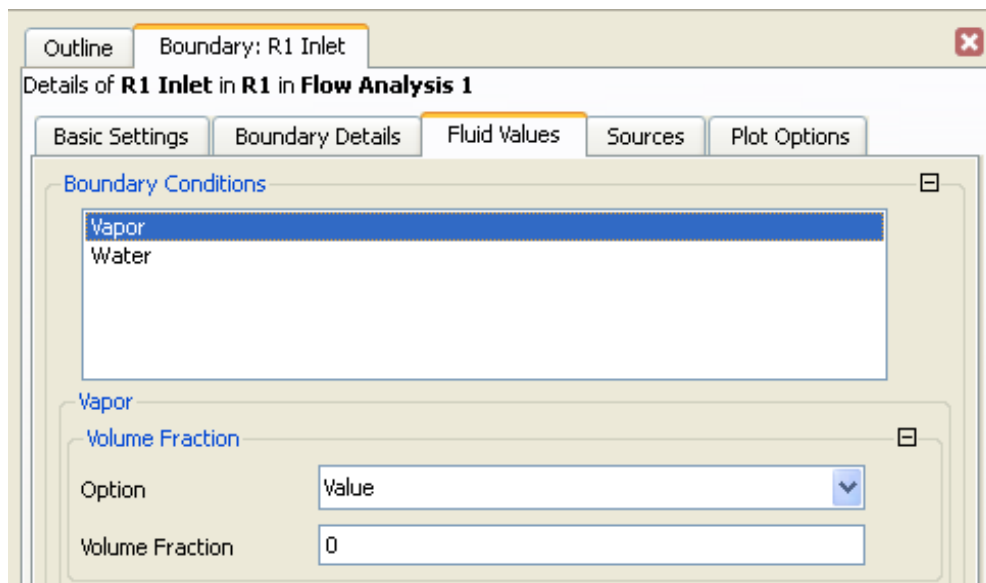


Figura 3.22 Configuración de la fracción de volumen del fluido.

Se confirma que no haya error en la configuración con ayuda de la ventana inferior al visor del modelo geométrico que se muestra en la figura 3.23, de presentar algún error se sigue las instrucciones que aparecen en la misma venta para así corregirlo de manera efectiva.

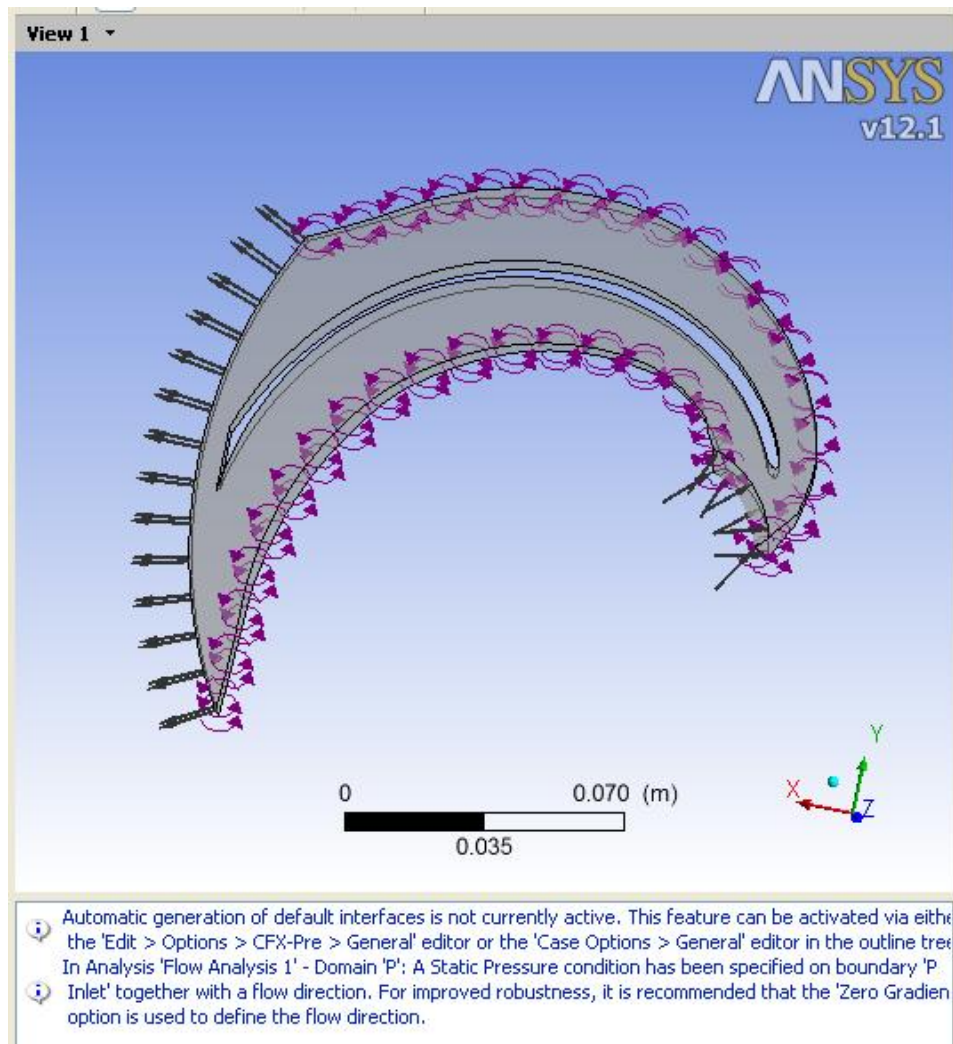


Figura 3.23 Pantalla final de confirmación.

3.6.4 Configuración del Solver.

La configuración del *solver*, se refiere a los criterios de convergencia que tendrá el software a la hora de realizar los cálculos, para esto se entra al panel de configuración *solver control* como se muestra en la figura 3.24.

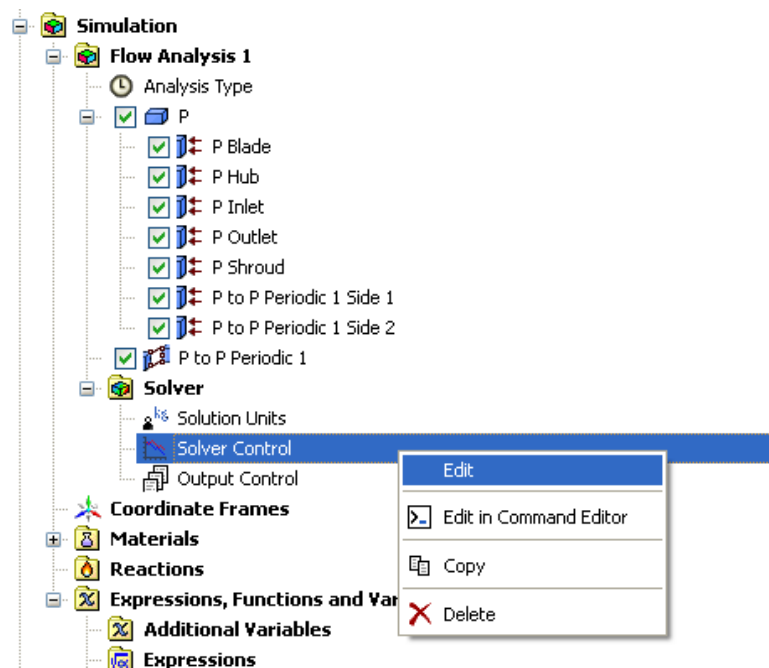


Figura 3.24 Entrada a la configuración del Solver.

Donde se especifica el número máximo de iteraciones o pasos a realizar para el cálculo, así como el valor objetivo del criterio de convergencia ya sea residual o máximo como se muestra en la figura 3.25. El cálculo se detendrá al cumplirse cualquiera de estas dos condiciones.

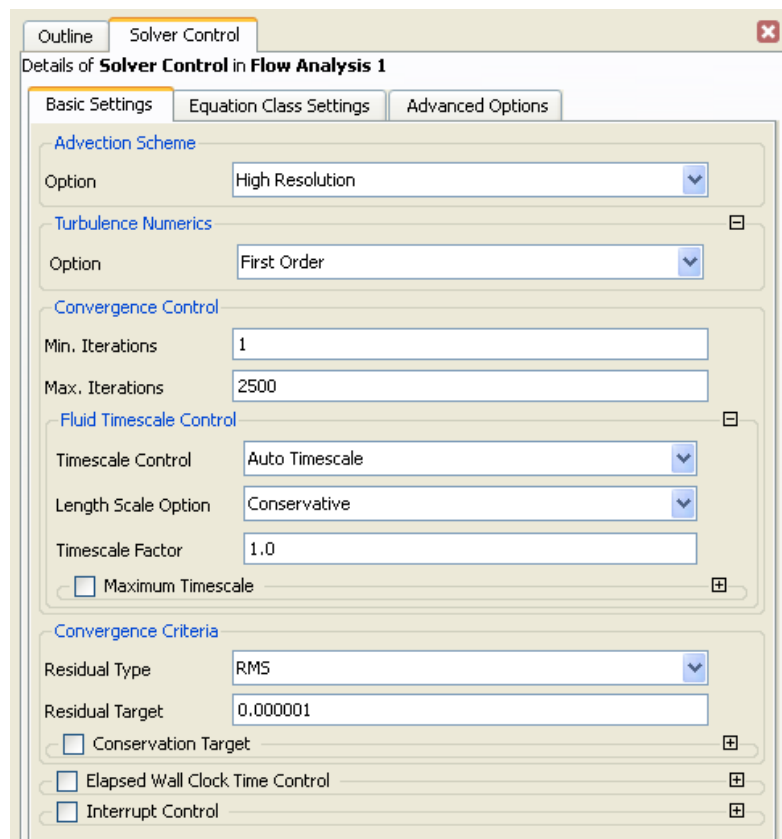


Figura 3.25 Panel de Configuración del Solver.

3.6.5 Convergencia de la simulación

Utilizando un procesador de ecuaciones, se iteran las ecuaciones 2.23, 2.24, 2.36 y 2.52 hasta cumplir con el criterio de convergencia establecido.

Para el criterio de convergencia se utiliza un valor de RMS (raíz cuadrada promedio o "root mean square") máximo de 0,000001. Este valor se selecciona de acuerdo a las recomendaciones del manual de teoría del procesador de ecuaciones, y para garantizar la convergencia de la solución se colocan 2500 iteraciones como límite, valor que se selecciona luego de realizar varias pruebas a diferentes rangos de iteraciones.

Después de haber concluido las iteraciones y haber alcanzado una solución satisfactoria, se procede a tabular la data característica obtenida en la simulación

En la figura 3.26 se observa el comportamiento de las curvas de convergencia de masa, momento y turbulencia presentadas durante la solución.

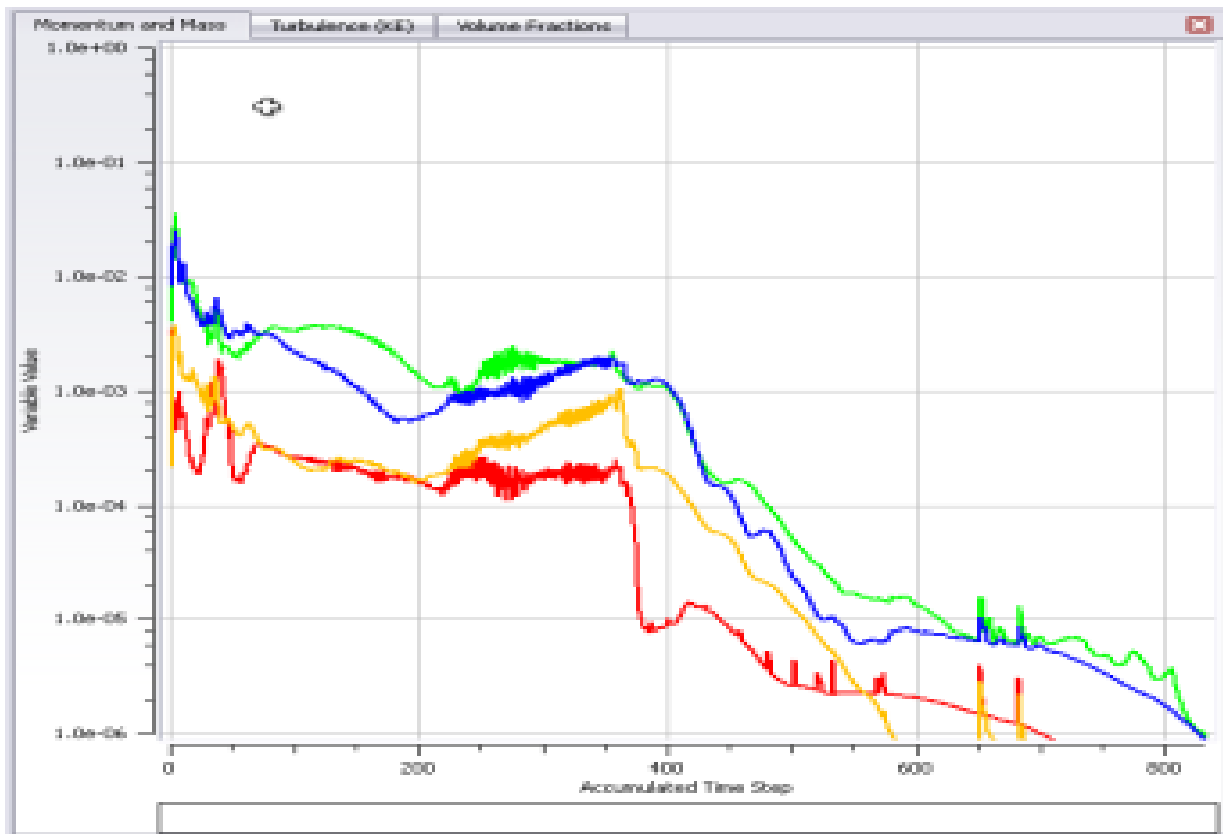


Figura 3.26 Gráfico de convergencia de las ecuaciones de masa y momento

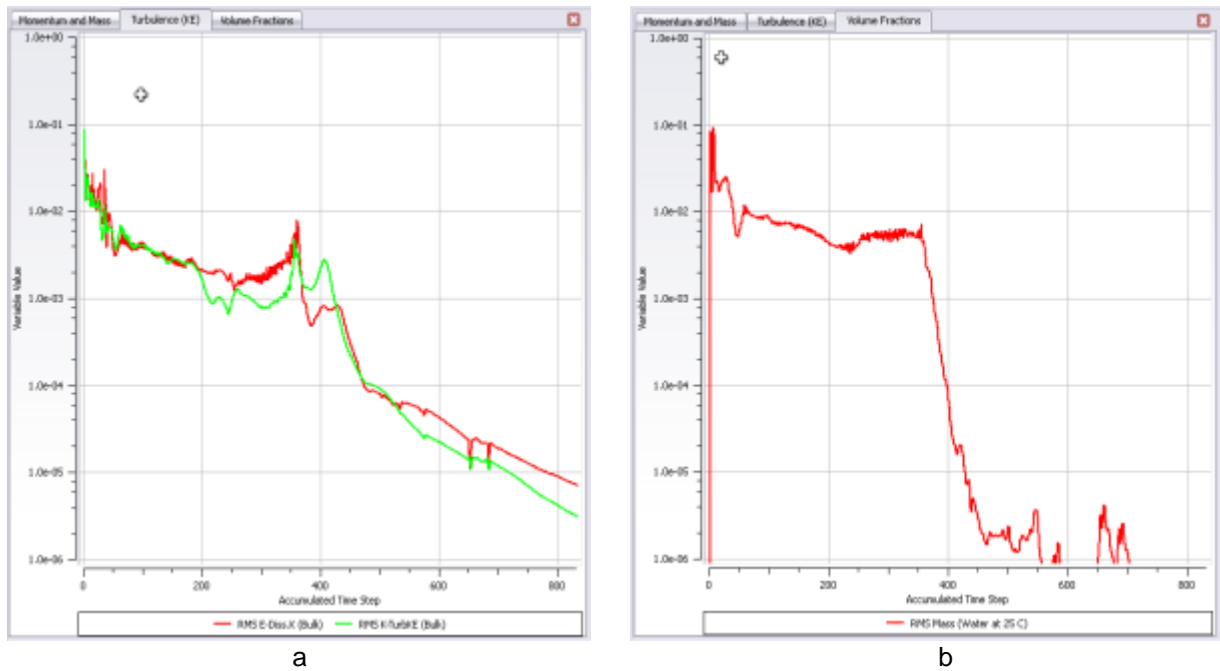


Figura 3.27 Gráfico de convergencia de la simulación. a) Ecuaciones de turbulencia.
b) Fracción de volumen.

3.6.6 Obtención de los resultados

Para la representación de los resultados, se analizan las soluciones de las ecuaciones 2.36, 2.24, 2.23 y 2.52 mediante un software de procesamiento de datos, que convierte dichas soluciones en representaciones graficas bidimensionales y tridimensionales, tablas de datos, reporte de soluciones y curvas características, lo que permite una mejor comprensión de los resultados para su posterior análisis. Las representaciones de los datos elegidas para el análisis de la cavitación, para cada presión de entrada, serán las siguientes:

- Mapas de presión sobre superficies del dominio.
- Líneas de trayectoria del flujo en el dominio para el agua y el vapor de agua.

- Volúmenes representativos de las áreas donde se presenta el vapor de agua.
- Curvas de formación de burbujas de vapor en la dirección del flujo dentro del dominio.
- Curvas de presión del fluido en la dirección de flujo dentro del dominio.
- Curvas de presión de las líneas de flujo dentro del dominio.

Estos resultados son obtenidos a través del software de post-procesamiento. Adicionalmente se incluyen graficas del comportamiento de la formación de burbujas de vapor para las diferentes presiones estudiadas, tendencia a la caída de presión para las diferentes presiones estudiadas e imágenes que servirán de referencia para el análisis de los resultados.

3.6.7 Valoración de los resultados

Se realiza un estudio de convergencia de las ecuaciones de gobierno según el criterio utilizado para la convergencia.

Se realizan las graficas del comportamiento de los parámetros del impulsor, y se realizan los cálculos correspondientes a la constante de la Ecuacion de bernoulli para campos centrífugos, con su correspondiente error, para evaluar la correspondencia física de la simulación con las leyes asociadas al flujo de fluidos.

Se compara los resultados con los obtenidos en estudios precedentes a este.

3.7. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

La técnica a emplear para la recolección de información y datos se basa primordialmente en el estudio material bibliográfico de tesis, artículos, revistas, normas relacionadas principalmente con el campo de la simulaciones numéricas de fluidos incomprensibles a través de tuberías, válvulas, bombas, etc. Otra parte importante incluye la revisión de tutoriales y la realización de cursos, que vayan dirigidos al aprendizaje de los manejos de software de tipo CFD.

3.8. Recursos administrativos.

A continuación presentamos los recursos que son necesarios para el desarrollo de la investigación, se clasifica en recursos materiales englobando todos los instrumentos esenciales que se han de utilizarse; recursos humanos englobando la experticia involucrada en el ámbito de la investigación y recursos institucionales constituyendo todos aquellos organismos de información que tenemos a nuestra disposición.

3.8.1. Recursos materiales.

- Computadora.
- Tesis.
- Textos.
- Tutoriales.

3.8.2. Recursos humanos.

- Tutor académico y profesores en el área.

3.9. Recursos institucionales.

Biblioteca Rental de Ingeniería Mecánica “Ingeniero Carlos Pérez Silva” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.

Fundación Centro de Documentación e Información Biblioteca Central de la Universidad de Carabobo.

3.10 Diagrama de flujo de la metodología a seguir para el desarrollo de la investigación

La metodología a seguir se puede apreciar en el diagrama de flujo de la figura 3.28.

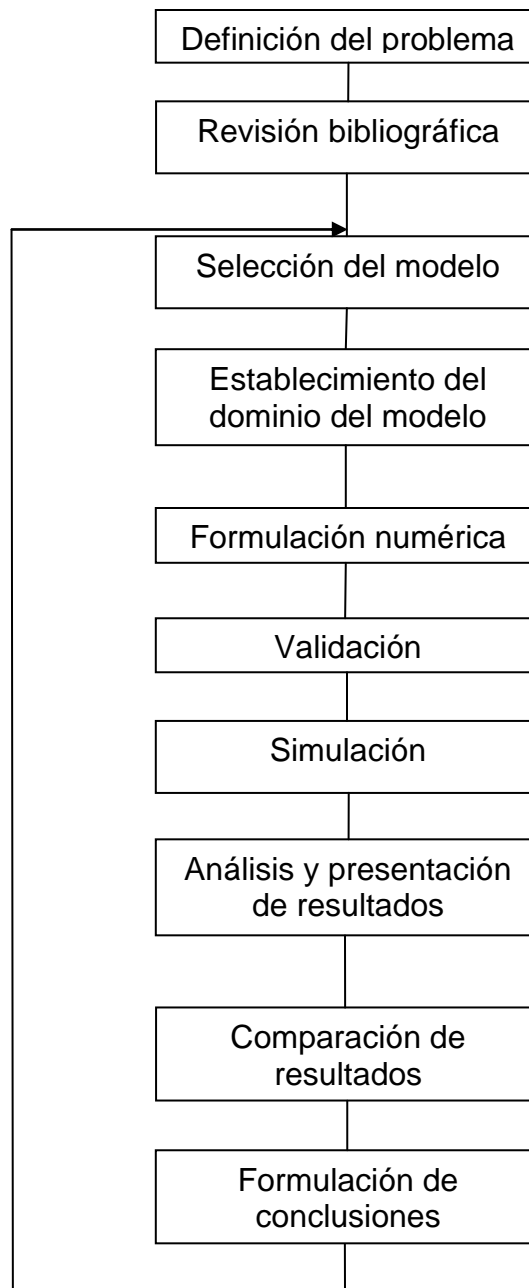


Fig. 3.1 Diagrama de flujo de la metodología

CAPÍTULO 4

Desarrollo de la investigación

Se presentan los resultados obtenidos durante la generación del dominio y selección del modelo matemático a utilizar para modelar el campo de flujo. Luego se presentan los resultados obtenidos durante el estudio de convergencia de las simulaciones numéricas realizadas y por último se presentan los resultados alcanzados en la investigación y sus respectivos análisis.

4.1 Generación del dominio.

A continuación se presentan los resultados obtenidos durante la generación del dominio y verificación de la calidad de la malla.

4.1.1 Generación de la geometría

En la figura 4.1 se presentan los resultados obtenidos de acuerdo al diseño de la geometría, tanto en el programa de dimensionamiento de impulsores como en el programa de mallado.

Una vez introducidos los datos de diseño para el dimensionamiento, el programa realiza cálculos automáticos de ángulos y triángulos de velocidades teóricos pertenecientes a la entrada y salida del fluido en el impulsor.

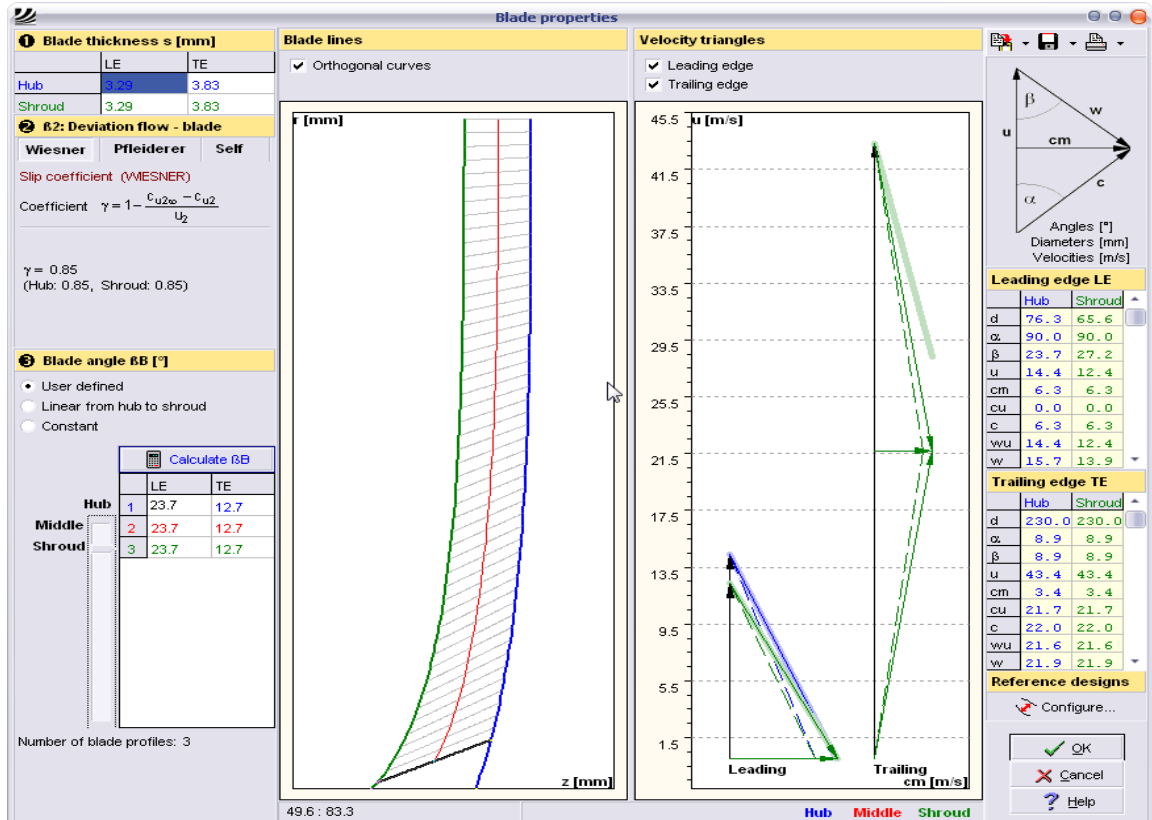


Figura 4.1 Cálculo de los triángulos de velocidad teóricos con sus graficas respectivas.

Los valores de los triángulos de velocidad se presentan en la figura 4.2 en sus partes a, b y c.

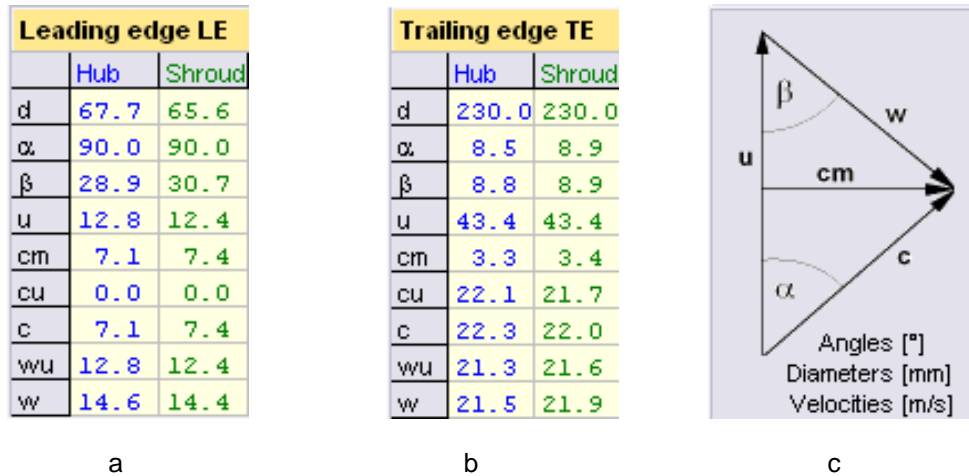


Figura 4.2 Resultados de los triángulos de velocidad teóricos presentados por el programa de dimensionamiento. a) Entrada al álabe. b) Salida del álabe. c) Leyenda del triángulo de velocidades.

De estos resultados se extraen los necesarios para la validación de resultados y se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Velocidades tangenciales y relativas a la entrada y a la salida del alabe.

Entrada		Salida	
U [m/s]	W [m/s]	U [m/s]	W [m/s]
13	14,8	13	14,8

La geometría final del impulsor se obtuvo una vez especificado todos los parámetros de diseño. Obsérvese que para efectos del mallado en el programa de análisis numérico, se requiere que el impulsor tenga una extensión de su diámetro de al menos 5%, donde solo se extiende las superficies correspondientes a los contornos anteriores y posteriores del

impulsor (“shroud”, “hub”). El resultado del diseño del impulsor se observa en la figura 4.3

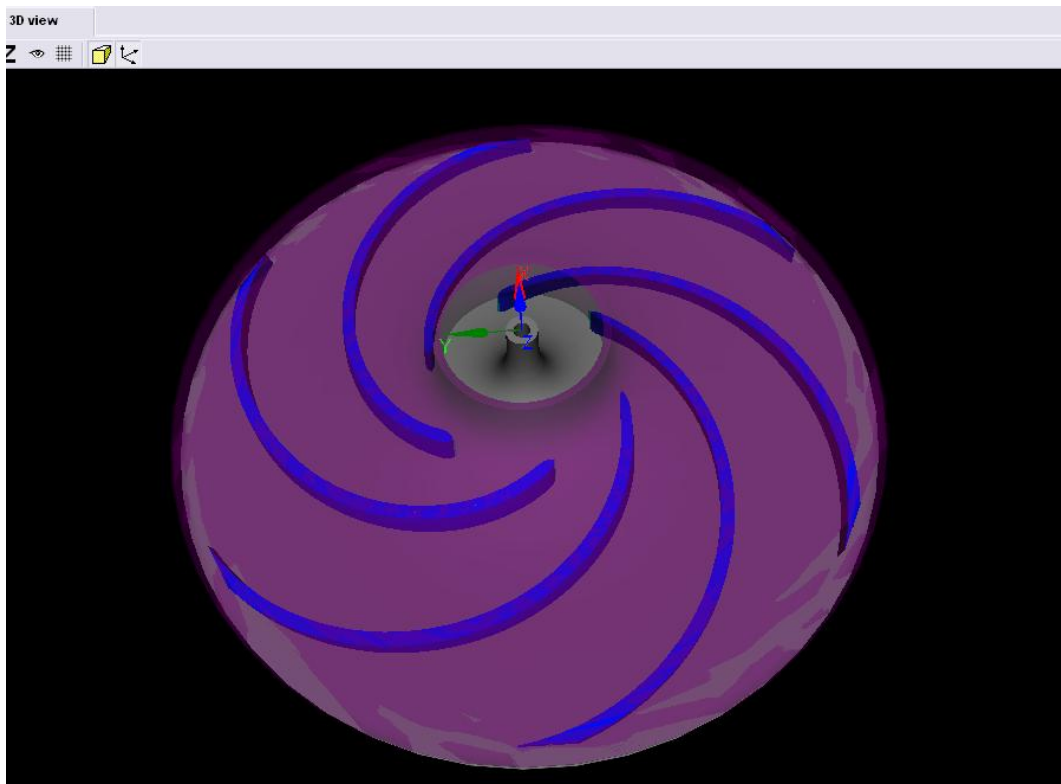


Figura 4.3 Diseño del impulsor

4.1.2 Verificación de la calidad del mallado

El programa de generación de la malla analiza la calidad del pre-mallado, con el fin de observar donde se encuentran los elementos más críticos que se deben modificar para el refinamiento del mallado. Esto con el fin de evitar problemas de convergencia en la solución numérica.

Como se observa en la figura 4.4, hay defectos en la calidad del mallado que deben ser refinados para evitar problemas de convergencia. Esto se hace mediante el ajuste de los puntos de control que definen la topología, como se muestra en la figura 4.5

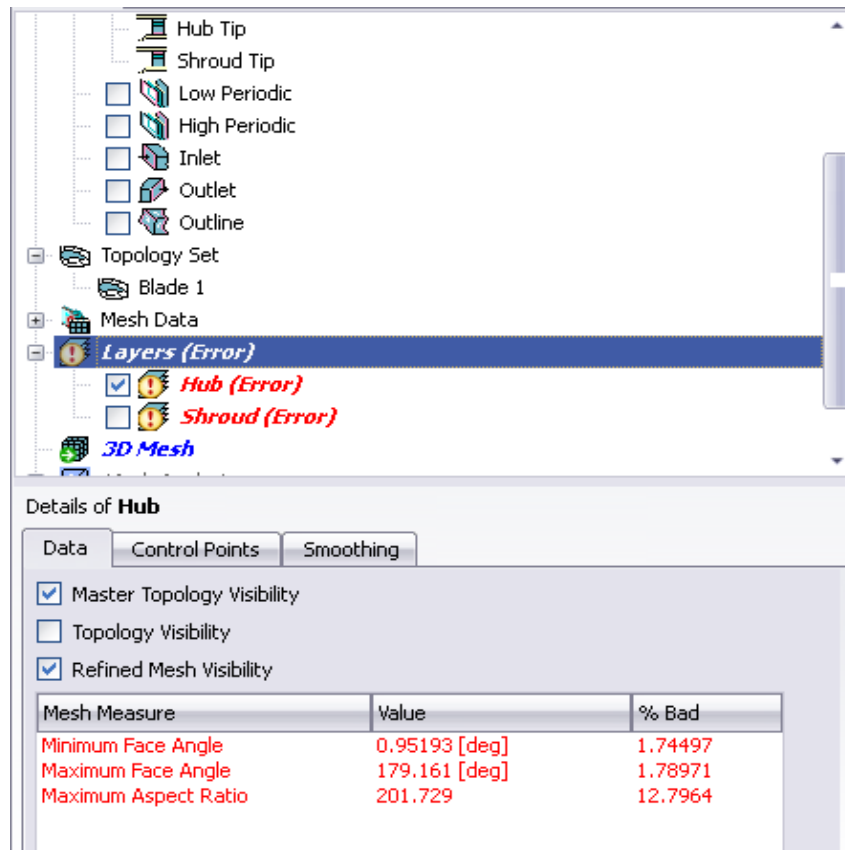


Figura 4.4 Resultados del análisis del pre-mallado del dominio

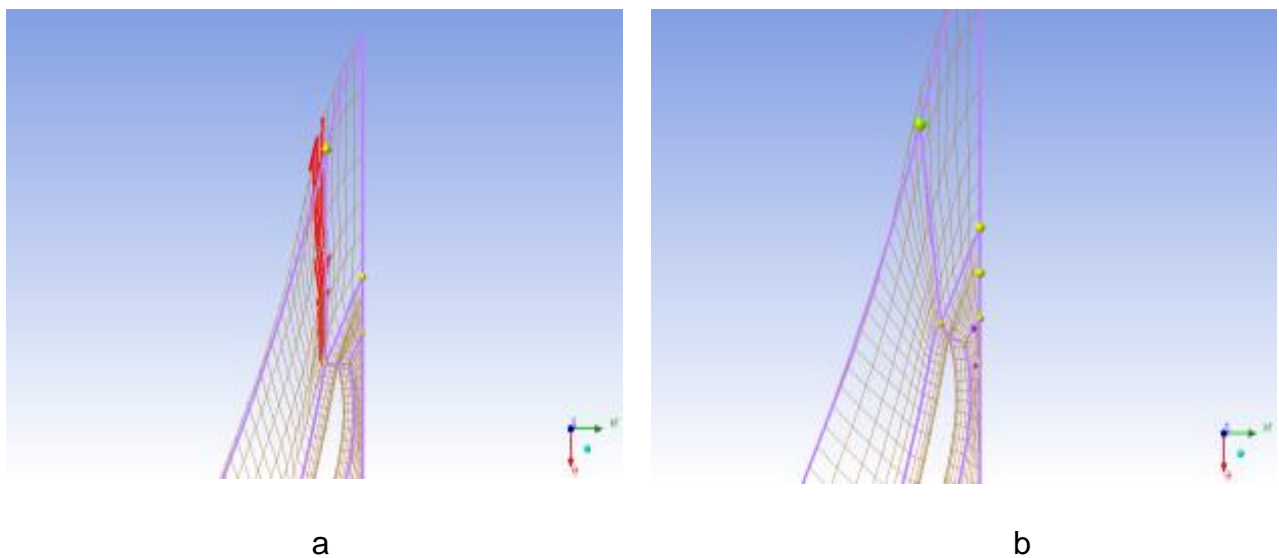


Figura 4.5 Refinamiento de la malla. a) Sin refinar, b) Con refinamiento

Una vez refinado el pre-mallado para mejorar los parámetros, se realizó el mallado volumétrico para el estudio, el cual observa en la figura 4.6.

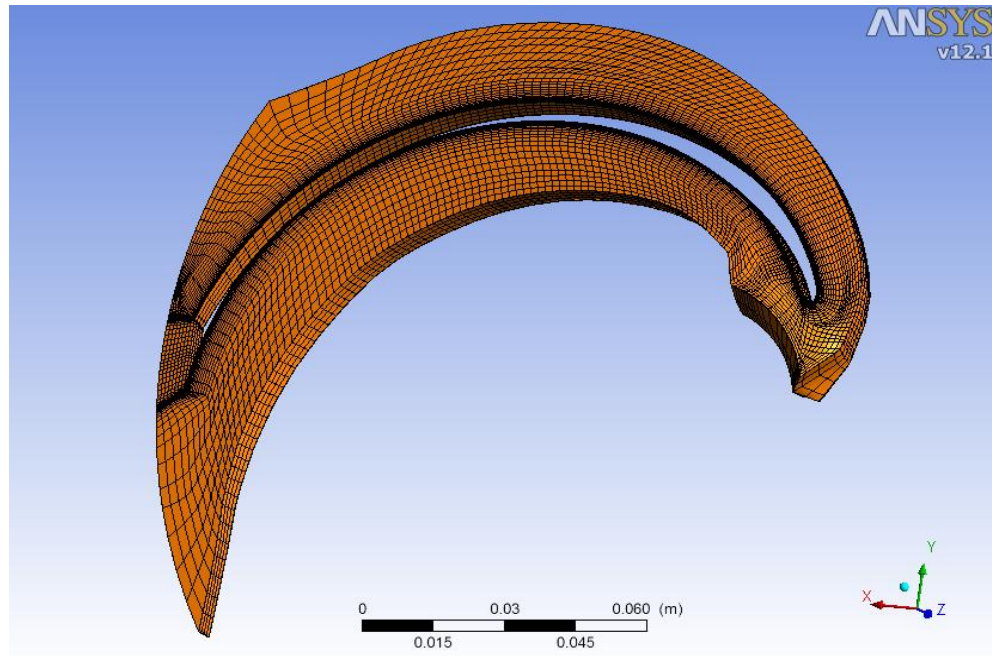


Figura 4.6 Mallado volumétrico.

Para la realización de la simulación, se definen parámetros en torno a la calidad de la malla y en función de la convergencia numérica. Dichos parámetros son analizados por el programa antes de realizar la simulación. El resultado del análisis es el siguiente.

Tabla 4.2 Factores de calidad de la malla.

Estadísticas del mallado									
Nombre del dominio	Angulo de ortogonalidad			Factor de expansión			Factor de aspecto de la malla		
	Mínimo (grados)			Máximo			Máximo		
P	23.8 OK			136 ok			818 ok		
	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK
P	0	6	94	8	37	55	0	39	61

En el diagnóstico de la calidad del mallado se especifican los valores relevantes para cada parámetro y rangos de interpretación para cada parámetro de la tabla 4.2. Dichos rangos son considerados como “bueno”, “aceptable” y “malo” y son visualizados en la tabla mediante los símbolos “%OK”, “%ok” y “%!” en forma de porcentajes, respectivamente. Para los valores dentro del rango “bueno” los elementos no tienen ninguna tendencia a producir errores numéricos en el proceso de solución de las ecuaciones. Para los valores dentro del rango “aceptable”, se puede obtener ciertos errores en las soluciones si estas incluyen cálculos de flujos en regímenes transitorios, estudios específicos en capas límite y flujos en secciones de dimensiones reducidas, principalmente, Sin embargo para condiciones de flujo en régimen permanente, el error se estabiliza y se reduce acorde aumenta el número de iteraciones por lo que no se requiere un refinamiento mayor, a menos que sea estrictamente necesario para el estudio, o que la solución no converja. Para los valores en el rango “malo”, las probabilidades de errores de cálculo y convergencia se hacen más altas para cualquier solución de las ecuaciones y se recomienda el refinamiento del mallado. El

estudio de la convergencia para validar las soluciones de las ecuaciones será presentado más adelante.

Es importante destacar que los elementos que presentan los valores críticos en la tabla 4.1 se encuentran en las aproximaciones de las caras donde existe un cambio brusco en las dimensiones y cantidad de los elementos como consecuencia de la adaptación de la malla a la geometría. Esto se observa claramente en la figura 4.7

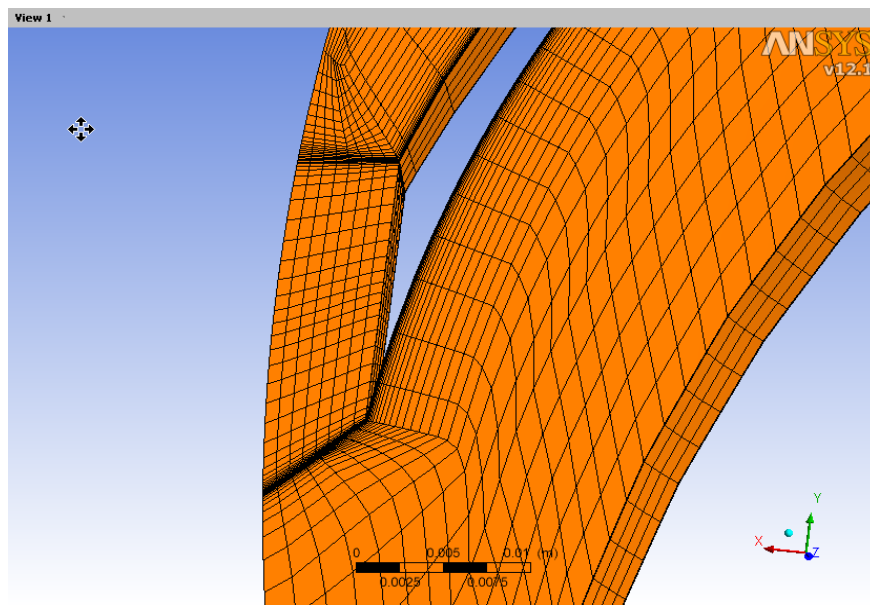


Figura 4.7 Detalle del mallado.

Los resultados del mallado se pueden apreciar en la tabla siguiente, donde se especifica la cantidad de elementos totales y por tipo y los nodos presentes en el mallado.

Tabla 4.3 Resultados del mallado volumétrico

Características del mallado			
Nombre del dominio	Cantidad total de nodos	Cantidad total de elementos	Tipo de elementos
P	58725	50048	Hexaédricos

Obsérvese que la geometría de los elementos es hexaédrica. Esta geometría es la recomendada para el estudio de flujos en turbomáquinas, ya que permite que las líneas de flujo entren y salgan de las caras de los elementos en ángulos cuasi-ortogonales, lo que simplifica el cálculo y la obtención de las soluciones de ecuaciones que rigen el movimiento del fluido y disminuye los requerimientos computacionales. La elección de otra geometría de elementos dependerá del tipo de estudio que se requiera llevar a cabo y de la geometría del dominio, y el mallado posiblemente tendrá que ser realizado en otros programas destinados a esta función.

4.2 Selección del modelo de turbulencia.

La selección del modelo de turbulencia se realiza como resultado de la comparación de los dos modelos más recomendados para la simulación y la interpretación de dichos resultados bajo las leyes de conservación. Los modelos a analizar son el modelo Kappa-Épsilon (κ - ϵ) por su robustez y amplio campo de aplicación en soluciones de ingeniería, y el modelo de Transporte de Esfuerzos Cortantes (SST ó “Shear Stress Transport”) basado en ecuaciones Kappa-Omega (κ - ω) por su capacidad de predicción del comportamiento del flujo en zonas de geometrías reducidas y cercanas a las paredes del dominio.

Si bien ambos modelos presentan configuraciones similares, se encuentran diferencias en la resolución numérica de las ecuaciones realizada por el programa. Para el estudio de estas diferencias se introduce el término de Imbalance, que se refiere al error porcentual que existe en la conservación de las ecuaciones de continuidad y momento entre la entrada y salida del flujo en el dominio. Una simulación correctamente realizada implica un porcentaje de imbalance muy bajo, menor al 0,5%. Esto representa también una medida de la convergencia de la simulación, la cual se analizará más adelante.

Para la comparación se realizaron simulaciones con ambos modelos bajo las condiciones extremas del estudio (Presión de entrada 50 KPa y 120 KPa), cuyos resultados se presentan en la tabla siguiente. El valor de referencia del flujo másico es de 2,3133 Kg/s, el cual es el flujo que idealmente debería circular a través de un canal de álabe del impulsor.

Tabla 4.4 Flujos másicos para los modelos escogidos a diferentes presiones

Modelo	Presión de entrada (KPa)	Flujo Másico de entrada (Kg/s)	Flujo Másico de salida (Kg/s)	Error (%)
κ-ε	50	2,31389	2,3133	0.059
κ-ε	120	2,3133	2,3133	0
SST	50	2,42382	2,3133	11
SST	120	2,31838	2,3133	0.508

Como se observa en la tabla, para el modelo κ-ε la diferencia porcentual en el flujo másico de entrada y salida es muy baja ($E < 0,1\%$), lo que da un indicio de que se están cumpliendo las leyes de conservación con

bastante precisión. Se observa también que para la presión más baja el error es aumenta. En cambio, para el modelo SST, el error es mucho mayor, llegando al orden de 11% para una presión de entrada de 50 KPa, lo cual sugiere que a bajas presiones de entrada se induce un mayor porcentaje de error en la solución de las ecuaciones con este modelo.

En el procedimiento de solución numérica de las ecuaciones, se monitoreo el comportamiento del factor de imbalance mediante graficas, las cuales indican la tendencia de las ecuaciones a cumplir con las leyes de conservación. En las imágenes 4.8, 4.9, 4.10 y 4.11 se observan los resultados para las ecuaciones de continuidad y momento a las presiones de estudio.

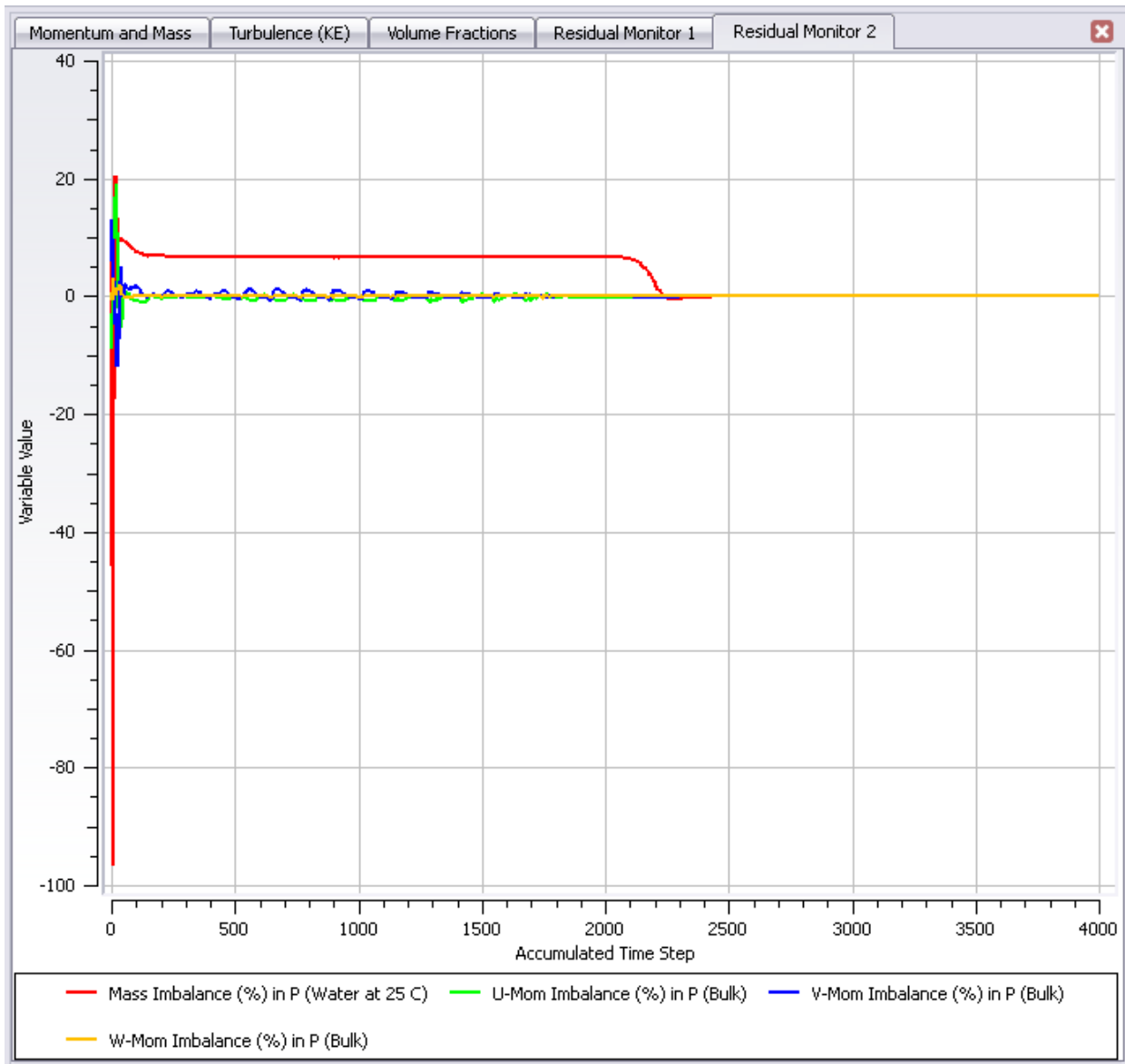


Fig. 4.8 Gráfica de imbalance para la simulación con el modelo $\kappa\text{-}\epsilon$ a 50 KPa

Como se observa en la figura 4.8, para el número de iteraciones establecido, las ecuaciones de masa y momento se estabilizan en 0 a partir de las 2000 iteraciones. Esto indica que las ecuaciones se están conservando

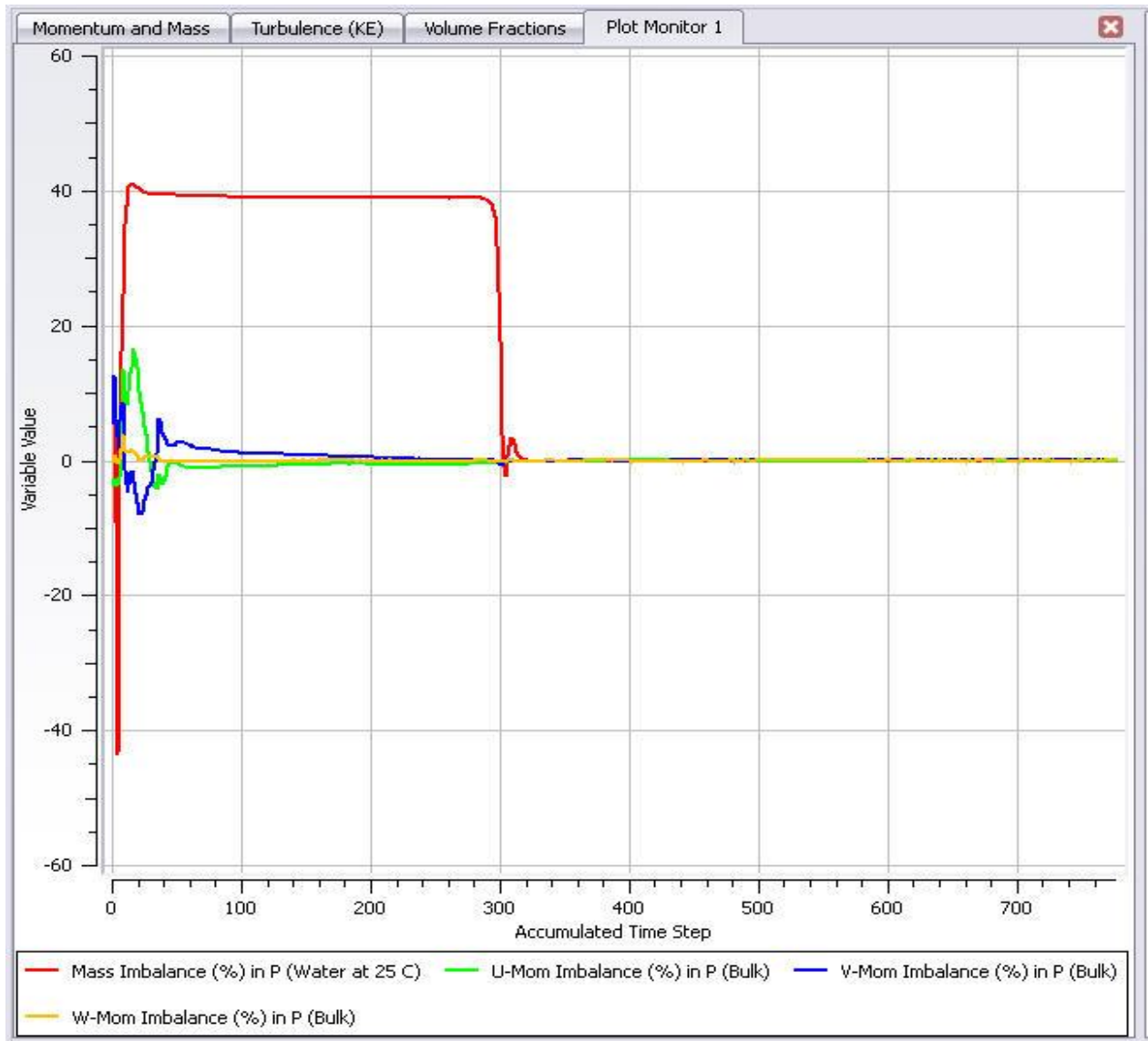


Fig. 4.9 Gráfica de imbalance para la simulación con el modelo $\kappa\text{-}\epsilon$ a 120 KPa

En la figura 4.9 se observa un comportamiento similar al de la figura 4.8, encontrándose la caída del imbalance en 0% a un número de iteraciones menores, lo que indica que se está cumpliendo la conservación de las ecuaciones aun más rápidamente.

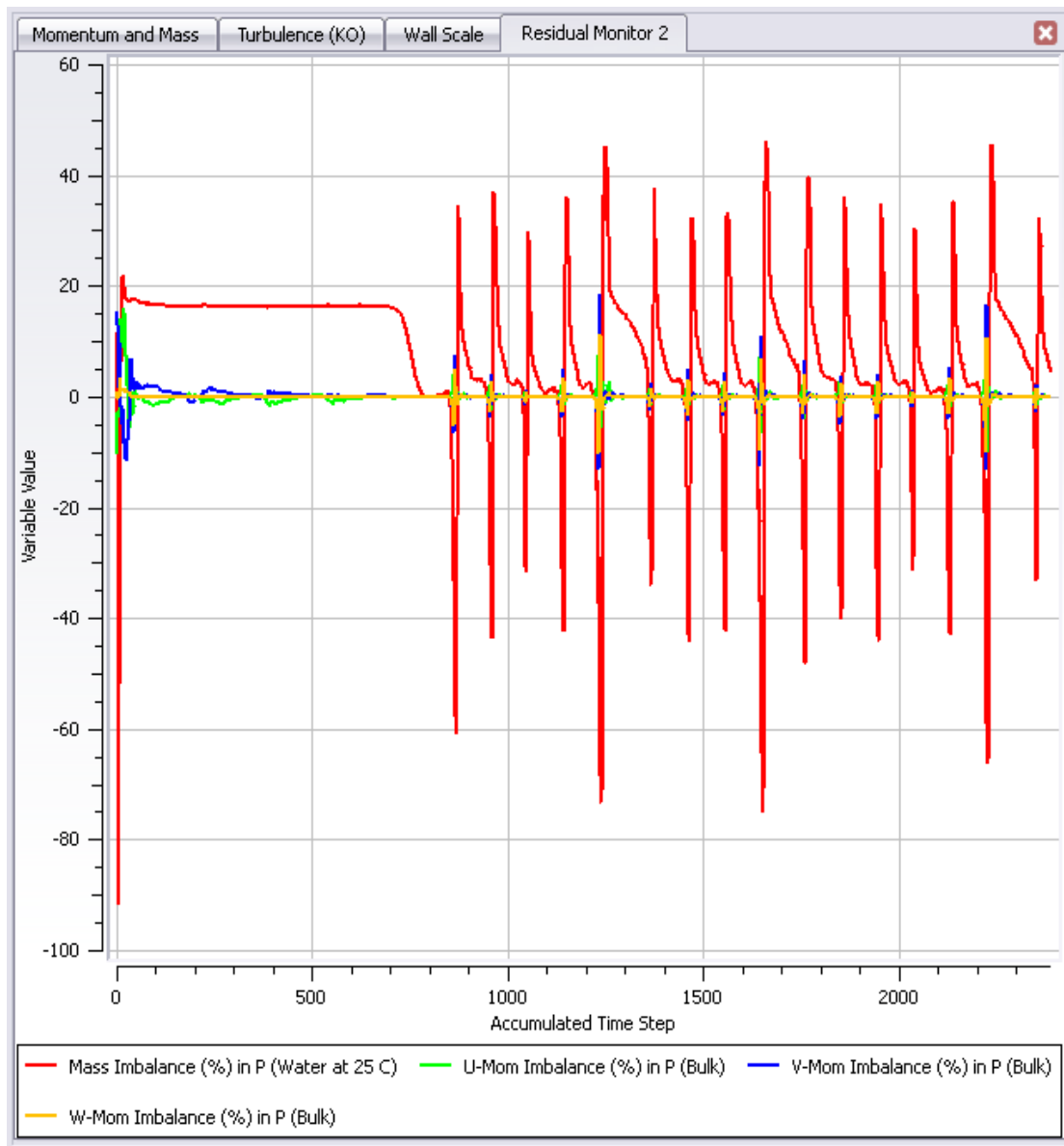


Fig. 4.10 Gráfica de imbalance para la simulación con el modelo SST a 50 KPa

La figura 4.10 muestra el comportamiento de las ecuaciones de masa y momento para el modelo SST con 50 KPa en la entrada. Se observa un comportamiento irregular en la grafica, donde existe una desviación constate para las primeras 700 iteraciones, luego cae a 0% pero comienza a presentar irregularidades en torno a este valor, con picos de van desde el

40% hasta -75%, lo que indica no se están conservando las ecuaciones y no esta convergiendo debidamente la simulación.

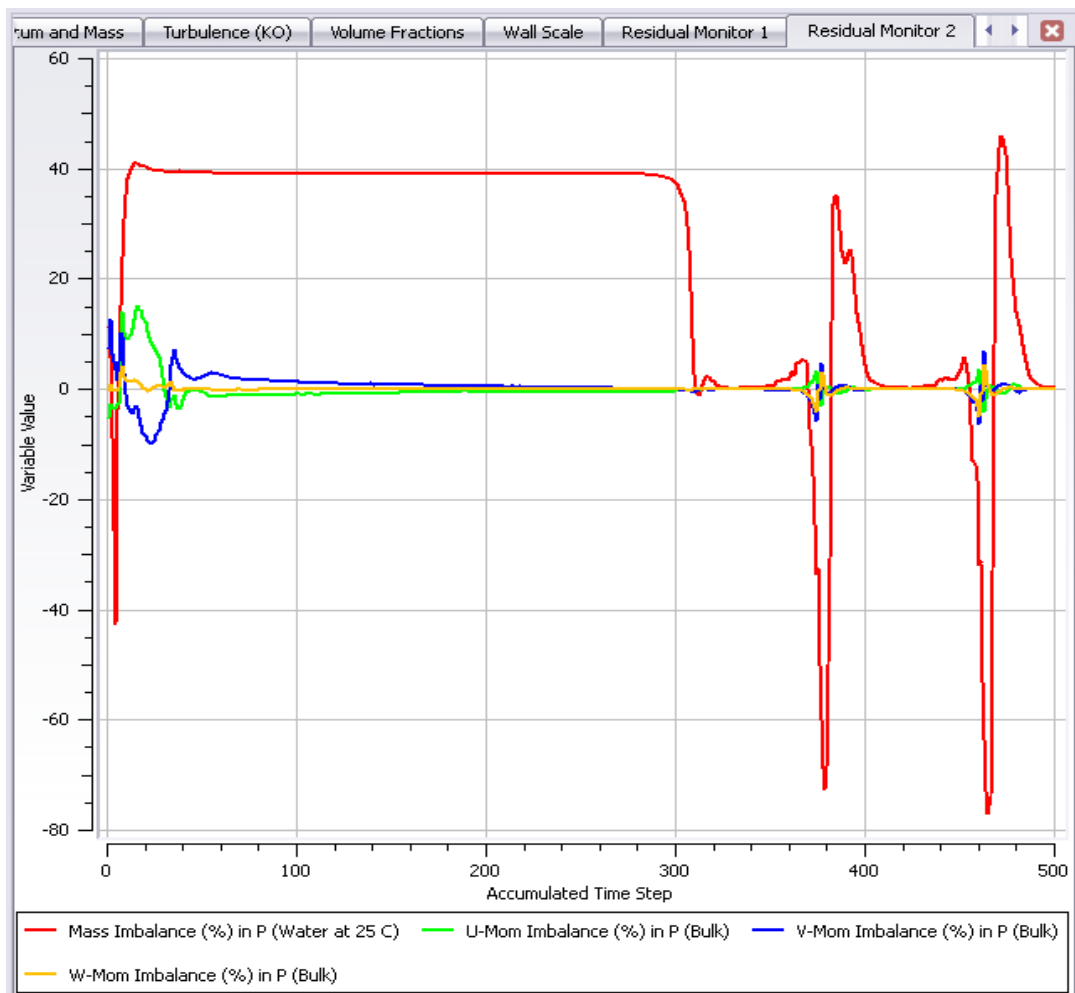


Fig. 4.11 Gráfica de imbalance para la simulación con el modelo SST a 120 KPa

La figura 4.11 presenta un comportamiento similar a la figura 4.10, donde se alcanza el valor de 0% de imbalance a aproximadamente 300 iteraciones, correspondiendo también con el comportamiento de las ecuaciones de masa y momento para el modelo κ - ϵ a las mismas condiciones, pero luego comienza un ciclo de desviaciones en el valor del imbalance, alcanzándose picos desde 45% hasta -80%, lo que indica que no

se están conservando las ecuaciones y no esta convergiendo debidamente la simulación.

Otro criterio relevante para la evaluación de ambos modelos son los tiempos computacionales que se necesitaron para cada caso. En la tabla 4.5 se muestran los valores de iteraciones y tiempos computacionales para cada caso.

Tabla 4.5. Requerimientos computacionales para cada modelo de turbulencia

Presión de entrada (KPa)	Numero de iteraciones		Tiempo computacional (h:min:seg)	
	κ - ϵ	SST	κ - ϵ	SST
50	2500	2500	4:31:15	8:5:38
120	500	500	0:57:58	1:40:59

Como resultado de las comparaciones entre los resultados obtenidos para ambos modelos, se selecciona el modelo Kappa-Épsilon (κ - ϵ) por cumplir con mayor exactitud la conservación de las ecuaciones de masa y momento con requerimientos computacionales menores. Los resultados presentados a continuación, fueron realizados con el modelo de turbulencia seleccionado a presiones de entrada especificadas (120KPa, 90KPa, 70KPa y 50KPa).

4.3 Convergencia de la simulación numérica

A continuación se presenta el comportamiento de las curvas de las curvas de convergencia de la simulación. Desde la figura 4.12 hasta la 4.23 se encuentran las curvas de convergencia de masa y momento, turbulencia, fracción de volumen e imbalance para la malla del dominio a las presiones de entrada de 120, 90, 70 y 50 KPa, para demostrar la convergencia de los modelos matemáticos durante la simulación.

4.3.1 Convergencia de la simulación para P1 = 120 KPa

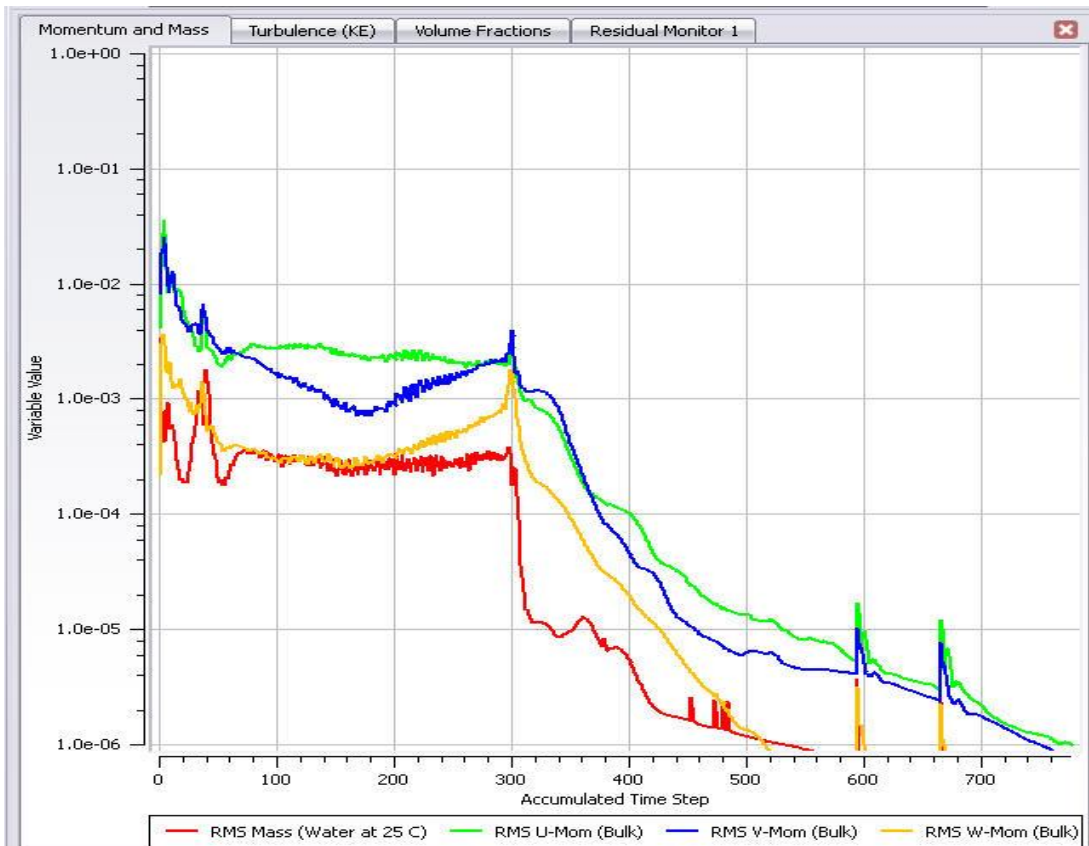


Fig. 4.12 Comportamiento de las curvas de convergencia de masa y momento para la simulación de P1=120 KPa

Como se estableció anteriormente, el criterio de convergencia es realizar iteraciones hasta obtener un valor residual en las ecuaciones de masa y momento de $0,000001(1 \cdot 10^{-6})$. En la figura 4.10 se observa como terminan las iteraciones en el momento que se alcanza el criterio de convergencia establecido.

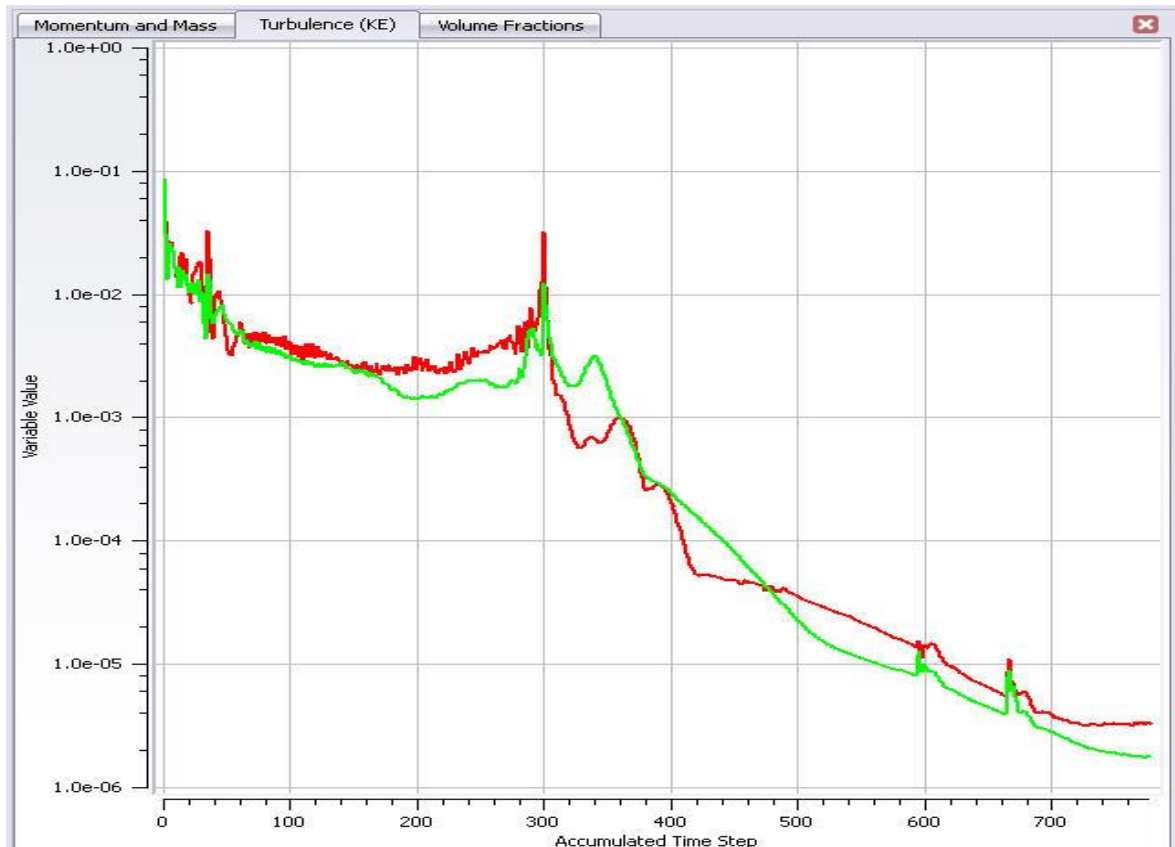


Fig. 4.13 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para la simulación de P1=120 KPa

En la figura 4.13 se observa como los parámetros de turbulencia del modelo κ - ϵ para ambas ecuaciones (2.35 y 2.36) pertenecientes al modelo han culminado con valores por debajo del valor RMS $1 \cdot 10^{-5}$. 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 aun 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

En la figura 4.14 se observa el comportamiento de la masa de agua líquida dentro del dominio. La grafica de convergencia de esta ecuación aparece al incluir el modelo de cavitación (Ec. 2.52) debido a la necesidad de evaluar la formación de burbujas de vapor en el seno del fluido. Se muestra que la grafica converge a valores por debajo de $1 \cdot 10^{-6}$, al igual que las ecuaciones de masa y momento.

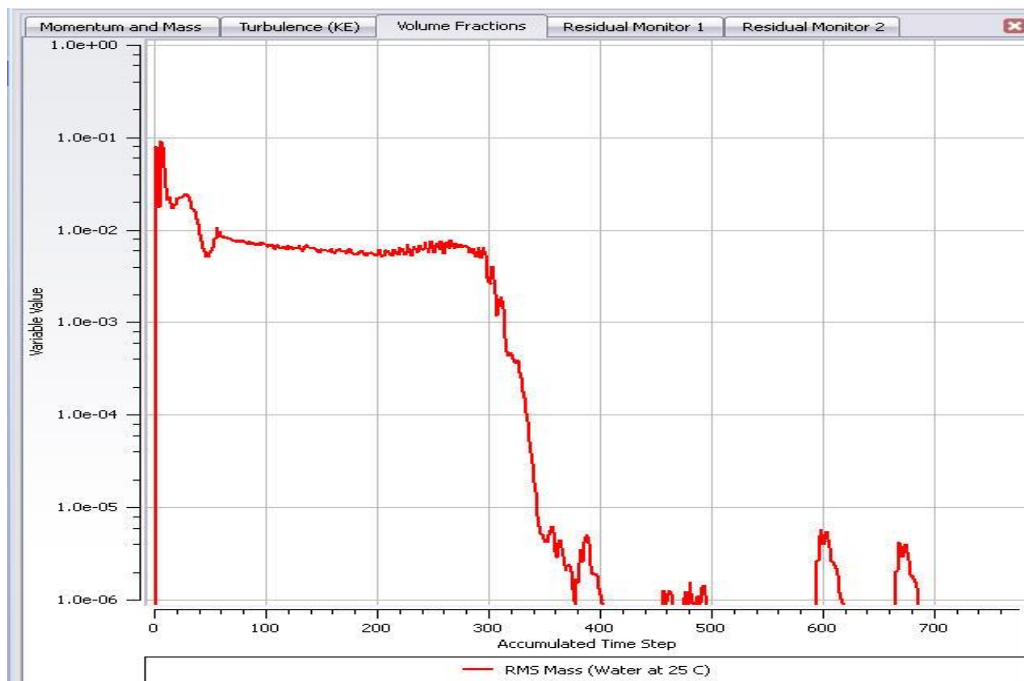


Fig. 4.14 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa por cavitación para la simulación de $P_1=120$ KPa

4.3.2 Convergencia de la simulación para P1 = 90 KPa

En la figura 4.15 se muestran los gráficos de convergencia de la simulación numérica para la P1=90KPa.

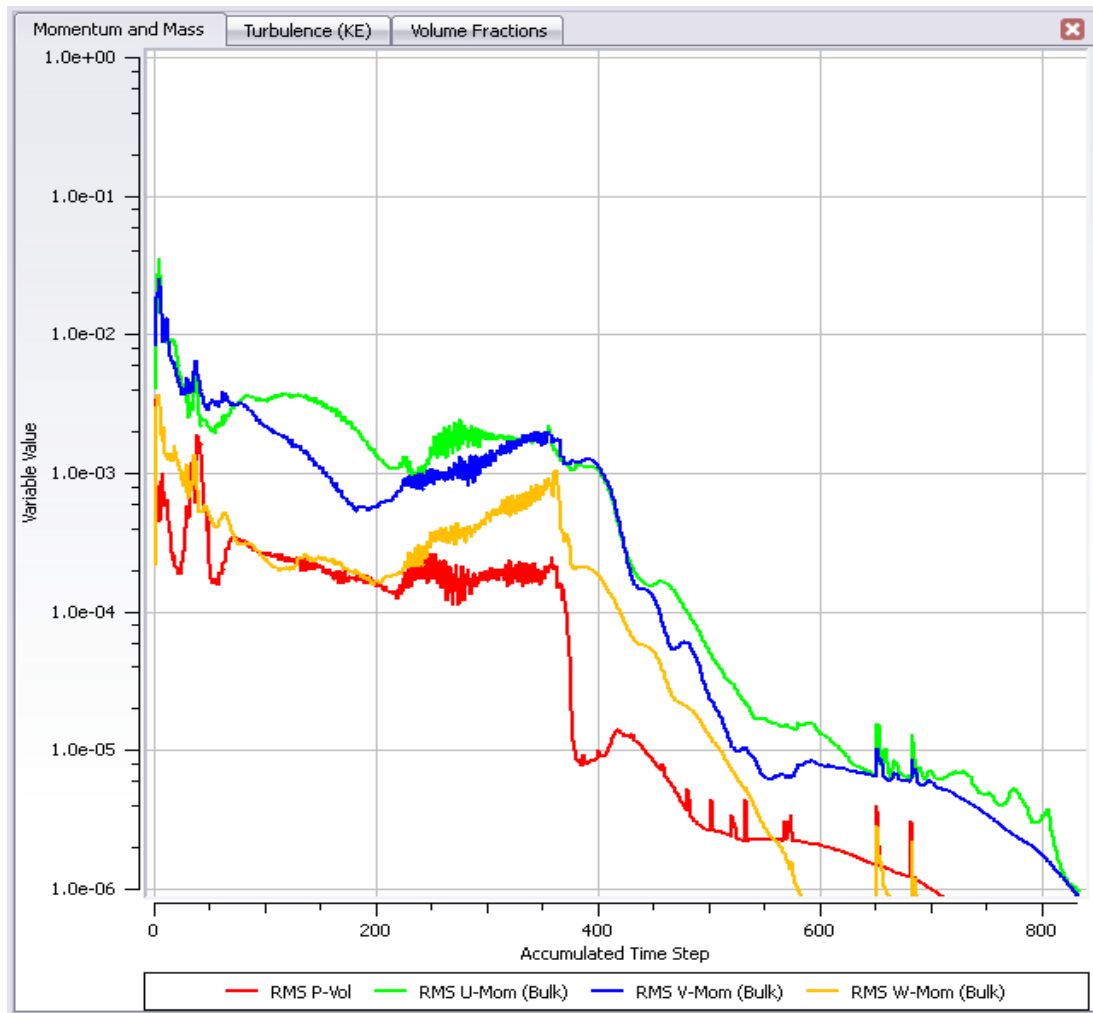


Fig. 4.15 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de masa y momento para la simulación de P1=90 KPa

En la gráfica se observa la convergencia de las soluciones para el valor de RMS establecido. Se aprecia también que la convergencia se alcanzó para un número mayor de iteraciones (833 iteraciones) que para P1=120 KPa.

En la figura 4.16 se observan las gráficas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para P1=90 KPa

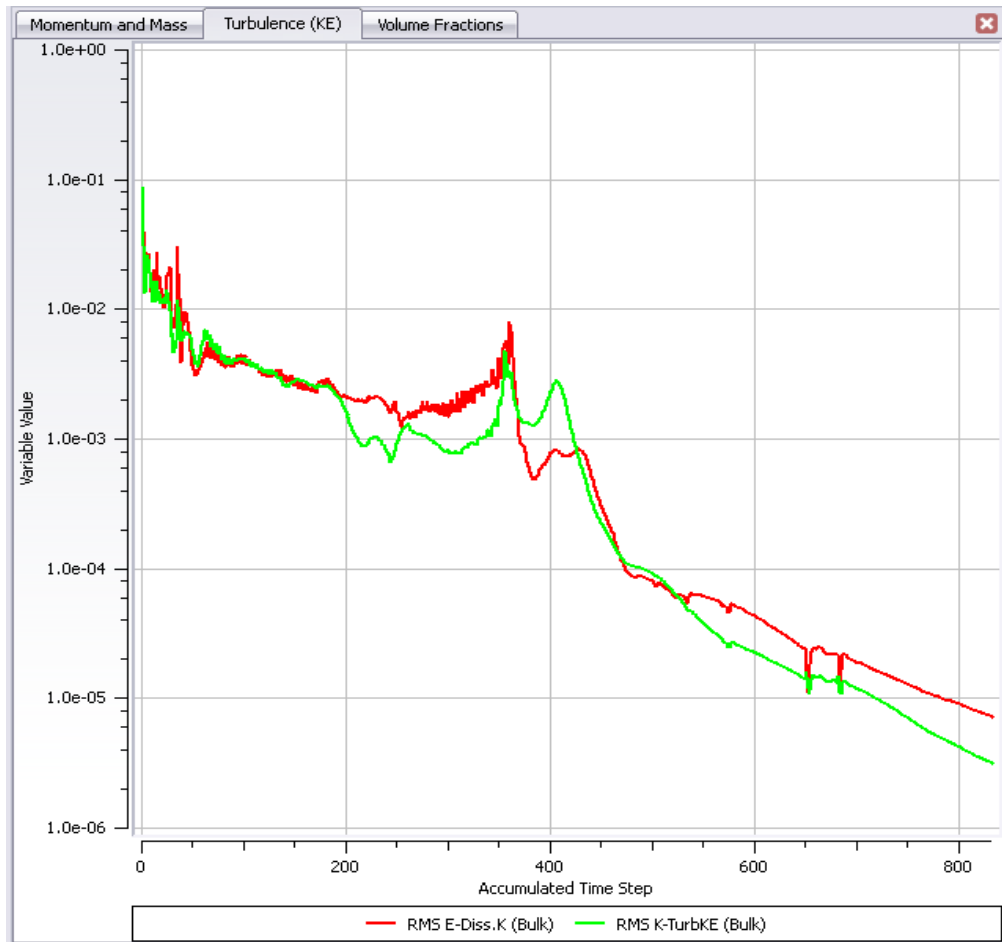


Fig. 4.16 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para la simulación de P1=90 KPa

Las curvas mostradas convergen para valores de RMS menores a $1 \cdot 10^{-5}$, lo cual es un indicio de que las soluciones a las ecuaciones tienen una alta precisión.

En la figura 4.17 se muestra la grafica de convergencia de las ecuaciones del modelo de cavitación para $P_1= 90\text{KPa}$. Se observa que la grafica converge con valores por debajo del criterio de convergencia establecido.

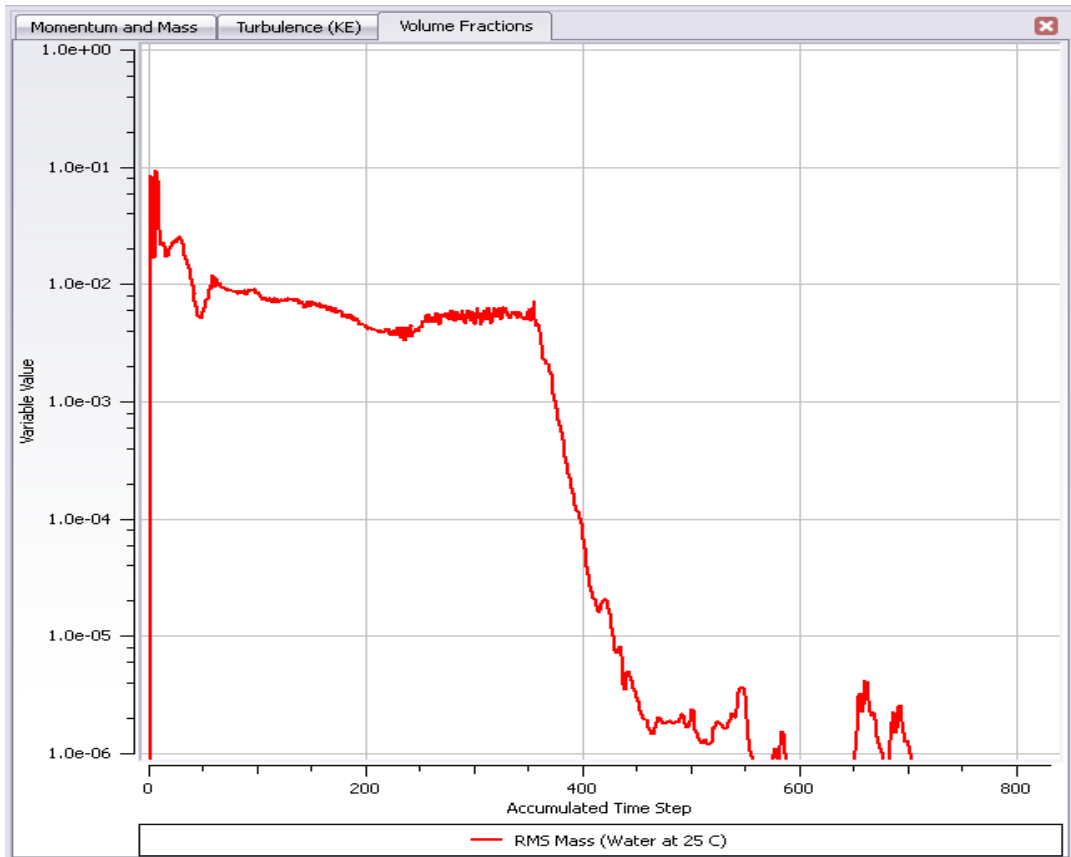


Fig. 4.17 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa por cavitación para la simulación de $P_1=90\text{ KPa}$

4.3.3 Convergencia de la simulación para P1 = 70 KPa

En la figura 4.18 se muestran los gráficos de convergencia de la simulación numérica para la P1=70 KPa.

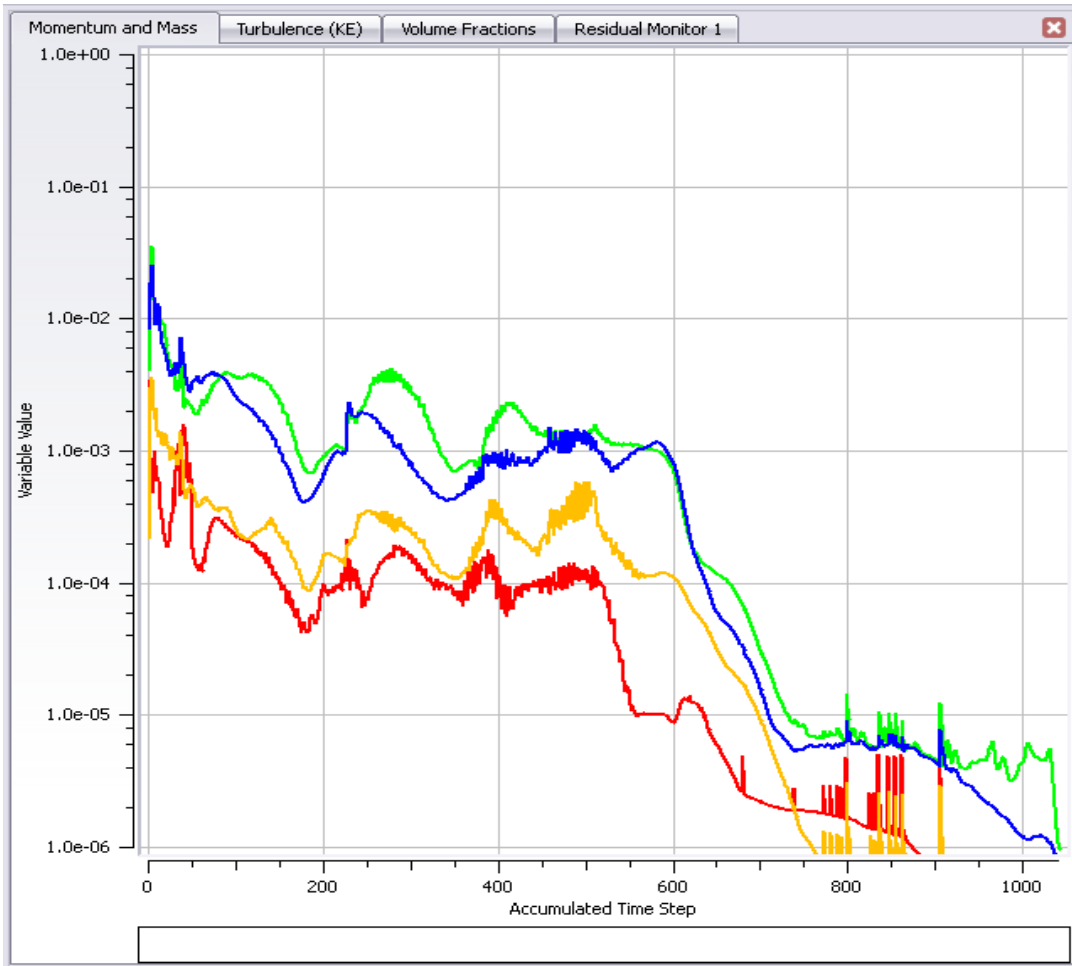


Fig. 4.18 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de masa y momento para la simulación de P1 = 70 KPa

Se observa en la grafica que las ecuaciones convergen para un máximo de iteraciones de 1042, siendo este valor mayor que las simulaciones anteriores. También se cumple el criterio de convergencia establecido para todas las ecuaciones.

En la figura 4.19 se observan las graficas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para $P_1=90$ KPa

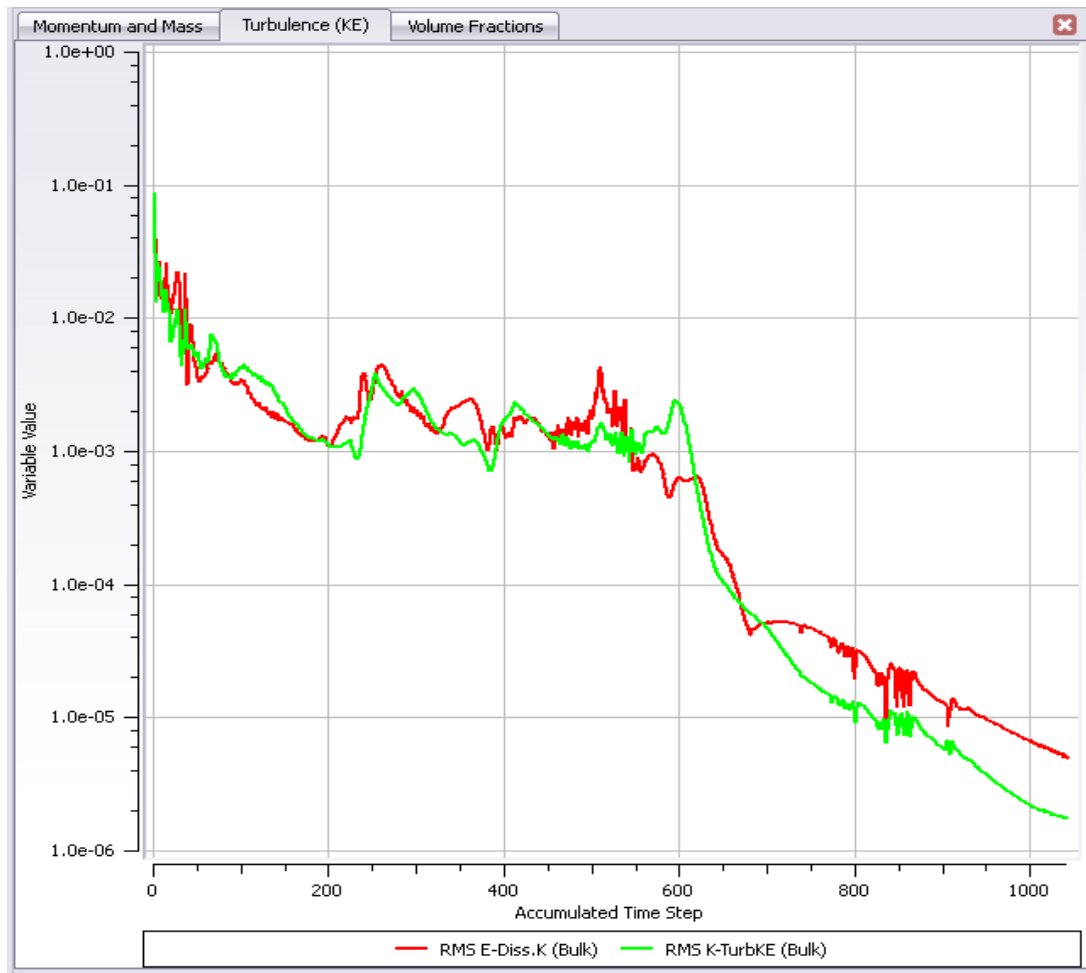


Fig. 4.19 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para la simulación de $P_1 = 70$ KPa

Como en los casos anteriores, las ecuaciones de turbulencia convergen para valores de RMS menores a $1 \cdot 10^{-5}$, aunque la convergencia es más tardía que en las simulaciones anteriores. Esto probablemente debido una mayor presencia de burbujas de vapor en el fluido, lo que incrementa la necesidad de realizar un mayor número de iteraciones tanto para el vapor de agua como para el agua.

En la figura 4.20 se muestra la grafica de convergencia de las ecuaciones del modelo de cavitación para $P_1 = 70$ KPa. Se observa que la grafica converge con valores por debajo del criterio de convergencia establecido.

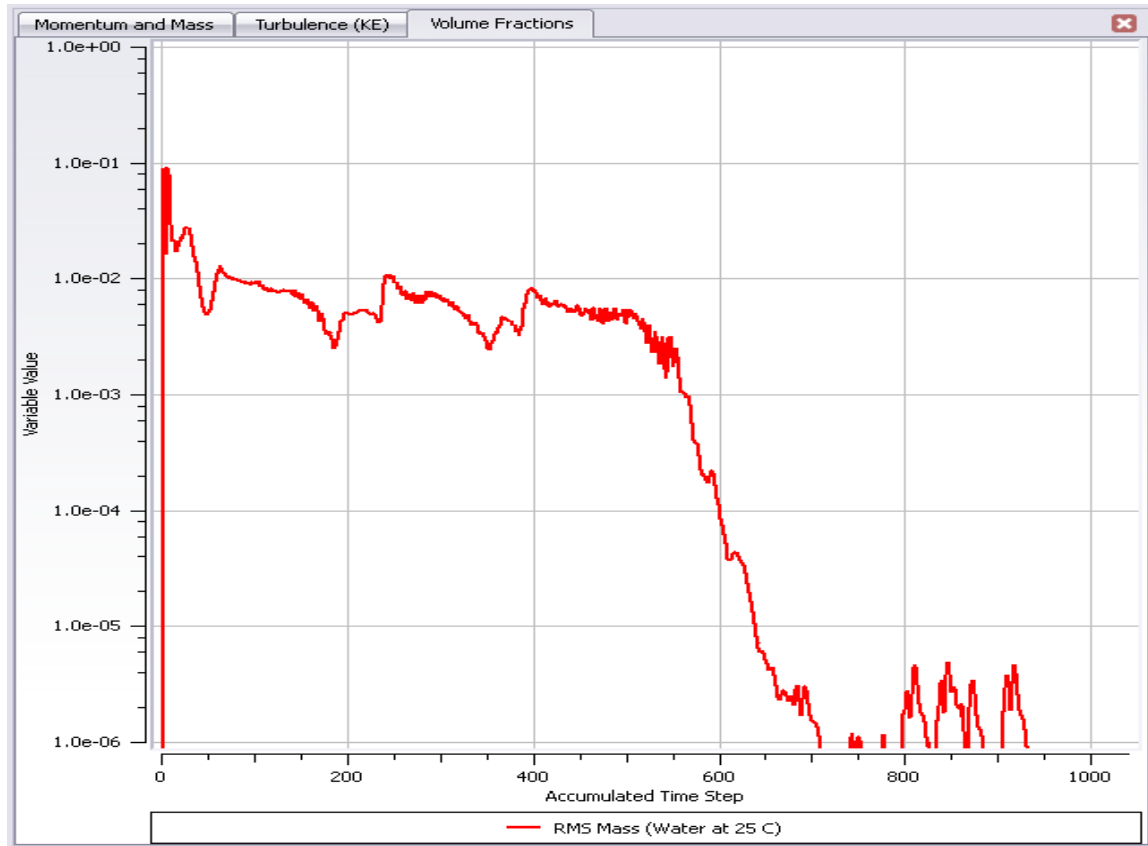


Fig. 4.20 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa por cavitación para la simulación de $P_1 = 70$ KPa

4.3.3 Convergencia de la simulación para P1 = 50 KPa

En la figura 4.21 se muestran los gráficos de convergencia de la simulación numérica para la P1=50 KPa.

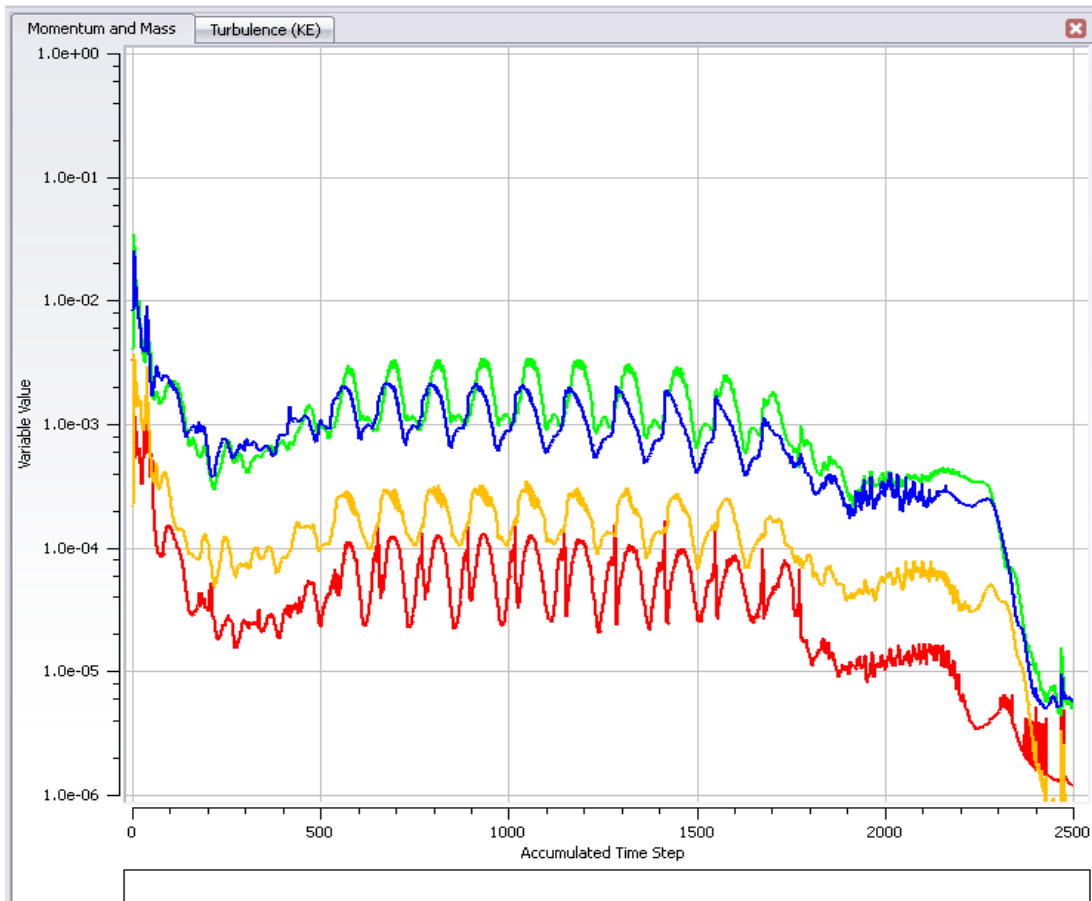


Fig. 4.21 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de masa y momento para la simulación de P1=90 KPa

Se observa en la gráfica que las ecuaciones alcanzan el máximo de 2500 iteraciones. Las ecuaciones de masa convergen para un valor cercano a $1 \cdot 10^{-6}$, y las de momento se encuentran por debajo de $1 \cdot 10^{-5}$, lo que indica que no se alcanzó el criterio de convergencia establecido. Pero esto no es indicativo de la no convergencia y/o de la imprecisión de los cálculos de convergencia, ya que, como se explicó anteriormente, los niveles de $RMS < 1 \cdot 10^{-5}$ proporcionan resultados útiles para los análisis de ingeniería.

En la figura 4.22 se observa las gráficas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia.

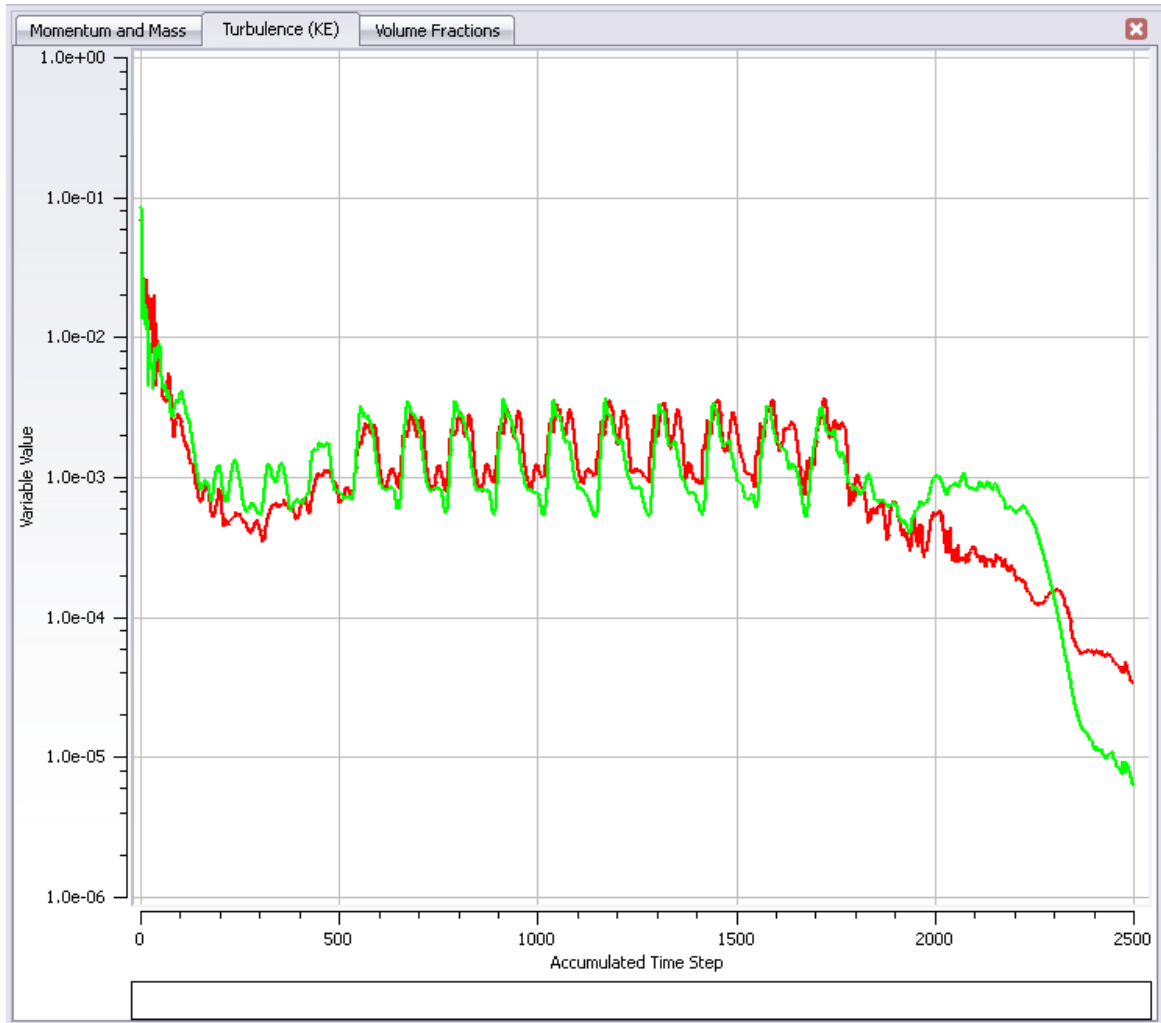


Fig. 4.22 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de turbulencia para la simulación de P1=50 KPa

Se observa que las ecuaciones de turbulencia convergen para valores comprendidos en el rango de $1 \cdot 10^{-4} < \text{RMS} < 1 \cdot 10^{-5}$, y presenta las mismas inestabilidades para las primeras 1800 iteraciones, al igual que en la fig. 4.20, lo que indica la fuerte influencia de la presencia de burbujas de vapor en el fluido y en la resolución de las ecuaciones.

En la figura 4.23 se muestra la gráfica de convergencia de las ecuaciones del modelo de cavitación para $P_1 = 70 \text{ KPa}$. Se observa que la gráfica converge con valores cercanos al criterio de convergencia establecido, con una tendencia similar a las de las gráficas de masa, momento y turbulencia.

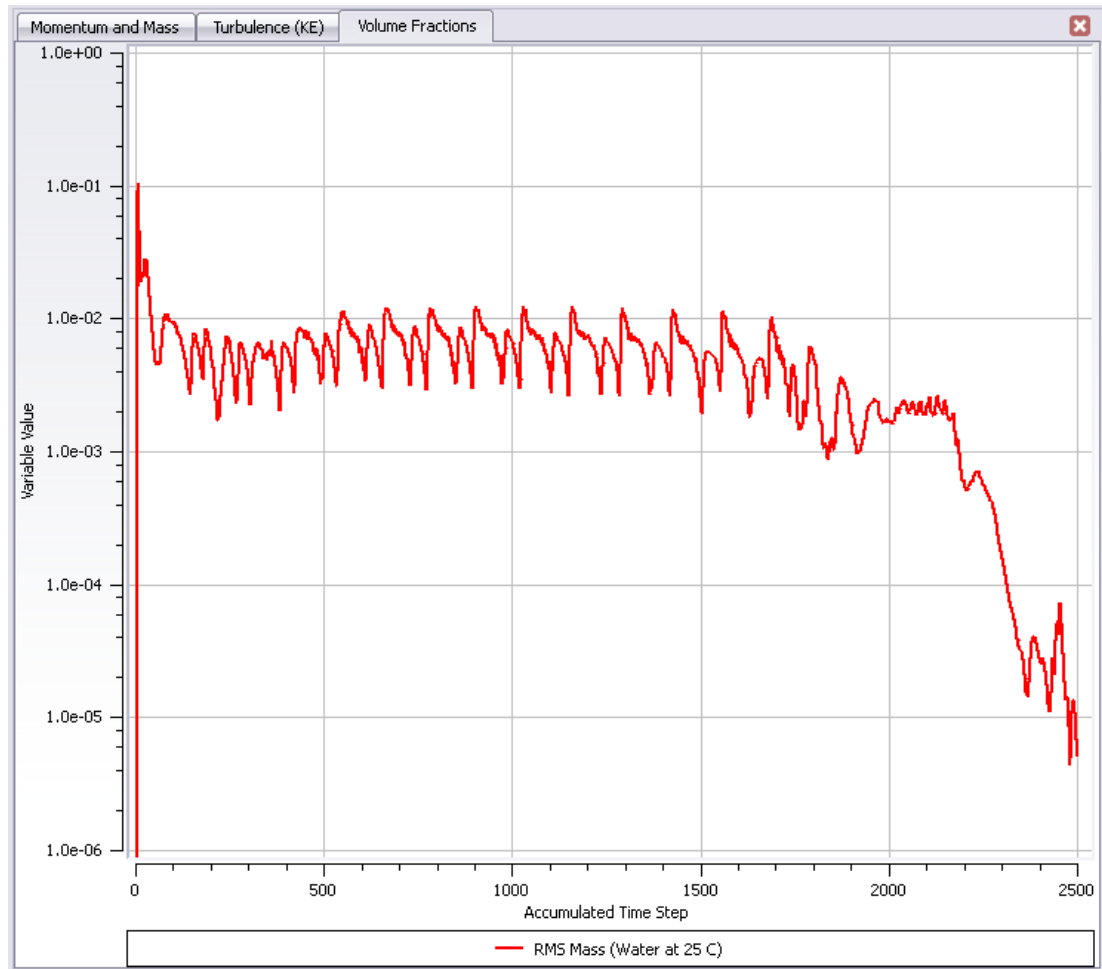


Fig. 4.23 Comportamiento de las curvas de convergencia de las ecuaciones de transferencia de masa por cavitación para la simulación de $P_1 = 50 \text{ KPa}$

4.4 Validación de los resultados por la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.

Para asegurar que los resultados obtenidos por medio de la simulación numérica tengan validación dentro de las leyes de la física, se aplica la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos (Ec. 2.22) para cada simulación realizada.

Se aplica la ecuación 2.22 sobre una misma línea de flujo, para validar los resultados obtenidos en la simulación realizada con una presión a entrada de 50 KPa, se requiere una línea de flujo como la que se muestra en la figura 4.24.

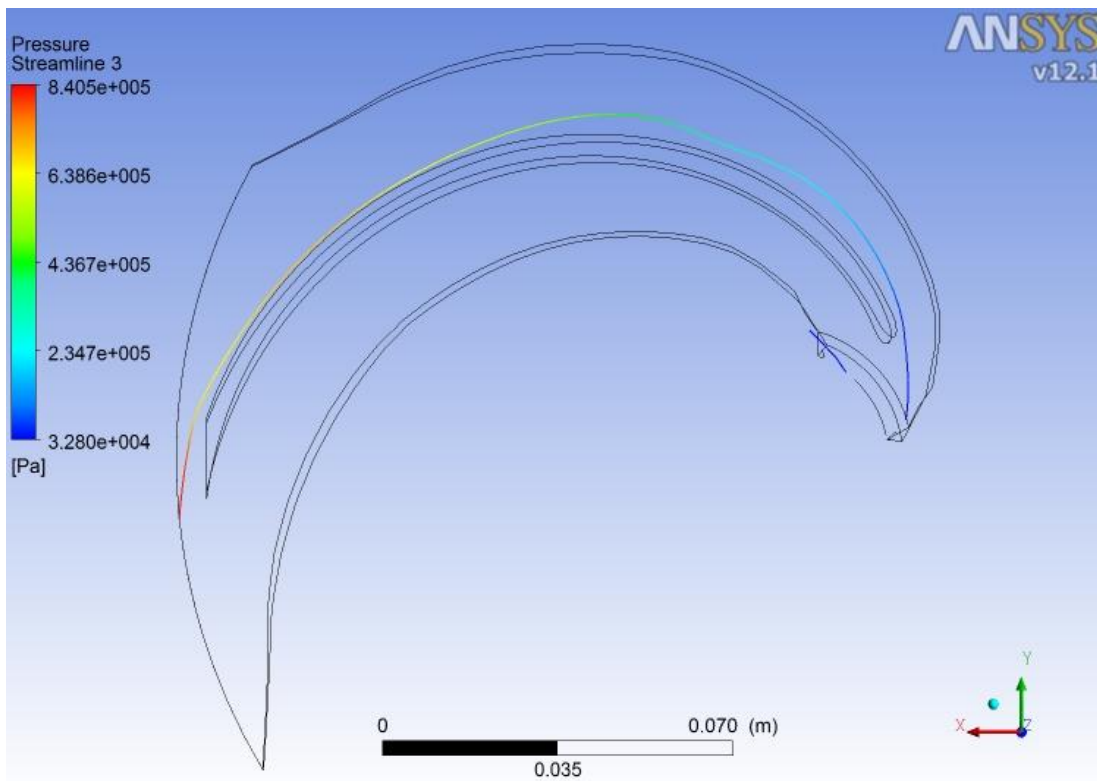


Figura 4.24. Línea de flujo a lo largo del alabe

Las presiones correspondientes a la entrada y a la salida son obtenidas de una gráfica en la cual se muestra la presión a lo largo del alabe, esta se muestra en la siguiente figura.

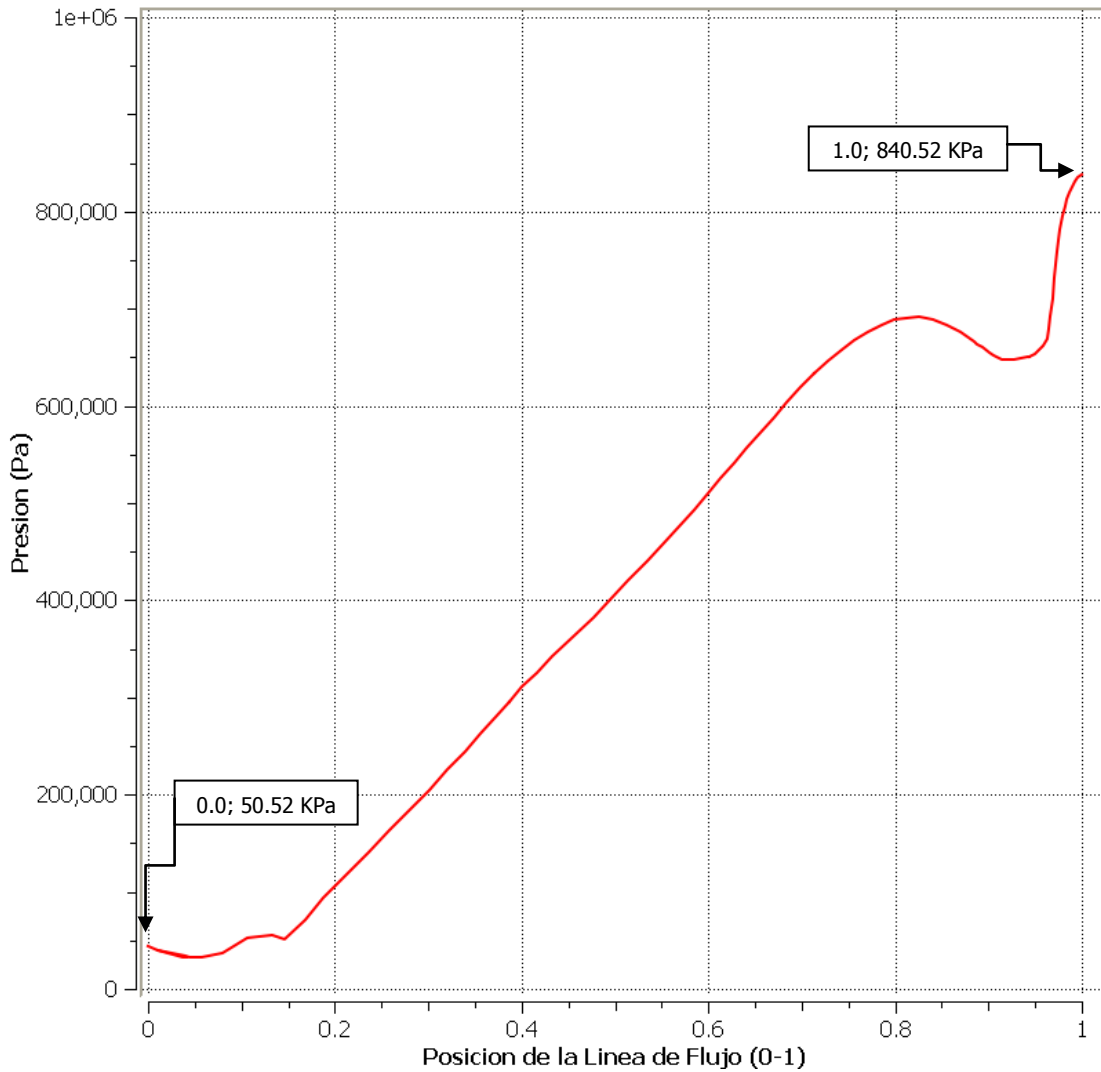


Figura 4.25. Gráfica Presión vs Posición de la línea de flujo.

De los valores obtenidos de estas graficas y los valores de la tabla 4.1 se emplea la Ec. 2.22 con una densidad del agua de 1000 Kg/m^3 y despreciando la diferencia de altura entre la entrada y salida del alabe se obtiene:

$$\frac{50.52 \text{ KPa}}{1000 \text{ Kg/m}^3} + \frac{(14.8 \text{ m/s})^2}{2(9.8 \text{ m/s}^2)} - \frac{(13 \text{ m/s})^2}{2} = \frac{840.52 \text{ KPa}}{1000 \text{ Kg/m}^3} + \frac{(20.2 \text{ m/s})^2}{2(9.8 \text{ m/s}^2)} - \frac{(44 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$75.54 \approx 76.53$$

Calculando el porcentaje de error.

$$\frac{76.53 - 75.54}{76.53} * 100 = 1.29 \%$$

Para fines de ingeniería este error es admisible por lo que los resultados obtenidos son aceptados como físicamente reales. De esta misma forma se realizaron los cálculos correspondientes para las diferentes presiones estudiadas, cuyas respectivas graficas se pueden apreciar en las figuras B.2, B.4, B.6 y B.8 del apéndice B, y los resultados de la aplicación de la ecuación de Bernoulli para cada línea de flujo se muestran en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Resultados de la evaluación de la Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos para la simulación

Presión de estudio [KPa]	P1 [KPa]	P2 [KPa]	Ec. 2.22 a la entrada del alabe	Ec. 2.23 a la salida del alabe	Porcentaje de error
50	50,52	840,51	75,54	76,53	1,29361035
75	69,92	858,95	94,94	94,97	0,03158892
90	90,25	878,8	115,27	114,82	0,39191778
120	120,38	909,28	145,40	136,55	0,06882312

4.5 Comportamiento de la presión en líneas de flujo antes y después del alabe.

Para determinar que parte del alabe es la que presenta mayor posibilidad de sufrir cavitación se realizó el estudio de presión a lo largo de dos líneas de flujo que pasan una por debajo y otra por encima del alabe.

4.5.1 Estudio de Presión a $P_1 = 120$ KPa.

La distribución de la presión en el dominio se muestra en la figura 4.26.

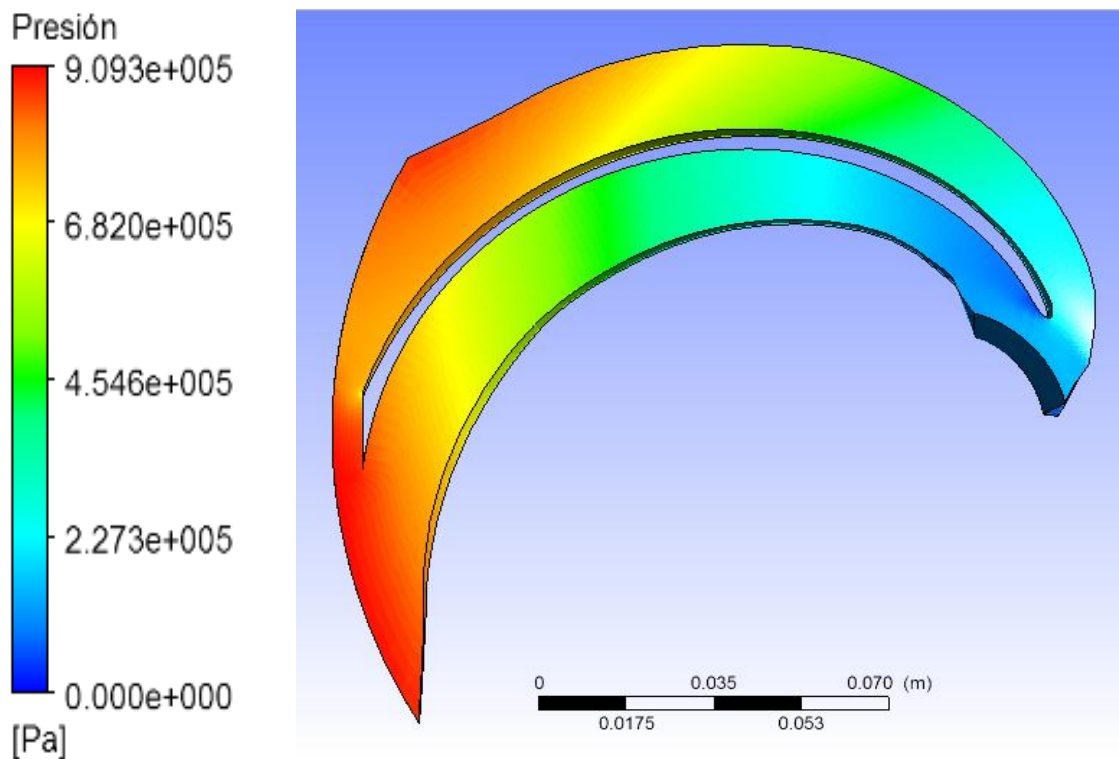


Figura 4.26 Distribución de la presión en el dominio con $P_1 = 120$ KPa

Configurando el modo de visualización de manera que muestre dos líneas de flujo que pasen una por debajo del alabe y otra por encima se obtiene la figura 4.27.

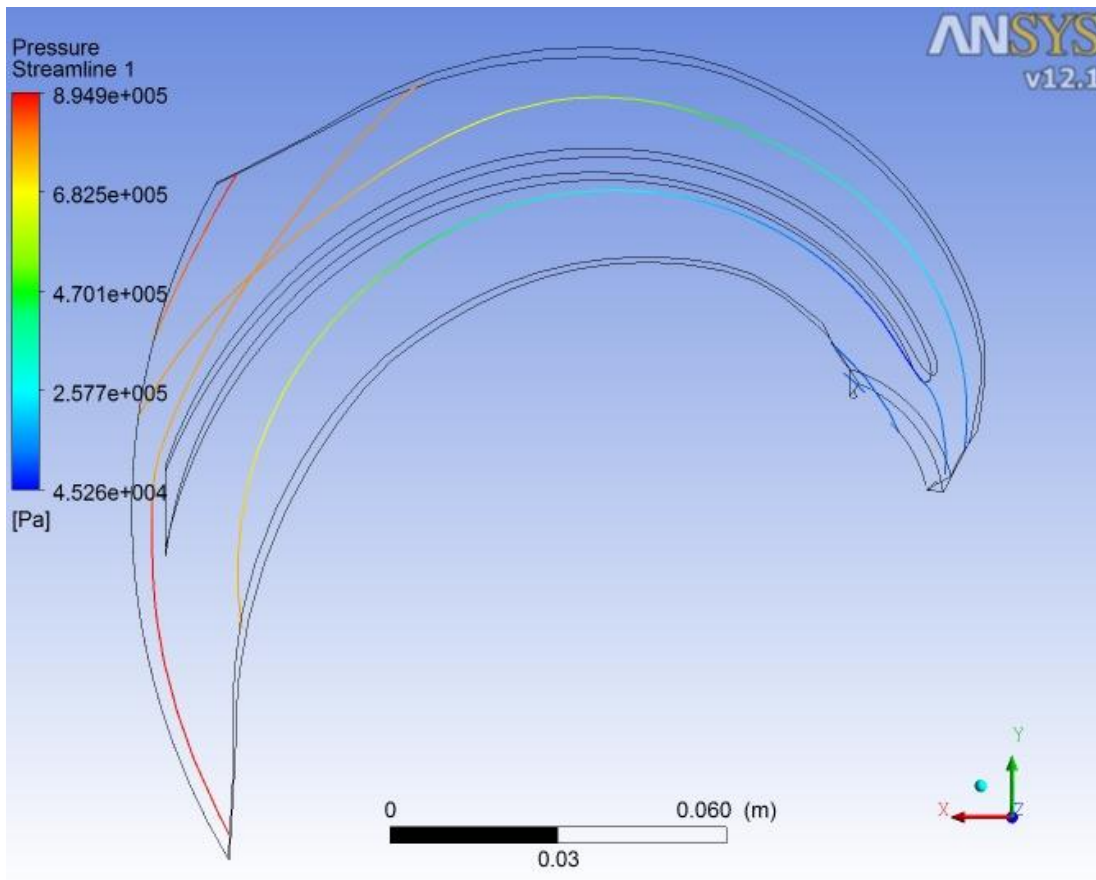


Figura 4.27. Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con $P_1 = 120$ KPa

A partir de los datos de esta figura se puede realizar un gráfico de presión de ambas líneas a lo largo del alabe como se muestra en la figura 4.28.

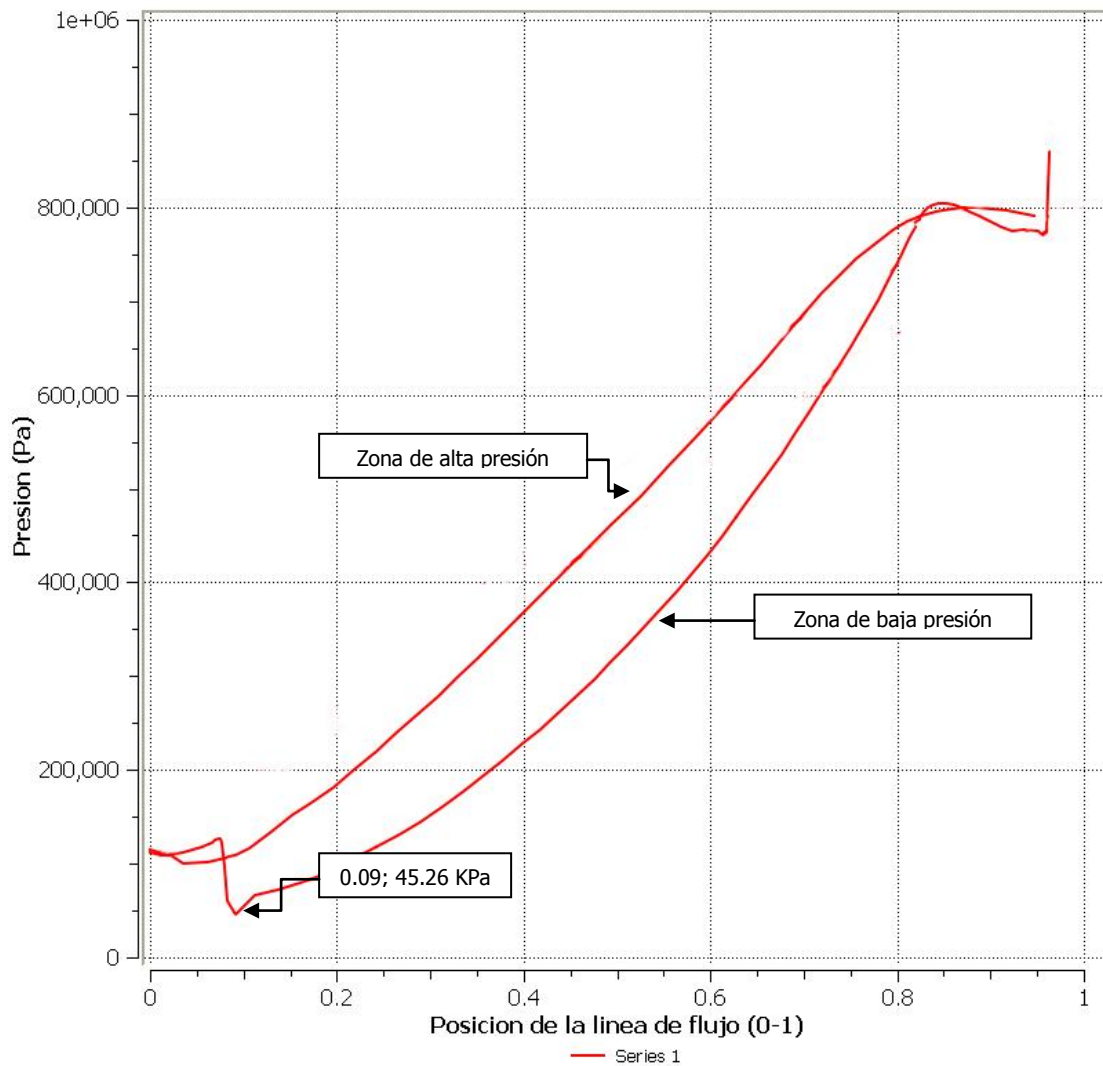


Figura 4.28. Grafica de presión para ambas líneas de flujo a P1=120 KPa

Se observa una caída de presión justo en la entrada del fluido en la parte en que este entra en contacto con el alabe. Esta caída de presión es considerable pero a su vez no llega a estar por debajo de la presión de vapor del agua.

4.5.2 Estudio de presión a P1 = 90 KPa.

La distribución de la presión en el dominio se muestra en la figura 4.29.

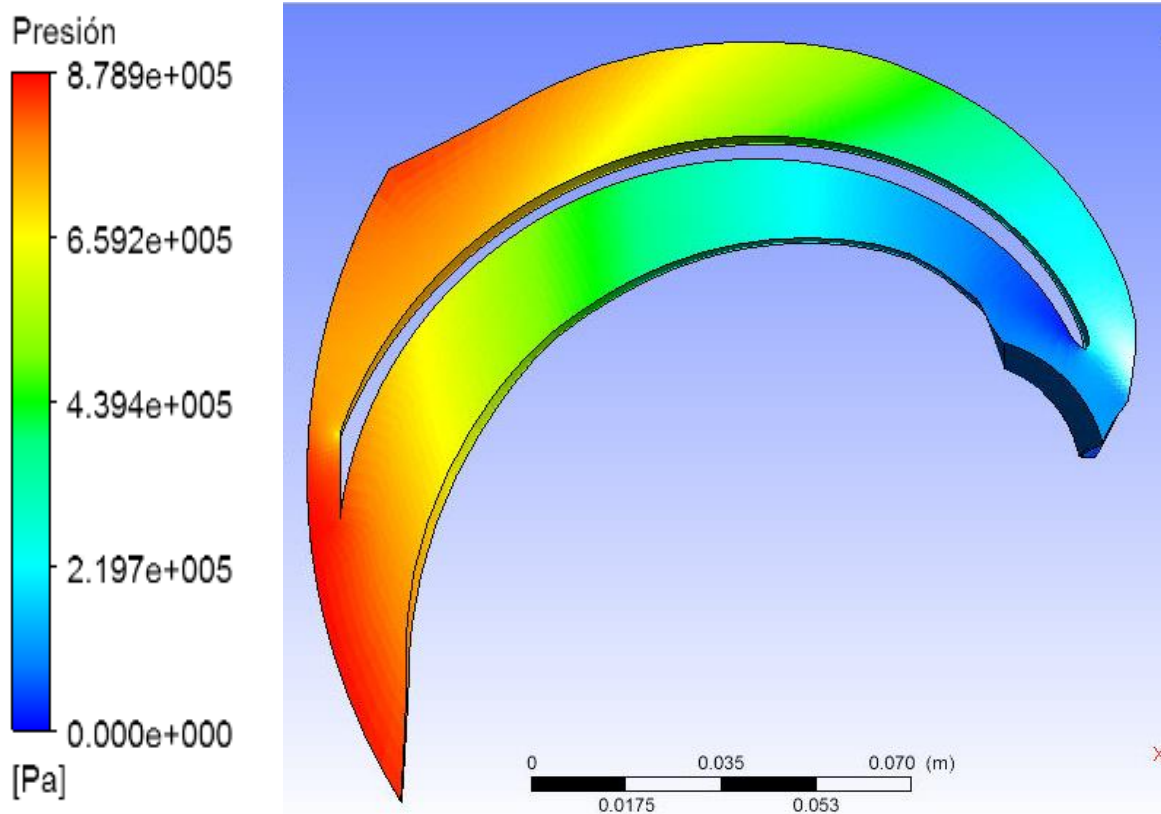


Figura 4.29. Distribución de la presión en el dominio con P1= 90 KPa

Se obtienen dos líneas de flujo que pasen por encima y debajo del alabe como se muestra en la figura 4.30.

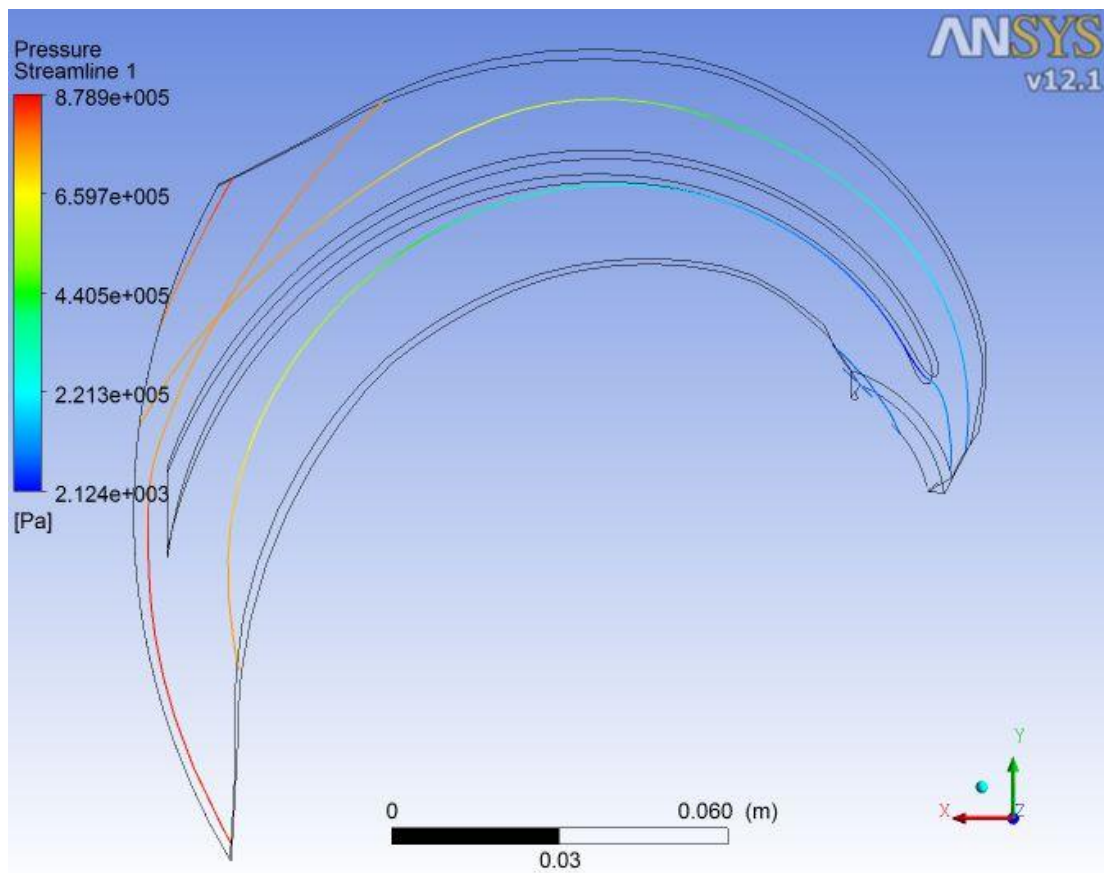


Figura 4.30. Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con $P_1 = 90$ KPa

A partir de los datos de esta figura se puede realizar un gráfico de presión de ambas líneas a lo largo del alabe como se muestra en la figura 4.31.

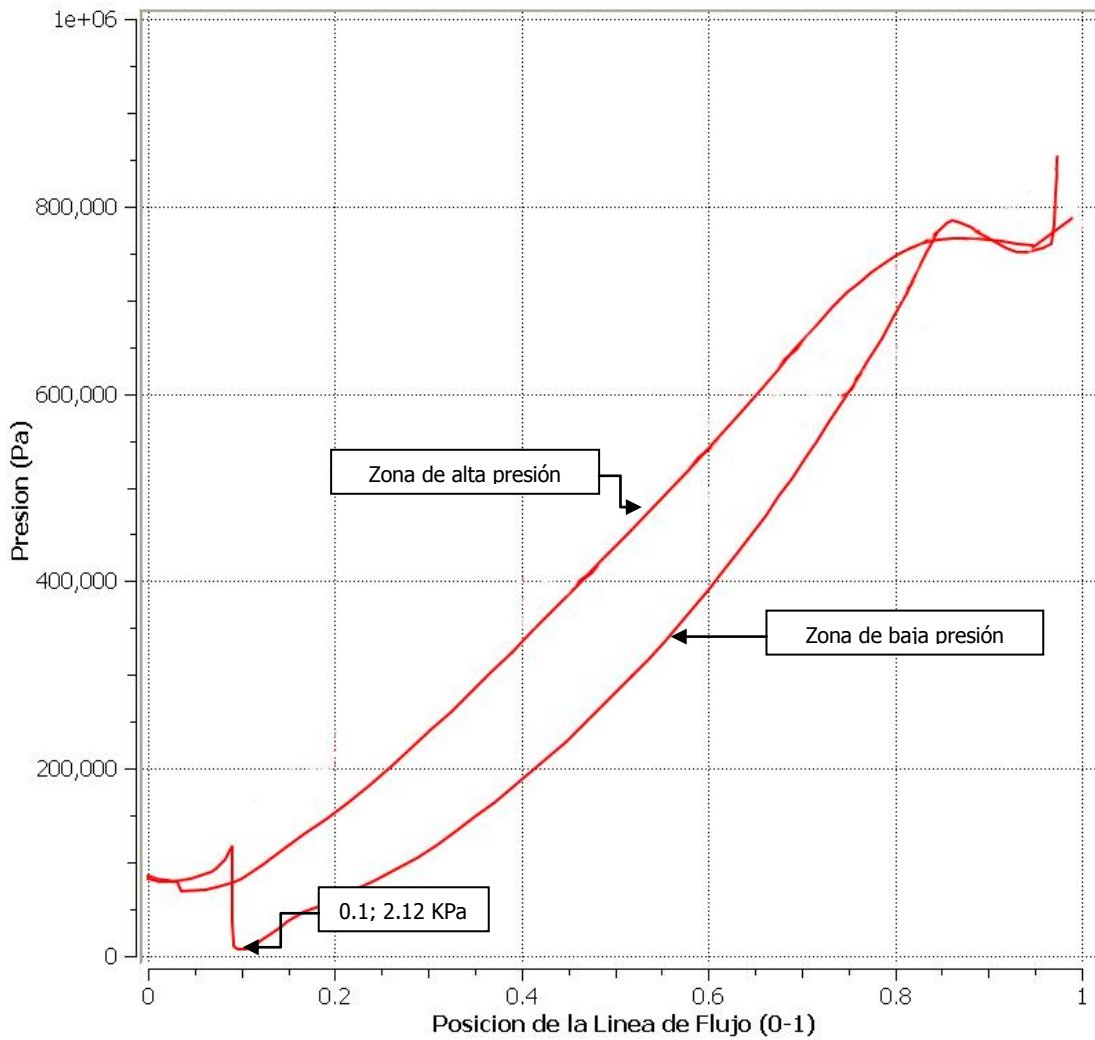


Figura 4.31. Gráfica de presión para ambas líneas de flujo a $P_1=90\text{KPa}$

Se observa la caída de presión por debajo de la presión de vapor del agua en la línea que representa aquella que pasa por debajo del alabe, también se observa que se mantiene a ese valor aproximadamente un 1% del recorrido para después aumentar su presión al mismo ritmo de la línea que pasa por encima del alabe

4.5.3 Estudio de presión a $P_1 = 70$ KPa.

La distribución de la presión en el dominio se muestra en la figura 4.32.

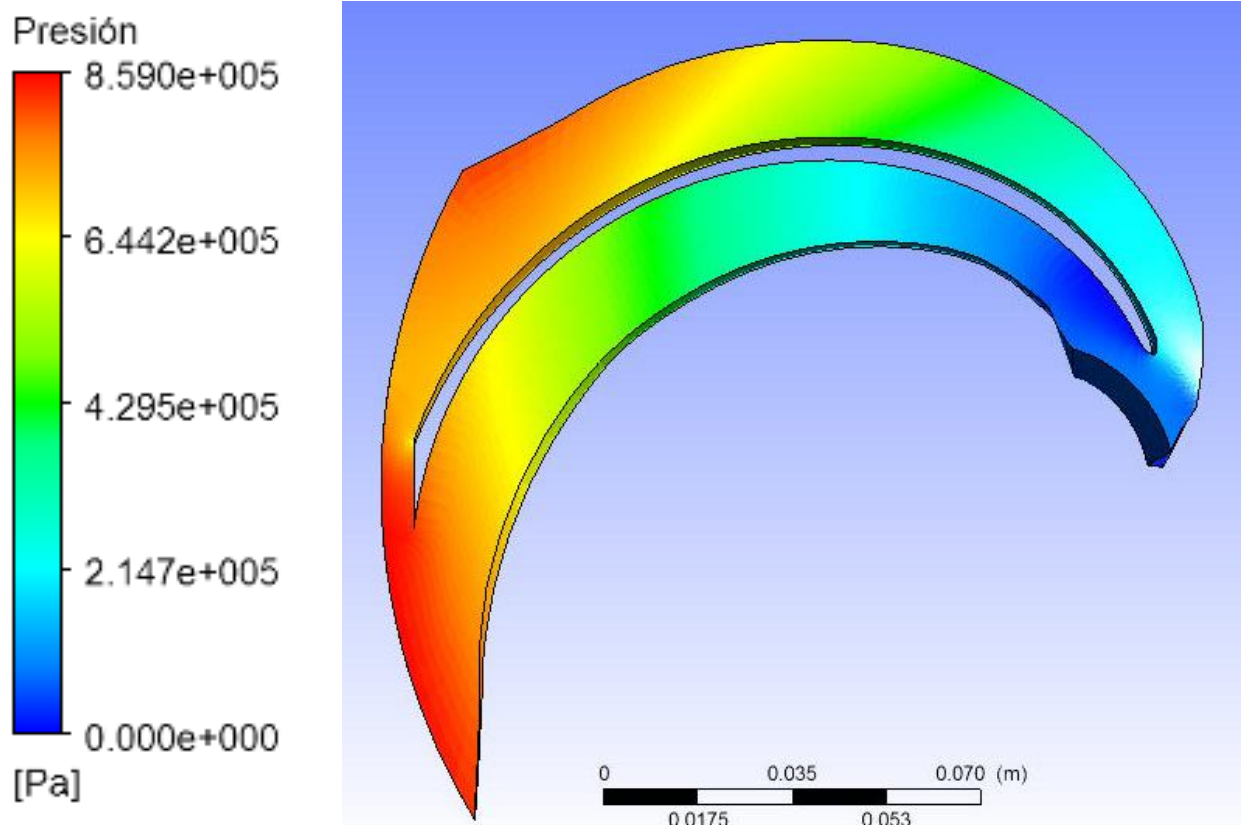


Figura 4.32. Distribución de la presión en el dominio con $P_1 = 70$ KPa

Se obtienen dos líneas de flujo que pasen por encima y debajo del alabe como se muestra en la siguiente figura.

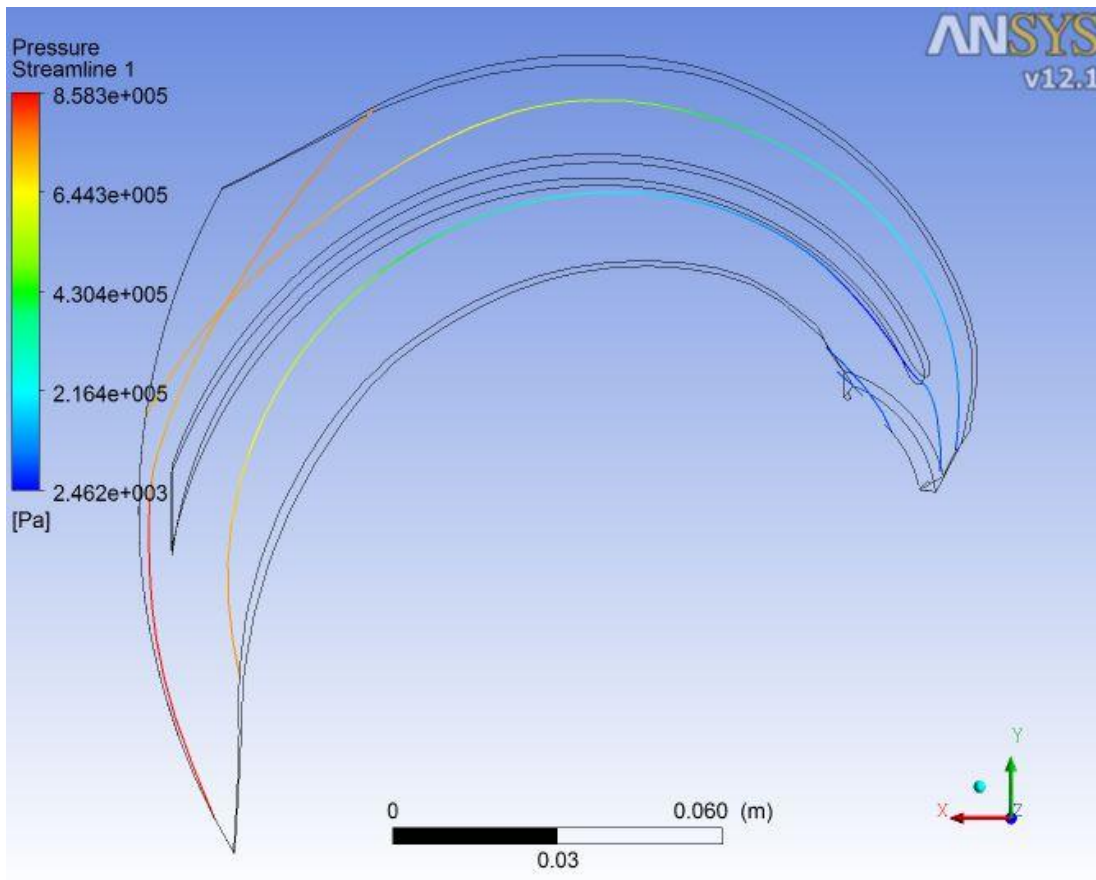


Figura 4.33. Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con $P_1 = 70$ KPa

A partir de los datos de esta figura se puede realizar un gráfico de presión de ambas líneas a lo largo del alabe como se muestra en la figura 4.34.

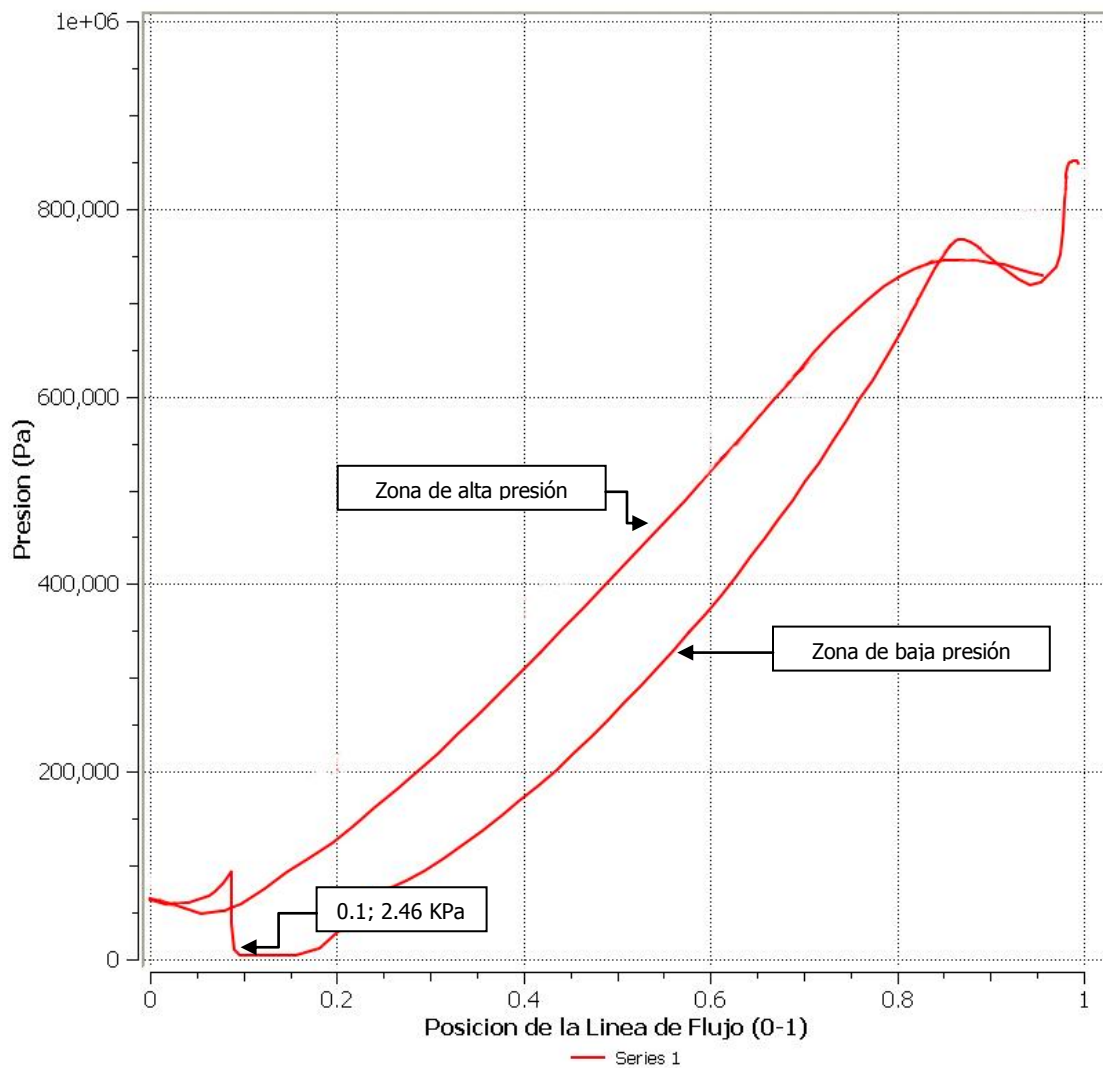


Figura 4.34 Gráfica de presión para ambas líneas de flujo a P1=70KPa

Se observa la caída de presión hasta por debajo de la presión de vapor del agua en la línea que representa aquella que pasa por debajo del alabe, también se observa que se mantiene a ese valor aproximadamente un 7% del recorrido para después aumentar su presión al mismo ritmo de la línea que pasa por encima del alabe

4.5.4 Estudio de presión para $P_1 = 50$ KPa.

La distribución de la presión en el dominio se muestra en la figura 4.35.

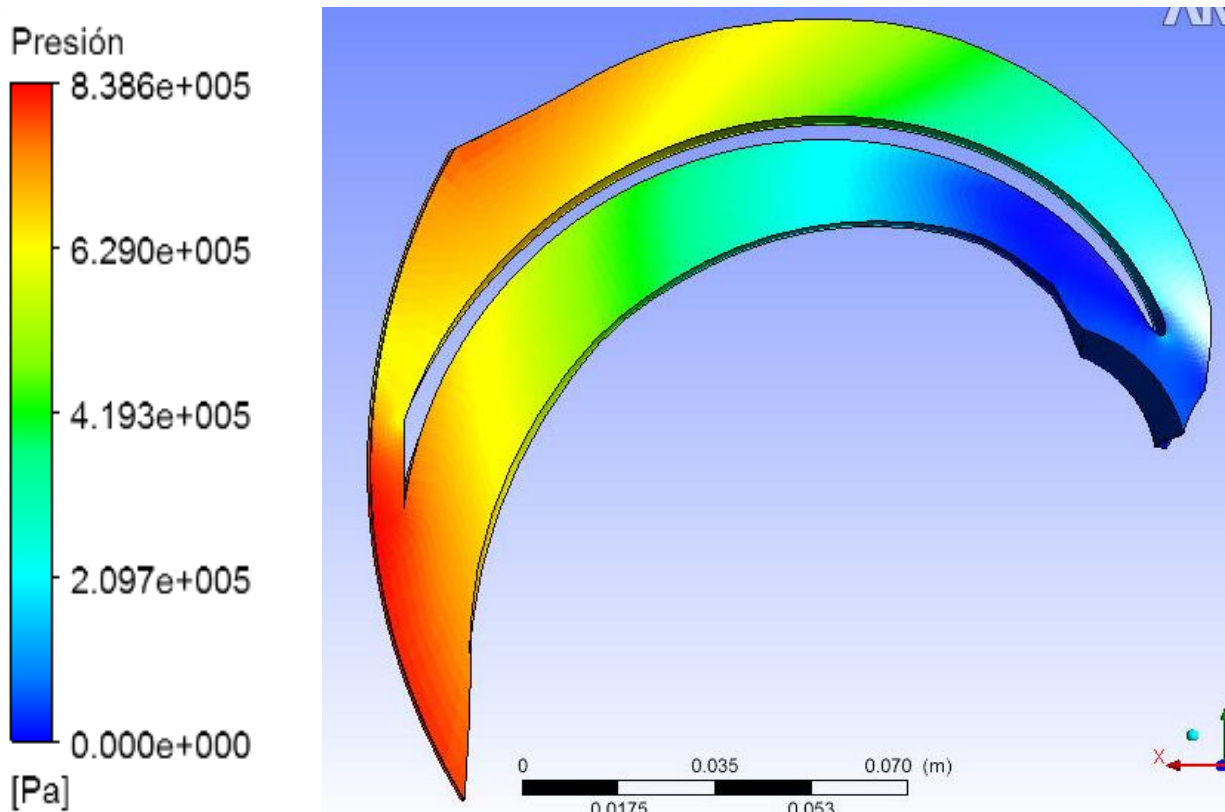


Figura 4.35 Distribución de la presión en el dominio con $P_1 = 50$ KPa

Configurando el modo de visualización de manera que muestre dos líneas de flujo que pasen una por debajo del alabe y otra por encima se obtiene la figura 4.36.

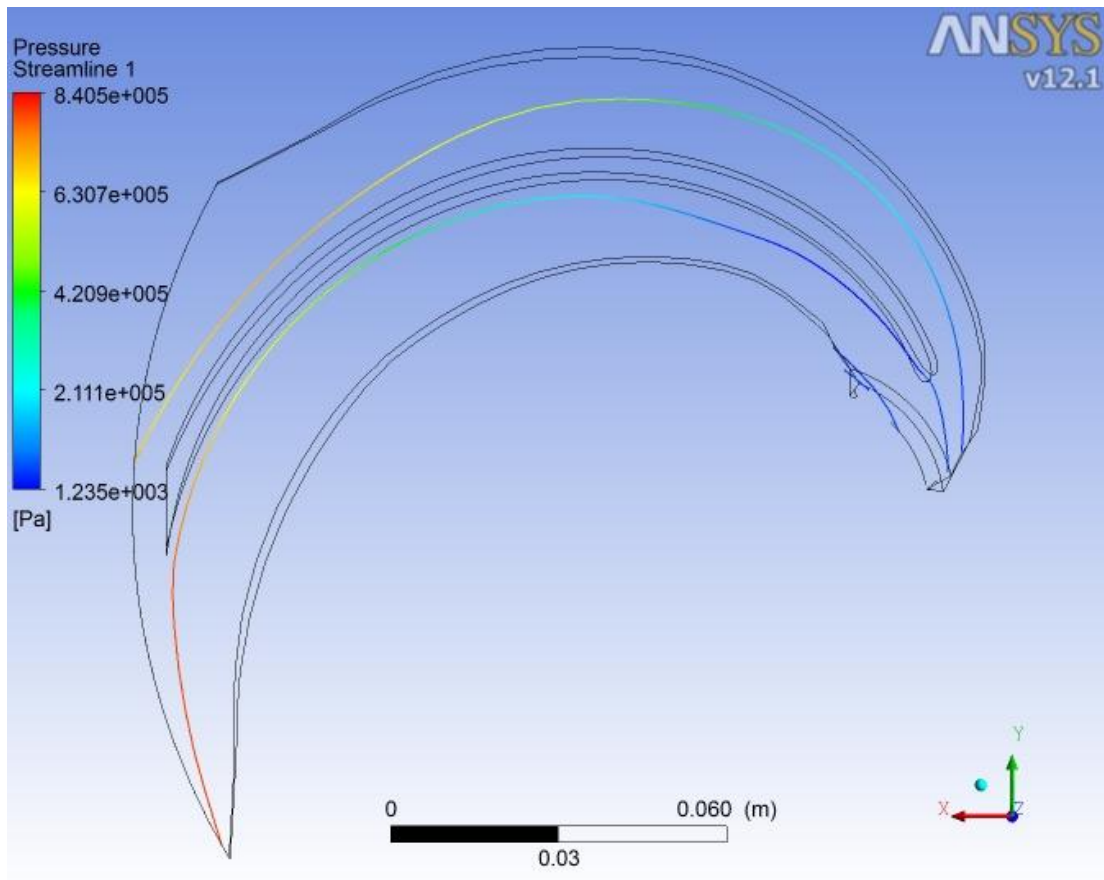


Figura 4.36 Líneas de flujo en zonas de alta y baja presión con $P_1 = 50$ KPa.

A partir de los datos de esta figura se puede realizar un grafico de presión de ambas líneas a lo largo del alabe como se muestra en la siguiente tabla.

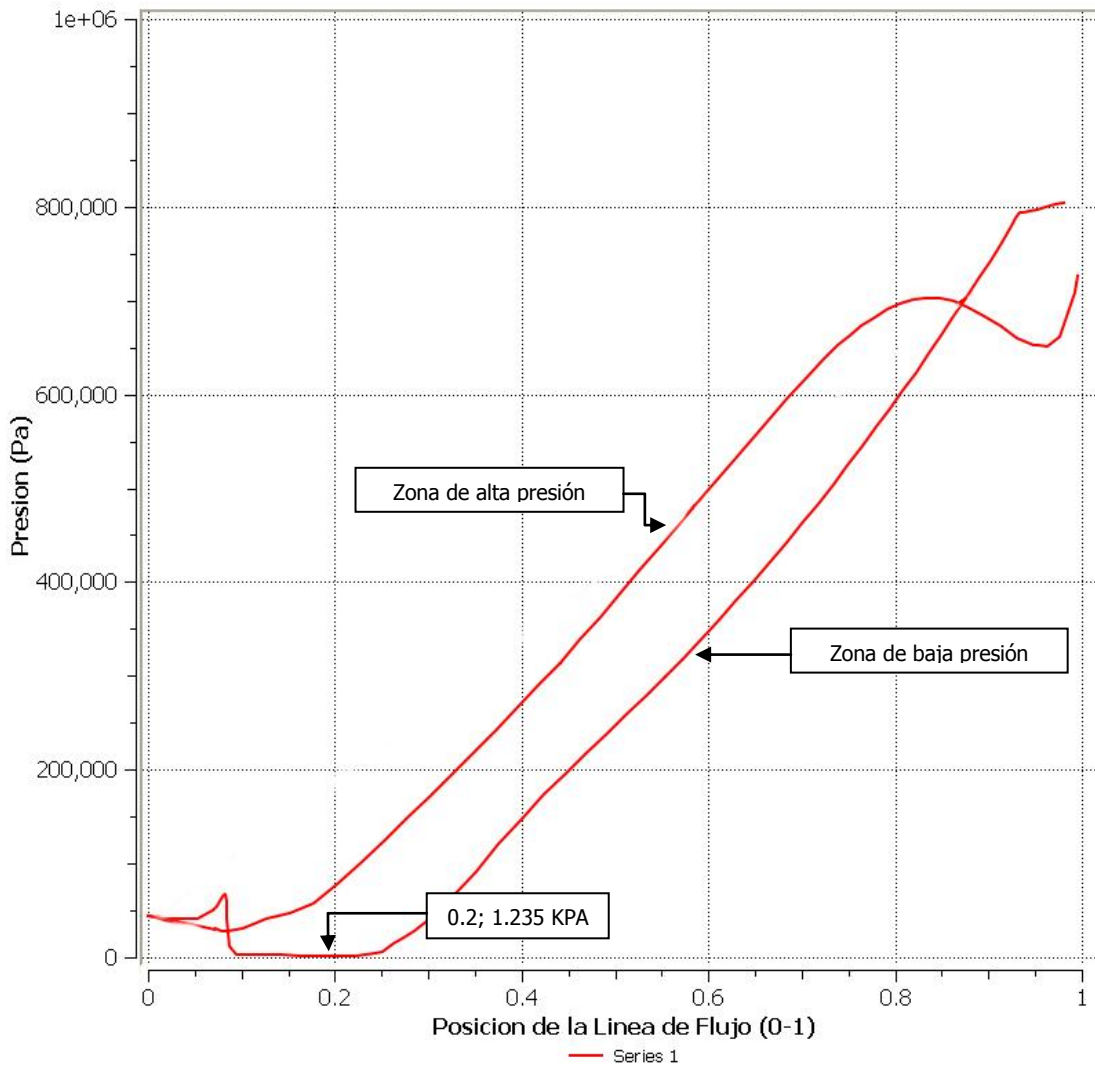


Figura 4.37 Gráfica de presión para ambas líneas de flujo a P1=50KPa

Se observa la caída de presión hasta por debajo de la presión de vapor del agua en la línea que representa aquella que pasa por debajo del alabe, también se observa que se mantiene a ese valor aproximadamente un 15% del recorrido para después aumentar su presión al mismo ritmo de la línea que pasa por encima del alabe.

4.6 Visualización de resultados

Se presentan los datos obtenidos de presión y fracción de vapor mediante gráficos e imágenes en el dominio estudiado para cada caso

En las figura 4.38, 4.39 y 4.40 se observa la fracción de vapor perteneciente a la simulación con presión de entrada $P_1 = 120\text{KPa}$. Se observa la zona tridimensional de formación de burbujas de vapor y la sección de entrada del álabe con un contorno que permite identificar las zonas de generación de burbujas de vapor

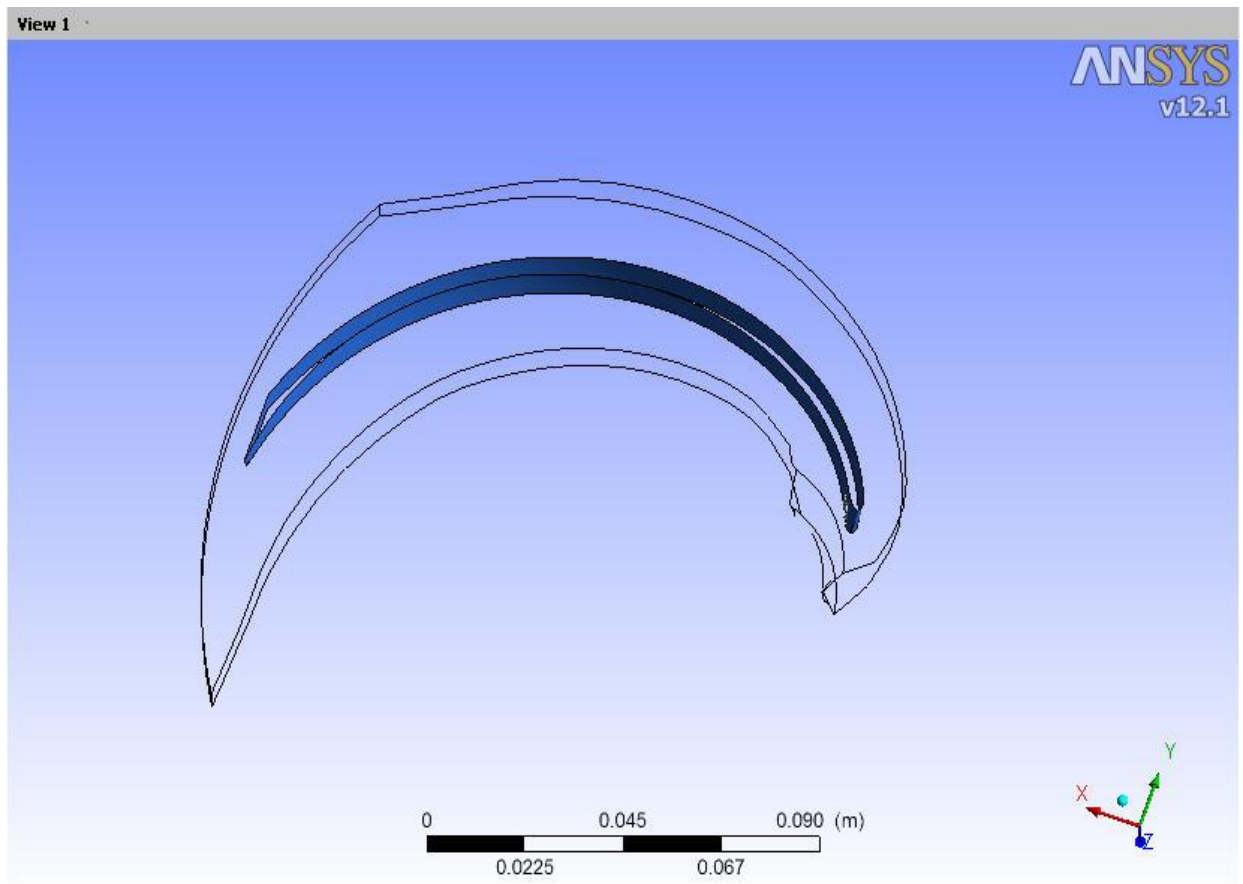


Figura 4.38 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio.

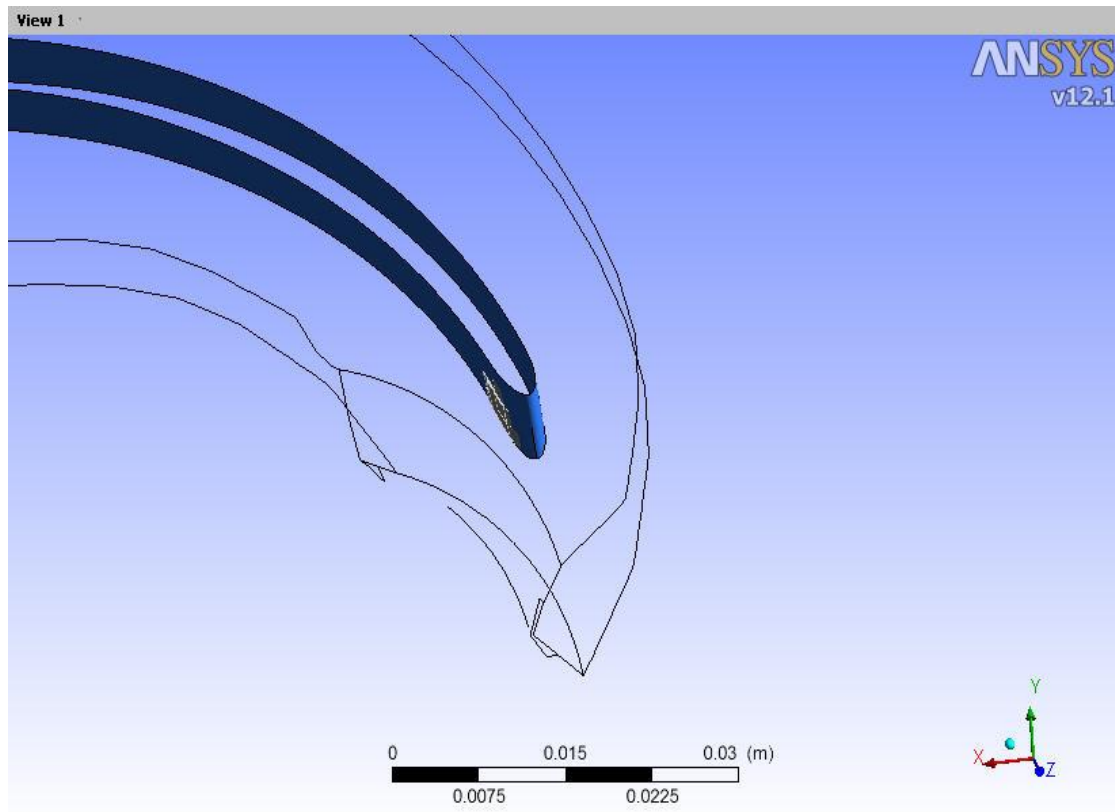


Figura 4.39. Detalle del álabe en la zona de formación de burbujas de vapor

En la figura se observa las regiones en las que la fracción de volumen perteneciente al vapor de agua es mayor que 0. Esto indica que es en estas zonas donde hay presencia de burbujas de vapor. Este patrón se observa en sección de entrada del álabe en la figura 4.40.

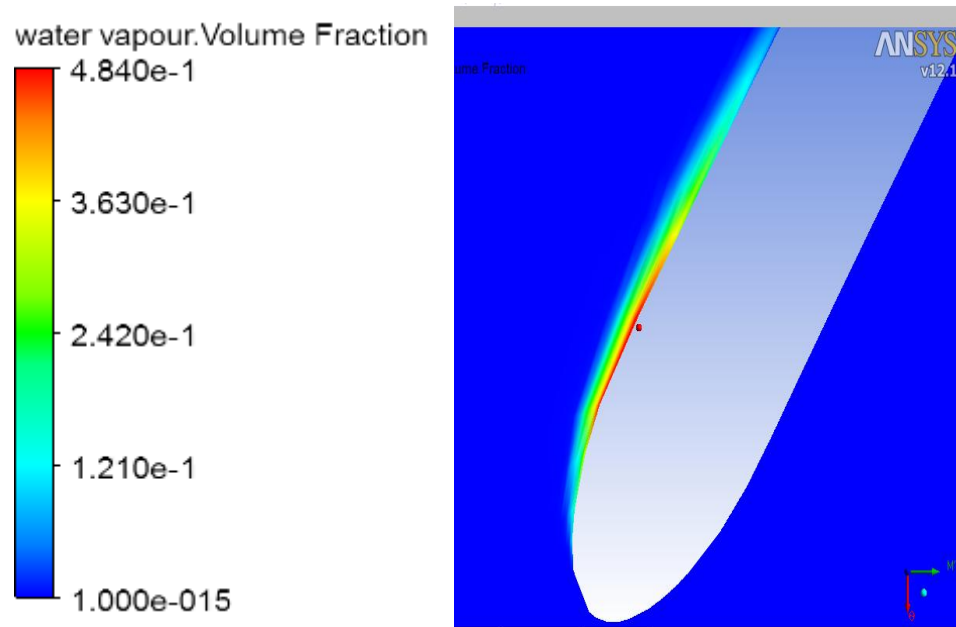


Figura 4.40. Fracción de vapor en sección de entrada del alabe.

Se aprecia en las figuras que las zonas sometidas a cavitación se encuentran por detrás del álabe, y para este caso, ocupan un espacio bastante reducido. El valor máximo calculado de la fracción de volumen de vapor de agua es de 0,408 y se representa en la imagen en la zona de color rojo, como indica la leyenda de la figura. Este valor es simétrico con respecto al valor mínimo de la fracción de volumen de agua líquida, que es de 0,592, lo que corresponde con la ley de conservación de masa aplicada al flujo bifásico estudiado en este caso.

En las figura 4.41, 4.42 y 4.43 se observa la fracción de vapor perteneciente a la simulación con presión de entrada $P_1 = 90\text{KPa}$

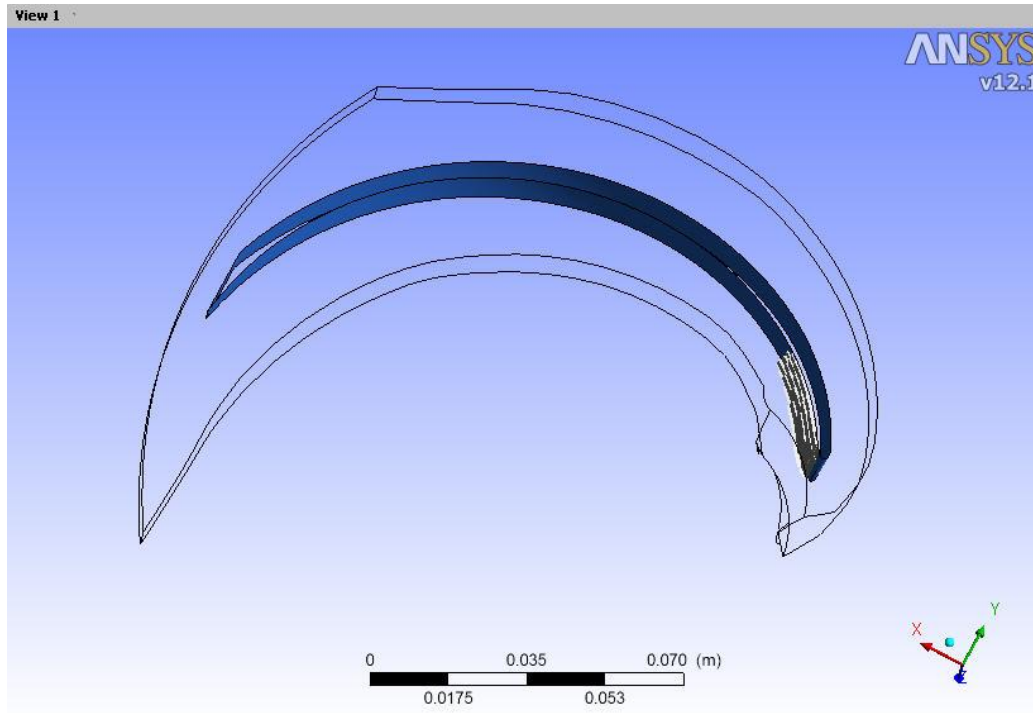


Figura 4.41 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio.

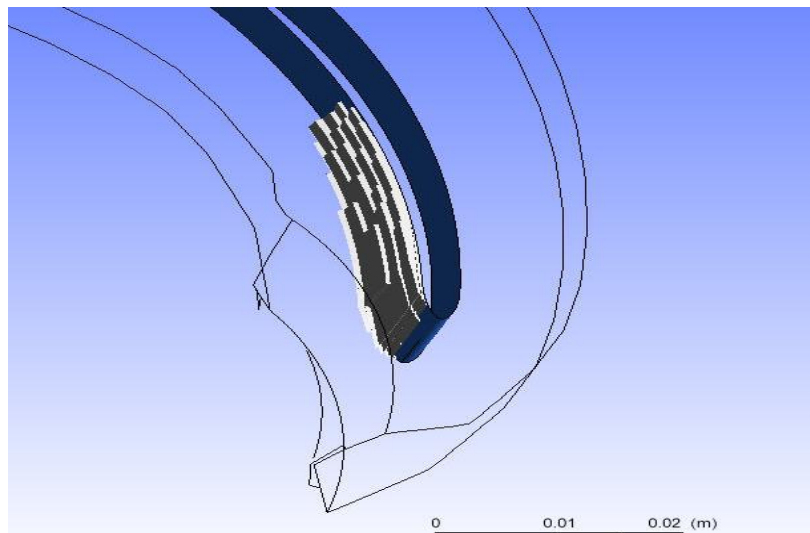


Figura 4.42 Detalle del álabe en la zona de formación de burbujas de vapor con $P_1=90\text{KPa}$

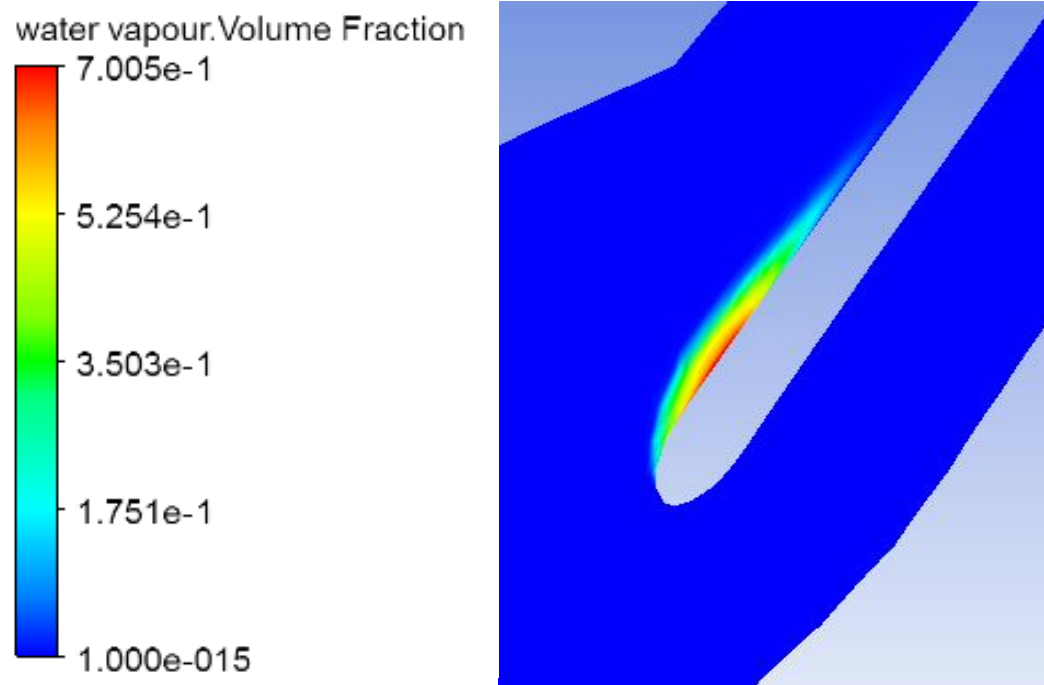


Figura 4.43 Fracción de vapor en sección de entrada del alabe con $P_1=90\text{KPa}$.

Se aprecia que para la presión de entrada de 90 KPa ocurre un aumento de la fracción de volumen de vapor, cuyo valor máximo alcanza 0,70. También se aprecia que el área del alabe y del dominio sometida a la cavitación es mayor que para el caso de $P_1 = 120\text{KPa}$.

En las figuras 4.44, 4.45 y 4.46 se observa la fracción de vapor perteneciente a la simulación con presión de entrada $P_1 = 70\text{KPa}$

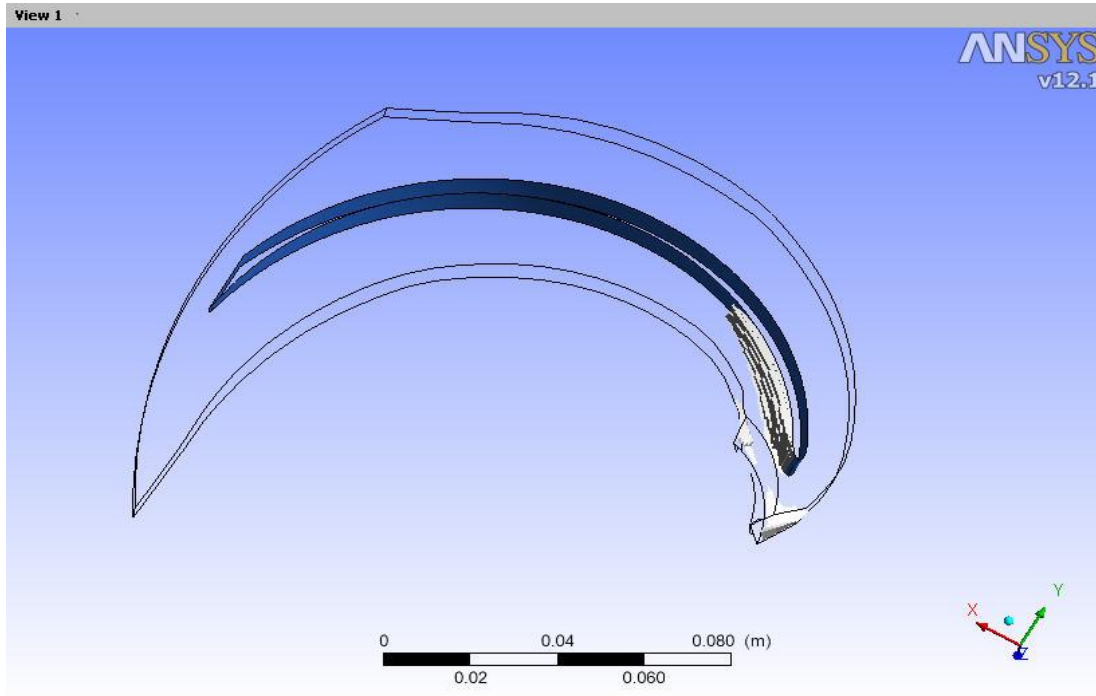


Figura 4.44 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con $P_1 = 70\text{KPa}$

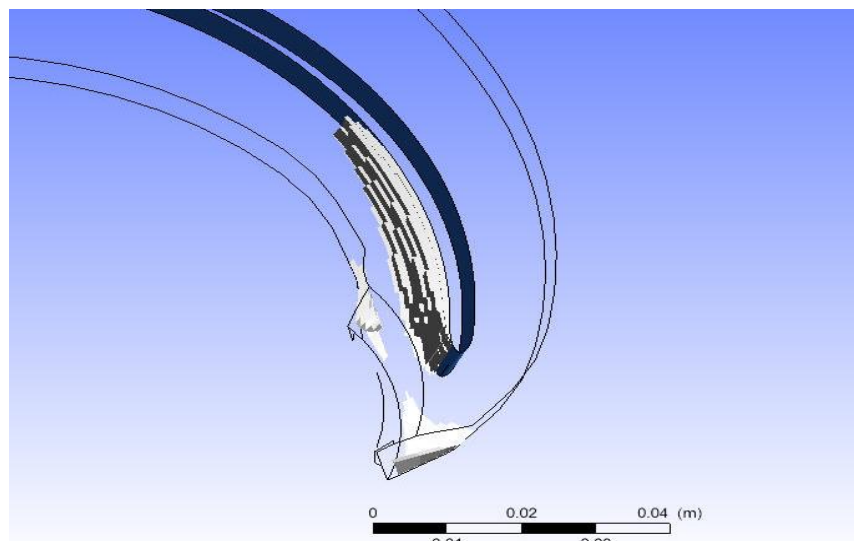


Figura 4.45 Detalle del álabe en la zona de formación de burbujas de vapor con $P_1 = 90\text{KPa}$

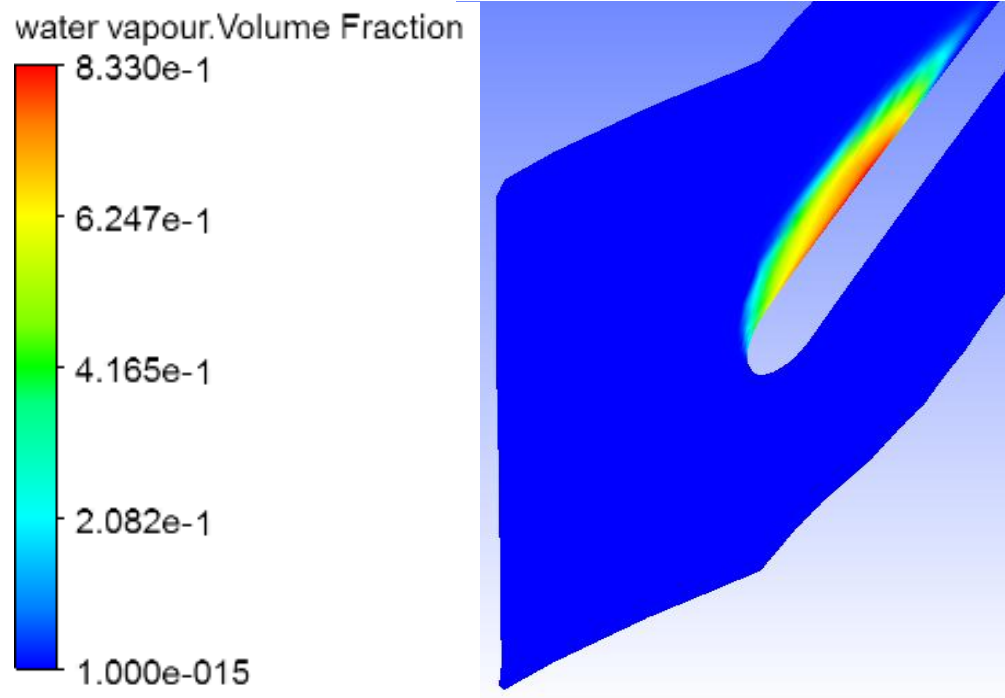


Figura 4.46. Fracción de vapor en sección de entrada del alabe con $P_1=70\text{KPa}$.

Se aprecia que para la presión de entrada de 70KPa ocurre un aumento de la fracción de volumen de vapor, cuyo valor máximo alcanza $0,83$. También se aprecia que el área del alabe y del dominio sometida a la cavitación es mayor que para los casos anteriores.

En las figuras 4.47, 4.48 y 4.49 se observa la fracción de vapor perteneciente a la simulación con presión de entrada $P_1=70\text{KPa}$

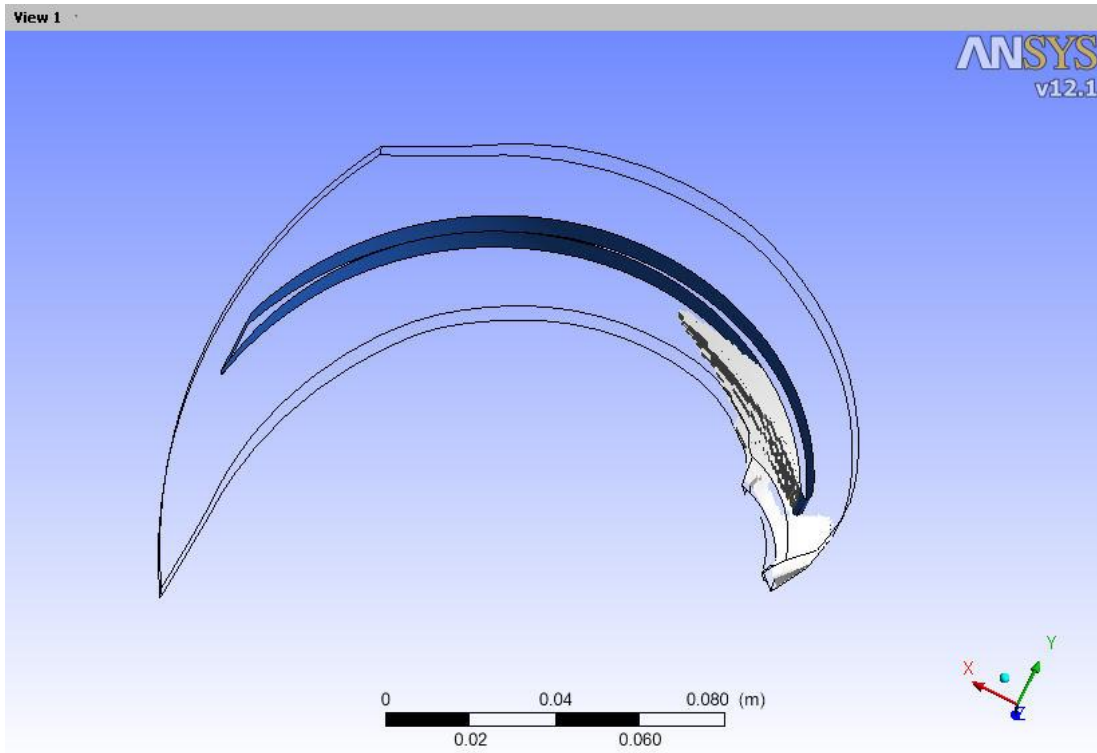


Figura 4.47 Formación de burbujas de vapor dentro del dominio con $P_1=50\text{KPa}$

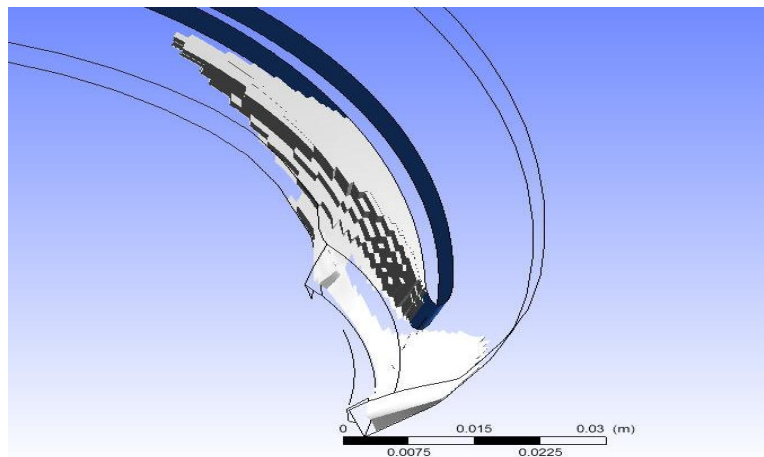


Figura 4.48 Detalle del álabe en la zona de formación de burbujas de vapor con $P_1=50\text{KPa}$

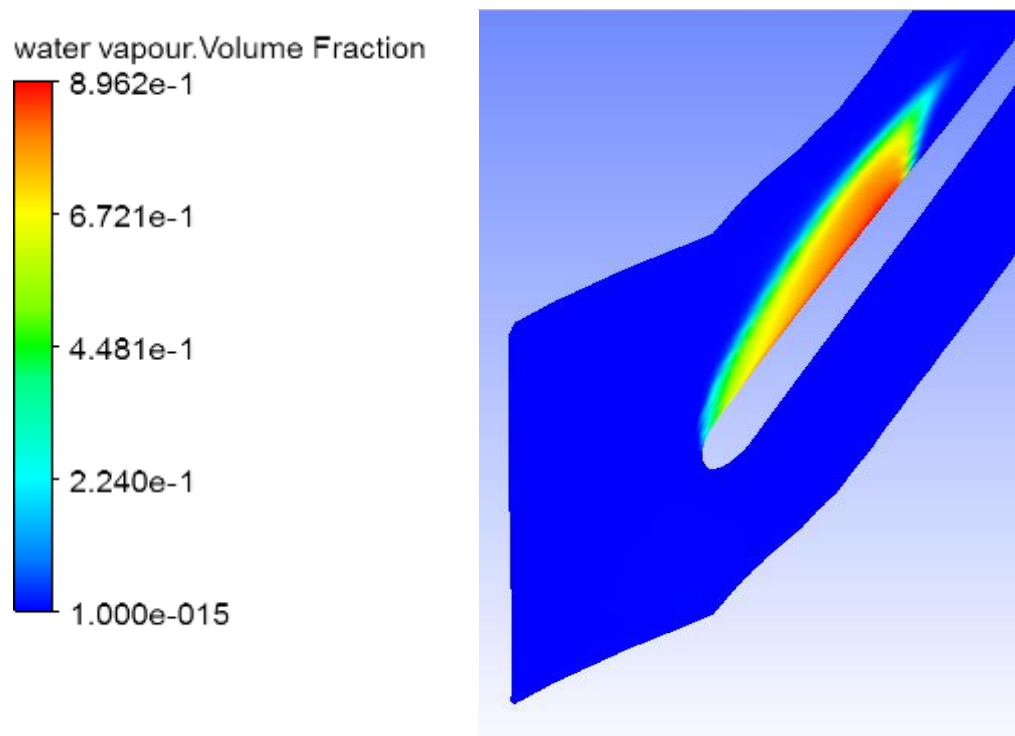


Figura 4.49 Fracción de vapor en sección de entrada del alabe con $P_1=50\text{KPa}$.

Se aprecia que para la presión de entrada de 50KPa ocurre un aumento de la fracción de volumen de vapor, cuyo valor máximo alcanza $0,896$. También se aprecia que el área del alabe y del dominio sometida a la cavitación es mayor que para los casos anteriores, y en este caso, el espacio ocupado por las burbujas de vapor es el máximo del estudio, incluso alcanzando la zona frontal del álabe.

La variación de la fracción de volumen con respecto a la dirección del flujo en la superficie del alabe se muestra en las figura 4.50, 4.51, 4.52 y 4.53 para cada caso estudiado.

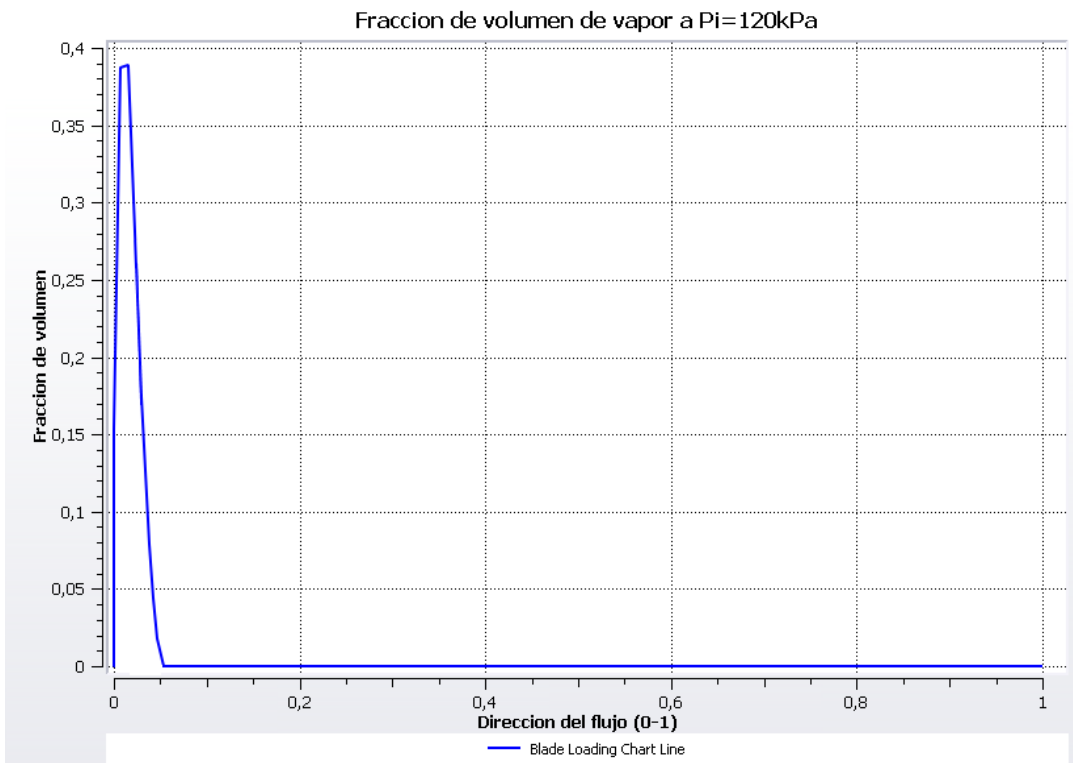


Figura 4.50 Gráfica de la fracción de vapor el alabe con $P_1=120\text{ KPa}$.

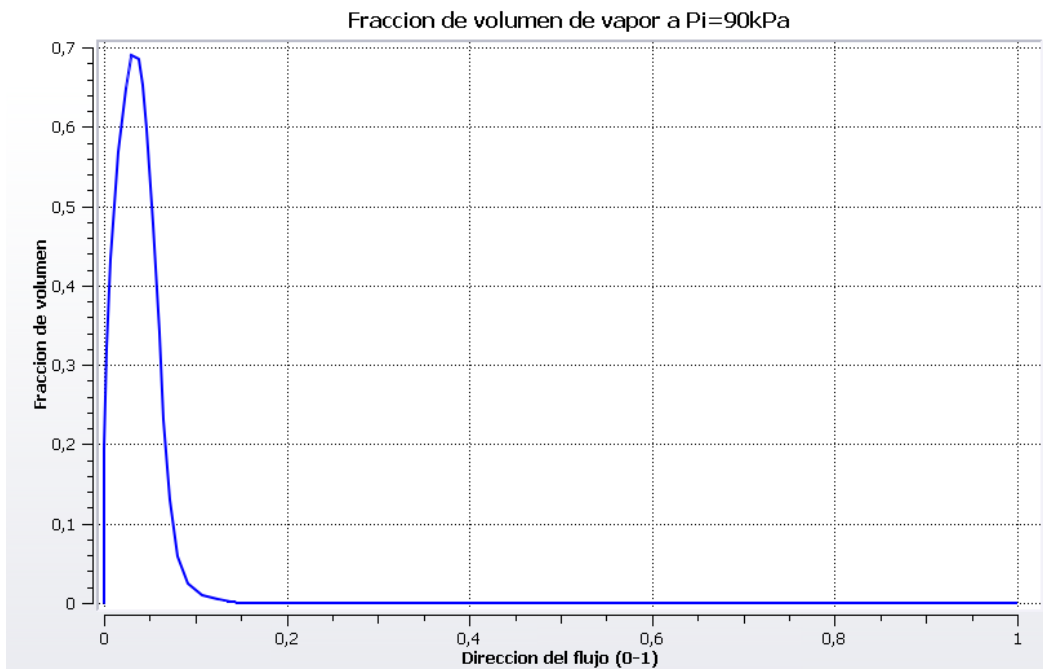


Figura 4.51 Gráfica de la fracción de vapor el alabe con $P_1=90\text{KPa}$

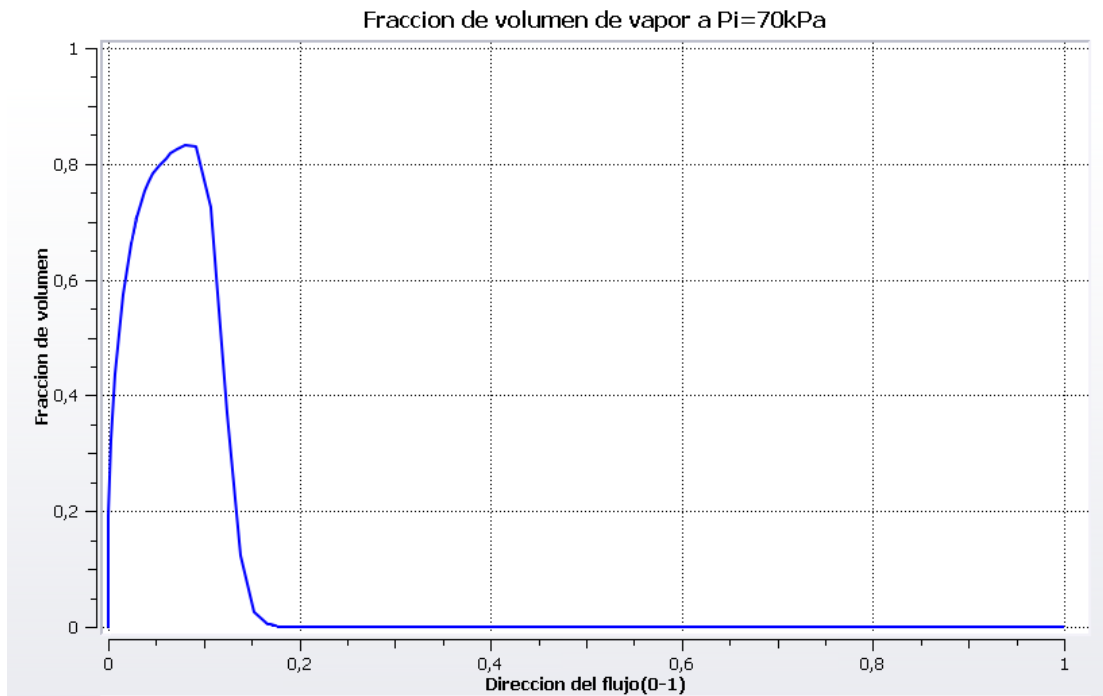


Figura 4.52 Gráfica de la fracción de vapor el alabe con $P_1=70\text{KPa}$

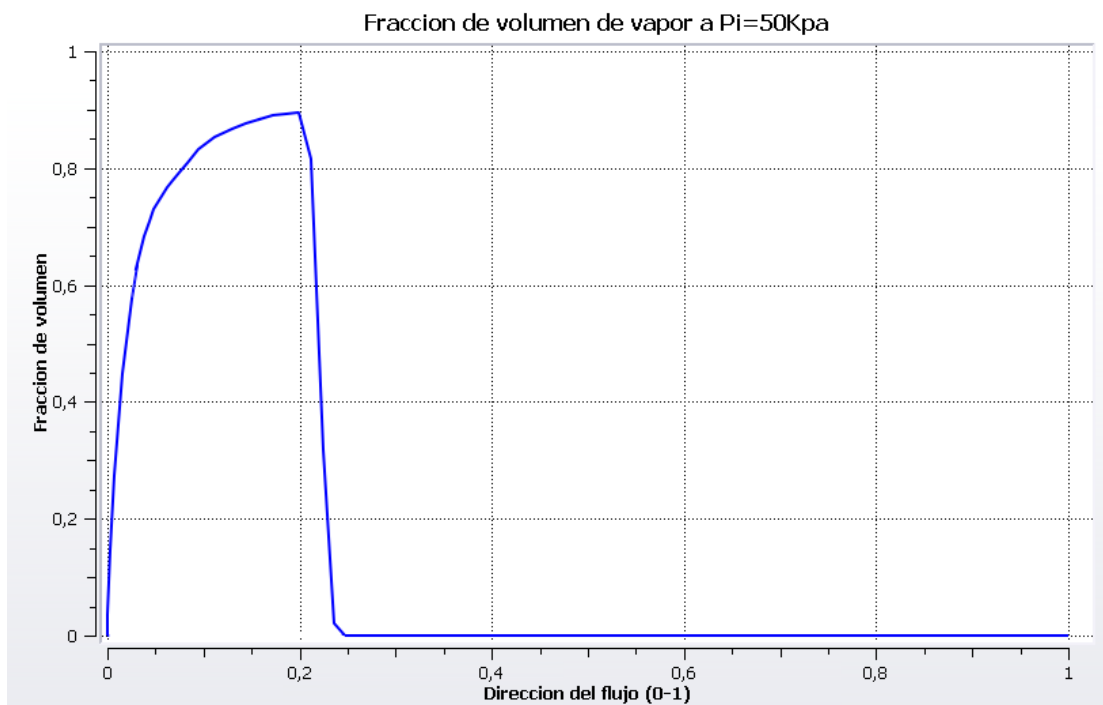


Figura 4.53 Gráfica de la fracción de vapor el alabe con $P_1=50\text{KPa}$

Se observa en las figuras un aumento progresivo de la fracción de volumen de vapor a medida que disminuye la presión en la entada del álabe, tanto en el valor máximo de la fracción como en la extensión que ocupan el vapor de agua. En las figuras B.9, B.10, B.11 y B.12 en el apéndice B se presenta la distribución del vapor de agua en la totalidad del impulsor para cada presión de entrada.

A continuación se presenta en la figura 4.54, el comportamiento de la fracción de vapor máxima y la presión de salida con respecto a la presión de entrada, que funcionara de indicativo para apreciar los niveles de cavitación junto con los resultados gráficos anteriormente presentados.

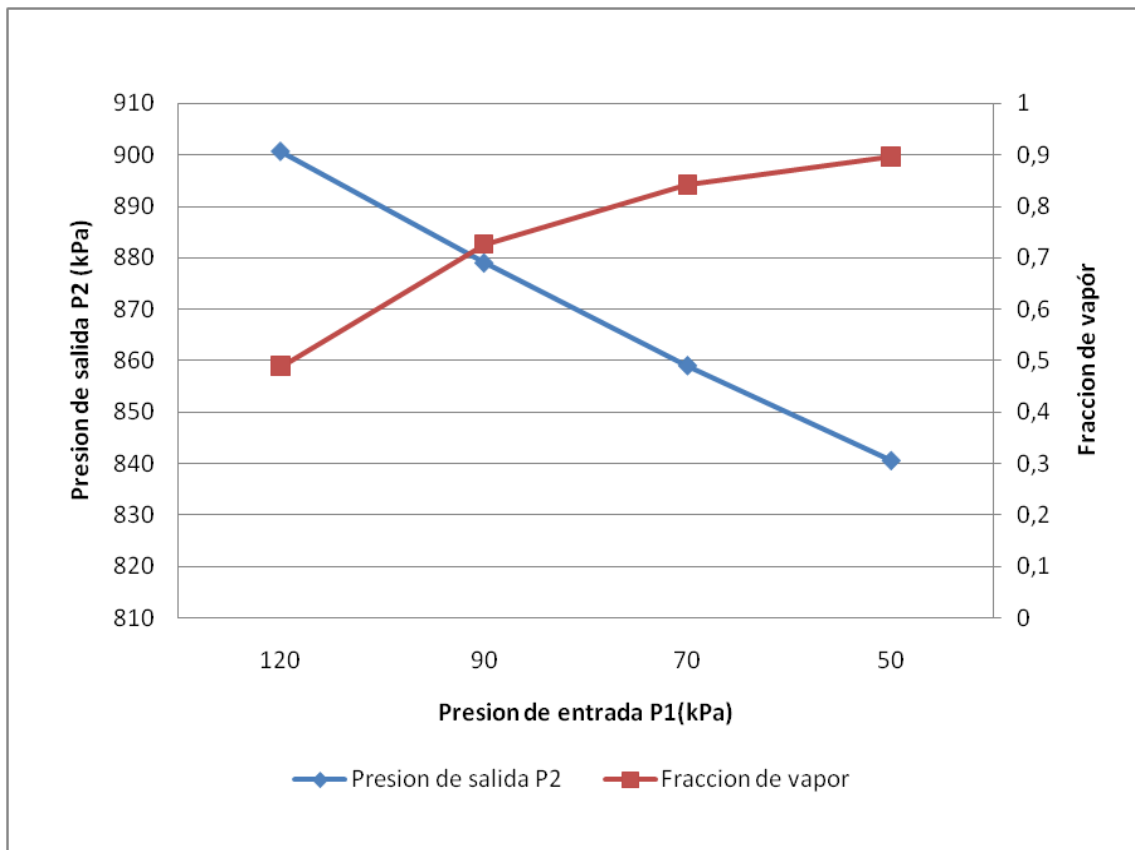


Figura 4.54 Comportamiento de la fracción de vapor máxima y la presión de salida con respecto a la presión de entrada.

4.7 Análisis de resultados

Se hace un análisis de los resultados obtenidos empleando la metodología CFD, evaluando los resultados para cada simulación y comprobando su validez dentro del campo físico.

4.7.1 Generación del dominio

- La geometría, al ser generada por el software de diseño CAD, y al estar basada en una geometría real de un impulsor, no requirió el ajuste de los parámetros como la verificación de caras, ángulos cerrados y ejes, por lo que no fue de gran dificultad la generación de la misma
- Los valores de verificación del mallado son correctos, ya que se realizaron ajustes en el mallado previos a la simulación, y durante esta los parámetros fueron verificados por el software de simulación CFD para evitar problemas de convergencia.

4.7.2 Selección del modelo de turbulencia

- En la tabla 4.2 se observa que al comparar los resultados obtenidos para ambos modelos, el error cometido por ambos modelos para presiones bajas es más alto en comparación con los resultados a presiones de entrada más altas, esto probablemente debido a que para estas presiones la obtención de la convergencia se dificulta debido a que el desempeño del impulsor decrece considerablemente.
- En las figuras 4.8 y 4.9 se observa el comportamiento del imbalance para el modelo de Kappa-Épsilon, donde se aprecia que para $P1=50$ KPa se necesito un mayor número de iteraciones para estabilizarse en 0% en comparación con la simulación con $P1=120$ KPa. Lo mismo ocurre para las simulaciones con el modelo SST, con la diferencia

que la caída de la curva de imbalance (figuras 4.10 y 4.11) no es seguida de la estabilización de la misma en 0%, si no que varía periódicamente y nunca llega a estabilizarse, por lo que se deduce que se requiere de un análisis de estabilidad hidrodinámica que está fuera del alcance de este trabajo.

- En la tabla 4.3 se observa la diferencia en tiempo computacional para ambos modelos, donde se aprecia que para ambas presiones de entrada, el modelo SST requirió de un tiempo mucho mayor de cálculo para obtener resultados menos precisos, a diferencia del modelo Kappa-Épsilon donde se observa que los requerimientos computacionales fueron menores y se obtuvieron resultados con mayor precisión.

4.7.3 Convergencia de la simulación

- En las figuras 4.10, 4.11 y 4.12 se observan las graficas de convergencia para las ecuaciones de masa y momento, turbulencia y transferencia de masa debido al cambio de fase. Estas ecuaciones convergen para el criterio seleccionado de $RMS_{max}=1*10^{-6}$, a excepción de las ecuaciones de turbulencia que no están sujetas al criterio de convergencia de RMS_{max} . Estas ecuaciones se tratan de manera diferente, donde la convergencia se evalúa a partir del valor RMS alcanzado al converger las demás ecuaciones, y el resultado obtenido es de una convergencia satisfactoria. Este criterio se utiliza de igual manera para las demás simulaciones.
- Las gráficas de convergencia para presiones de entrada de 90 KPa y 70 KPa se comportan de manera similar a las de 120 KPa, con la diferencia que la convergencia se alcanza para un mayor número de iteraciones para presiones más bajas, esto es un indicativo de la

dificultad de aproximar una solución correcta a medida que la cantidad de vapor en el dominio aumenta (ver figuras de la 4.13.a la 4.19).

- Para la simulación con presión de entrada $P1 = 50$ KPa, la obtención de la convergencia fue de mayor dificultad, encontrándose inestabilidad a lo largo de todas las iteraciones hasta alcanzar las 2300 iteraciones, que es donde comienza la caída de los valores RMS. La simulación alcanza el máximo de iteraciones establecido, aun cuando los valores RMS de las ecuaciones no han alcanzado el criterio mínimo de convergencia. Esto no quiere decir que la solución no converge, si no que se necesita de un mayor número de iteraciones o un poder computacional más alto para alcanzar convergencias del orden de $RMS = 1 \cdot 10^{-6}$. Sin embargo los resultados del imbalance para esta simulación son menores al 0,1%, por lo que se puede deducir que los valores de RMS alcanzados son aceptables dentro de los parámetros de convergencia. Los resultados numéricos de las simulaciones realizadas se pueden apreciar en el apéndice A.

4.7.4 Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos.

- Utilizando la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos en líneas de flujo que pasan a través del alabe y obteniendo los resultados obtenidos en la tabla 4.6 se puede observar que el mayor error fue de 1.26 %.

4.7.5 Comportamiento de la presión en las líneas de flujo antes y después del alabe.

- Revisando los resultados obtenidos en las figuras 4.28, 4.31, 4.34 y 4.37 que representan la presión a lo largo de líneas de flujo que pasan tanto antes como después del alabe en el impulsor, se observa en todos los casos la línea de flujo que pasa por debajo del

alabe siempre presenta una súbita caída de presión justo cuando el fluido entra en contacto con el alabe. Esta caída de presión llega incluso a estar por debajo de la presión de vapor del agua a 25 °C en todo los casos excepto en el de $P_1 = 120$ KPa.

- De la figuras 4.28, 4.31, 4.34 y 4.37, se puede acotar que muestra como la caída de presión se mantiene por un periodo determinado de tiempo que va desde el 10% hasta el 1% del recorrido del fluido en el alabe, siendo a la menor presión de entrada, $P_1 = 50$ KPa, el periodo de tiempo más prolongado; y la de mayor presión $P_1 = 90$ KPa, el periodo más corto.

4.7.6 Visualización de resultados

- En la figura 4.40 se observa la presencia de burbujas de vapor para la presión de entrada $P_1 = 120$ KPa, lo cual en términos reales puede resultar incongruente debido a que esta presión es mayor que la atmosférica y correspondería a una bomba cuya línea de succión se encuentra en un tanque presurizado. El error introducido posiblemente es de carácter numérico y la definición de este error será explicada en las conclusiones del estudio.
- Evaluando los resultados observados en las figuras 4.39, 4.42, 4.45 y 4.48 donde se observa el detalle de la generación de burbujas de vapor en el alabe, se puede observar un aumento progresivo de la fracción de volumen de vapor de agua a medida que la presión en la entrada disminuye. Esta misma tendencia se observa en las graficas 4.40, 4.43 4.46 y 4.49, donde se aprecia los valores de formación de vapor y la correspondiente extensión que el vapor ocupa con respecto al álabe, extensión que aumenta progresivamente al igual que la fracción de volumen de vapor.

- En la figura 4.54 se observa el comportamiento de la fracción de volumen de vapor comparado con las presiones de salida obtenidas en las simulaciones a diferentes presiones de entrada. Se observa que la pendiente de la curva de fracción de volumen de vapor es más pronunciada en las secciones de presión de entrada más alta y tiende a estabilizarse a medida que la presión disminuye. Esto indica la rapidez con la que se produce la cavitación y cuál es el comportamiento de la misma para un rango de presiones en la entrada.

Conclusiones

- Con el uso de la ecuación de Bernoulli para campos centrífugos se demostró que los resultados obtenidos tienen validez en el campo de las leyes de la física.

- El fenómeno de cavitación se presenta en la base del alabe justo donde el fluido entra en contacto con este, acumulando la mayor cantidad de burbujas de vapor en la zona de baja presión o lo que es lo mismo la zona antes del alabe. Estas son las regiones sometidas a los efectos de la cavitación y por ende las más propensas a recibir los daños que este fenómeno supone, por lo que de ser posible se debe hacer énfasis a futuro en el diseño de impulsores y la selección de materiales que permitan minimizar los efectos de la cavitación en estas zonas del impulsor.

- Las líneas de flujo que van por la zona de baja presión del álabe requieren un mayor recorrido en este para alcanzar un valor de presión que aquellas líneas que estén en la zona de alta presión del álabe, las cuales alcanzaron la misma presión en un recorrido menor. Esta diferencia de recorrido es debida en parte a la súbita caída de presión que se produce en la entrada del alabe para las líneas de más baja presión, la cual es la responsable de la presencia de cavitación. Esto se hace más evidente para las presiones de entrada más baja, donde se observa en los mapas de presión una diferencia más acentuada en ambas regiones del álabe.

- Los valores de fracción de volumen de vapor no aumentan proporcionalmente con la disminución de la presión de entrada, si no que describen un comportamiento parabólico, donde los cambios más acentuados se presentan para el rango de presiones más alta para los que existe cavitación, y tienden a estabilizarse en las presiones más bajas a la entrada.

- Debido a que al momento de configurar el software para el estudio se le obliga la presencia de otra fase del agua, en este caso vapor de agua, el software fuerza la presencia de burbujas en el alabe aunque las condiciones en la entrada sean favorables para evitar la cavitación, como es el caso en el que la presión a la entrada es de 120 KPa. Esto debido a que es un software que trabaja con aproximaciones numéricas y debe empezar a iterar a partir de un mínimo que no necesariamente es cero, lo que ocasiona que se presente la cavitación en aquellas zonas donde la presión sea mínima.

- Para el estudio en presiones de entrada muy bajas resulta más difícil lograr la convergencia de la solución, debido a la fuerte influencia de la cavitación en los parámetros de las ecuaciones que rigen el movimiento del fluido.

- El ANSYS CFX, es un software robusto, sencillo y práctico, que incluye los modelos matemáticos más avanzados, entre éstos los utilizados en esta investigación para predecir el comportamiento del volumen de vapor, Rayleigh Plesset y el modelo de turbulencia Kappa Epsilon ($k-\epsilon$).

- Para aumentar la eficiencia de este estudio y poder ampliar la gama de posibilidades de estudio se requiere de un poder computacional mayor al usado en este estudio, esto con el fin de reducir tiempo de cálculo y poder refinar aun más el mallado de los modelos

Recomendaciones

- Expandir la investigación al área de resistencia de materiales y predecir el tiempo de vida útil del alabe mediante simulación numérica del efecto abrasivo de la implosión de las burbujas de vapor.
- Analizar criterios de convergencia utilizando herramientas materiales para el cálculo de errores y teorías de estabilidad hidrodinámica.
- Ampliar el modelo al caso de flujo no isotérmico y verificar la influencia del cambio de temperatura y/o tasa de transferencia de calor.
- Realizar este mismo estudio para otro tipo de turbomáquinas como bombas de alabes rectos o curvados hacia adelante; turbinas tipo Francis o Pelton, compresores y ventiladores.
- Crear un laboratorio para realizar investigaciones de tipo CFD en la facultad, para así realizar una mayor cantidad de estudios de este tipo y así fomentar el incentivo en el colectivo estudiantil hacia nuevas áreas de investigación.
- Crear una cátedra que permita al estudiante entrar en contacto con este tipo investigaciones de CFD, para evitar que el primer contacto que tenga sea al momento de realizar una investigación mayor como una tesis de grado.

Referencias.

- [1]. ANSYS-CFX. Release 11.0. (2007). Disponible. ANSYS CFX-Solver Theory Guide.

- [2]. Cengel, Yunus; Cimbala Jhon. (2006). "Mecánica de fluidos". Primera edición. McGraw Hill.

- [3]. González J.; Martínez J. (2006). "Mecánica de fluidos: Turbomáquinas". Universidad de Oviedo, Escuela Politécnica Superior de Ingeniería Industrial.

- [4]. Marchegiani A. (2006). "Cavitación". Universidad Nacional de Camahue. Versión 1.2.

- [5]. Okita K.; Matsumoto T. y Kamijo K. (2003). "Numerical analysis for unsteady cavitating flow in a pump inducer". 5th International Symposium on Cavitation (CAV2003).

- [6]. Pérez J.; Carrillo L. y Espinoza H (2006). "Simulación tridimensional de la interacción entrada-impulsor de una bomba hidráulica de discos". Rev. Téc. Ing. Univ. Zulia. Vol. 29, N° 1, 49 - 57, 2006.
- [7]. Potter, Merle; Wiggert, David. (2002). "Mecánica de fluidos". Tercera edición. Thomson International.
- [8]. Shibata T.; Iwano R.; Nagahara T. y Okamura T. (2000). "A numerical method for predicting the cavitation inception of a submerged vortex in pumps sumps". Proc of the hydraulic machinery and systems 20th IAHR Symposium.
- [9]. Tullis J. (1993). "Cavitation Guide for Control Valves". Energy Citation Database.

Apéndice

Se presentan los resultados que por su poca relevancia con respecto a los resultados del capítulo 4, no fueron añadidos a dicho capítulo. Se presentan valores estadísticos pertenecientes a cada simulación y figuras demostrativas de la formación de burbujas de vapor en la cavitación en el impulsor estudiado y de la dirección de las líneas de flujo.

Apéndice A

Tabla A.1 Valores Rms de las ecuaciones 2.23, y 2.24 para las simulaciones a diferentes presiones de entrada P1

	U-mom	V-mom	W-mom	P-vol
P1(KPa)	RMS	RMS	RMS	RMS
120	9.92E-07	7.45E-07	2.59E-07	1.41E-07
90	9.76E-07	8.93E-07	2.67E-07	1.78E-07
70	9.70E-07	7.57E-07	2.69E-07	1.63E-07
50	4.98E-06	5.74E-06	5.16E-07	1.19E-06

Tabla A.2 Valores Rms de las ecuaciones 2.35, 2.36 y 2.52 para las simulaciones a diferentes presiones de entrada P1

	Mass-water	K-turbKE	E-Diss-K
P1(KPa)	RMS	RMS	RMS
120	6.36E-08	1.76E-06	3.33E-06
90	1.01E-07	3.18E-06	7.26E-06
70	1.31E-07	1.75E-06	5.08E-06
50	5.19E-06	6.41E-06	3.34E-05

Tabla A.3 Valores de imbalance para la simulación a P1=120kpa

Contorno	U-mom	V-mom	W-mom	P-vol	Mass-water
Inlet	-4.68E+01	3.95E+01	5.02E+00	2.31E+0	2.31E+0
Outlet	-7.36E+02	-3.14E+01	4.46E-01	-2.31E+0	-2.31E+0
Hub	9.38E+00	4.28E+01	-3.70E+03	-	
Shroud	3.65E-01	-2.65E+02	3.65E+03	-	
Blade	-2.33E+00	-2.65E+02	4.53E+01	-	
Periodic	4.73E+02	-2.65E+02	4.51E-05	-	
Imbalance total (%)	0.0000 %	0.0001 %	0.0000 %	-0.0001 %	-0.0001 %

Tabla A.4 Valores de imbalance para la simulación a P1=90kpa

Contorno	U-mom	V-mom	W-mom	P-vol	Mass-water
Inlet	-3.61E+01	3.04E+01	3.48E+00	2.31E+0	2.31E+0
Outlet	-7.10E+02	-3.21E+01	4.59E-01	-2.31E+0	-2.31E+0
Hub	9.87E+00	3.75E+01	-3.50E+03	-	
Shroud	4.44E+02	-2.67E+02	3.45E+03	-	
Blade	-2.29E+00	1.76E+02	4.46E+01	-	
Periodic	4.42E+02	1.59E+02	4.51E-05	-	
Imbalance total (%)	0.0000 %	0.0002 %	0.0000 %	0.0000 %	0.0001%

Tabla A.5 Valores de imbalance para la simulación a P1=70kpa

Contorno	U-mom	V-mom	W-mom	P-vol	Mass-water
Inlet	-2.90E+01	2.43E+01	2.44E+00	2.31E+0	2.31E+0
Outlet	-6.90E+02	-3.13E+01	4.66E-01	-2.31E+0	-2.31E+0
Hub	1.02E+01	3.38E+01	-3.36E+03	-	
Shroud	4.20E+02	-7.30E+01	3.31E+03	-	
Blade	-4.6E+00	1.76E+02	4.37E+01	-	
Periodic	4.20E+02	-2.69E+02	3.75E-05	-	
Imbalance total (%)	0.0000 %	0.0001 %	0.0000 %	-0.0001 %	-0.0001 %

Tabla A.6 Valores de imbalance para la simulación a P1=50kpa

Contorno	U-mom	V-mom	W-mom	P-vol	Mass-water
Inlet	- 2.19E+01	1.83E+01	1.4088E+00	2.31E+00	2.3139E+00
Outlet	- 6.58E+02	-2.73E+01	4.3237E-01	-2.31E+00	-2.31E+00
Hub	2.77E+01	4.28E+01	-3.15E+03	-	
Shroud	- 1.33E+01	-5.61E+01	3.11E+03	-	
Blade	- 1.07E+01	1.77E+02	4.19E+01	-	
Periodic	3.88E+02	-2.10E+01	3.82E-05	-	
Imbalance total (%)	0.0000 %	0.0001 %	0.0000 %	-0.0001 %	-0.0241 %

Apéndice B

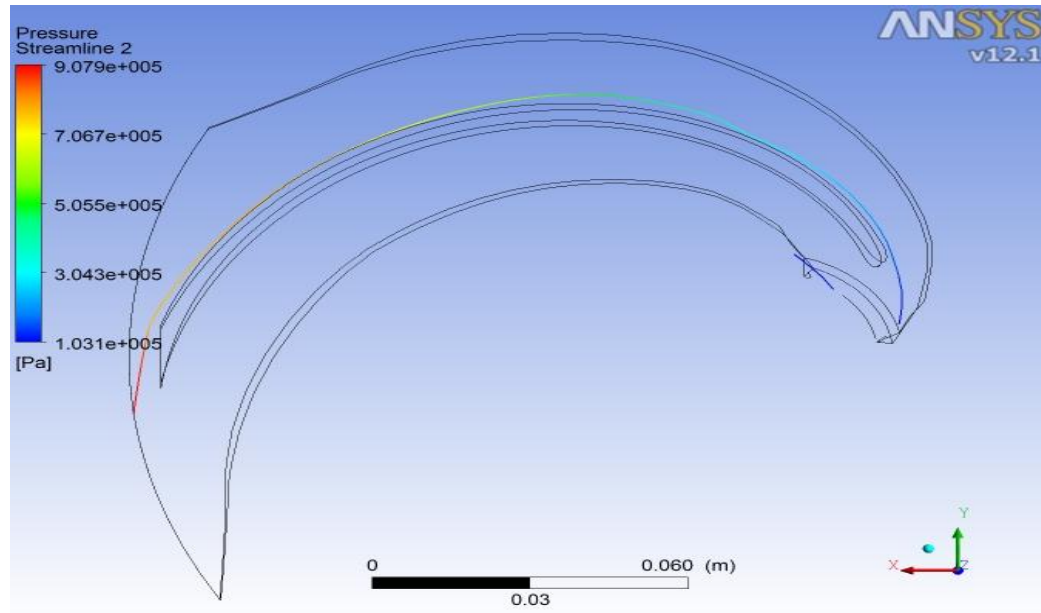


Fig. B.1 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=120 KPa

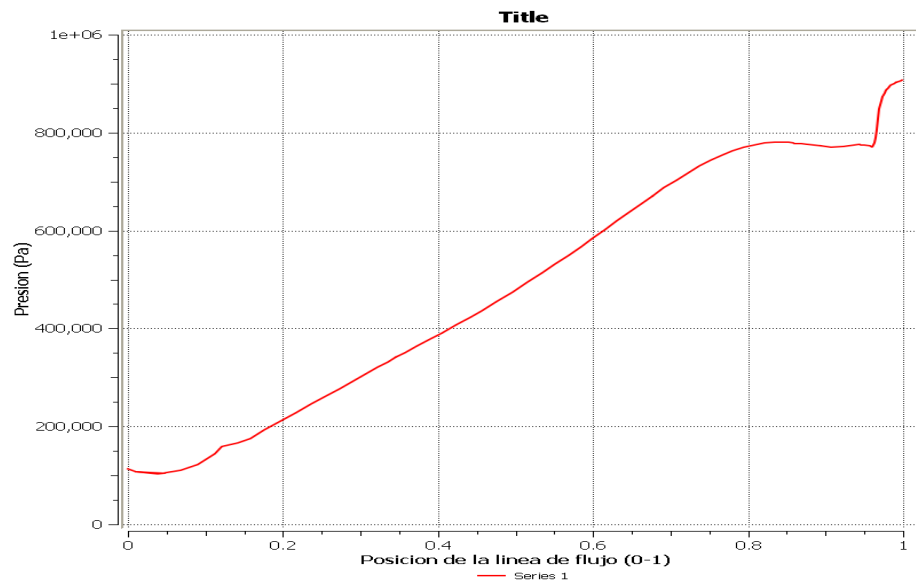


Fig. B.2 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=120 KPa

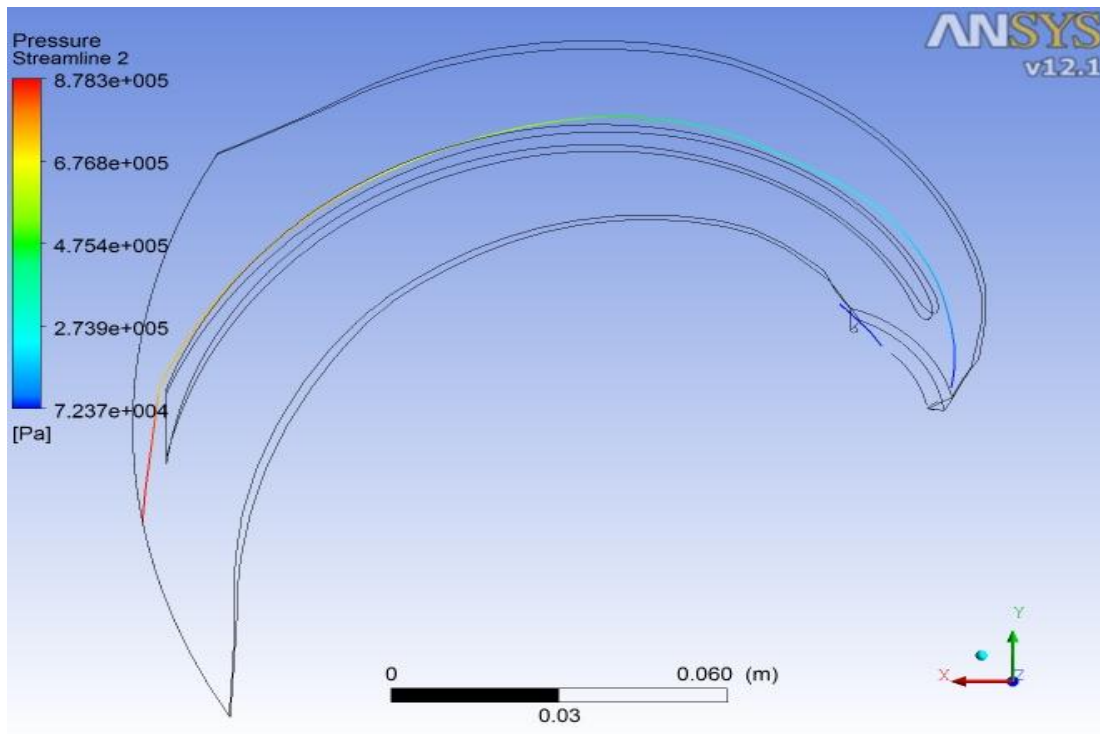


Fig. B.3 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=90 KPa

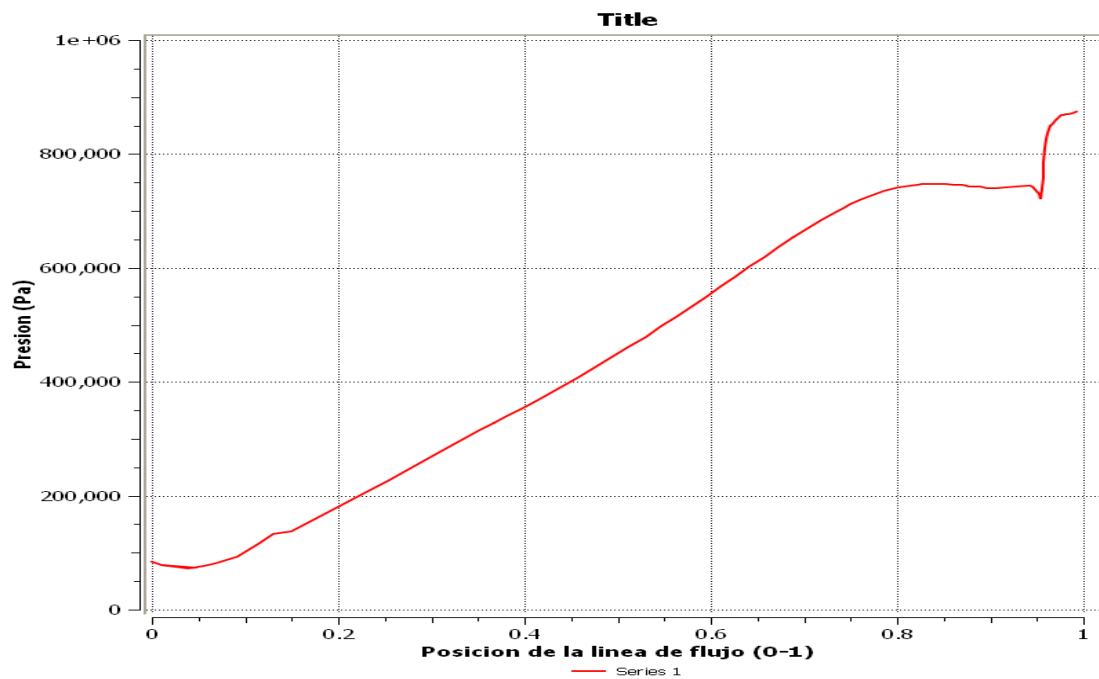


Fig. B.4 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=90 KPa

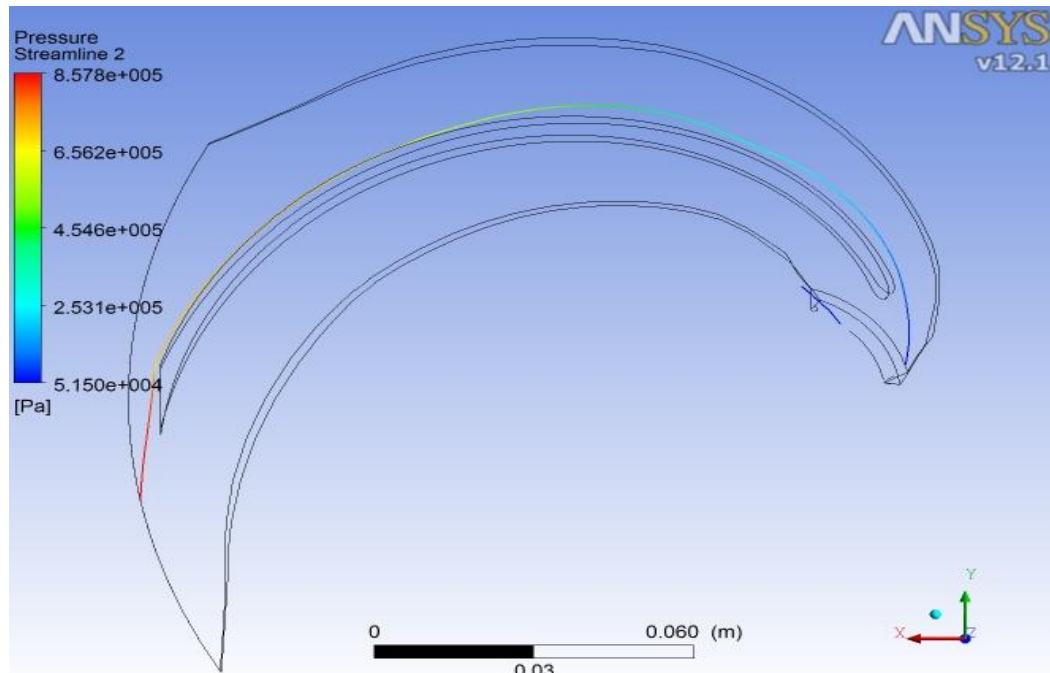


Fig. B.5 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=70 KPa

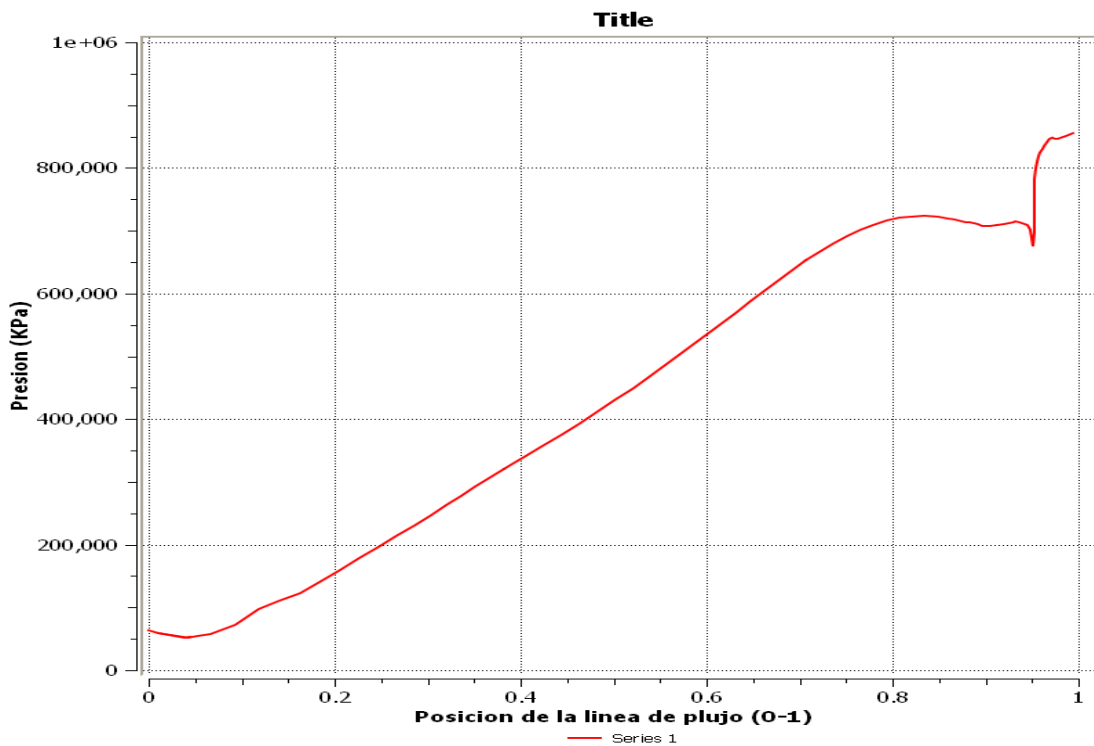


Fig. B.6 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a P1=70 KPa

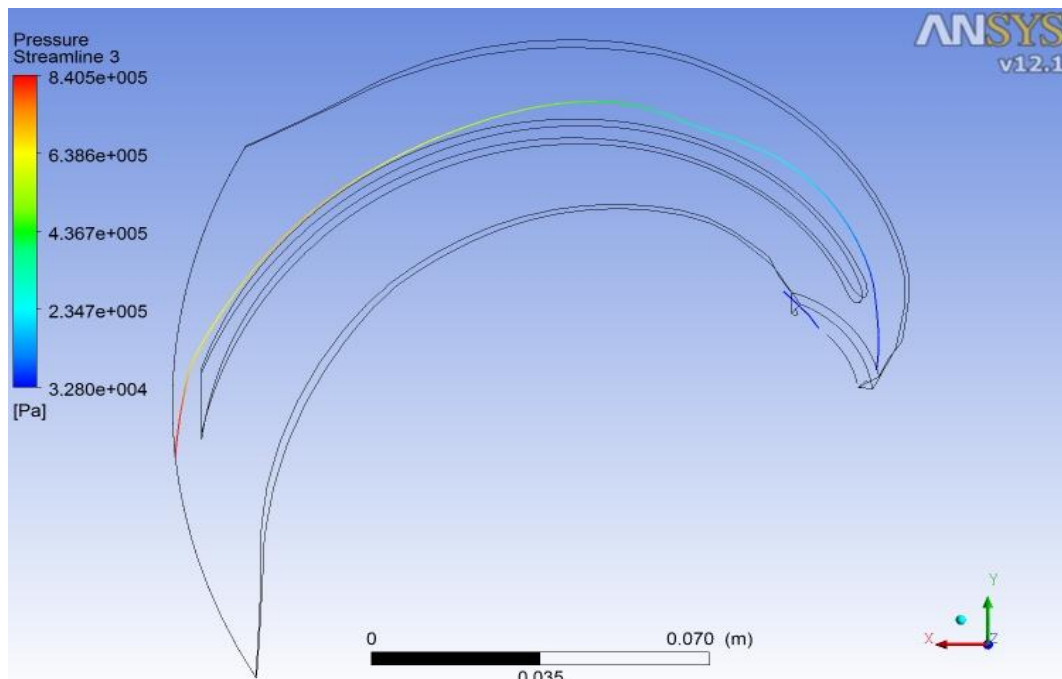


Fig. B.7 Línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=70$ KPa

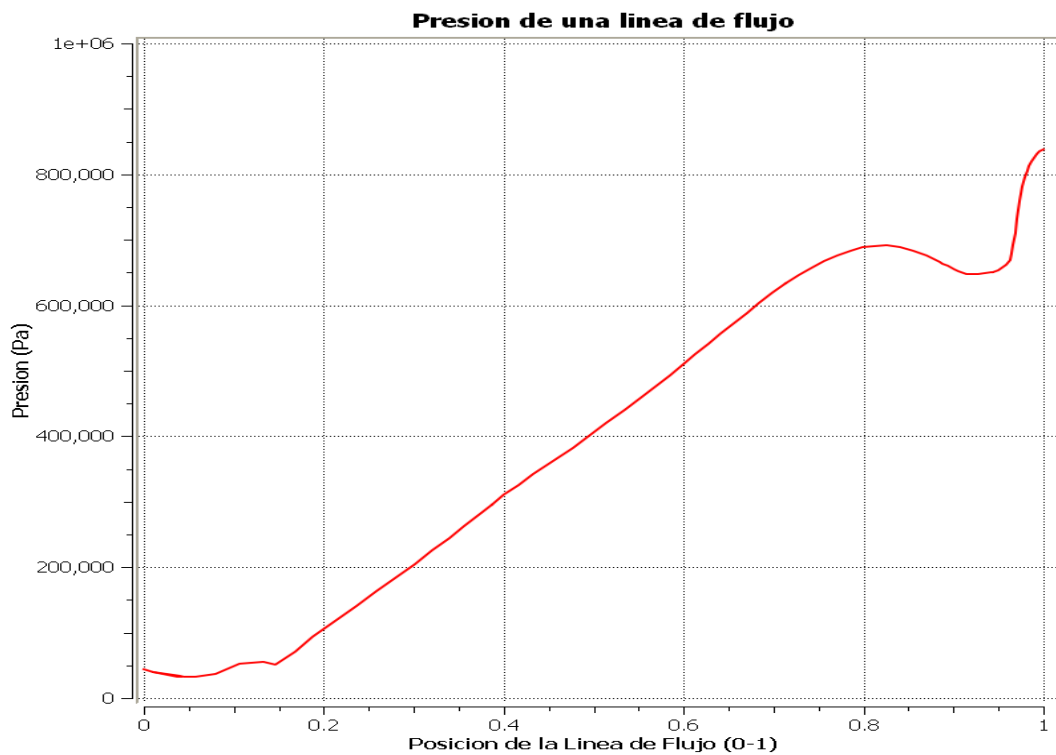


Fig. B.8 Curva de presión de línea de flujo para evaluación de ecuación de Bernoulli a $P_1=70$ KPa

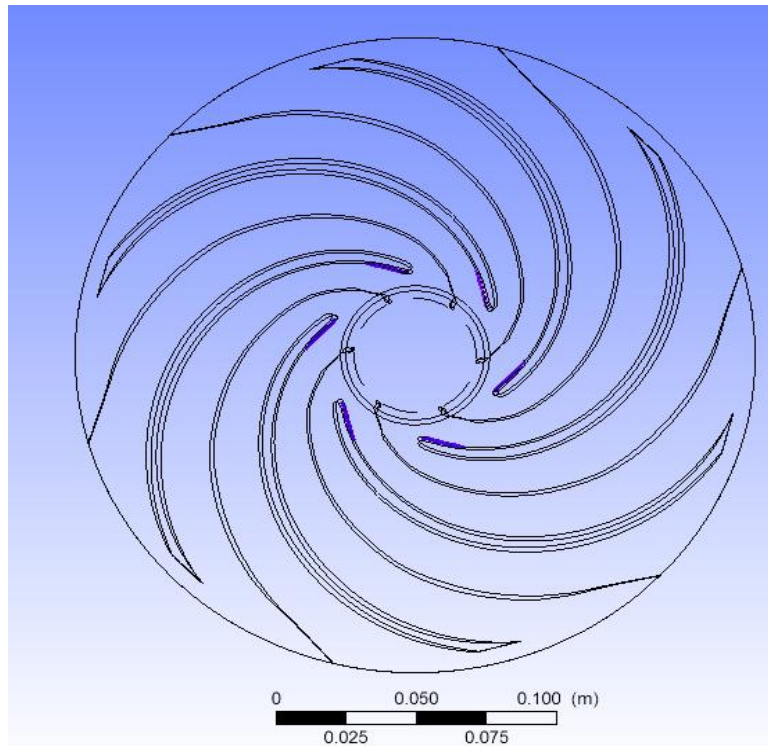


Fig. B.9 Formación de burbujas de vapor a $P_1 = 120$ KPa

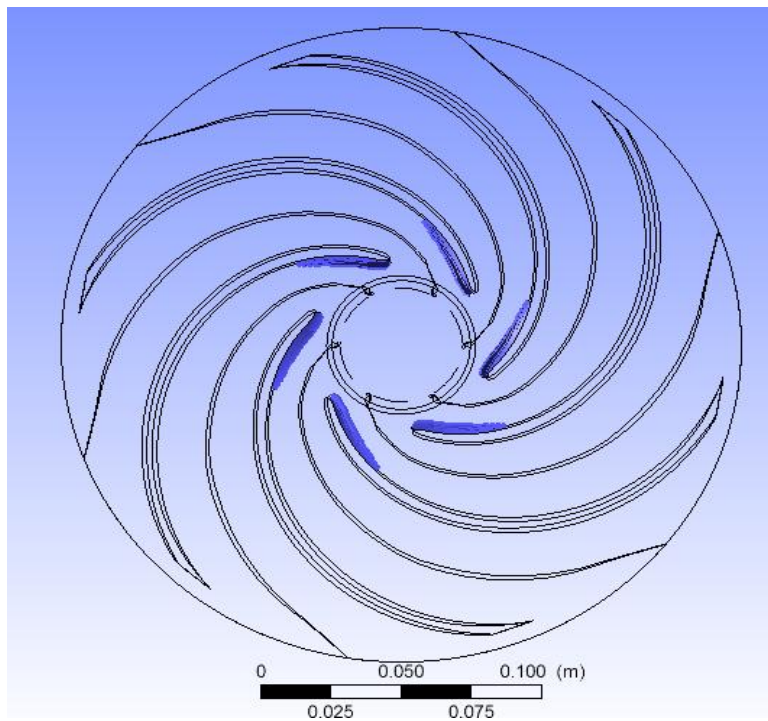


Fig. B.10 Formación de burbujas de vapor a $P_1 = 120$ KPa

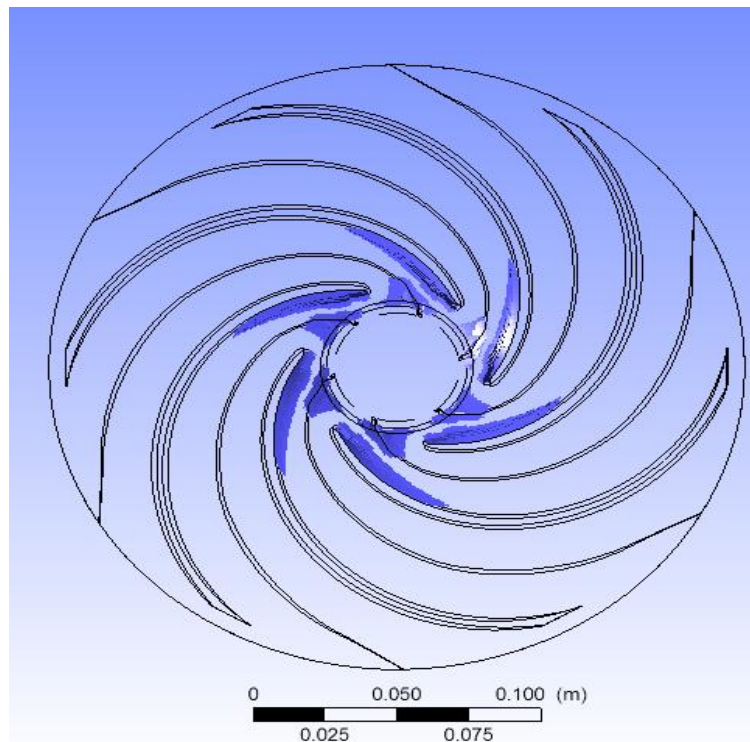


Fig. B.11 Formación de burbujas de vapor a $P_1=70$ KPa

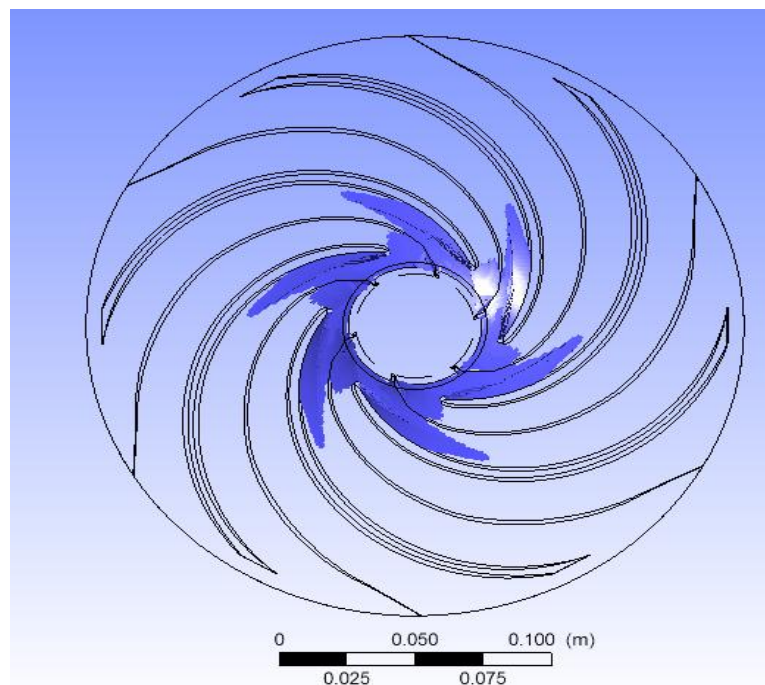


Fig. B.12 Formación de burbujas de vapor a $P_1=50$ KPa