

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS E INGENIERÍA

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



**“MODELACIÓN DINÁMICA DE UNA BOMBA DE ARRASTRE
EN FLUJO MULTIFÁSICO”**

TESIS

Que para obtener el grado de

MAESTRO EN CIENCIAS

Presenta

FRANCISCO JOSÉ LUIS BONILLO LÁREZ

CONTENIDO

	<u>Pág.</u>
CONTENIDO	ii
LISTA DE FIGURAS.....	v
LISTA DE TABLAS	ix
ABREVIATURAS Y NOMENCLATURA	x
AGRADECIMIENTOS	xiii
RESUMEN	xiv
CAPITULO I. INTRODUCCIÓN.....	1
1 Introducción.....	2
1.1 Hipótesis	4
1.2 Objetivos.....	5
1.2.1 Objetivo general.....	5
1.2.2 Objetivos específicos.....	5
1.3 Meta.....	5
CAPITULO II. FUNDAMENTOS.....	6
2 Fundamentos.....	7
2.1 Sistemas de producción de crudo	7
2.2 Flujo multifásico.....	9
2.3 Patrones de flujo multifásico	9
2.4 Bombeo multifásico.....	11
2.5 Tipos de bombeo multifásico.....	12
2.5.1 Bombas de doble tornillo (TSP)	13
2.5.2 Bombas de cavidad progresiva (PCP)	15
2.5.3 Bombas helicoaxiales (HAP).....	17
2.5.4 Bombas electro sumergibles (ESP)	19
2.5.5 Comparación de tipos de bombas multifásicas.....	20
2.6 Bombas de arrastre descubrimiento y evolución.....	20
2.7 Principio de funcionamiento de las bombas de arrastre	21
2.8 Beneficios de las bombas de arrastre.....	22
2.9 Modelado computacional de bombas de arrastre.....	23
2.10 Ecuaciones para la física de los fluidos	25
2.11 Modelos de turbulencia.....	26
2.11.1 Modelos de turbulencia de viscosidad de remolinos	28
2.11.1.1 Modelo k-ε.....	28

2.11.1.2	Modelo k- ω de Wilcox	30
2.11.1.3	Modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST)	31
2.12	Dominio rotacional	32
2.12.1	Marco de referencia único (SRF)	34
2.12.2	Marcos de referencia múltiple (MRF)	34
2.12.3	Modelo de malla deslizante (SM)	36
2.13	Modelación de la interface en flujo multifásico	36
2.13.1	Enfoque Euler-Lagrange (<i>Particle tracking</i>)	37
2.13.2	Enfoque Euler - Euler	38
2.13.2.1	Modelo no homogéneo	38
2.13.2.2	Modelo homogéneo (modelo mezcla)	39
2.14	Resolución numérica de las ecuaciones de fluidos	40
2.14.1	Discretización espacial del dominio	40
2.14.1.1	Mallados estructurados	40
2.14.1.2	Mallados no estructurados	41
2.14.2	Discretización de las ecuaciones	42
2.14.2.1	Método de las diferencias finitas	42
2.14.2.2	Método de los volúmenes finitos	43
2.14.2.3	Método de los elementos finitos	44
CAPITULO III.	MÉTODOS	45
3	Métodos	46
3.1	Procedimiento de simulación CFD	46
3.1.1	Identificación del problema	46
3.1.2	Preprocesamiento	47
3.1.3	Cálculo	47
3.1.4	Postprocesamiento	47
3.2	Parametrización de las variables	48
3.3	Modelado en fase líquida	51
3.3.1	Generación de la geometría	52
3.3.2	Generación y selección del tipo de malla	54
3.3.3	Enfoque del dominio rotacional	57
3.3.4	Selección del estencil	59
3.3.5	Selección del tamaño de malla	61
3.3.6	Selección del modelo de turbulencia	62
3.3.7	Resumen del modelado en fase líquida	66
3.4	Modelado en flujo bifásico	67

3.4.1	Selección del enfoque de representación de la interface.	67
3.4.2	Casos de estudio	69
3.5	Cálculo de los indicadores del desempeño de la bomba.....	70
3.5.1	Cabezal	70
3.5.2	Potencia de freno	71
3.5.3	Eficiencia.....	72
3.5.4	Parámetros adimensionales de la bomba	72
CAPITULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN		74
4	Resultados y discusión.....	75
4.1	Influencia del GVF en el desempeño de la bomba	75
4.2	Influencia de la viscosidad en el desempeño de la bomba	79
4.3	Perfiles de distribución de presión y velocidad	82
4.4	Fenómeno de separación de las fases	86
4.5	Distribución de la vorticidad en la fases.....	92
4.6	Comparación con impulsor de disco liso.....	95
CAPITULO V. CONCLUSIONES		98
5	Conclusiones.....	99
5.1	Recomendaciones	99
REFERENCIAS		101
APÉNDICE A.....		104
	Procedimiento detallado de evaluación de la fase líquida	104
	Mallado estructurado	104
	Mallado No Estructurado.....	104
	Refinamiento de la malla.....	105
	Mallado de las tuberías de entrada y salida	105
	Mallado de la voluta	106
	Mallado de la zona rotacional.....	107
APÉNDICE B.....		109
	Gráficas de desempeño de la bomba	109
	Curvas de desempeño en función de las variables medidas	109
	Curvas de desempeño en función de los indicadores adimensionales.....	110
	Curvas de desempeño variables medidas en función de GVF.....	111
	Curvas de desempeño de indicadores adimensionales en función de GVF.....	112
	Curvas de desempeño de variables medidas en función de viscosidad del líquido.....	113
	Curvas de desempeño de indicadores adimensionales en función de viscosidad.....	114

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 1 Esquemático de extracción, producción y procesamiento de Crudo (Dragpump Corporation 2015).....	7
Figura 2 Sistemas de Producción de crudo Submarinos (Bozorgmehrian 2013).....	8
Figura 3 Mapa de regímenes de flujo Taitel-Dukler (Fórez y Porras 2007).	11
Figura 4 Variables involucradas en el bombeo multifásico.	12
Figura 5 Esquema del funcionamiento de una TSP (Jäschke 2013).....	13
Figura 6 Mecanismo de desgaste en una TSP (Vetter, y otros 2000).....	14
Figura 7 Principio de funcionamiento de una PCP (PCM s.f.).....	15
Figura 8 Distribución de presión en una PCP y HRPCP con 90% GVF (PCM s.f.).....	16
Figura 9 Bomba PCP con estator de espesor uniforme (Mirza 2012).....	17
Figura 10 Etapa de compresión de una HAP (Hua, y otros 2012).	18
Figura 11 Impeler multi-álabes (MVCP) (Hua, y otros 2012).	19
Figura 12 Evolución de los impulsores de las bombas de arrastre (Api 10 Ingeniería 2007, Dragpump Corporation 2015).....	21
Figura 13 Principio de funcionamiento de una bomba de arrastre (Dragpump Corporation 2015).	22
Figura 14 Perfiles de velocidad en la sección transversal de una bomba de arrastre de disco liso (Patiño, y otros 2006).....	24
Figura 15 Perfiles de concentración de sólido en: (a) superficie del disco, (b) Sección entre el disco y zona central, (c) sección central (Zhou, Chen y Xu 2010).	24
Figura 16 Curvas de desempeño de una bomba de arrastre a diferentes concentraciones de sólido y de gas (Li y Qi 2011).....	25
Figura 17 Efecto de la utilización de las funciones de pared en el perfil de velocidad (Frei 2017).....	29
Figura 18 Dominio rotacional para SRF simulación de un soplador (ANSYS 2017).....	34
Figura 19 Enfoque multizona para un soplador de aire (ANSYS 2017).....	35

Figura 20 Comparación gráficas de malla estructurada (a) y no estructurada (b) (Hiester, y otros 2014).....	41
Figura 21 Comparación de método centrado en la celda y en los nodos (Sánchez 2004).....	42
Figura 22 Pasos para la ejecución de una simulación típica de CFD.....	46
Figura 23 Proceso de evaluación del modelo en fase líquida.....	52
Figura 24 Modelo 3D del impulsor sólido y de la geometría del fluido.	53
Figura 25 Geometrías multibloque, (a) impulsor con álabes; (b) impulsor sin álabes.	54
Figura 26 Mallado estructurado (a) y no estructurado (b) realizados.....	56
Figura 27 Estadísticas de oblicuidad de las mallas (a) estructurada y (b) no estructurada	57
Figura 28 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal (a) malla estructurada y (b) no estructurada	57
Figura 29 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal: (a) referencia, (b) SRF, (c) MRF y (d) SM.....	59
Figura 30 Mapas de líneas de corriente: (a) SRF, (b) MRF, (c) referencia y (d) SM	59
Figura 31 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal: (a) referencia, (b) centrado en celda (Fluent), (c) centrado en nodos (CFX)	60
Figura 32 Variación del error relativo (a) y eficiencia (b) en función del tamaño de malla.....	62
Figura 33 Respuesta transitoria de los diferentes modelos de turbulencia.....	65
Figura 34 Espectro de frecuencia de los diferentes modelos de turbulencia.....	66
Figura 35 Procedimiento de realización de las simulaciones	70
Figura 36 Clasificación de las bombas rotodinámicas en función de la velocidad específica (Martínez 2004).....	73
Figura 37 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs caudal.....	75
Figura 38 Curvas de desempeño potencia de freno vs caudal.....	76
Figura 39 Curvas de desempeño eficiencia vs caudal	76
Figura 40 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs GVF	77
Figura 41 Curvas de desempeño potencia de freno vs GVF	78
Figura 42 Curvas de desempeño eficiencia vs GVF.....	78

Figura 43 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs viscosidad del líquido	80
Figura 44 Curvas de desempeño potencia de freno vs viscosidad del líquido	80
Figura 45 Curvas de desempeño eficiencia vs viscosidad del líquido	81
Figura 46 Perfiles de presión en el plano medio (a) y en la superficie del impulsor y voluta (b)	82
Figura 47 Perfiles de velocidad absoluta del aire y de la glicerina (40 °C y GVF 10%) en la superficie del impulsor (a y b), en el plano medio (c y d)	83
Figura 48 Perfiles de velocidad absoluta del aire y de la glicerina (40 °C) en el plano transversal a una GVF de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).	84
Figura 49 Perfiles de velocidad absoluta del gas y líquido (GVF 20%) en el plano transversal para agua/aire a 25°C (a y b) y para glicerina/aire a 60°C (c y d), 40°C (e y f) y 25°C (g y h).....	85
Figura 50 Perfiles de velocidad absoluta de la glicerina (GVF 20%) en cara del disco para glicerina/aire a 60°C (a), 40°C (b) y 25°C (c).....	85
Figura 51 Isosuperficies de aire (GVF 0.9) y de glicerina (GVF 0.1) a 40 °C (vista posterior y frontal) con una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).....	87
Figura 52 Isosuperficie de GVF a 0.9 y líneas de corriente de aire y glicerina a 40 °C y una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f)	89
Figura 53 Fracción volumétrica de gas en el plano medio, cara del disco y plano transversal a 40 °C con una GVF a la entrada de 10% (a, b y c), 20% (d, e y f) y 30% (g, h e i)	90
Figura 54 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para agua/aire a 25°C (a, b y c) y para glicerina/aire a 60°C (d, e y f), 40°C (g, h e i) y 25°C (j, k y l)	91
Figura 55 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para agua/aire a 25°C a 0° (a, b y c), 30° (d, e y f), 60° (g, h e i) y 90° (j, k y l)	93
Figura 56 Isosuperficies de vorticidad de aire (naranja) y glicerina (azul) a 5800 s ⁻¹ y 10,000 s ⁻¹ para una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f)	94
Figura 57 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para glicerina/aire a 25°C con una GVF de 10% para impulsor liso (a, b y c) e impulsor con álabes (d, e y f)	95

Figura 58 Isosuperficie de GVF a 0.9 y líneas de corriente de aire y glicerina a 25 °C y una GVF a la entrada de 10% para impulsor liso (a y b) e impulsor con álabes (c y d)	96
Figura A1 Mallado Cartesiano generado utilizando el método cut-cell.	104
Figura A2 Mallado No Estructurado generado utilizando el método <i>patch conforming</i> con un control “ <i>inflation</i> ”	105
Figura A3 Controles de tamaño aplicados en los bordes radiales y circunferenciales respectivamente, para efectuar un mallado regular.	106
Figura A4 Caras donde se aplica el control “inflation” de la capa límite en la voluta.	107
Figura A5 Caras donde se aplica el control “inflation” de la capa límite en la zona rotativa del impulsor con álabes.	108
Figura A6 Método de mallado por barrido con control de mapeado aplicado al disco liso.	108
Figura B1 Curvas de desempeño presión diferencial vs caudal.	109
Figura B2 Curvas de desempeño torque vs caudal.	109
Figura B3 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs coeficiente de caudal.	110
Figura B4 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs coeficiente de caudal.	110
Figura B5 Curvas de desempeño presión diferencial vs GVF.	111
Figura B6 Curvas de desempeño torque vs GVF.	111
Figura B7 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs GVF.	112
Figura B8 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs GVF.	112
Figura B9 Curvas de desempeño presión diferencial vs viscosidad del líquido.	113
Figura B10 Curvas de desempeño torque vs viscosidad del líquido.	113
Figura B11 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs viscosidad del líquido.	114
Figura B12 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs viscosidad del líquido.	114

LISTA DE TABLAS

	<u>Pág.</u>
Tabla 1 Patrones y regímenes de flujo en tuberías horizontales (Fórez y Porras 2007).....	10
Tabla 2 Clasificación de los tipos de bombeo multifásicos existentes.	12
Tabla 3 Comparación de los límites de cada tipo de BMF.....	20
Tabla 4 Variables Involucradas en el estudio.	50
Tabla 5 Parametrización de las variables independientes del estudio.	51
Tabla 6 Criterios para el dimensionamiento de la malla.	61
Tabla 7 Parámetros de respuesta de las simulaciones para la selección del tamaño de malla	62
Tabla 8 Parámetros de respuesta de las simulaciones para la selección del modelo de turbulencia	65
Tabla 9 Resumen de enfoques seleccionados	66

ABREVIATURAS Y NOMENCLATURA

Abreviatura	Significado
BEPD	Barriles equivalentes por día
BHP	Potencia de freno (Break Horse Power)
BMF	Bomba Multifásica
CC	Aberturas Circunferenciales (Circumferential Clearances)
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)
DNS	Resolución Numérica Directa (Direct Numeric Solution)
ESP	Bomba Electrosumergible (Eletrosubmersible Pump)
GVF	Fracción Volumétrica de Gas (Gas Volume Fraction)
HAP	Bomba Helicoaxial (Helicoaxial Pump)
HEDV	High Efficiency Dragpeller Vanes
HRPCP	Hydraulically Regulated PCP
IFP	Instituto Francés del Petróleo
MPM	Modelo de Plano Mezclado (Mixing Plane Model)
MRF	Marcos de Referencia Múltiple (Multiple Reference Frames)
MVCP	Bomba Centrífuga Multi-álabe (Multivane Centrifugal Pump)
NPSH	Cabezal Neto de Succión Positiva (Net Pressure Suction Head)
NPSHr	Cabezal Neto de Succión Positiva Requerido (Required Net Pressure Suction Head)
PCP	Bomba de Cavidad Progresiva (Progressive Cavity Pump)
PDP	Bomba de Desplazamiento Positivo (Positive Displacement Pump)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RDP	Bomba Rotodinámica (Rotodynamic Pump)
SM	Modelo de Malla Deslizante (Sliding Mesh)
SST	Shear Stress Transport
TDH	Cabezal Dinámico Total (Total Dynamic Head)
TSP	Bomba de Doble Tornillo (Twin Screw Pump)

Símbolo	Variable o Constante
ρ	Densidad
t	Tiempo
\vec{v}	Vector velocidad
p	Presión
∇	Operador nabra para gradiente, divergencia, rotacional o laplaciano
τ	Tensor de esfuerzos viscosos
\vec{g}	Vector Aceleración de gravedad
μ	Viscosidad dinámica
δ	Operador Delta de Kronecker
η_L	Longitud de Kolmogorv
ν	Viscosidad cinemática

ε	Velocidad de disipación de energía turbulenta
k	Energía cinética turbulenta
N	Número de elementos en una dimensión
Re	Número de Reynolds
u	Componente del vector velocidad en x
v	Componente del vector velocidad en y
w	Componente del vector velocidad en z
C_μ	Coefficiente de viscosidad turbulenta modelo $k - \varepsilon$ (0.09)
$C_{\varepsilon 1}$	Constante del modelo $k-\varepsilon$ (1.44)
$C_{\varepsilon 2}$	Constante del modelo $k-\varepsilon$ (1.92)
σ_k	Constante del modelo $k-\varepsilon$ (1.00)
σ_ε	Constante del modelo $k-\varepsilon$ (1.30)
P_{kb}	Término de influencia de fuerzas de flotabilidad modelo $k-\varepsilon$
$P_{\varepsilon b}$	Término de influencia de fuerzas de flotabilidad modelo $k-\varepsilon$
P_k	Producción de turbulencia por fuerzas viscosas modelo $k-\varepsilon$
ω	Frecuencia turbulenta modelo $k-\omega$
β'	Constante del modelo $k-\omega$ (0.09)
α	Constante del modelo $k-\omega$ (5/9)
β	Constante del modelo $k-\omega$ (0.075)
σ_k	Constante del modelo $k-\omega$ (2.00)
σ_ω	Constante del modelo $k-\omega$ (2.00)
$P_{\omega b}$	Término de influencia de fuerzas de flotabilidad modelo $k-\omega$
α_3	Variable del modelo SST
β_3	Variable del modelo SST
$\sigma_{\omega 2}$	Constante del modelo SST (1/0.856)
$\sigma_{\omega 3}$	Variable del modelo SST (2.00)
$\sigma_{k 3}$	Variable del modelo SST (2.00)
S	Medida de la rata de tensión del modelo SST
P_ω	Término de producción de frecuencia turbulenta del modelo SST
F	Función de Mezcla de Wilcox
y	Distancia más cercana a la pared modelo SST
\vec{B}	Variable cualquiera de campo vectorial
$\vec{\Omega}$	Velocidad angular del sistema de referencia
r	Fracción volumétrica de la fase
Γ	Transferencia de masa por unidad de área hacia la fase
M	Transferencia de cantidad de movimiento hacia la fase
\vec{F}	Fuerza que actúa sobre la partícula
\vec{W}	Vector de variables (método de los Volúmenes finitos)
\vec{F}_C	Vector de términos de transporte convectivo (método de los Volúmenes finitos)
\vec{F}_V	Vector de flujos viscosos (método de los Volúmenes finitos)
\vec{Q}	Vector de fuerzas de volumen (método de los Volúmenes finitos)
\dot{V}	Flujo volumétrico
\vec{R}	Vector posición
Δ	Variación de, diferencia de
H	Cabezal del fluido en unidades de longitud

η	Eficiencia
P_{hyd}	Potencia hidráulica, recibida por el fluido
BHP	Potencia de freno, entregada por la bomba
\dot{m}	Flujo másico
T	Momento angular del rotor (torque)
C_H	Coficiente de Carga de una bomba rotodinámica
C_P	Coficiente de Potencia de una bomba rotodinámica
C_Q	Coficiente de Caudal de una bomba rotodinámica
D	Diámetro exterior del rotor (impulsor)
N_s	Velocidad específica

Superíndice Descripción

\square^T	Transpuesta del vector o tensor
$\bar{\square}$	Promedio de la variable
\square'	Desviación por acción turbulenta de la variable
$\vec{\square}$	Vector

Subíndices Descripción

\square_{eff}	Efectiva
\square_t	Turbulenta
\square_I	En el marco de referencia irrotacional
\square_R	En el marco de referencia rotacional
\square_f	Del fluido (enfoque Euler-Lagrange)
\square_p	De la partícula o fase dispersa (enfoque Euler-Lagrange)
\square_α	De la fase α (enfoque Euler- Euler - heterogéneo)
\square_m	De la mezcla (enfoque Euler- Euler - homogéneo)
\square_{in}	De succión, entrada
\square_{out}	De descarga, salida
\square_T	Total, incluyendo los efectos de la energía cinética y potencial gravitatoria

AGRADECIMIENTOS

Me van a faltar páginas para agradecer a las personas que se han involucrado en la realización de este trabajo, sin embargo, merecen reconocimiento especial mi esposa, mi madre y mi padre que con su amor e inspiración me ayudaron a culminar esta nueva etapa y me dieron el apoyo suficiente para no decaer cuando todo parecía complicado e imposible.

Asimismo, agradezco infinitamente a mis dos princesas (mis morochas), bueno tres, por ser la inspiración y la luz que llenan mis días, sin ustedes no soy nadie, las amo.

De igual forma, agradezco a mi Director de Tesis, Dr. César García Ríos, y al Dr. Carlos Torres, que gracias a sus consejos y apoyo hoy puedo culminar este trabajo. A los profesores que me han visto crecer como persona, y gracias a sus conocimientos hoy puedo sentirme dichoso y superado.

También, agradezco a toda mi familia y a todos mi panas que gracias a su apoyo me permitieron continuar con empeño, dedicación y cariño, y a todos quienes contribuyeron con un granito de arena para culminar con éxito la meta propuesta.

RESUMEN

En los sistemas de tratamiento de agua, bombeo y procesamiento de aguas servidas y en las actividades de saneamiento ambiental existen agentes tensoactivos que fomentan la formación de espuma, consecuentemente el bombeo de los efluentes termina siendo multifásico. En la industria petrolera este fenómeno (bombeo multifásico) ha sido estudiado y se han desarrollado varios tipos de bombas, las cuales han tenido problemas erosivos o dificultad para manejar fluidos viscosos; en tal sentido se plantea el uso de bombas de arrastre (o disco) para su uso en flujo multifásico, puesto que éstas manejan muy eficientemente estos dos problemas en sistemas principalmente líquidos. En consecuencia, se desea evaluar primordialmente el efecto de la variación de la fracción volumétrica de gas (GVF, por Gas Volume Fraction) a la entrada de la bomba, sobre su desempeño y funcionamiento (Cabezal, eficiencia y potencia), lo cual será analizado a diferentes viscosidades de líquido. Primeramente, se efectuó un estudio del modelado de la fase líquida con la finalidad de ajustar el modelo que representase el comportamiento de esta fase. Posteriormente, se efectuaron simulaciones fluidodinámicas (de una corriente bifásica) a diferentes condiciones de operación (Flujo de líquido, GVF y viscosidad), incrementando gradualmente el GVF (a la entrada de la bomba), alcanzando el fenómeno de atasco por gas (gas lock) en un intervalo entre 40 y 45% de GVF. Se obtuvo que la distribución de la fase gaseosa se concentra hacia las zonas posteriores a los álabes y a los espaciadores de los discos. Se determinó que el modelo estudiado presenta un comportamiento similar al de una bomba centrífuga de impulsor abierto, propiciado por la curvatura radial de los álabes. La presencia de gas disminuye rápidamente la eficiencia del equipo en contraste con la disminución gradual modelada por Li y Qi (2011)

CAPITULO I. INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

En los sistemas de tratamiento de agua intervienen procesos que involucran la adición de agentes como coagulantes y floculantes con el objetivo de fomentar la separación de fases. Sin embargo, la adición de estos elementos químicos también fomenta la formación de espuma, que consecuentemente deben ser bombeadas en los efluentes de agua y lodo (sludge). Particularmente este último presenta una característica de ser muy viscoso y por el tipo de proceso tiende a tener un alto contenido de sólidos, convirtiéndose en una aplicación delicada de bombeo multifásico. Este mismo problema se presenta en el bombeo de corrientes de aguas residuales para su tratamiento, así como también en aplicaciones de saneamiento ambiental donde existe la probabilidad de que agentes tensoactivos incrementen el contenido de gas en la corriente a ser bombeada (Pacello y Hanas 2000).

El bombeo multifásico ha sido estudiado y desarrollado desde años atrás en la industria petrolera implantando un sistema de producción que desplaza el crudo, el agua y el gas en una sola tubería, permitiendo reducir los costos de inversión para el transporte de las corrientes hasta los sistemas de procesamiento, así como también el alcanzar horizontes de explotación más profundos como lo son el lecho submarino. Comercialmente existen tres tipos de bombas multifásicas usadas comúnmente para la aplicación mencionada, las cuales son: Bombas de Doble Tornillo (TSP, por Twin Screw Pump), Bombas Helicoaxiales (HAP, por Helicoaxial Pump) y las Bombas de Cavidad Progresiva (PCP, por Progressive Cavity Pump) (Hua, y otros 2012). Adicionalmente se puede indicar que para aplicaciones de levantamiento en fondo de pozo se encuentran las Bombas Electrosumergibles (ESP, por Eletrosumersible Pump). Cada tipo de bomba posee un área preferencial de aplicación (Hua, y otros 2012).

Las bombas rotodinámicas (RDP, por Rotodynamic Pump) como las ESP y las HAP son una excelente alternativa, puesto que manejan hasta una fracción volumétrica de gas (GVF, por Gas

Volume Fraction) de 70-75% (100% con tanque de amortiguación) excepto si el fluido tiene elevadas viscosidades, en este caso (viscosidades > 350 cP) las bombas de desplazamiento positivo (PCP y TSP) pasan a ser una alternativa más viable. De estas últimas las PCP están más limitadas por temperatura debido al elastómero del estator y capacidad, mientras que las TSP, resultan ser las que tienen un mejor desempeño alcanzando un GVF hasta 98% (100% con tanque de amortiguación), sin embargo, el manejo de la arena resulta una limitante a este caso (Hua, y otros 2012, Bozorgmehrian 2013).

La vida útil de las TSP pudiese alargarse con un endurecimiento de los tornillos, el cual debe ser principalmente aplicado en las aberturas radiales (entre tornillos) y circunferenciales (tornillo-estator) (Bozorgmehrian 2013, Vetter, y otros 2000). Sin embargo, estos efectos abrasivos debido al principio de funcionamiento de la bomba no pueden ser evitados solo mitigados. Lo que conlleva a que, hasta el momento, no existe un sistema de bombeo multifásico para fluidos viscosos (como crudos extrapesados) que presenten un bajo mantenimiento.

Por otro lado, se puede indicar que existe otro tipo de bombas denominadas “bombas de arrastre” o “bombas de disco” las cuales basan su principio de funcionamiento en la transferencia del esfuerzo cortante (τ) en un flujo laminar para incrementar la presión del fluido que pasa a través de dos discos giratorios. Este es un tipo de RDP que a diferencia de las bombas centrífugas y helicoaxiales su desempeño es más elevado con fluidos de altas viscosidades (Pacello y Hanas 2000).

Debido a que el movimiento del fluido es llevado a cabo por el arrastre de una capa de fluido a otra, al transportar los sólidos el ángulo de ataque de las partículas es prácticamente cero (viajan paralelas a los discos), en consecuencia, estas no llegan a tocar las paredes produciendo casi ningún desgaste y espaciando extremadamente la frecuencia de mantenimiento en aplicaciones con sólidos

abrasivos, lo cual ha sido probado efectivamente (Pacello y Hanas 2000). En tal sentido se desea utilizar esta ventaja para aplicaciones de bombeo multifásico.

En referencia al desempeño del manejo del gas con este tipo de bomba existen posiciones encontradas: por un lado, John Pacello (2000) expone que el flujo (tipo burbuja) al entrar, las burbujas de gas se posicionan en la zona central de la bomba y son comprimidas hasta que son expulsadas por la periferia, pudiendo manejar hasta un 80% de GVF dependiendo de la aplicación. Por otro lado, Hiambo (2004), como usuario de este tipo de bomba expresa que según indicaciones del fabricante este equipo no comprime el gas y que un bache (tapón, batch) de gas no puede ser manejado por este tipo de bomba.

Simulaciones numéricas de gas, sólido y líquido en una bomba de arrastre han sido efectuadas (Li y Qi 2011), donde se cuantificaron los parámetros de la bomba a varias condiciones de fracción de gas, sin embargo, no presentaron el comportamiento del patrón de flujo de los fluidos (Distribución de GVF) en la bomba, y solamente se investigó a una baja viscosidad (65.9 cP) lo que arrojando eficiencias bajas.

Se plantea extender el estudio del comportamiento de las bombas a través de un análisis fluidodinámico de las bombas en un rango más amplio de viscosidades y GVF hasta alcanzar el punto límite de operatividad de la bomba, con la finalidad de tener una caracterización robusta del comportamiento bifásico en este tipo de bombas.

1.1 HIPÓTESIS

La fase gaseosa tenderá a concentrarse en la zona central entre los discos, al aumentar la fracción de gas a la entrada (GVF), propiciando la unión de las burbujas hasta alcanzar el punto de ocasionar el atasco por gas. Zhou y otros (2010) obtuvieron que los sólidos se concentran en el plano medio de los discos, semejante al comportamiento esperado en el presente estudio.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

Modelar dinámicamente el comportamiento de una bomba de arrastre en flujo multifásico

1.2.2 Objetivos específicos

- 1.1.1. Parametrizar las variables dependientes, independientes y casos de estudio considerados.
- 1.1.2. Determinar el mejor modelo que represente el desempeño del equipo considerando solamente la fase líquida con base al análisis del tamaño y tipo de malla y tipo de modelo de turbulencia.
- 1.1.3. Expandir el modelo a flujo gas-líquido y evaluar los distintos casos planteados.
- 1.1.4. Establecer las tendencias distribución de las fases y valores límites de operatividad de la bomba determinados.

1.3 META

Determinar el efecto de la fase gaseosa en el desempeño de una bomba de arrastre en flujo multifásico bajo distintos escenarios operativos.

CAPITULO II. FUNDAMENTOS

2 FUNDAMENTOS

2.1 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE CRUDO

El proceso de producción de crudo comienza con su extracción desde el yacimiento que se puede encontrar en tierra firme o costa afuera, el cual debe ser transportado a las estaciones de procesamiento donde éste es tratado y llevado a especificaciones adecuadas para ventas. Primeramente, el crudo debe ser extraído desde el subsuelo lo cual puede ser efectuado por flujo natural (con la presión propia del yacimiento) o mediante algún método de levantamiento artificial (Balancín, Bombas, *Gas Lift*, entre otros), dependiendo del tipo de crudo y de los recursos disponibles.

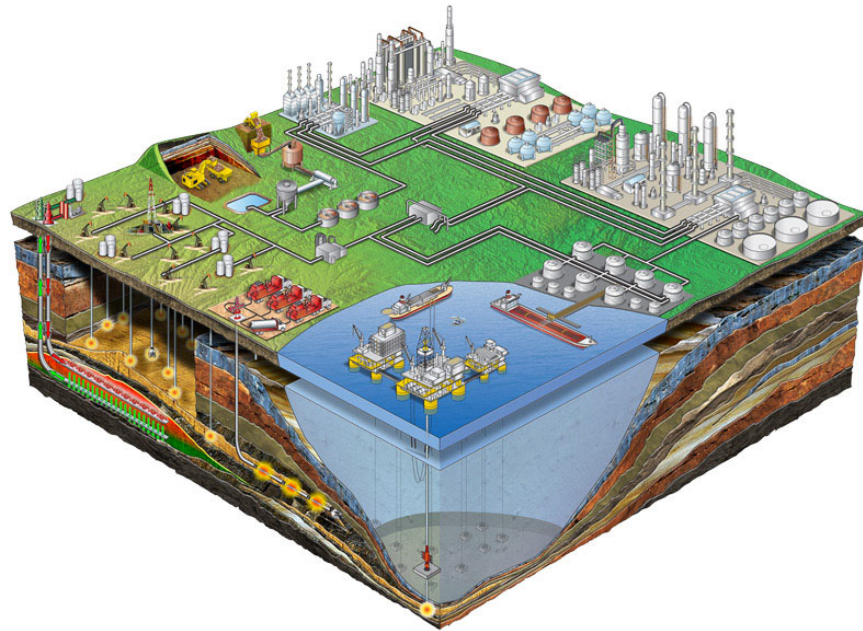


Figura 1 Esquemático de extracción, producción y procesamiento de Crudo (Dragpump Corporation 2015).

Generalmente los yacimientos de petróleo se encuentran asociados con gas y agua, en consecuencia, el crudo que es conducido a la superficie en realidad es mayormente una corriente multifásica que un fluido monofásico. El manejar esta corriente multifásica representa realmente un reto, por tanto los primeros esquemas de producción fueron direccionados a colocar estaciones de desgasificación (estaciones flujo) y deshidratación (estaciones de descarga) satélites cercanas a

los pozos y macollas (Cluster o agrupación de pozos en una misma plataforma) y lo más equidistante topográfica y geográficamente posible; esto con el objeto de transportar más fácilmente un solo fluido (crudo) hasta las estaciones de tratamiento (Hua, y otros 2012).

Este tipo de esquema de producción resultó conveniente para instalaciones en tierra firme donde los recursos y el espacio se encuentran al alcance, sin embargo, al expandirse los horizontes de la exploración y producción de nuevos yacimientos de este recurso natural (Petróleo) hacia áreas costa afuera, resulta prácticamente inviable la aplicación de este. Esto principalmente debido a que ni el yacimiento ni las bombas de fondo de pozo proporcionan la energía suficiente para desplazar los fluidos a las unidades de producción debido a lo lejano y profundo de los mismos. Esta situación obligó a desarrollar sistemas de producción submarinos y mayormente al sistema de producción “multifásico”, en el cual los fluidos (crudo, gas y agua) son impulsados por un mismo equipo (bomba multifásica) hasta los sistemas de producción que generalmente está ubicada en la superficie de la costa. Este tipo de método de producción resulta mucho más rentable puesto que involucra muchos menos equipos (de separación, tratamiento y disposición) distribuidos por todo el campo de producción (Bozorgmehrian 2013).

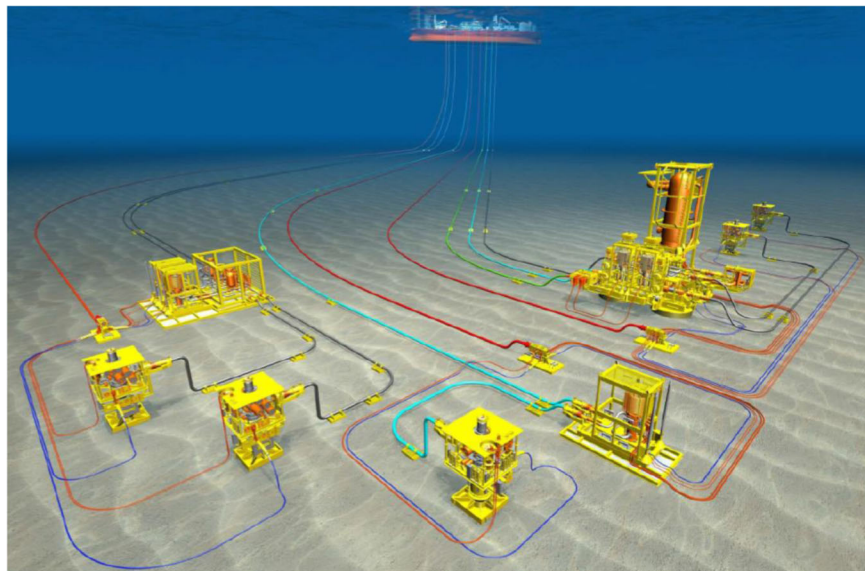


Figura 2 Sistemas de Producción de crudo Submarinos (Bozorgmehrian 2013).

2.2 FLUJO MULTIFÁSICO

El desempeño de los fluidos en sistemas monofásicos ha sido estudiado y caracterizado bajo diferentes condiciones de operación, por lo que su comportamiento puede ser predicho o calculado con significativa certeza; sin embargo, en el flujo multifásico el panorama es muy distinto. El hecho de que se encuentre presente dos o más fases de fluidos interactuando da origen a los patrones de flujo, que pueden variar con las condiciones de operación, topografía del terreno, propiedades de los fluidos, entre otros. Dependiendo de los patrones de flujo que se puedan generar el comportamiento de las variables que definen el movimiento del fluido (Presión, GVF, etc.) es distinto, en consecuencia, es demasiado imprecisa la predicción del comportamiento de los fluidos bajo estas condiciones (Fórez y Porras 2007).

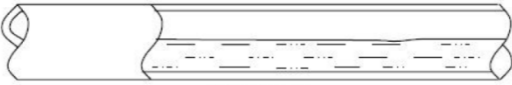
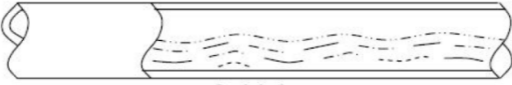


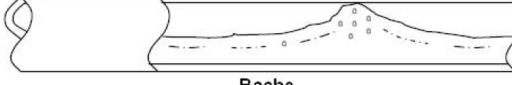
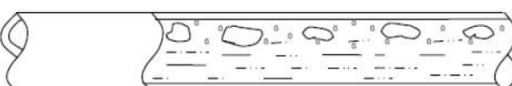
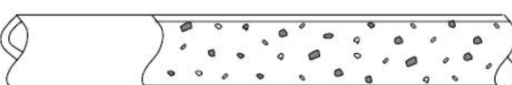
2.3 PATRONES DE FLUJO MULTIFÁSICO

Representan la descripción cualitativa de la forma en la que se distribuyen las fases de los fluidos en movimiento en la tubería. Dependiendo del sentido del flujo si es vertical u horizontal se encuentran varios regímenes divididos en tres, patrones de flujo como se describen en la Tabla 1 (Fórez y Porras 2007).

El patrón de flujo *segregado* se presenta cuando las fases se encuentran claramente separadas. El régimen *estratificado* ocurre a velocidades bajas tanto de gas como de líquido a medida que la velocidad del gas aumenta se produce un oleaje en el líquido (régimen *ondulado*), al incrementarse aún más la velocidad del gas se produce el flujo *anular* (Fórez y Porras 2007).

El patrón *intermitente* corresponde a aquel donde el gas y el líquido fluyen alternadamente en la tubería. El régimen tipo *bache* tiene una mayor cantidad de gas que el *tapón*, sin embargo, ambos representan el patrón de flujo menos deseado, que produce mayores caídas de presión e inestabilidades en los sistemas de producción (Fórez y Porras 2007).

Tabla 1 Patrones y regímenes de flujo en tuberías horizontales (Fórez y Porras 2007).

Patrón de Flujo	Regímenes de Flujo
Segregado	 Estratificado
	 Ondulado
	 Anular
Intermitente	 Tapón
	 Bache
Distribuido	 Burbuja
	 Niebla

El patrón de flujo *distribuido* presenta una fase dispersa en la otra; el flujo *burbuja* (gas disperso) y el flujo *neblina* (líquido disperso). Este último tiene un comportamiento muy similar al *anular* (Fórez y Porras 2007).

Para la determinación del régimen de flujo muchos han realizados estudios y determinado correlaciones, por ejemplo: Baker, Grovier y Omer, Mandhane, Taitel y Dukler, y Beggs y Brill. Los cuales plantearon representar los patrones y regímenes de flujo en un mapa como el de la Figura 3 (Fórez y Porras 2007).

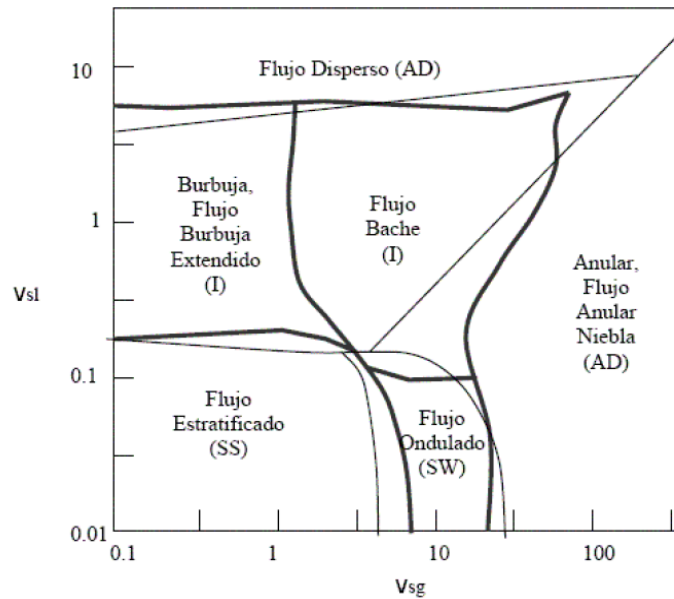


Figura 3 Mapa de regímenes de flujo Taitel-Dukler (Fórez y Porras 2007).

2.4 BOMBEO MULTIFÁSICO

El bombeo multifásico comenzó a ser investigado para el campo petrolero a mediados de los 70s por el IFP (Instituto Francés del Petróleo) y posteriormente fue impulsado por el proyecto Poseidón en los 80s con el objetivo de desarrollar un equipo que permitiera reimpulsar los fluidos producidos costa afuera hasta las estaciones de procesamiento sin necesidad de separarlos. Las primeras propuestas fueron utilizar equipos diseñados para bombeo de una sola fase y adecuarlo para su uso en multifásico (Hua, y otros 2012).

Dentro de los retos del bombeo multifásico se encuentran el comprimir el gas a medida que tenemos en la misma corriente líquido (el fluido que realmente deseamos transportar, crudo). El gas a bajas presiones posee un volumen significativamente mayor que el líquido, en consecuencia, la presión de succión mínima está limitada principalmente por la capacidad que pueda tener la bomba multifásica en BEPD (Barriles equivalente por día).

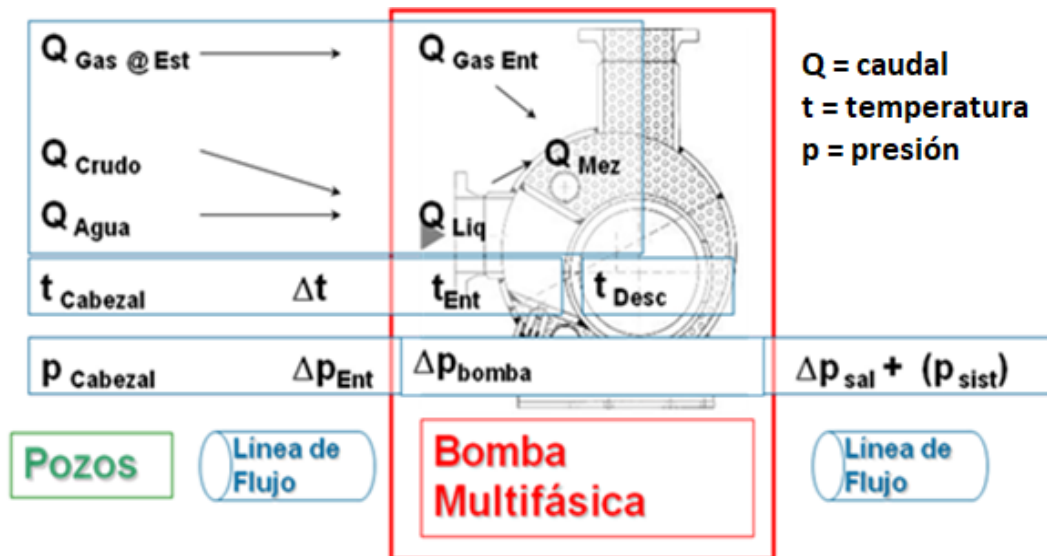


Figura 4 Variables involucradas en el bombeo multifásico.

El manejar el gas representa ineludiblemente un calentamiento de los fluidos por efecto de compresión, razón por la cual la presión de descarga de la bomba multifásica es limitada para evitar daños en los componentes internos de la misma. Otro problema ineludible que debe ser controlado es la respuesta del sistema de bombeo ante un bache de gas o de líquido, siendo el primero el más limitante por lo ya descrito en problemas de sobrecalentamiento.

2.5 TIPOS DE BOMBEO MULTIFÁSICO

Hasta el momento en la industria petrolera existen cuatro tipos de bombas multifásicas divididos en dos principios de funcionamiento. Esto se encuentra esquematizado en la Tabla 2.

Tabla 2 Clasificación de los tipos de bombeo multifásicos existentes.

Principio de funcionamiento	Tipo de bomba multifásica	Aplicación
Bombas de desplazamiento positivo (PDP)	Bombas de doble tornillo (TSP)	<ul style="list-style-type: none"> • Rebombeo en superficie • Rebombeo submarino • Bombeo en pozos
	Bombas de cavidad progresiva (PCP)	<ul style="list-style-type: none"> • Rebombeo en superficie • Bombeo en pozos
Bombas rotodinámicas (RDP)	Bombas helicoaxiales (HAP)	<ul style="list-style-type: none"> • Rebombeo en superficie • Rebombeo submarino • Bombeo en pozos
	Bombas electrosumergibles (ESP)	<ul style="list-style-type: none"> • Bombeo en pozos

2.5.1 Bombas de doble tornillo (TSP)

Las bombas de doble tornillo están conformadas por dos tornillos helicoidales que se acoplan uno al otro y son girados por unos engranes al final de los ejes. Los tornillos rotan en direcciones opuestas obligando a que el fluido quede atrapado en pequeños espacios (cámaras) y es forzado a desplazarse hacia el punto de mayor presión que generalmente es la parte central de los tornillos (Hua, y otros 2012).

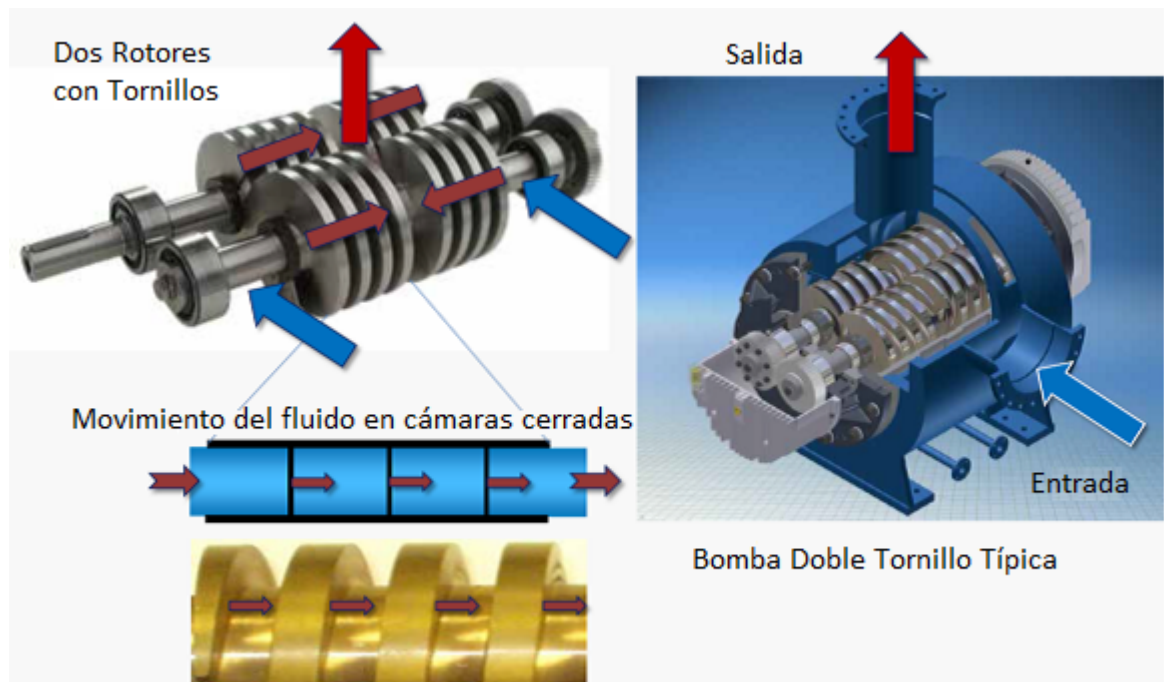


Figura 5 Esquema del funcionamiento de una TSP (Jäschke 2013).

Debido a su configuración como bomba de desplazamiento positivo tiende a tener un retroflujo en las cámaras de compresión debido a las aberturas (clearances) que existen entre los tornillos y el estator (líner), denominadas aberturas circunferenciales (circumferential clearances) y entre los diámetros internos y externos de los tornillos, denominados aberturas radiales (radial clearances) (Vetter, y otros 2000). Este efecto de retroflujo influye directamente en la capacidad y el desempeño de la TSP, y es influenciado por ciertas variables. La viscosidad por ejemplo influye significativamente pues mientras más viscoso es el fluido desplazado más difícil es que este pueda

devolverse por las aberturas por tanto la capacidad y el desempeño de la bomba se ve incrementado. Mientras mayor sea la *presión diferencial* del sistema mayor retroflujo tendrá desde la descarga a la succión. La *presión de succión* y en consecuencia el GVF de la mezcla a la entrada afectan dramáticamente la capacidad de líquido que puede pasar a través de las cámaras de la TSP, siendo este uno de los efectos más desfavorables en un sistema de bombeo multifásico. La velocidad de rotación de los tornillos influye proporcionalmente en la cantidad de flujo desplazado por la bomba. Otros parámetros de diseño de la bomba influyen en su capacidad y desempeño son: luz entre tornillo y estator, geometría del tornillo y longitud.

Además de los efectos descritos, la existencia de sólidos en la entrada tiene un efecto erosivo principalmente en las aberturas circunferenciales (CC, por circumferential clearances), donde el impacto es mucho más probable y el daño que causa por acción de “moler” las partículas de sólido desgastan la superficie del estator y de la circunferencia de los tornillos; consecuentemente incrementando las aberturas circunferenciales y el retroflujo, provocando directamente una disminución significativa de la eficiencia de la TSP (Vetter, y otros 2000). Este efecto puede ser mitigado utilizando recubrimientos especiales aplicados por tratamientos de endurecimiento especial (por ejemplo, carburo de tungsteno a través de HVOF) el cual es aplicado principalmente en las CC (Hua, y otros 2012).

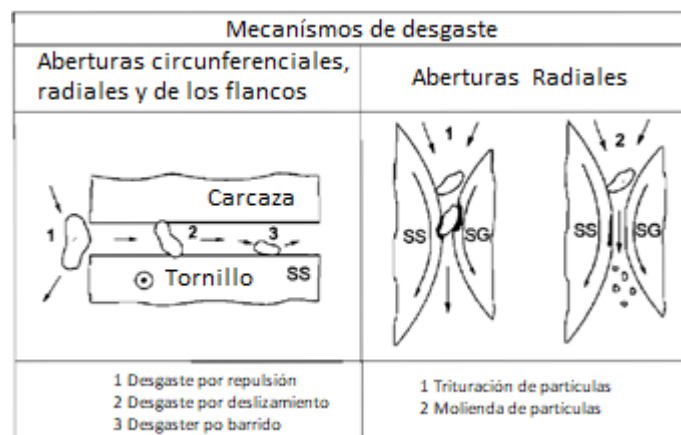


Figura 6 Mecanismo de desgaste en una TSP (Vetter, y otros 2000).

2.5.2 Bombas de cavidad progresiva (PCP)

Las bombas de cavidad progresiva constan de un rotor helicoidal que gira dentro de un estator helicoidal. El rotor metálico se mecaniza con un alto grado de precisión, y el estator se moldea en un elastómero flexible. La geometría y las dimensiones de estas piezas son tales que cuando se inserta el rotor en el estator, una doble cadena de cavidades lenticulares es creada. Cuando el rotor gira dentro del estator, la cavidad avanza en espiral a lo largo del eje de la bomba sin cambiar la forma o el volumen (PCM s.f.) a una tasa fija la cual es proporcional a la velocidad de rotación del motor. El número total de etapas determina la máxima presión diferencial que la bomba pueda soportar (Hua, y otros 2012).

Este tipo de sistema de bombeo es tolerante al manejo de arena y capaz de manejar fluidos viscosos, características bien apreciadas para la aplicación en estudio, además de tener bajos costos de mantenimiento. Sin embargo, posee una presión diferencial limitada por sección y de alguna manera el desbalance de masa entre el estator y el rotor restringe la velocidad de rotación, confinando su flujo o capacidad con respecto a otro tipo de bombas (Hua, y otros 2012).

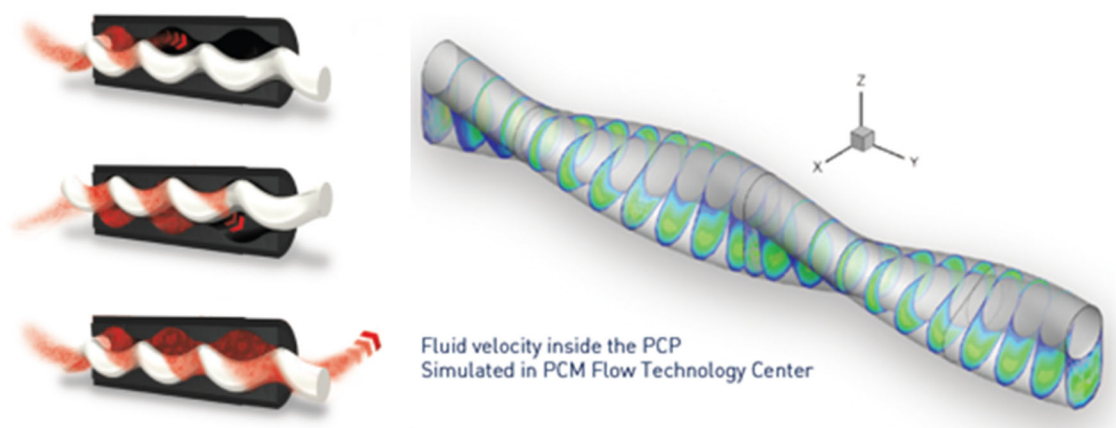


Figura 7 Principio de funcionamiento de una PCP (PCM s.f.).

El comportamiento de estas bombas con altos GVF indica que el mayor incremento de presión ocurre en la última etapa donde el fluido se encuentra expuesto directamente a la contrapresión de la descarga, originando una compresión de gas que consecuentemente produce un calentamiento

abrupto de los fluidos, lo cual puede conllevar a fallas tempranas del elastómero (Hua, y otros 2012).

PCM® ha desarrollado un diseño denominado HRPCP (Hydraulically Regulated PCP) que consiste en reguladores hidráulicos que recirculan entre las cavidades de la PCP para controlar la respuesta termohidráulica de la bomba. Efectuando esto los reguladores minimizan el excesivo recalentamiento (PCM s.f.).

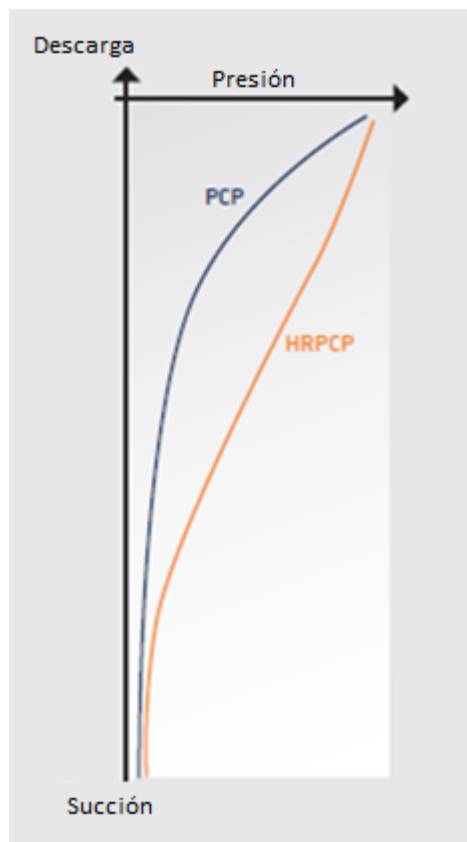


Figura 8 Distribución de presión en una PCP y HRPCP con 90% GVF (PCM s.f.).

Por otro lado, Seepex® ha desarrollado una PCP con sensores internos que permiten monitorear la temperatura del gas y del líquido a lo largo de la bomba y un sistema de control que ajusta las RPM de la bomba para evitar el recalentamiento y daño en el elastómero. Adicionalmente ha mejorado el diseño del estator en el cual el espesor del elastómero es uniforme y tan delgado como sea posible con el uso de un tubo que tiene la misma forma helicoidal en el exterior. Esta mejora permite garantizar un mejor sello entre el rotor y el estator duplicando la capacidad de

bombeo por etapa y adicionalmente permite una mejor transferencia de calor hacia el exterior permitiendo disipar el incremento de temperatura debido a la compresión y en consecuencia minimizar el sobrecalentamiento (Mirza 2012).

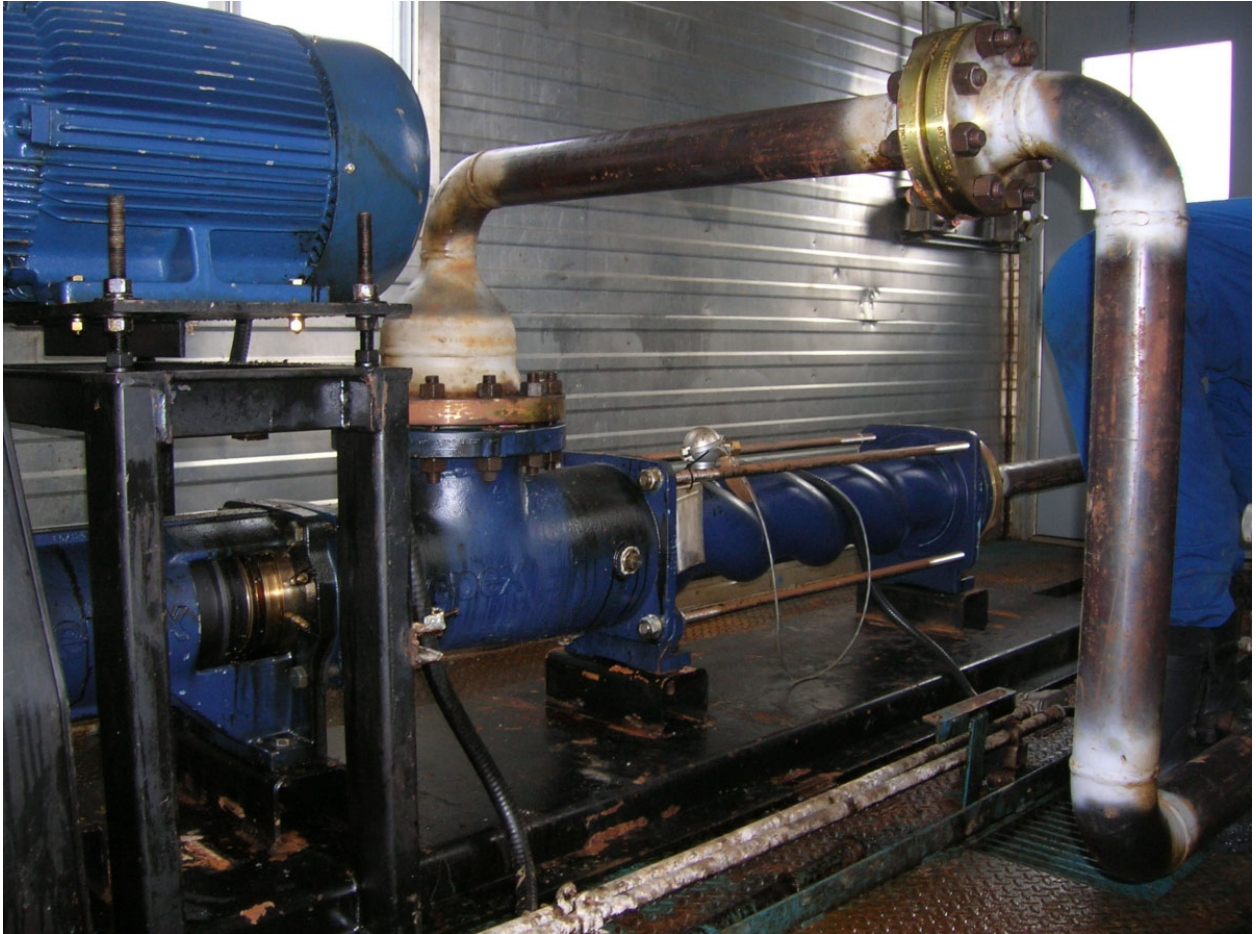


Figura 9 Bomba PCP con estator de espesor uniforme (Mirza 2012).

2.5.3 Bombas helicoaxiales (HAP)

Las bombas helicoaxiales poseen el mismo principio de funcionamiento que una bomba centrífuga que aumenta la energía cinética en el impulsor que gira y luego la convierte en energía potencial por medio de un difusor estático. Pero en este caso, haciendo uso de un diseño especial de impulsor/difusor, que minimiza la componente radial de flujo, resultando en un flujo axial; de esta manera se evita la separación del gas del líquido y se garantiza la homogeneidad de la mezcla (Hua, y otros 2012).

Como una RDP el *cabezal* de una bomba es influenciado por las RPM, geometría de la bomba y el caudal; adicionalmente por ser multifásica se ve influenciado por el GVF y la presión de succión. Esto genera un comportamiento difícil de caracterizar dentro de la bomba, pero brinda a la vez una significativa ventaja que es la *autoadaptabilidad* a los *cambios de flujo* la cual en algunos casos puede permitir que la bomba trabaje sin necesidad de un Variador de Frecuencia (VSD, por Variable Speed Device), y si este elemento es incorporado permite ampliar significativamente el rango de operación del sistema de bombeo multifásico (Hua, y otros 2012).

Al manejar fluidos viscosos el desempeño de las HAP se encuentra realmente comprometido debido a la pérdida de energía producto del aumento del esfuerzo cortante y el incremento del efecto de la capa límite presente en los álabes del impulsor y el difusor, lo cual disminuye significativamente la eficiencia global del sistema. En referencia al manejo de fluidos con sedimentos éste tiene una ventaja con respecto a las TSP puesto que las aberturas no son tan ajustadas y permiten el paso de los mismos, sin embargo, el impacto directo que tienen los sólidos con los álabes de la bomba provoca un desgaste que debe ser minimizado con recubrimientos especiales (Hua, y otros 2012).

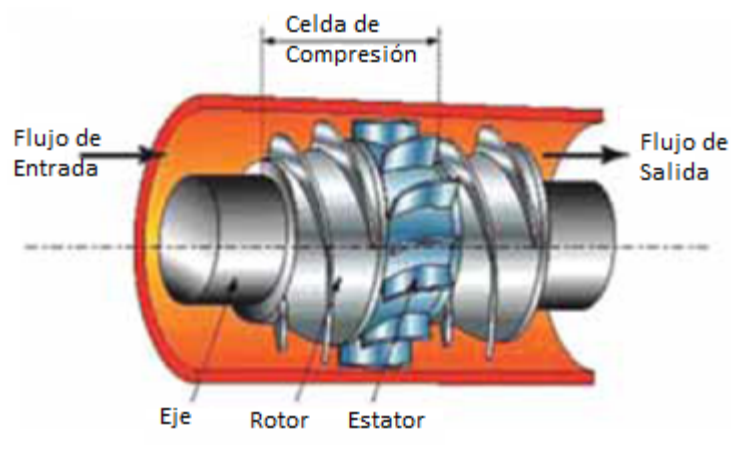


Figura 10 Etapa de compresión de una HAP (Hua, y otros 2012).

2.5.4 Bombas electro sumergibles (ESP)

Las bombas electro sumergibles son bombas centrífugas multietapas utilizadas en pozos como un método de levantamiento artificial para producción de crudo. En una bomba centrífuga la disposición de los álabes produce una componente radial cuyo objetivo es incrementar la fuerza centrífuga para que luego esta energía utilizada para impulsar el fluido hacia la periferia de la bomba sea transformada en la voluta en energía potencial. Cuando se presenta una fracción significativa de gas en la entrada de una bomba centrífuga las burbujas de gas en lugar de ser expulsadas tienden a acumularse en el centro de la bomba por ser la fase de menor densidad y en consecuencia se genera un bloqueo por gas (Hua, y otros 2012).

Para atenuar esta debilidad Baker Hughes (Hua, y otros 2012) ha desarrollado una bomba centrífuga multi-álabe (MVCP, por multivane centrifugal pump) en la cual se dispone de álabes divididos que altera la distribución del patrón de flujo y evita la acumulación de gas; con álabes inclinados a la salida para aumentar la transferencia de momento. También posee hoyos de balance sobredimensionados que permite crear turbulencia para romper las burbujas de gas.

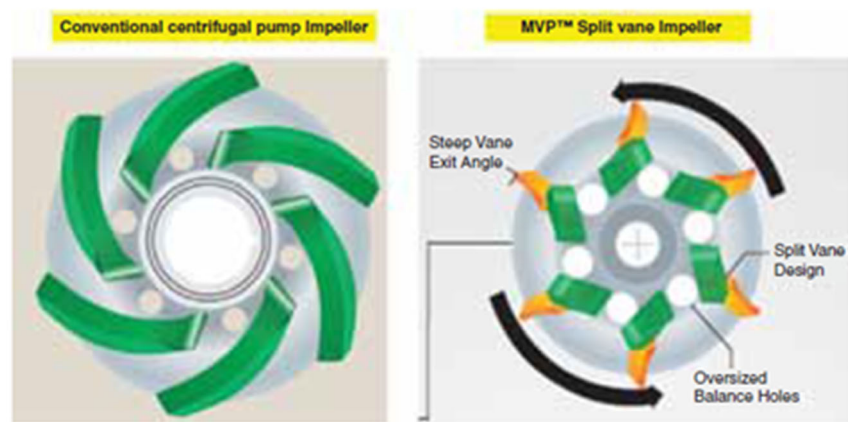


Figura 11 Impeler multi-álabes (MVCP) (Hua, y otros 2012).

A pesar de que el diseño permite minimizar el atascamiento por gas existe un bajo desempeño con altos GVF porque el principio centrífugo sigue influyendo en la separación de las fases. En consecuencia, este tipo de bomba posee un máximo GVF de 70%.

2.5.5 Comparación de tipos de bombas multifásicas

Se puede resumir en la siguiente tabla los límites de las bombas multifásicas.

Tabla 3 Comparación de los límites de cada tipo de BMF.

Característica	Bomba de doble tornillo (TSP)	Bomba de cavidad progresiva (PCP)	Bomba helicoaxial (HAP)	ESP centrífuga multi-álabas (ESP-MVCP)
Principio de bombeo	Desplazamiento positivo	Desplazamiento positivo	RDP- flujo axial	RDP-impulsor multi-álabe
Capacidad (BEPD)	1 200 000 ¹	45 000 ²	450 000 ¹	30 000 ³
Variación en el Flujo ³	Limitada	Limitada	No limitada	Limitada
Máximo Dif. de Pres. (psi)	1 450 ¹	3 770 ²	2 900 ¹	5 000 ³
Máximo GVF	98% ¹	99% ²	75% ¹	70% ¹
Oper. serie / paralelo ³	Limitación en Oper. en serie	No disponible	No limitada	No limitada
Alta Visc. (cP)	No limitada (optim. >350) ¹	No limitada ²	Limitada ³	Limitada ³
Baja presión de succión	No limitada ³	No limitada ²	Limitada ³	Limitada ³
Lím T. (°F) ¹	662	248	450	410

2.6 BOMBAS DE ARRASTRE DESCUBRIMIENTO Y EVOLUCIÓN

En 1850, Sargent inventó una bomba conformada por 29 discos paralelos con un espaciado muy ajustado encerrados circunferencialmente por una banda metálica con agujeros. Ésta fue la primera bomba que utilizó el principio de arrastre por la capa límite, sin embargo, no tuvo un gran éxito. Posteriormente a inicios del siglo XX, Nikola Tesla eliminó la banda metálica mejorando el

¹ (Hua, y otros 2012)

² (PCM s.f.)

³ (Bozorgmehrian 2013)

desempeño de la bomba, pero mantuvo el espaciamiento bastante ajustado lo cual limitó la aplicación de la bomba a fluidos no viscosos (API 10 Ingeniería 2007).

En los años 70, Max Gruth descubrió que el espaciamiento de los discos pudo ser ampliado hasta 20” y el principio de arrastre por la capa límite aún es aplicable a esas distancias, más aún encontró que la bomba se volvía más eficiente a viscosidades altas. El impulsor desarrollado fue patentado y denominado *Discpac*. En 1988, desarrollo un nuevo modelo de *Discpac* de alto cabezal que contaba con barras laterales, mejorando el desempeño de la bomba (API 10 Ingeniería 2007).

Durante el 2015 Dragpump Corporation desarrolló un impulsor más eficiente denominado *Dragpeller®* el cual posee unos elementos denominados *High Efficiency Dragpeller Vanes* (HEDV) que brindan una rugosidad aparente al fluido aumentando la eficiencia 15% por encima de los impulsores desarrollados previamente (Dragpump Corporation 2015).

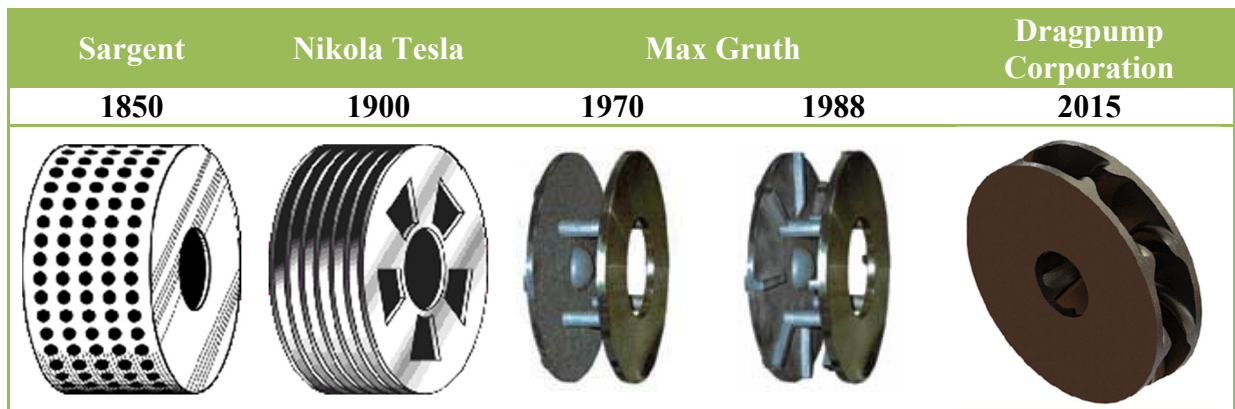


Figura 12 Evolución de los impulsores de las bombas de arrastre (API 10 Ingeniería 2007, Dragpump Corporation 2015).

2.7 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS DE ARRASTRE

Las *bombas de arrastre* (también denominadas bombas de disco) son máquinas hidráulicas rotodinámicas que transfieren energía a un fluido a través un rotor por el principio de arrastre de capa límite, fricción o arrastre viscoso. El fluido entra a la bomba en la dirección axial por el centro del rotor y luego el fluido se posiciona entre dos placas circulares paralelas rotativas. En ese punto las partículas del fluido que están en contacto directo con los discos adquieren la misma velocidad

que éstos, por la condición de no deslizamiento, presentándose el máximo valor del esfuerzo cortante en el fluido (Dragpump Corporation 2015).

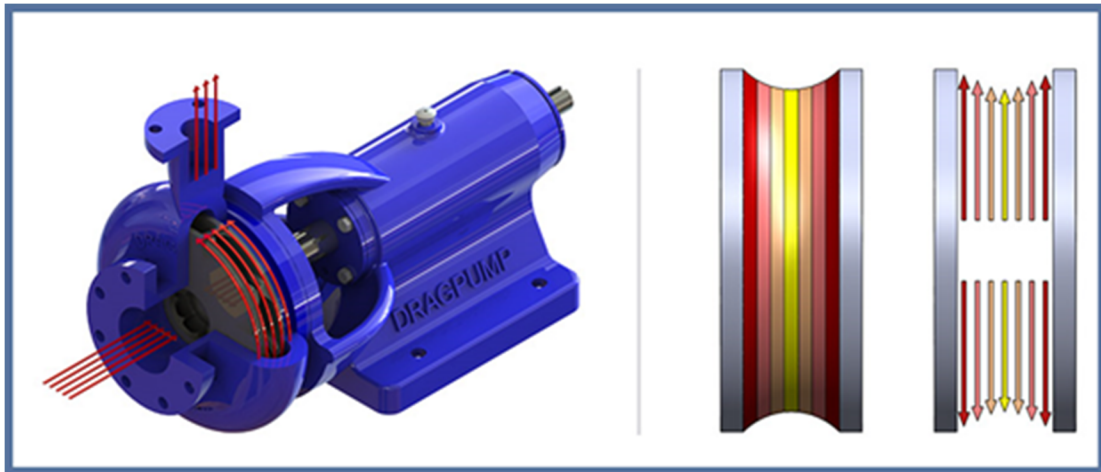


Figura 13 Principio de funcionamiento de una bomba de arrastre (Dragpump Corporation 2015).

Una vez que la primera capa queda energizada, le transmite parte de su energía a la segunda capa por difusión molecular, es decir, por transferencia de cantidad de movimiento o esfuerzo cortante; y así sucesivamente hasta que todo el seno del fluido este energizado cinéticamente. Una vez que todo el fluido en este espacio ha adquirido la suficiente energía cinética entonces saldrá a la voluta donde la energía cinética se transforma en presión y luego sale de la bomba (Dragpump Corporation 2015).

2.8 BENEFICIOS DE LAS BOMBAS DE ARRASTRE

- Funcionan muy eficientemente con fluidos viscosos (>250 cP) (API 10 Ingeniería 2007), porque precisamente disminuye el gradiente de velocidades y aumenta la transferencia de cantidad de movimiento (Pacello y Hanas 2000, API 10 Ingeniería 2007).
- Bajo o casi nulo desgaste por abrasión, debido a que la cantidad de movimiento es transferida laminarmente, de capa a capa de fluido, las partículas de sólido se desplazan paralelas a las paredes del disco, teniendo ángulos de ataque cercanos a 0° . Los sólidos tienden a mantenerse en la zona central de menor velocidad (Pacello y Hanas 2000).

- Manejo de sólidos pequeños y de gran tamaño, al no poseer álabes permiten que los sólidos en el fluido pasen a través de la bomba sin tocar las paredes (Dragpump Corporation 2015).
- Manejo de fase gaseosa en flujo burbuja, donde la fase dispersa (gaseosa) se desplaza a la misma velocidad que el líquido pasando de esta manera a través de los discos sin tocar las paredes y comprimiéndose a medida que se acercan a la periferia (Pacello y Hanas 2000) (Dragpump Corporation 2015).
- Flujo continuo y sin pulsaciones, suave y sin golpeteos originando muy bajas vibraciones mecánicas (Dragpump Corporation 2015).
- Cargas radiales y axiales bajas, brindando mayor durabilidad en los rodamientos (Dragpump Corporation 2015).
- Debido a la característica del flujo laminar presente en casi todo el recorrido, evita la emulsificación de las sustancias bombeadas (Dragpump Corporation 2015)
- NPSH de la mitad a un tercio más bajos que el de una bomba centrífuga para las mismas condiciones; mas si la implosión de los gases tuviese lugar en la bomba de arrastre, esto ocurriría alejado de las paredes de los discos causando muy poco o casi ningún daño (Pacello y Hanas 2000).

2.9 MODELADO COMPUTACIONAL DE BOMBAS DE ARRASTRE

Patiño y otros (2006) realizaron simulaciones numéricas en bombas de arrastre de discos lisos, con fluidos a varias viscosidades, caracterizando el comportamiento del fluido dentro del impulsor (perfiles de presión y velocidad) así como el desempeño de la bomba en estos distintos casos. Efectuó comparación con respecto a los resultados experimentales y demostró que efectivamente mientras más viscoso fuese el fluido este tipo de bomba trabaja mejor. En la Figura 14 se observa que mientras más viscoso es el fluido el perfil de velocidad tiende a ser más plano y la zona central alcanza mayor velocidad.

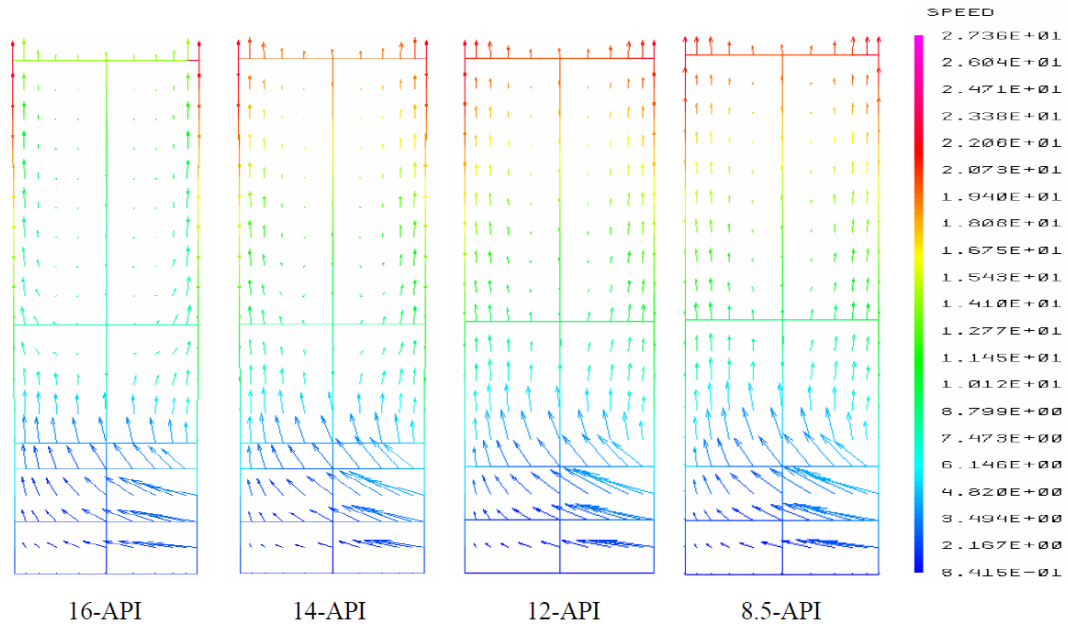


Figura 14 Perfiles de velocidad en la sección transversal de una bomba de arrastre de disco liso (Patiño, y otros 2006).

Zhou y otros (2010) efectuaron un estudio mediante simulaciones numéricas del comportamiento de una bomba con álabes rectos, considerando un flujo bifásico sólido-líquido. Donde se determinó el desempeño hidráulico de la bomba (Cabezal), distribución de velocidad, presión y concentración de sólidos. Obtuvieron que la concentración de los sólidos era principalmente en el área central entre ambos discos y que en la superficie de los impulsores la concentración era muy baja. De esta manera se corrobora lo descrito por Pacello (2000).

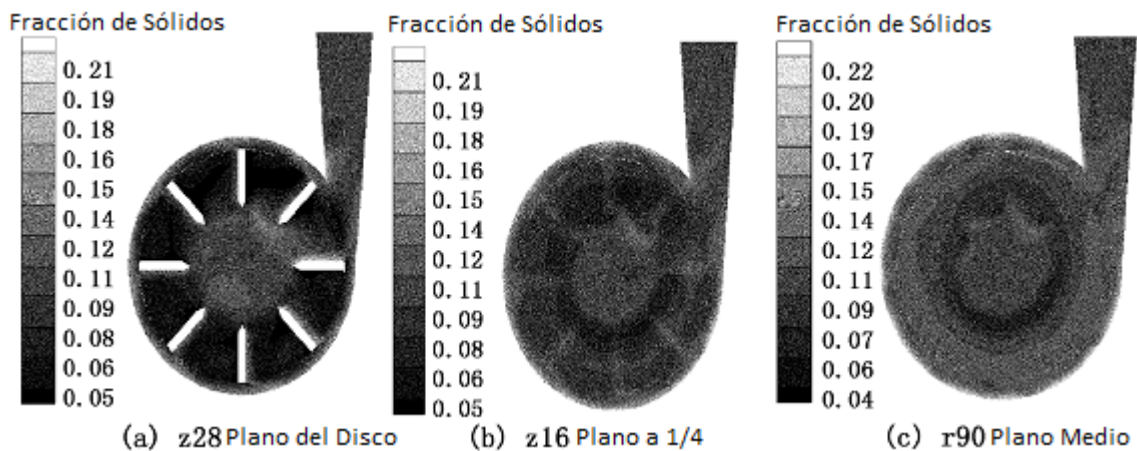


Figura 15 Perfiles de concentración de sólido en: (a) superficie del disco, (b) Sección entre el disco y zona central, (c) sección central (Zhou, Chen y Xu 2010).

Li y Qi (2011) realizaron una simulación numérica trifásica gas-líquido-sólido en una bomba de arrastre de impulsor con álabes rectos. Estudiaron el efecto de la variación de la concentración de gas y de sólido en la corriente de entrada sobre el desempeño de la bomba (cabezal y eficiencia) y la distribución de velocidad y presión, pero solo en la superficie del impulsor de la bomba. Obtuvieron que la variación de la concentración de sólido y de gas no producía un efecto apreciable en los perfiles de velocidad en la superficie de los discos, sin embargo, si afectaba levemente el perfil de presión al incrementar la concentración de sólidos, pero significativamente al aumentar la concentración de gas. El efecto en el desempeño de la bomba lógicamente fue el mismo que el causado en el perfil de presión.

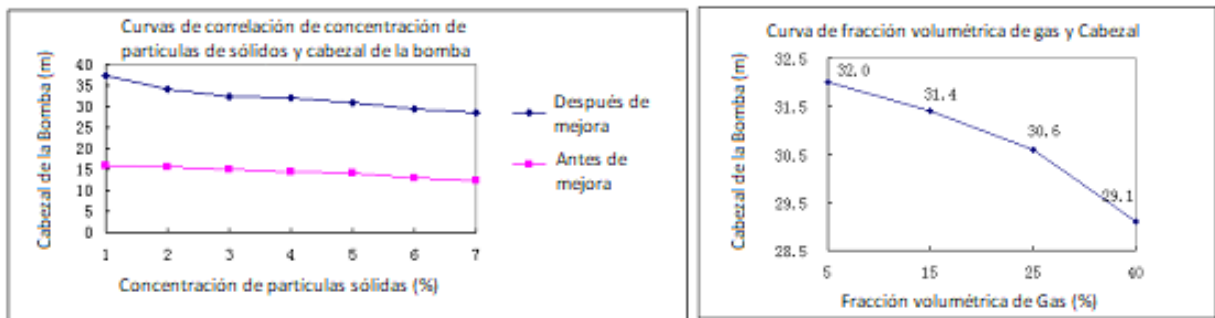


Figura 16 Curvas de desempeño de una bomba de arrastre a diferentes concentraciones de sólido y de gas (Li y Qi 2011).

2.10 ECUACIONES PARA LA FÍSICA DE LOS FLUIDOS

Las ecuaciones que representan matemáticamente el movimiento de los fluidos se conocen como la ecuación de continuidad y las ecuaciones de Navier-Stokes o ecuaciones de movimiento. En ciertos casos, se necesitan ecuaciones adicionales para describir la física de los fluidos como: la ecuación de energía, ecuaciones de estado de los gases (reales o ideal) y ecuaciones de turbulencia. Estas ecuaciones son resueltas de manera aproximada y numéricamente a través del uso de algoritmos de dinámica de fluidos computacional (CFD, por Computational Fluid Dynamics) como los desarrollados en softwares comerciales como ANSYS® CFX, Fluent, OpenFOAM, Comsol®, entre otros (Stenmark 2013).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2-2)$$

Donde ρ es la densidad, \vec{v} es el vector velocidad instantánea, p es la presión, $\boldsymbol{\tau}$ es el tensor de esfuerzos viscosos (relacionado con la rata de deformación por la ecuación (2-3) (ANSYS 2017) y \vec{g} es el vector de aceleración gravitacional.

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T - \frac{2}{3} \boldsymbol{\delta} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \quad (2-3)$$

2.11 MODELOS DE TURBULENCIA

La resolución de estas ecuaciones sin la ayuda de otras se denomina Resolución Numérica Directa (DNS, por Direct Numeric Solution). En teoría, solamente con el uso de estas ecuaciones es posible representar el comportamiento de los fluidos, incluso los fenómenos de turbulencia. No obstante, existen varios niveles de turbulencia hasta escalas muy pequeñas, donde se necesitarían mallas extremadamente finas para representar este comportamiento (Stenmark 2013).

Según la escala de longitud de Kolmogorv (η_L)

$$\eta_L = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2-4)$$

Donde ν es la viscosidad cinemática y ε es la velocidad de disipación de energía cinética. Es necesario para obtener una representación adecuada de la turbulencia a estas escalas que el número de elementos en una dirección (N) sea:

$$N^3 \geq Re^{\frac{9}{4}} \quad (2-5)$$

Por lo tanto, para flujos turbulentos (Reynolds elevados) se requerirían mallas sumamente extensas para representar este fenómeno, convirtiendo el cálculo menos alcanzable (CFD Online 2012).

Por lo tanto, se han establecido aproximaciones, donde se modela el fenómeno de turbulencia a partir de una desviación de las velocidades promedio del flujo con respecto al tiempo. Para esto se considera que las componentes de velocidad instantánea (u, v, w) se desvían del promedio ($\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$) debido al factor turbulento (u', v', w') (ANSYS 2017).

$$u = \bar{u} + u' \quad (2-6)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u \, dt \quad (2-7)$$

Similarmente ocurre para las componentes v y w de la velocidad y para las demás variables (p y g). Al incorporarlas en las ecuaciones de continuidad esta queda de la misma manera, sin embargo, la ecuación de conservación de momento resultante se conoce como Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS).

$$\frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot \bar{\tau} - \nabla \cdot (\rho \overline{v'v'}) + \rho \bar{g} \quad (2-8)$$

Se obtiene una ecuación similar a la (2-2) pero con las variables promedios que en realidad serán las variables a escalas de tiempo y espacio medibles (las cuales de aquí en adelante serán tratadas sin las barras). Sin embargo, también se puede observar el penúltimo término a la derecha, el cual representa el efecto convectivo debido a las fluctuaciones turbulentas, se encuentra en función de estas velocidades turbulentas a escalas (de tiempo y espacio) no medibles. Por tanto, se debe recurrir a un modelado de estas velocidades por medio de lo que se denominan modelos de turbulencia, los cuales nos brindarán ecuaciones adicionales para representar este comportamiento.

2.11.1 Modelos de turbulencia de viscosidad de remolinos

Una propuesta de modelado considera que la turbulencia es originada por remolinos a escalas muy pequeñas los cuales se generan y disipan. Esta propuesta asume que los esfuerzos originados por estos remolinos (Esfuerzos de Reynolds) son proporcionales al gradiente medio de la velocidad (ANSYS 2017).

$$-\nabla \cdot (\rho \overline{\vec{v}' \vec{v}'}) = \mu_t (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3} \delta (\rho k + \mu_t (\nabla \cdot \vec{v})) \quad (2-9)$$

Donde μ_t es la viscosidad de remolino o viscosidad turbulenta y k es la energía cinética turbulenta representada por (ANSYS 2017).

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2-10)$$

La viscosidad turbulenta debe ser modelada a través de alguno de los siguientes modelos entre otros.

2.11.1.1 Modelo k-ε

El modelo k - ϵ considera dos variables: k , la energía cinética turbulenta; y ϵ , la velocidad de disipación de la energía cinética turbulenta. Este modelo considera funciones de pared, por lo que el flujo en la región cercana a la capa límite o zona de amortiguamiento no se simula y en consecuencia se tiene una velocidad calculada diferente a la de la condición de frontera (ver Figura 17). El modelo k - ϵ ha sido históricamente muy popular para aplicaciones industriales debido a su buena tasa de convergencia y sus requisitos de memoria relativamente bajos. No es conveniente para campos de flujo que exhiben gradientes de presión adversa, fuerte curvatura al flujo o flujo de chorro, sin embargo, funciona bien para problemas de flujo externo alrededor de geometrías complejas (Frei 2017).

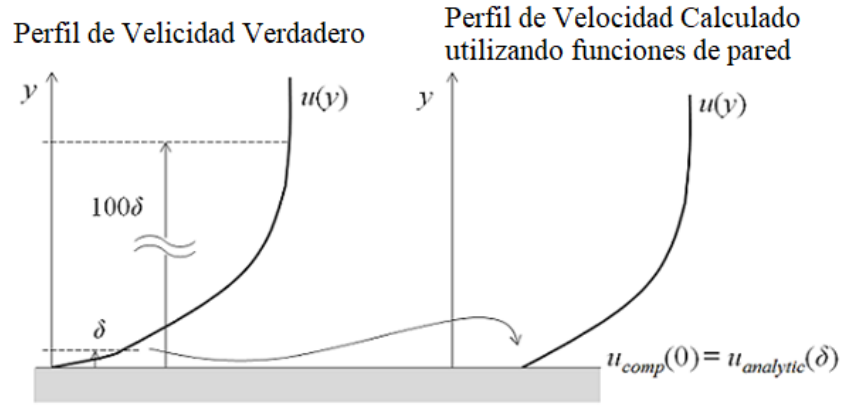


Figura 17 Efecto de la utilización de las funciones de pared en el perfil de velocidad (Frei 2017).

En este modelo se considera que la viscosidad efectiva (μ_{eff}) viene expresada por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2-11)$$

Y la viscosidad turbulenta (μ_t) se relaciona con la energía cinética turbulenta y la disipación de viscosidad turbulenta mediante la expresión:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-12)$$

Donde C_μ es 0.09. Sustituyendo las ecuaciones (2-9) y (2-11) en la ecuación (2-8)

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p' + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \right) + \rho \vec{g} \quad (2-13)$$

Donde p' representa un término de presión combinado con otros factores

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \nabla \cdot \vec{v} \quad (2-14)$$

Los valores de k y ε son determinados de las ecuaciones diferenciales de transporte de energía cinética (ANSYS 2017).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (2-15)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (2-16)$$

Donde $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$ y $\sigma_\varepsilon = 1.3$ son constantes, y P_{kb} y $P_{\varepsilon b}$ representan la influencia de las fuerzas de flotabilidad y P_k es la producción de turbulencia debido a fuerzas viscosas descrita por (ANSYS 2017).

$$P_k = \mu_t (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \cdot \nabla \vec{v} - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} (3\mu_t \nabla \vec{v} + \rho k) \quad (2-17)$$

2.11.1.2 Modelo $k-\omega$ de Wilcox

El modelo $k-\omega$ es similar al modelo $k-\varepsilon$, pero se resuelve para ω , denominada la frecuencia turbulenta. Es un modelo para números Reynolds bajos, pero también se puede usar junto con funciones de pared. Tiene un comportamiento no lineal, y por lo tanto más difícil de converger que el modelo $k-\varepsilon$, y es bastante sensible a los valores iniciales estimados. El modelo $k-\omega$ es útil en muchos casos en los que el modelo $k-\varepsilon$ no es preciso, como flujos internos, flujos que muestran una fuerte curvatura, flujos separados y chorros (Frei 2017).

El modelo $k-\omega$ considera que la viscosidad turbulenta está representada por (ANSYS 2017).

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2-18)$$

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento queda descrita igual que el modelo $k-\varepsilon$ por la ecuación (2-13).

Y las ecuaciones de energía cinética turbulenta y frecuencia turbulenta vienen dadas respectivamente por (ANSYS 2017).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (2-19)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (2-20)$$

Donde $\beta' = 0.09$, $\alpha = 5/9$, $\beta = 0.075$, $\sigma_k = 2$ y $\sigma_\omega = 2$ son constantes, P_{kb} , $P_{\varepsilon b}$ y P_k son los parámetros descritos en la sección 2.11.1.1. Sin embargo, el parámetro $P_{\omega b}$ representa un término adicional para la turbulencia por flotabilidad (ANSYS 2017).

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1)C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb}) \quad (2-21)$$

2.11.1.3 Modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST)

El modelo SST es una combinación del modelo $k-\varepsilon$ en el seno de la corriente y el modelo $k-\omega$ cerca de las paredes. Es un modelo para números de Reynolds bajos y el tipo del modelo preferible para aplicaciones industriales. Tiene requerimientos computacionales similares al modelo $k-\omega$, pero su formulación elimina algunas debilidades mostradas por los modelos puros $k-\omega$ y $k-\varepsilon$ (Frei 2017).

Este modelo consiste en una transformación del modelo $k-\varepsilon$ a una formulación $k-\omega$ y una posterior adición de las ecuaciones correspondientes. El modelo de Wilcox ($k-\omega$) se multiplica por una función de mezcla F y el modelo transformado $k-\varepsilon$ por una función $1-F$. F es igual a uno cerca de la superficie y disminuye a un valor de cero fuera de la capa límite, es decir, es una función de la distancia de la pared. Las ecuaciones de turbulencia vienen dadas por (ANSYS 2017)

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (2-22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \omega) &= \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \\ &+ \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (2-23)$$

Donde los coeficientes vienen dados por las siguientes expresiones:

$$\beta' = 0.09 \quad (2-24)$$

$$\alpha_3 = 0.44 - .1155F \quad (2-25)$$

$$\beta_3 = 0.0828 - 0.0078F \quad (2-26)$$

$$\sigma_{\omega 2} = 1/0.856 \quad (2-27)$$

$$\sigma_{\omega 3} = 1.168224299 + .8317757F \quad (2-28)$$

$$\sigma_{k3} = 1 + 0.176F \quad (2-29)$$

El modelo SST introduce una limitante a la formulación de la viscosidad de remolino o turbulenta mediante la expresión (ANSYS 2017).

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, S \cdot F)} \quad (2-30)$$

Donde S representa una medida invariante de la velocidad de tensión. El término de producción de frecuencia turbulenta viene dado por:

$$P_\omega = \left(\frac{\rho \alpha_3}{\mu_t} \right) P_k \quad (2-31)$$

La función de mezcla F viene definida por las siguientes ecuaciones

$$F = \tanh(\arg^2) \quad (2-32)$$

$$\arg = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\mu}{y^2 \omega \rho}\right) \quad (2-33)$$

Donde y es la distancia más cercana a la pared.

2.12 DOMINIO ROTACIONAL

Hasta el momento se ha referido al movimiento del fluido observado desde un marco de referencia no rotacional, es decir, donde el sistema de coordenadas no se encuentra en movimiento. Sin embargo, el caso de estudio que se presenta en este trabajo involucra equipos rotodinámicos los cuales poseen una parte móvil y que la forma de representarlo es mediante el uso de sistemas de coordenadas en movimiento. Las ecuaciones de continuidad y de movimiento pueden ser transformadas de un dominio rotacional a uno irrotacional mediante (Pedlosky 1987).

$$\left(\frac{\partial \vec{B}}{\partial t}\right)_I = \left(\frac{\partial \vec{B}}{\partial t}\right)_R + \vec{\Omega} \times \vec{B} \quad (2-34)$$

Donde \vec{B} es cualquier propiedad vectorial y $\vec{\Omega}$ es el vector de giro del sistema de coordenadas rotacional (Velocidad angular). Aplicando esta ecuación a la posición se obtiene la relación de velocidad y luego aplicándola nuevamente a la velocidad en el marco irrotacional se tienen.

$$\vec{v}_I = \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times \vec{R} \quad (2-35)$$

$$\left(\frac{\partial \vec{v}_I}{\partial t}\right)_I = \left(\frac{\partial \vec{v}_I}{\partial t}\right)_R + \vec{\Omega} \times \vec{v}_I \quad (2-36)$$

Sustituyendo la ecuación (2-35) en la (2-36) y luego desarrollando se obtiene:

$$\left(\frac{\partial \vec{v}_I}{\partial t}\right)_I = \left(\frac{\partial \vec{v}_R}{\partial t}\right)_R + 2\vec{\Omega} \times \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) + \frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} \times \vec{r} \quad (2-37)$$

Esta ecuación permite relacionar la aceleración dentro y fuera del marco de referencia. El segundo y el tercer término en el lado derecho de la ecuación son la aceleración de Coriolis y la aceleración centrípeta, el primer y el cuarto término están en función de la variación de la velocidad de traslación y giro del sistema de coordenadas respectivamente, las cuales generalmente son invariantes por lo tanto pueden ser omitidas.

Sustituyendo la ecuación (2-35) en las ecuaciones de continuidad (2-1) y de movimiento (2-2), considerando que estas últimas están descritas en un marco de referencia irrotacional. Las ecuaciones de continuidad y de movimiento en un marco de referencia con desplazamiento y rotación uniforme, queda descrita por (ANSYS 2017):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_R) = 0 \quad (2-38)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \vec{v}_R}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_R \vec{v}_R) + \rho \left(2\vec{\Omega} \times \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \right) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_R + \rho \vec{g}_R \end{aligned} \quad (2-39)$$

Las ecuaciones presentadas actualmente permiten describir el comportamiento de los fluidos en un solo marco de referencia rotacional, sin embargo, para problemas donde se tengan más de una parte móvil o si se desea extender el estudio fuera del dominio rotativo para representar mejor

el fenómeno físico debe efectuarse una división de los dominios del fluido considerando al menos un dominio rotativo y un dominio rotacional. Dependiendo del enfoque que se desee dar para la representación del dominio rotativo se tienen los siguientes enfoques.

2.12.1 Marco de referencia único (SRF)

Bajo este enfoque se considera un solo dominio de fluido (el rotacional) que se encuentra girando a una velocidad angular (Ω) especificada. Bajo este concepto se considera que toda superficie y fluido que gire a la velocidad del dominio tendrá una velocidad nula ($\vec{v}_R = 0$); las paredes o condiciones de frontera que se encuentren detenidas observadas fuera del marco de referencia rotacional; dentro del marco de referencia tendrán una velocidad angular igual a la especificada para el dominio, pero en sentido contrario. El dominio para una simulación de un soplador bajo este enfoque se representa a continuación.

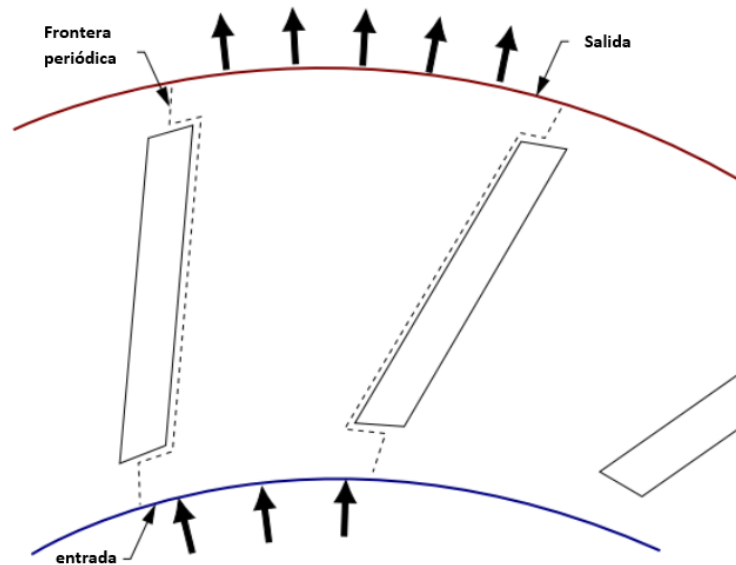


Figura 18 Dominio rotacional para SRF simulación de un soplador (ANSYS 2017).

2.12.2 Marcos de referencia múltiple (MRF)

Este también es denominado rotor congelado (Frozen rotor) debido a que es una aproximación que considera un estado estacionario por lo cual es invariante con respecto al tiempo. Debido a que es un enfoque multizona (multidominios o múltiples marcos de referencia) existe un juego de

ecuaciones para describir el comportamiento en el dominio rotativo y un juego de ecuaciones para el dominio estacionario. Como se puede observar en la Figura 19 en este tipo de enfoque se genera una interface entre los diferentes dominios (si existiesen más dominios rotativos se generarían más interfaces). En la interface se efectúa una transformación de las variables de flujo para ser trasladadas desde una zona a la otra a la otra según sea el caso (ANSYS 2017).

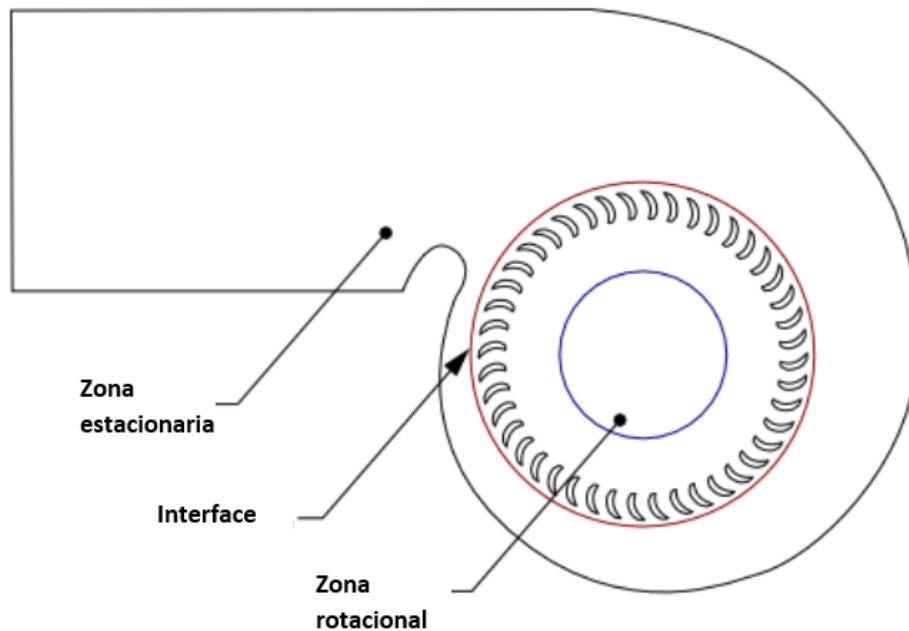


Figura 19 Enfoque multizona para un soplador de aire (ANSYS 2017).

Bajo este enfoque se considera que la malla del dominio rotacional no es girada ni trasladada por esta razón se denomina *Frozen Rotor*, simplemente se resuelven las ecuaciones descritas en la sección 2.12 y 2.10 pero con la simplificación que las variaciones con respecto al tiempo no son tomadas en cuenta por considerarse en estado estacionario. Por tanto, este enfoque nos ofrece una aproximación del comportamiento en un instante promedio del estado estacionario y dependiendo del caso puede que no sea representativo del fenómeno evaluado, principalmente cuando el flujo a través de la interface no es uniforme (ANSYS 2017).

Existe una variación de este método denominada Modelo de Plano Mezclado (MPM por Mixing Plane Model) en la cual se promedian espacialmente los campos de flujo que se trasladan

de un dominio a otro; de esta forma quedan “mezclados”; de esta manera se disminuyen las inestabilidades que pueden generarse debido a las variaciones circunferenciales (ANSYS 2017).

2.12.3 Modelo de malla deslizante (SM)

Este enfoque es considerado como un tipo de malla dinámica por lo que es una representación del fenómeno en estado transitorio. El nombre de malla deslizante proviene de que el dominio rotativo (que gira como en un soplador) o traslacional (como en un pistón de un motor) cambia su posición con respecto al dominio estático. La división de dominios con respecto al MRF puede ser la misma (por ejemplo, Figura 19) y poseer hasta la misma interface, pero a diferencia del otro la malla es girada o desplazada casa paso (time-step), en función de éste y la velocidad del dominio móvil especificada (angular o traslacional).

Este tipo de simulación es muy adecuado para aquellos casos donde la interacción entre el dominio móvil y el estático es muy fuerte, no obstante, tiene la desventaja que requiere tiempos de cómputo mucho más elevados que una simulación con el enfoque MRF o MPM (ANSYS 2017).

La respuesta en estado transitorio de un fenómeno en un equipo rotodinámico generalmente no alcanza un estado estacionario invariante en el tiempo, sino que alcanza una respuesta cíclica en el tiempo la cual debería ser de alguna manera consistente con la geometría evaluada.

2.13 MODELACIÓN DE LA INTERFACE EN FLUJO MULTIFÁSICO

Como fue descrito en la sección 2.3 existen varios regímenes y patrones que caracterizan o definen una determinada morfología del comportamiento de los fluidos cuando se encuentran en fases en contacto en movimiento. Para efectuar la representación matemática de la interacción entre al menos dos fases no bastan las ecuaciones de continuidad, de conservación de cantidad de movimiento y las de turbulencia, adicionalmente se necesitan otras ecuaciones para representar la interacción entre la interface gas-líquido, líquido-líquido, sólido-líquido o sólido-gas, según sea el

caso. Estas ecuaciones permiten hacer un modelado de este fenómeno mediante varios enfoques de los cuales se describirán algunos a continuación.

2.13.1 Enfoque Euler-Lagrange (*Particle tracking*)

Este modelo es útil para casos de flujo disperso (burbuja, neblina o transporte de sólidos), puesto que cada partícula es seguida y modelada. Para este caso las ecuaciones de continuidad y de movimiento son resueltas para la fase continua y es resuelta para cada partícula su ecuación de movimiento como un sólido (Stenmark 2013).

$$\frac{\partial r_f \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (r_f \rho_f \vec{v}_f) = \Gamma_f \quad (2-40)$$

$$\frac{\partial r_f \rho_f \vec{v}_f}{\partial t} + \nabla \cdot (r_f \rho_f \vec{v}_f \vec{v}_f) = -r_f \nabla p + \nabla \cdot (r_f \boldsymbol{\tau}_f) + r_f \rho_f \vec{g} + M_f \quad (2-41)$$

$$m_p \frac{\partial \vec{v}_p}{\partial t} = \sum \vec{F} \quad (2-42)$$

$$r_f + r_p = 1 \quad (2-43)$$

Donde r_f representa la fracción volumétrica, Γ_f termino de transferencia de masa por unidad de volumen hacia la fase continua, $\boldsymbol{\tau}_f$ es el tensor de esfuerzos viscosos pero en función de la viscosidad y de la velocidad de la fase continua (μ_f y \vec{v}_f), M_f la fuente de cantidad de movimiento transferida hacia la fase continua, m_p la masa de una partícula, \vec{F} es la fuerza que actúa sobre la partícula, la cual puede ser de arrastre, levantamiento, masa virtual, dispersión y presión de sólidos. Los subíndices f y p representan fase continua (fluido) y dispersa (partícula) respectivamente (Stenmark 2013).

Este tipo de modelado requiere mucho tiempo de cálculo, más aún cuando se considera el efecto de muchas fuerzas sobre cada partícula. En tal sentido, este enfoque es aplicable para flujos con una fracción volumétrica de la fase dispersa que sea relativamente baja (<10%) (Stenmark 2013).

2.13.2 Enfoque Euler - Euler

Bajo este enfoque todas las fases son tratadas como fluidos continuos, por tanto, este modelado es adecuado cuando se tienen fases definidas; no obstante, también puede ser utilizado para modelar fluidos dispersos cuando se desea conocer el comportamiento general de la fase más que el de cada partícula. Para poder describir la fase dispersa como una fase continua las fracciones volumétricas de esta fase deben ser altas (>10%) (Stenmark 2013).

Este enfoque (Euler-Euler) tiene dos submodelos para describir el flujo multifásico, los cuales serán descritos a continuación (ANSYS 2017).

2.13.2.1 Modelo no homogéneo

Las fases son consideradas y tratadas separadamente como fluidos distintos poseyendo cada una un juego de ecuaciones (continuidad, momento y calor de ser necesario). El acoplamiento entre las fases es realizado por medio de la presión (que es la misma para todas las fases) y el intercambio de masa y cantidad de movimiento entre las fases si existiese, los cuales deben ser modelados. Existen diferentes tipos de modelados que pueden ser considerados para las transferencias de momento, masa y calor en la interface. Las ecuaciones de continuidad, conservación de momento y de volumen que representa este enfoque para la fase α se presentan en orden a continuación (Stenmark 2013).

$$\frac{\partial r_{\alpha} \rho_{\alpha}}{\partial t} + \nabla \cdot (r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{v}_{\alpha}) = \Gamma_{\alpha} \quad (2-44)$$

$$\frac{\partial r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{v}_{\alpha}}{\partial t} + \nabla \cdot (r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{v}_{\alpha} \vec{v}_{\alpha}) = -r_{\alpha} \nabla p + \nabla \cdot (r_{\alpha} \boldsymbol{\tau}_{\alpha}) + r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{g} + M_{\alpha} \quad (2-45)$$

$$\sum_{\alpha=1}^n r_{\alpha} = 1 \quad (2-46)$$

Donde Γ_{α} y M_{α} son los términos de intercambio de masa y movimiento desde todas las otras fases hacia la fase α , (ANSYS 2017).

Este tipo de modelado es el más complejo de los enfoques Euler-Euler, pero permite describir el comportamiento de fases interpenetradas a pesar de que son tratadas como una fase continua. Debido a que cada fase posee un juego de ecuaciones requiere de un tiempo de cómputo elevado, pero con una representación más cercana a la real.

2.13.2.2 Modelo homogéneo (modelo mezcla)

El modelo mezcla es aplicable a dos o más fases. Debido a ser un modelo euleriano sus fases son tratadas como interpenetrantes continuas, pero resuelve las ecuaciones de momento y continuidad para la mezcla (de todas las fases) (ANSYS 2017). Es compartido por todos los fluidos de un campo común de flujo, así como también otros campos relevantes como la presión, temperatura y turbulencia. Este enfoque permite simplificar el modelo No Homogéneo considerando que todas las propiedades de transporte son iguales en todas las fases excepto la fracción volumétrica (ANSYS 2017).

Las ecuaciones que describen la conservación de la masa y del movimiento para el enfoque homogéneo o mezcla, son:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (2-47)$$

$$\frac{\partial \rho_m \vec{v}_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_m + \rho_m \vec{g} \quad (2-48)$$

$$\sum_{\alpha=1}^n r_{\alpha} = 1 \quad (2-49)$$

Donde:

$$\rho_m = \sum_{\alpha=1}^n r_{\alpha} \rho_{\alpha} \quad (2-50)$$

$$\mu_m = \sum_{\alpha=1}^n r_{\alpha} \mu_{\alpha} \quad (2-51)$$

$$\vec{v}_m = \frac{1}{\rho_m} \sum_{\alpha=1}^n r_\alpha \rho_\alpha \vec{v}_\alpha \quad (2-52)$$

Y τ_m es el tensor de esfuerzos viscosos evaluado con las propiedades de la mezcla.

El modelo homogéneo no necesita ser aplicado a todas las ecuaciones, por ejemplo, los campos de velocidades pueden ser tratados de manera independiente por ambas fases (no homogéneo) pero acoplados con un modelo de turbulencia homogéneo (ANSYS 2017).

2.14 RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES DE FLUIDOS

Para poder efectuar la resolución numérica de las ecuaciones descritas en los puntos previos es necesario efectuarlo de manera numérica (aproximada), por lo cual se debe efectuar una división del dominio y una aproximación discreta de las ecuaciones que definen el comportamiento del fluido.

2.14.1 Discretización espacial del dominio

Está referida a la división que se efectúa del dominio en muchos elementos o volúmenes con la finalidad de resolver numéricamente las ecuaciones para cada uno de esos elementos. Esta división del dominio se conoce como “mallado” y es análogo al cálculo numérico de una integral, mientras más divisiones se hagan los elementos serán más pequeños y consecuentemente la solución será exacta, sin embargo, el dividir el o los dominios en cantidades infinitas de elementos resulta inalcanzable computacionalmente, en consecuencia, se debe encontrar un equilibrio en el número de elementos suficientes para representar el fenómeno en un tiempo de cálculo razonable.

Básicamente existen dos tipos de mallado:

2.14.1.1 Mallados estructurados

En este tipo de división cada punto de la malla está identificado por los índices en coordenadas cartesianas (o cartesianas transformadas). Las celdas de la malla tienen preferentemente forma de cuadriláteros en dos dimensiones y de hexaedros en tres dimensiones (Sánchez 2004).

Estas mallas tienen una gran ventaja debido a la ordenación de los elementos en memoria, y el acceso a valores de celdas vecinas resulta rápido y eficaz. Estas mallas pueden ser representadas en sistemas de coordenadas curvilíneas, los cuales deben usar una transformación de las coordenadas cartesianas, sin embargo, se ajustan a la geometría en evaluación (Sánchez 2004).

Este tipo de malla se dividen en otros dos tipos: la *ortogonales* donde todas las líneas de los elementos son paralelas a los ejes coordenados y forman entre si un ángulo de 90° ; y las *no ortogonales* que no respetan esta restricción, permitiendo ajustarse un poco a la geometría, aunque eso implique una deformación del elemento (Sánchez 2004).

2.14.1.2 Mallados no estructurados

En este tipo de mallado considera que los nodos y las celdas no tienen un orden particular, por tanto, las celdas no pueden ser identificadas por su posición. En este caso los elementos generados son cuadriláteros y triángulos para dos dimensiones y tetraedros, prismas, cuñas y hexaedros para tres dimensiones (Sánchez 2004).

Este tipo de mallas permiten un excelente tratamiento para geometrías complejas, debido a que los triángulos (para 2D) y los tetraedros (para 3D) se pueden generar automáticamente sin importar la complejidad del dominio. Este tipo de mallado se logra mucho más rápido que un mallado estructurado, no obstante, genera una mayor cantidad de elementos que el mallado estructurado que necesariamente compromete el tiempo de cómputo (Sánchez 2004).

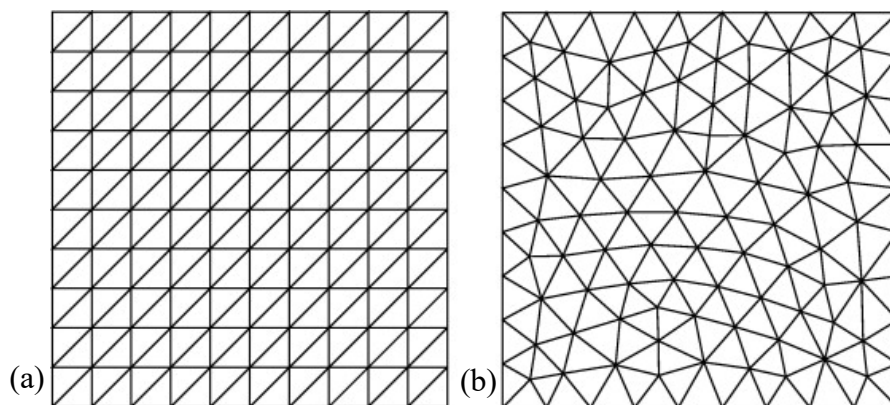


Figura 20 Comparación gráficas de malla estructurada (a) y no estructurada (b) (Hiester, y otros 2014).

2.14.2 Discretización de las ecuaciones

El tipo de malla a utilizar depende del tipo de discretización de las ecuaciones que se desea usar. Por ejemplo, el método de diferencias finitas que discretiza las ecuaciones de movimiento en forma diferencial necesariamente requiere de una malla estructurada de puntos en los que se guardan las variables de flujo. A diferencia del método de los volúmenes finitos en los cuales se deben definir los puntos donde se guardan las variables, que pueden ser centrados en las celdas o en los nodos (vértices) dependiendo del método (Sánchez 2004).

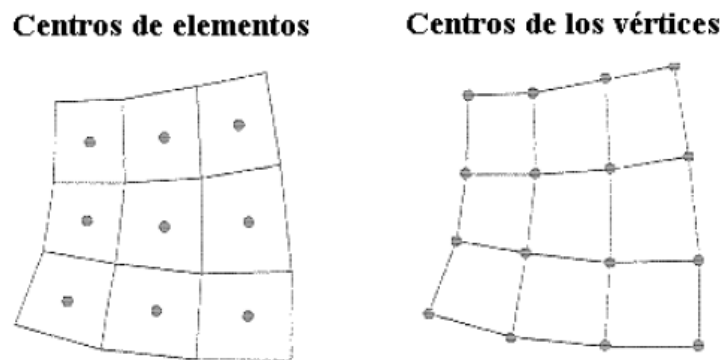


Figura 21 Comparación de método centrado en la celda y en los nodos (Sánchez 2004).

2.14.2.1 Método de las diferencias finitas

Este método utiliza las series de Taylor para la aproximación (discretización) de las derivadas de las variables de flujo en las ecuaciones de continuidad, movimiento y calor que describen la física de los fluidos. Dependiendo del orden de truncamiento de la aproximación de la derivada esta será más o menos precisa. Adicionalmente este método brinda una simplicidad teórica que facilita su cálculo (Sánchez 2004).

No obstante, para poder aplicar este tipo de discretización es requerida una malla estructurada, lo cual limita su campo de aplicación a geometrías sencillas. Otra limitante, es que a pesar que se pueden usar mallas curvilíneas, para poder aplicar el método de resolución, las variables deben ser transformadas a coordenadas cartesianas. Este método es usado preferentemente para estudios de resolución numérica directa, pero no es muy empleado a nivel industrial (Sánchez 2004).

2.14.2.2 Método de los volúmenes finitos

Este método hace uso de las ecuaciones de conservación (materia, movimiento y energía) en una forma integral presentadas en una ecuación general vectorial para un volumen de control Ω de la siguiente forma.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_C - \vec{F}_V) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (2-53)$$

Donde \vec{W} representa el vector de variables, \vec{F}_C introduce los términos de transporte convectivo incluyendo el término de presión, \vec{F}_V es el vector de flujos viscosos y \vec{Q} engloba las fuentes debidas a fuerzas de volumen (como la gravedad) y de generación de calor. Para un análisis de la deducción de estas ecuaciones se puede consultar a (Sánchez 2004).

$$\vec{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho E \end{bmatrix} \quad (2-54)$$

$$\vec{F}_C = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \\ \rho H V \end{bmatrix} \quad (2-55)$$

$$\vec{F}_V = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \\ n_x \Theta_x + n_y \Theta_y + n_z \Theta_z \end{bmatrix} \quad (2-56)$$

$$\Theta_x = u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz} + k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2-57)$$

$$\Theta_y = u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz} + k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2-58)$$

$$\Theta_z = u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz} + k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2-59)$$

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_{e,x} \\ \rho f_{e,y} \\ \rho f_{e,z} \\ \rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h \end{bmatrix} \quad (2-60)$$

Este enfoque discretiza las ecuaciones en cada uno de los volúmenes de control (elementos) generados en el mallado. La integral de superficie que aparece en el lado izquierdo de la ecuación (2-53) se aproxima a la suma de los flujos que atraviesan cada una de las caras del poliedro (volumen de control discretizado). Este método al efectuar la aproximación directamente en el volumen de control no requiere de una transformación de sistemas de coordenadas, como si generalmente lo requiere el método de diferencias finitas, por consiguiente, este método es mucho más flexible y puede ser aplicado a mallas estructuradas y no estructuradas. Este método puede ser empleado para geometrías muy complejas por esta razón es el método mayormente empleado a nivel industrial (Sánchez 2004).

2.14.2.3 Método de los elementos finitos

Este método fue desarrollado para análisis estructurales, sin embargo, luego fue considerado para el estudio de campos continuos y posteriormente para la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. El método comienza generando una malla no estructurada con una precisión deseada. También deben definirse las *variables de forma* las cuales representan la variación de la solución dentro del elemento, que generalmente son consideradas lineales usando los nodos de la malla (Sánchez 2004).

Este método tiene gran potencialidad por el uso de mallas no estructuradas, pudiendo ser aplicable a geometrías muy complejas. También es muy usado para el modelado de fluidos no newtonianos. Sin embargo, este método posee una base matemática extensa y rígida lo cual en algunos casos lo vuelve computacionalmente muy costoso (Sánchez 2004).

CAPITULO III. MÉTODOS

3 MÉTODOS

3.1 PROCEDIMIENTO DE SIMULACIÓN CFD

A continuación, se presentarán los pasos o etapas típicas requeridas para efectuar una simulación CFD. El procedimiento consta de cuatro pasos básicos los cuales se muestran en el esquema presentado a continuación.

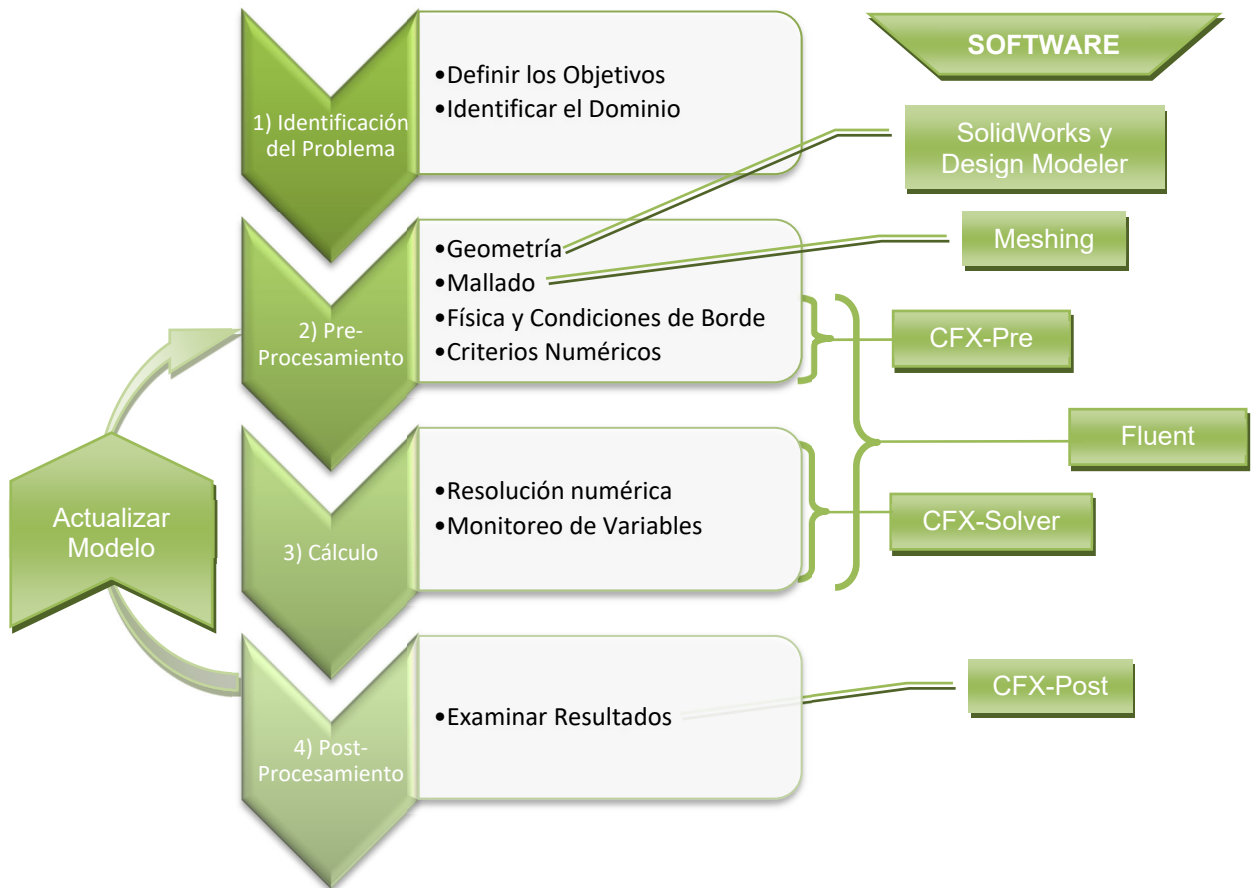


Figura 22 Pasos para la ejecución de una simulación típica de CFD.

3.1.1 Identificación del problema

El primer paso corresponde más a un análisis de qué tipo de enfoque debe tener la simulación dependiendo del caso de estudio, si va a ser un modelo 3D, 2D, 2D con simetría en el eje, etc. Si va a tener múltiples dominios, el tipo de coordenadas a utilizar en cada dominio, si va a ser en estado transitorio o estacionario, entre otras.

3.1.2 Preprocesamiento

El segundo paso corresponde primeramente a la generación de la (o las) geometría del dominio de estudio bien sea bajo el enfoque monobloque o multibloque; en el presente caso se realizará por medio del programa SolidWorks® y luego importada y procesada en el ANSYS® Design Modeler. Posteriormente se efectúa el mallado de cada uno de los dominios procurando que la malla generada posea una oblicuidad promedio aceptable para los cálculos, los mallados estudiados y utilizados para cálculos posteriores fueron generados en el programa Meshing de ANSYS Workbench. Posteriormente se definen las fronteras y los parámetros en cada una de las condiciones de borde y por último se establecen los parámetros para la ejecución numérica de los cálculos, por ejemplo, incremento en el tiempo (time step), número de iteraciones, tolerancia, variables de interés (monitor points), orden de aproximación de la derivada, entre otros. En el caso particular de estudio se usaron dos programas dentro del paquete de modelación ANSYS Workbench para la definición de las condiciones de la simulación, que fueron Fluent y CFX-Pre.

3.1.3 Cálculo

El tercer paso corresponde principalmente a la ejecución numérica por la computadora del cálculo planteado. Esta etapa suele ser la más larga en simulaciones transitorias, y requiere poca interacción con el usuario; aunque, éste puede estar efectuando monitoreo de las variables de interés para analizar la convergencia y/o resultados preliminares.

3.1.4 Postprocesamiento

El cuarto paso que básicamente es el procesamiento de los valores calculados para generar gráficas, imágenes y videos que permitan visualizar e interpretar los resultados obtenidos. Este análisis se efectuó en el software CFX-Post, tanto para las corridas efectuadas en Fluente como para CFX-Solver.

Como se puede observar en la Figura 22 existe un paso que corresponde al ajuste del modelo, esto se debe a que al realizar el postprocesamiento de los resultados de las primeras corridas (simulaciones), la mayoría de la veces, éstos no corresponden con la realidad, por tanto, se debe ajustar algún o algunos parámetros. Determinar cuál parámetro está influyendo en la desviación depende de la experiencia del usuario que está efectuando el modelado; pero lo que sí es realmente cierto, es que los cambios requeridos pueden ser desde los más sutiles como incrementar el número de iteraciones o disminuir la tolerancia, hasta los más impactantes que involucrarían un cambio en la geometría o un cambio en la selección del tipo de dominio y enfoque de la simulación. Por lo antes descrito se puede entender que el modelado CFD tiende a ser un proceso recurrente de ensayo y error.

3.2 PARAMETRIZACIÓN DE LAS VARIABLES

En el caso particular del presente estudio se modela el comportamiento de una bomba de arrastre bajo diferentes condiciones de flujo multifásico, con el objetivo de analizar su desempeño.

Primeramente, se deben describir las variables dependientes que definen el desempeño de una bomba, generalmente lo representan: el Cabezal de la bomba (Diferencial de presión succión – descarga expresado en unidades de altura), Eficiencia de la bomba (relación entre la Potencia recibida por el fluido y la suministrada por la bomba), Potencia de freno (Potencia entregada a la bomba por el motor) y el NPSHr (Cabezal neto de succión positiva requerido para que no ocurra cavitación, abreviación de *Net Positive Suction Head required*). De estas variables la única que no será tomada en consideración para el presente estudio es el NPSHr, debido a que es una variable que requiere un tipo de evaluación diferente y principalmente que para efectos de operación de una bomba multifásica este parámetro no es representativo, a diferencia de una bomba monofásica de líquido donde si es un parámetro de relevancia.

Para poder calcular estas variables del desempeño de la bomba en cada caso considerado serán obtenidos de los simuladores los siguientes valores calculados: Para el Cabezal dinámico total (TDH, por Total Dynamic Head) se usarán la Presión Total promedio en la salida y en la entrada, para la Potencia de freno (BHP, por Break Horse Power) el torque ejercido por el impulsor (T) sobre el fluido en la dirección de giro del mismo, y para la eficiencia (η) se utilizarán esto mismos valores calculados en el simulador para las dos variables del desempeño ya mencionadas.

Estas variables de respuestas, las cuales definen el comportamiento de la bomba, se estudiaron bajo diferentes condiciones de entrada como lo son: Fracción Volumétrica de Gas (GVF), viscosidad del líquido, caudal de entrada y tipo de impulsor. De las variables mencionadas, la principal en nuestro caso de estudio la representa el GVF, puesto que este parámetro nos indica cuanto gas estará entrado a la bomba en cada caso de estudio y es precisamente lo que se desea comprobar en la hipótesis (hasta que GVF la bomba puede operar). La variación de la viscosidad nos permitirá analizar el efecto de la segunda variable en importancia, ya que esta propiedad está directamente relacionada con la transferencia de cantidad de movimiento, el cual es el principio físico del que hacen uso las bombas de arrastre para transferir la energía cinética del rotor en energía potencial en el fluido (presión). La variación del caudal total (Flujo total) nos permitirá obtener los diferentes puntos de operación para construir las curvas características de la bomba (Cabezal, Eficiencia y Potencia vs Caudal). Serán analizados dos tipos de impulsores, un impulsor con álabes correspondiente a la geometría del Dragpeller ®, y otro completamente liso.

Algunas de las variables independientes a parametrizar serán difíciles de ajustar puesto que no pueden ser introducidas directamente al simulador. La viscosidad será modificada con el objetivo de contar con más puntos que nos permitan encontrar una tendencia fiable con respecto a este parámetro. Esta modificación será introducida en el simulador durante la etapa de definición de la física del modelo, específicamente la definición de los fluidos. Serán evaluados tres fluidos: Agua

o glicerol y aire. El agua será evaluada solo a 25°C considerando para este fluido los datos por defecto para el mismo en el simulador; sin embargo, el aire y el glicerol serán evaluados a diferentes condiciones de temperatura, por lo que se generaron nuevos fluidos y definidos con sus propiedades interpoladas o medidas directamente de CRC Handbook of Chemistry and Physics, 9th Ed. (Lide 2010) y de Physical Properties of Glycerine and its Solutions (ACI Science s.f.).

El flujo volumétrico total fue introducido por medio de la condición de frontera de velocidad de la corriente de entrada; debido a que el área transversal de flujo a la entrada es constante, consecuentemente la relación de estas variables está en una proporción lineal. En referencia a la GVF esta será introducida directamente en el simulador al especificar la condición de borde de entrada, así como también, para las condiciones iniciales de iteración en los dominios.

La forma del impulsor será modificada generando dos geometrías y efectuando mallados diferentes para cada uno de los casos, para la cual deberán ejecutarse todos los pasos descritos en la Figura 22 con las respectivas modificaciones de cada uno de los parámetros.

En la Tabla 4 se presenta un resumen de las variables de entrada y salida para el simulador en el caso de estudio y su relación con el parámetro de interés deseado, por otra parte en la Tabla 5 se presenta la parametrización deseada en cada uno de las variables de entrada en las que se desea evaluar su efecto.

Tabla 4 Variables Involucradas en el estudio.

Parámetros de estudio		Parámetro de salida	
Parámetro Independiente	Variable de entrada al Simulador	Variable Calculada en el simulador	Parámetro de desempeño de interés
GVF	GVF	Presión de descarga	Cabezal
Caudal	Velocidad de la mezcla	Torque en el Impulsor	Potencia de Freno
Viscosidad	Temperatura Densidad Viscosidad Conductividad Térmica Expansión Volumétrica		Eficiencia
Impulsor	Geometría y malla		

Tabla 5 Parametrización de las variables independientes del estudio.

PI	Variable Ajustada	Valores parametrizados								
GVF	GVF	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	
\dot{V}	Velocidad de la mezcla (m/s) [ft/s]	1.524 [5]			3.048 [10]			4.572 [15]		
Viscosidad	Temperatura (°C)	25		25		40		60		
	Sustancia	Agua	Aire	Glic.	Aire	Glic.	Aire	Glic.	Aire	
	Peso Molecular (kg/kmol)	18	29	92	29	92	29	92	29	
	Densidad (kg/m ³)	997	1.1	1258	1.1	1249	1.11	1236	1.05	
	Capacidad Calorífica (Cp, J/kg/°C)	4182	1007	2642	1007	2725	1007	2821	1008	
	Viscosidad (×10 ³ kg/m/s)	0.8899	0.019	934	0.019	284	0.0192	81.3	0.0201	
	Conductividad Térmica (W/m/°C)	0.6069	0.026	0.2845	0.026	0.2845	0.0273	0.2845	0.0288	
	Expansión Vol. (×10 ³ 1/°C)	0.257	3.356	0.617	3.356	0.622	3.356	0.622	3.356	
Imp.	Geometría y malla	Impulsor Liso				Impulsor con Álabes				

Antes de proceder a realizar las simulaciones con la variación de los parámetros descrito en la Tabla 5, se debe ajustar el modelo que describa la física de los fluidos. Este ajuste será efectuado en dos partes, primeramente, el ajuste del modelo en fase líquida y posteriormente la selección del enfoque multifásico que representará mejor la morfología del fluido según las condiciones de simulación al fluido.

3.3 MODELADO EN FASE LÍQUIDA

El modelado de la fase líquida fue realizado previo a la simulación definitiva en el sistema multifásico con la finalidad de evaluar y consecuentemente seleccionar los enfoques y modelos que representan mejor el comportamiento del fluido. Se debe recordar que el principio físico que permite que se desarrolle el efecto de bombeo en este tipo de equipo es la transferencia de cantidad de movimiento; como es de esperarse en el fluido más viscoso (el líquido) se efectuará la mayor transferencia de cantidad de movimiento por tanto la representación de esta fase debe ser suficientemente fiable.

En la Figura 23 se presentan los pasos que se llevaron a cabo para la evaluación y selección de los mejores parámetros y modelos que representan el comportamiento de fluido en fase líquida. Este procedimiento permitirá definir: el tipo de malla, tamaño de malla, estencil, enfoque del marco rotacional, y el modelo de turbulencia que representará mejor la fase líquida del modelo.



Figura 23 Proceso de evaluación del modelo en fase líquida.

3.3.1 Generación de la geometría

Para la creación de la geometría se efectuó el uso de dos tipos de software. Primeramente, SolidWorks® donde se dibujó en 3D la geometría del sólido, que abarca el impulsor, la carcasa y las tuberías de entrada y salida. Una vez generadas estas piezas se efectuó una inversión y se obtuvo

la geometría del espacio que ocuparía el o los fluidos dentro de la bomba, lo cual en realidad va a ser el volumen del sistema evaluado. En la Figura 24 se puede observar el resultado de la operación de inversión de la geometría.

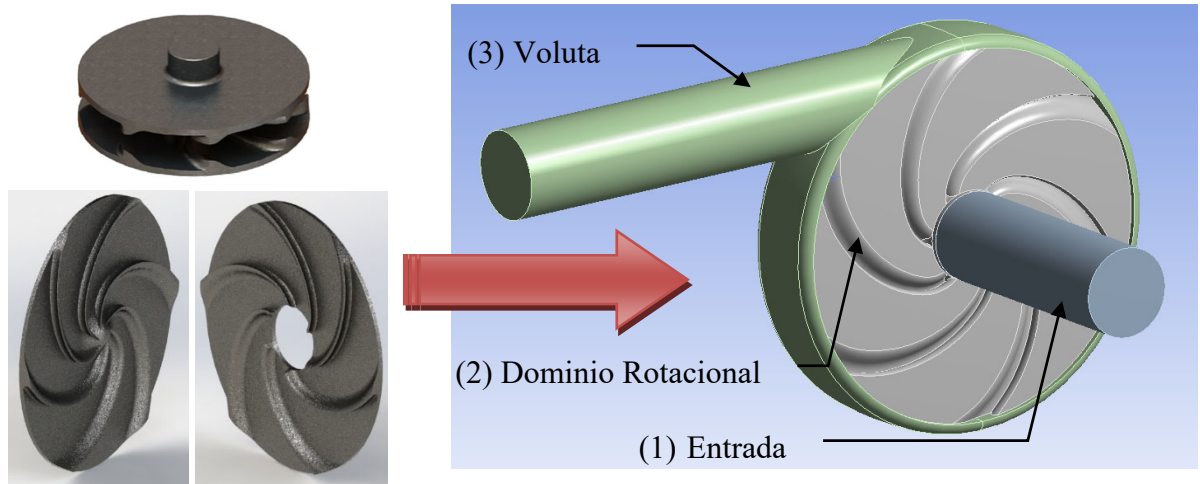


Figura 24 Modelo 3D del impulsor sólido y de la geometría del fluido.

Como se puede observar el espacio donde se evaluará el comportamiento del fluido está compuesto por tres zonas o dominios: el dominio de la sección de entrada (1) que corresponde a la sección interna de tubería de tres veces la longitud del diámetro de esta, y es un dominio irrotacional o estático. El segundo dominio (2) es el rotativo comprendido entre las paredes de los discos, con entrada en el ojo de la bomba y salida en la periferia que conecta con la voluta. El tercer dominio (3) le corresponde a la Voluta la cual está constituida por la parte interna de la carcasa, específicamente, todo lo que rodea la periferia del impulsor. Adicionalmente, este dominio se combinó con un tramo de la tubería de salida para evitar la generación de otro dominio estacionario.

Luego de trabajar inicialmente en el mallado de esos dominios, se decidió efectuar un enfoque multibloque en las zonas de las tuberías, con el objetivo de obtener una malla estructurada de buena definición en esas zonas. Para poder controlar el mallado, los dominios deben ser divididos en regiones o bloques, los cuales tendrán distintas restricciones, que son descrita en el Apéndice A. Las geometrías multibloque generadas se muestran en la Figura 25.

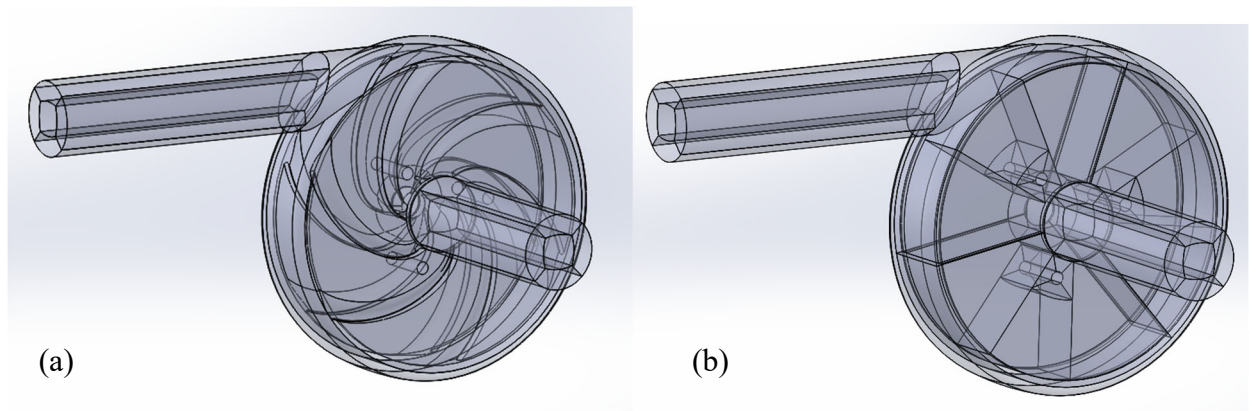


Figura 25 Geometrías multibloque, (a) impulsor con álabes; (b) impulsor sin álabes¹.

La geometría de la voluta y de la entrada permaneció en modo multibloque para todos los casos evaluados, sin embargo, con respecto al impulsor en el caso sin álabes también se efectuó una división multibloque (Figura 25b) con el objetivo de generar una malla estructurada en esa zona. Esto fue posible para este caso debido a que la geometría es mucho más sencilla, sin embargo, en el caso del impulsor con álabes, resulta más complicado lograr esta distribución.

3.3.2 Generación y selección del tipo de malla

Como fue descrito en la sección 2.14, para efectuar el cálculo numérico por CFD se debe efectuar una discretización de las ecuaciones que describen la física del fluido y adicionalmente se debe discretizar los dominios en volúmenes o elementos de control muy pequeños. El tipo de discretización de las ecuaciones más utilizado, por su excelente aplicabilidad para problemas de geometrías no regulares, es el método de los “volúmenes finitos”; por tanto, este método fue el seleccionado para efectuar las evaluaciones.

A continuación, se describirán los tipos de mallas evaluadas para verificar si su comportamiento es adecuado a lo esperado. Estas evaluaciones fueron realizadas considerando

¹Los rectángulos que se aprecian en el interior del disco sin álabe son las secciones multibloque que sirven de guías para propiciar un mallado estructurado.

fluido monofásico incompresible en fase líquida y un enfoque MRF para el dominio rotacional, y un modelo de turbulencia κ - ε , despreciando el efecto de la gravedad. Donde las ecuaciones para el marco irrotacional, además de la ecuación (2-12), quedarían de la forma.

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3-1)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p' + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \right) \quad (3-2)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (3-3)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}\varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3-4)$$

Y para el marco rotativo la representación sería

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \vec{v}_R) + \rho \left(2\vec{\Omega} \times \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \right) \quad (3-5)$$

$$= -\nabla p'_R + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} (\nabla \vec{v}_R + (\nabla \vec{v}_R)^T) \right)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}_R k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_{kR} - \rho \varepsilon \quad (3-6)$$

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_{kR} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3-7)$$

$$\vec{v} = \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times \vec{R} \quad (3-8)$$

Donde p'_R y P_{kR} tienen las mismas expresiones que p' y P_k en las ecuaciones (2-14) y (2-17) pero en función de \vec{v}_R . Se debe destacar que las variables sin subíndice se entienden como en el marco de referencia no rotacional.

Para efectuar estas simulaciones se consideraron los mismos parámetros de cálculo:

- Velocidad angular 3600 rpm
- Velocidad de Entrada: 2.286 m/s (7.5 ft/s), 3.048 m/s (10 ft/s) y 4.572 m/s (15 ft/s)
- Presión a la salida 202,650 Pa (2 atm)

- Fluido: Agua a 25 °C
- Fluido Newtoniano.
- Modelo de turbulencia: κ - ϵ

Considerando lo ya expuesto en la sección 2.14.1, fueron evaluados dos tipos de mallado uno estructurado y otro no estructurado. Para realizar el mallado se usó el software Meshing del paquete ANSYS® y la evaluación de las mismas fue efectuado en el software Ansys Fluent. El mallado estructurado (Figura 26a) se logró utilizando el método *cut-cell* o cartesiano, mientras que para el mallado no estructurado (Figura 26b) se usó el método *patch conforming* con un control de inflación. Los detalles de los mallados se encuentran en el Apéndice A.

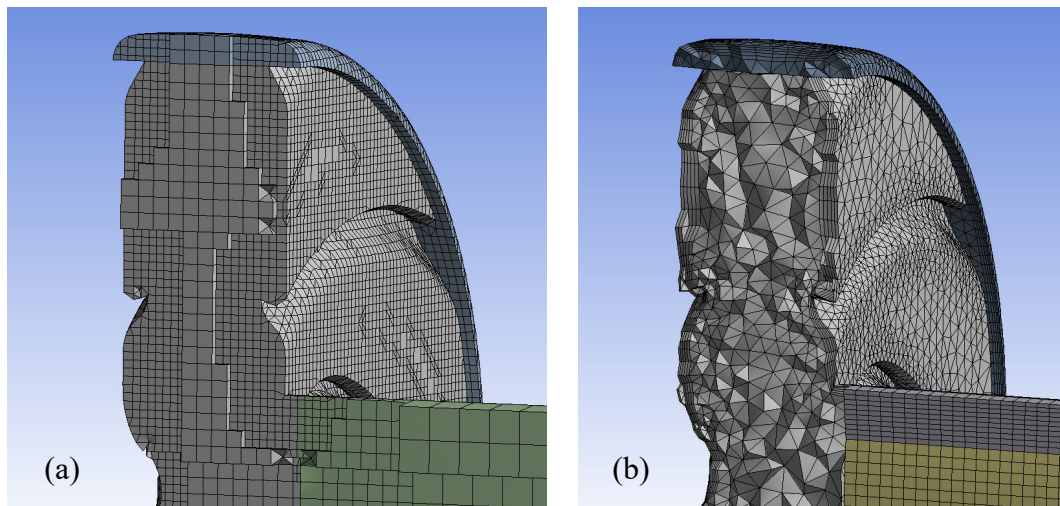


Figura 26 Mallados realizados: estructurado (a) y no estructurado (b).

Al analizar los parámetros de calidad de las mallas se pudo notar que en el mallado no estructurado se consiguió una oblicuidad promedio buena, sin embargo, la obtenida en el mallado estructurado fue excelente como se puede observar en la Figura 27. No obstante, al analizar los perfiles de velocidad en el plano transversal (Figura 28) se puede observar que la representación de la capa límite no es la adecuada en la malla estructurada; por tanto, fue seleccionada la malla No Estructurada.

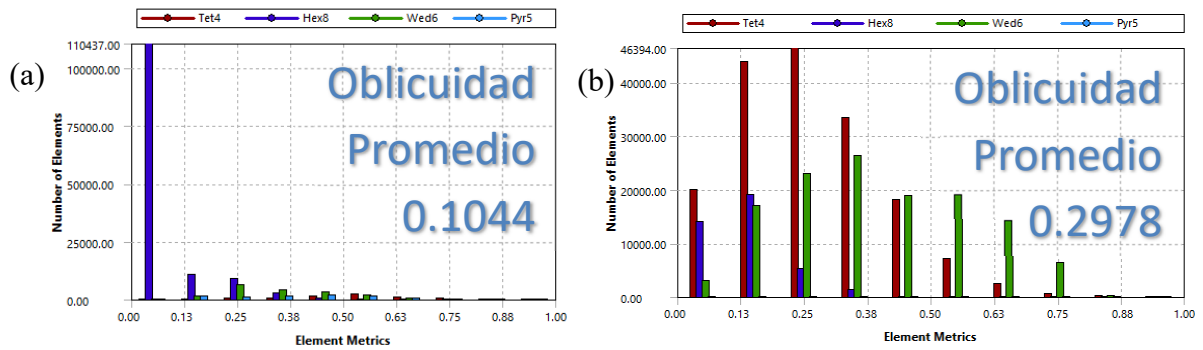


Figura 27 Estadísticas de oblicuidad de las mallas (a) estructurada y (b) no estructurada

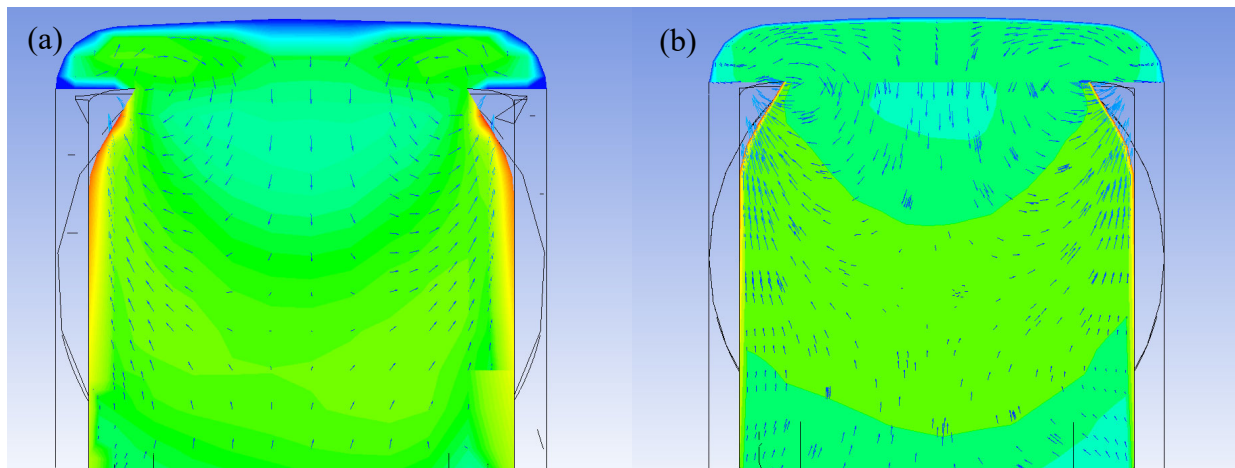


Figura 28 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal (a) malla estructurada y (b) no estructurada.

3.3.3 Enfoque del dominio rotacional

Una vez seleccionado el tipo de malla, fueron evaluados tres enfoques de dominio: marco de referencia único (SRF), múltiples marcos de referencia (MRF) y malla deslizante (SM). Para este caso también se efectuaron simulaciones en SolidWorks que fueron utilizadas como punto de referencia. Los valores establecidos para la realización de las simulaciones son los mismo que los considerados en la sección 3.3.2.

Para el enfoque SRF solamente fueron consideradas las ecuaciones (3-1), (3-5), (3-6) y (3-7) para la representación del modelo. Para el enfoque MRF se usaron las ecuaciones de la (3-1) a la (3-8). Sin embargo, para el enfoque SM las ecuaciones se resuelven en estado transitorio, por tanto,

para el dominio irrotacional se usarían la ecuación de continuidad (3-1), por ser incompresible, y las siguientes ecuaciones para movimiento y turbulencia, incluyendo la ecuación (2-12).

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p' + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \right) \quad (3-9)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (3-10)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v} \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3-11)$$

Y para el dominio rotativo además de la (3-8) se tienen:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \vec{v}_R}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \vec{v}_R) + \rho \left(2\vec{\Omega} \times \vec{v}_R + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \right) \\ = -\nabla p'_R + \nabla \cdot \left(\mu_{eff} (\nabla \vec{v}_R + (\nabla \vec{v}_R)^T) \right) \end{aligned} \quad (3-12)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_{kR} - \rho \varepsilon \quad (3-13)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_{kR} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3-14)$$

Los perfiles de distribuciones de velocidad obtenidos con los tres enfoques analizados se muestran en la Figura 29, donde se puede apreciar que para el SRF (Figura 29b) no se tiene la contribución de la interacción con la voluta. Y para el caso MRF (Figura 29c) la distribución de velocidades es más asimétrica principalmente en el área inferior media; a diferencia del caso SM (Figura 29d) es cual si es congruente con la referencia (Figura 29a). Asimismo, en la Figura 30 se puede observar que el comportamiento del MRF (Figura 30b) resulta anormal por un reflujos que se observa en la tubería de salida, el cual es más marcado a flujos bajos, y se observa la semejanza entre el SM (Figura 30d) y la referencia (Figura 30c), siendo así seleccionando.

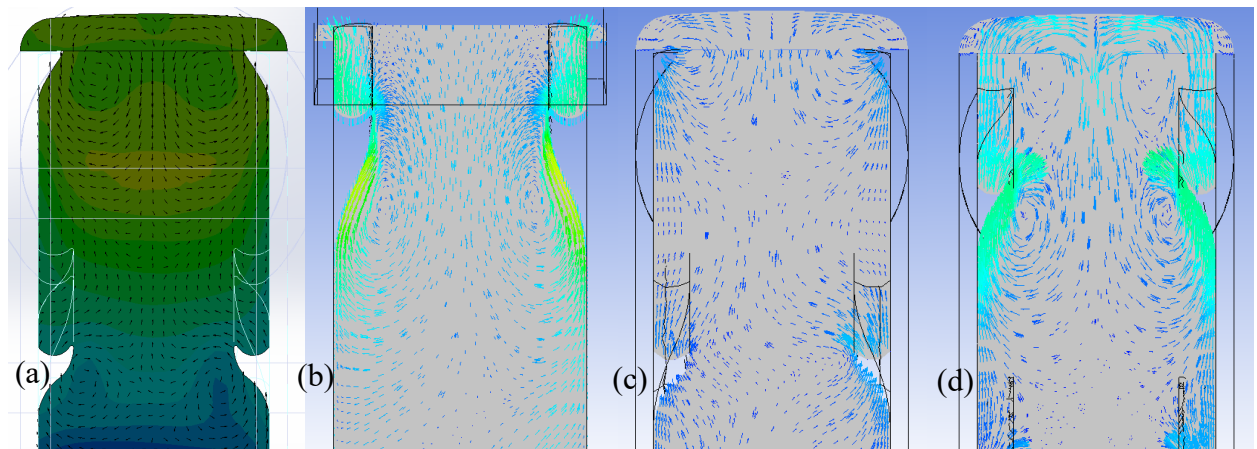


Figura 29 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal: (a) referencia, (b) SRF, (c) MRF y (d) SM.

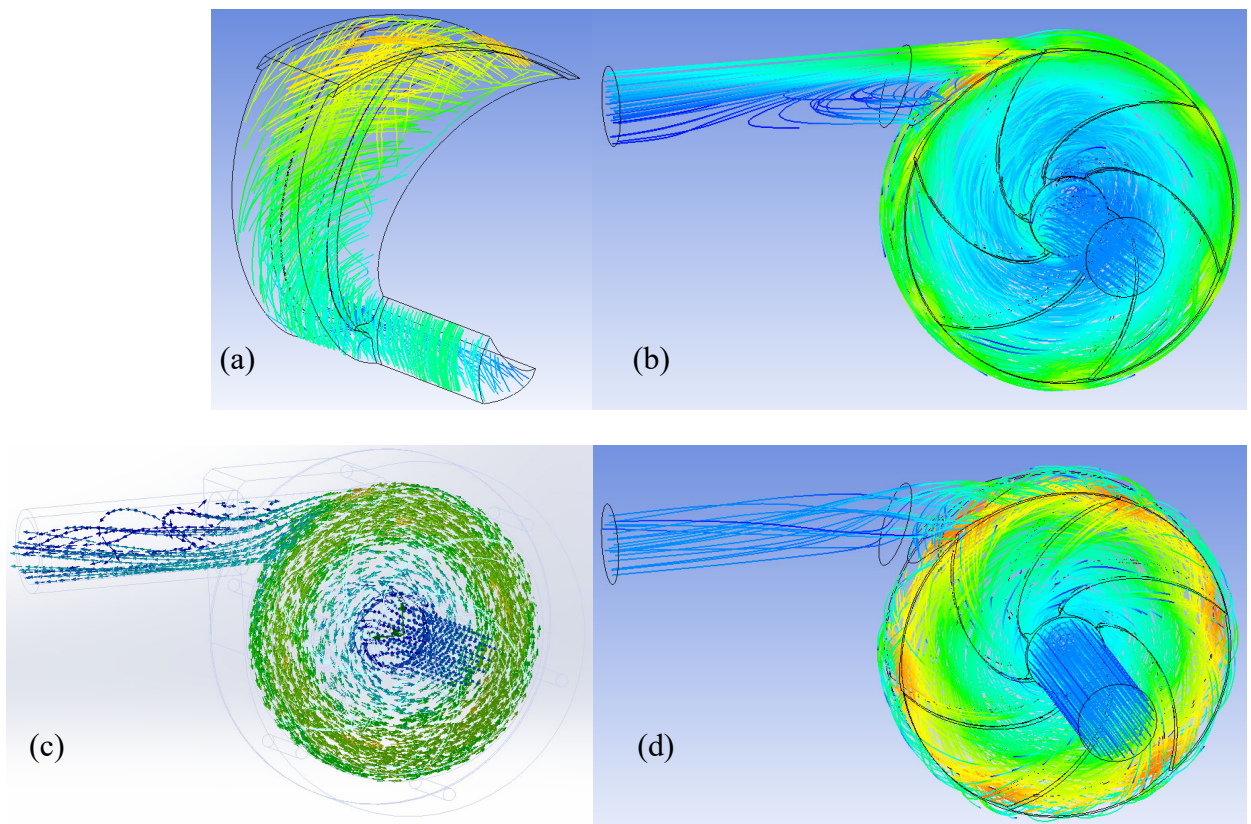


Figura 30 Mapas de líneas de corriente: (a) SRF, (b) MRF, (c) referencia y (d) SM.

3.3.4 Selección del estencil

Cómo fue descrito en la sección 2.14, la discretización espacial efectuada debe estar en congruencia con el lugar en el que son resueltas las ecuaciones que representan el modelo físico.

Existen dos enfoques para la solución de estas ecuaciones discretizadas: uno centrada en los “vértices” y otra centrada en las “celdas” (Figura 21).

El enfoque de discretización considerado por el software ANSYS® CFX es centrado en los “vértices” haciendo uso de un algoritmo de resolución acoplado, sin embargo, el software ANSYS® Fluent tiene un enfoque centrado en las “celdas” con algoritmos de resolución acoplado y no acoplado (Stenmark 2013). Los resultados de estos simuladores fueron evaluados y comparados con los obtenidos en el software SolidWorks®, el cual fue utilizado como referencia.

Se debe destacar que para efectuar estas simulaciones se consideraron los mismos parámetros de cálculo que en la sección 3.3.2, y el enfoque SM con las ecuaciones correspondientes descritas en el punto 3.3.3.

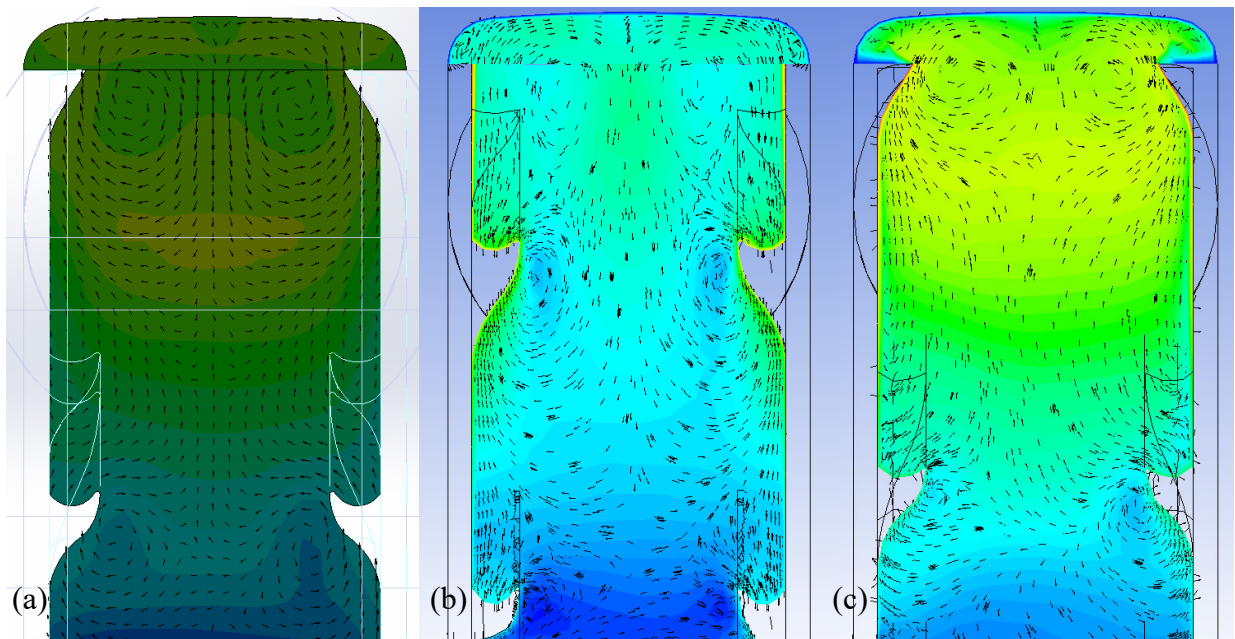


Figura 31 Perfiles de distribución de velocidad absoluta en el plano transversal: (a) referencia, (b) centrado en celda (Fluent), (c) centrado en nodos (CFX).

Los perfiles de la Figura 31 muestran que los remolinos que se forman en el Fluent (Figura 31b) son mucho más pronunciados, a diferencia que los formados en el CFX (Figura 31c), los cuales son similares a los de la simulación de referencia (Figura 31a); en tal sentido se seleccionó el simulador CFX con un estencil centrado en nodos. También se puede acotar que se presentó un

perfil no adecuado en la interfase entre los dominios rotativo y el de la voluta (Figura 31c); por lo cual debió ser efectuado un reajuste de la geometría para separar el borde del impulsor de la interfase de dominios (rotativo-estacionario) y de esta forma incrementar la fidelidad del comportamiento real esperado.

3.3.5 Selección del tamaño de malla

Para el estudio del tamaño de malla se estudiaron cinco tamaños de malla para los cuales se ajustaron los parámetros de control general de dimensionamiento de la malla según la Tabla 6. Los datos y criterios considerados en CFX donde para la realización del cálculo fueron.

- Velocidad angular 3600 rpm
- Velocidad de Entrada (Inlet): 3.048 m/s (10 ft/s)
- Presión a la salida (Opening): 202,650 Pa (2 atm)
- Fluido: Agua a 25 °C
- Fluido Newtoniano.
- Modelo de turbulencia: κ - ϵ

Tabla 6 Criterios para el dimensionamiento de la malla.

Tamaño de malla	Tamaño mínimo de elemento o cara, m (pulg.)	Tamaño máximo de cara, m (pulg.)	Tamaño máximo de tetraedro, m (pulg.)
Muy Gruesa	0.002540 (0.10)	0.01778 (0.7)	0.01778 (0.7)
Gruesa	0.001778 (0.07)	0.01270 (0.5)	0.01778 (0.7)
Media	0.001270 (0.05)	0.01016 (0.4)	0.01524 (0.6)
Fina	0.000762 (0.03)	0.01016 (0.4)	0.01270 (0.5)
Muy Fina	0.000508 (0.02)	0.00762 (0.3)	0.01270 (0.5)

Luego de efectuar las diferentes simulaciones con el procedimiento de la Figura 22, se obtuvieron los parámetros del desempeño de la bomba mostrados en la Tabla 7. Como se puede observar al aumentar el tamaño de malla la presión diferencial fue disminuyendo hasta un valor cuya variación fue pequeña. La eficiencia en la última columna fue aumentando hasta alcanzar la menor variación (0.72 %).

Tabla 7 Parámetros de respuesta de las simulaciones para la selección del tamaño de malla.

Tamaño de malla	Nro. de elementos	Nro. de nodos	Oblicuidad promedio	Tiempo sim. (h)	Presión diferencial (Pa)	Torque (N*m)	Eficiencia (%)
Muy grueso	193,273	78,353	0.36095	3.53	2.69E+5	7.355	33.70
Grueso	376,690	144,113	0.3531	5.28	2.65E+5	7.108	34.41
Medio	605,856	220,872	0.34131	7.87	2.67E+5	6.834	35.97
Fino	1,015,474	345,925	0.32911	12.01	2.62E+5	6.566	36.79
Muy fino	1,361,049	438,242	0.31698	15.88	2.62E+5	6.442	37.51

Al comparar la variación de los parámetros se puede observar que en los últimos dos valores (malla Fina) es donde existe el menor error relativo (con respecto a la siguiente) como se muestra en la Figura 32a. En función a esto podría decirse que la malla fina sería la selección más acertada, sin embargo, los tiempos de cálculo resultan ser de 3 a 5 veces más elevados (Tabla 7).

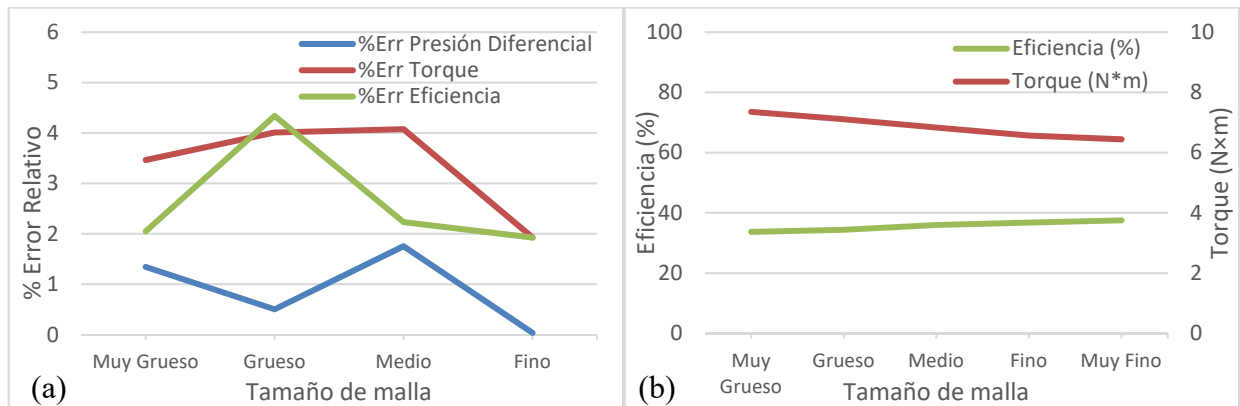


Figura 32 Variación del error relativo (a) y eficiencia (b) en función del tamaño de malla.

Debido a que los valores de los indicadores de interés obtenidos están en el mismo orden de magnitud (Figura 32b) su variación no es significativa. Adicionalmente, tomando en cuenta el efecto impactante en el tiempo de cómputo se decidió utilizar una malla gruesa para el desarrollo del modelado en las siguientes etapas.

3.3.6 Selección del modelo de turbulencia.

Tres modelos de turbulencia fueron considerados para la modelación de este fenómeno y fueron evaluados y comparados con los resultados obtenidos en la simulación en SolidWorks®

(como referencia). Los modelos evaluados fueron: kappa-épsilon ($\kappa\text{-}\epsilon$), kappa-omega ($\kappa\text{-}\omega$) y Shear Stress Transport (SST). Adicionalmente también se efectuó una simulación numérica directa (DNS) con una malla muy refinada con la intención de intentar representar el fenómeno de turbulencia directamente.

Las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido para el modelo $\kappa\text{-}\epsilon$ son las ecuaciones (2-12), (3-1) y desde la ecuación (3-8) hasta la ecuación (3-14), presentadas en el punto 3.3.3.

No obstante, para el modelo $\kappa\text{-}\omega$ las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido para el marco irrotacional, serían la ecuación de continuidad (3-1) y de movimiento (3-9), y las siguientes ecuaciones de turbulencia (adicional a la ecuación (2-18)).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3-15)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}\omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (3-16)$$

Y para el marco rotativo serían las ecuaciones (3-1), (3-12) y las siguientes ecuaciones de turbulencia (además de la (2-18)).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_{kR} - \beta' \rho k \omega \quad (3-17)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_{kR} - \beta \rho \omega^2 \quad (3-18)$$

Para el modelo SST las ecuaciones serían igualmente, la ecuación de continuidad (ecuación (3-1)), y de movimiento (ecuación (3-9)); pero las siguientes ecuaciones de turbulencia para un fluido incompresible sin consideración de fuerza de flotación (por no considerar el aporte de la gravedad) en el marco estático.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (3-19)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}\omega) \\ = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \\ + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (3-20)$$

Adicionalmente se deben considerar la ecuación (2-18) y las ecuaciones desde la (2-24) a la (2-33) para el cierre de los grados de libertad; las cuales también son consideradas para el marco rotacional en conjunto con las ecuaciones (3-1), (3-12) y las siguientes ecuaciones de turbulencia.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right) + P_{kR} - \beta' \rho k \omega \quad (3-21)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (\vec{v}_R \omega) \\ = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right) + (1 - F) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \\ + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_{kR} - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (3-22)$$

Para las evaluaciones se consideraron los siguientes datos de entrada para la simulación en el Software CFX.

- Velocidad angular 3600 rpm
- Velocidad de Entrada (Inlet): 3.048 m/s (10 ft/s)¹
- Presión a la salida (Opening): 202,650 Pa (2 atm)
- Fluido: Agua a 25 °C
- Fluido Newtoniano.
- Modelo de turbulencia: κ - ϵ , κ - ω , SST, Laminar (DNS)

¹ Este valor de velocidad cae dentro de las recomendaciones generales de velocidad en tuberías en servicios de procesos, Tabla 3 Norma L-TP 1.5 (PDVSA 1994)

Los resultados de los parámetros de interés se encuentran presentados en la Tabla 8. Como se puede observar el modelo que presentó menor error respecto a la simulación de referencia fue el $\kappa-\omega$, y a la vez es uno de los modelos que presenta un menor tiempo de cómputo por lo cual fue el seleccionado.

Tabla 8 Parámetros de respuesta de las simulaciones para la selección del modelo de turbulencia

Modelo de turbulencia	Presión Dif. (Pa)	Torque (N*m)	Eficiencia (%)	% Error eficiencia	Tiempo de Sim. (h)
$\kappa-\epsilon$	2.65E+05	7.108	34.41	13.29	5.28
$\kappa-\omega$	2.82E+05	6.785	38.35	3.37	5.38
SST	2.77E+05	6.853	37.20	6.27	6.13
DNS	2.76E+05	5.211	48.86	23.11	38.25

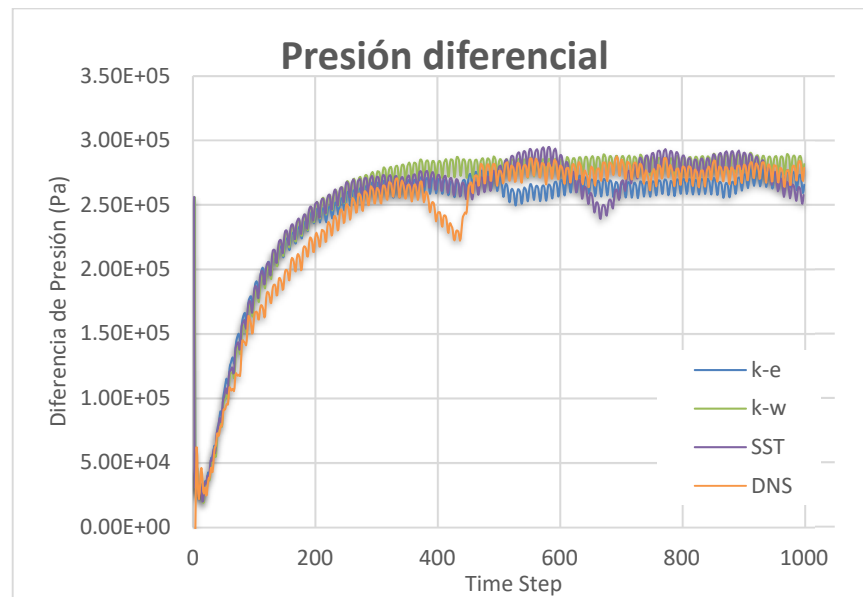


Figura 33 Respuesta transitoria de los diferentes modelos de turbulencia.

La respuesta transitoria se observa en la Figura 33 donde se puede apreciar que el modelo $\kappa-\omega$ y $\kappa-\epsilon$ son los que presentan una respuesta más estable. Adicionalmente, en la Figura 34 se pueden observar los espectros de frecuencia de la respuesta del sistema donde se observan que los picos son consistentes con la geometría y la frecuencia de paso de los álabes por un mismo punto mientras está girando (360 Hz), así como también los armónicos a 720 Hz, 1080 Hz y 1440 Hz.

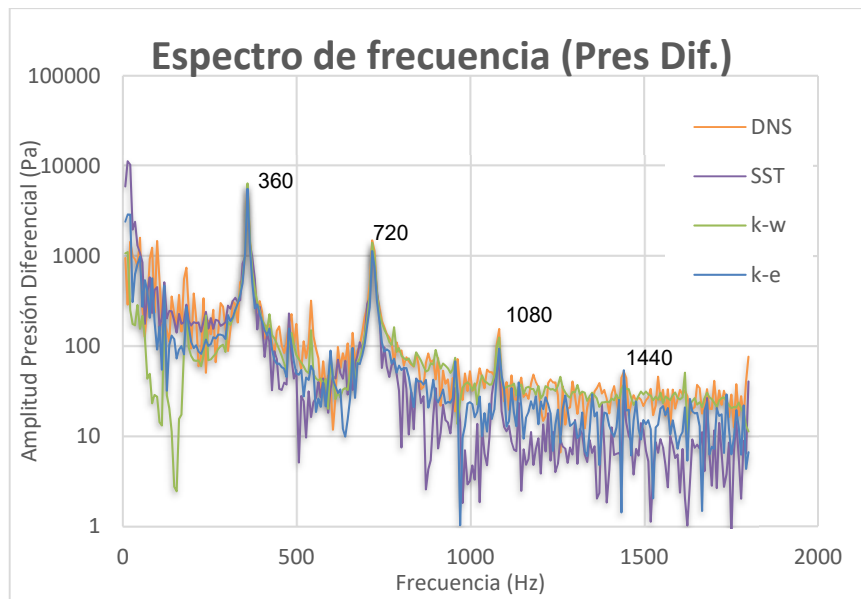


Figura 34 Espectro de frecuencia de rotación del álabe para los diferentes modelos de turbulencia.

3.3.7 Resumen del modelado en fase líquida.

En esta sección se presenta la selección de los modelos y enfoques de simulación que mejor representan el comportamiento del fluido en fase líquida en el sistema, resultando los siguientes.

Los enfoques presentados en la Tabla 9 serán utilizados en la evaluación del modelo en flujo multifásico la cual será descrita a continuación.

Tabla 9 Resumen de enfoques seleccionados.

Tipo de Malla	Voluta	No Estructurada con <i>inflation</i>	
	Tuberías	Estructurada – Multibloque	
	Zona rotacional	Disco Liso	Estructurada
		Dragpeller	No Estructurada
Enfoque dominio Rotacional	Malla Deslizante	Transitorio	
Esténcil	Centrado en Nodos	ANSYS CFX	
Tamaño de Malla	Gruesa	376,690 elementos	
Modelo de Turbulencia	κ-ω		

3.4 MODELADO EN FLUJO BIFÁSICO

3.4.1 Selección del enfoque de representación de la interface.

Existen varios enfoques para la representación de la interfase entre las diferentes fases que desean ser modeladas, tal como fueron presentados en la sección 2.13. Unos enfoques tienen una mejor representación que otros bajo determinadas condiciones del proceso.

El enfoque Euler-Lagrange no fue considerado puesto que se desea estudiar el punto límite de operatividad de la bomba donde se espera que las fracciones volumétricas estén por encima del 10%, cuando ya este modelo no es apropiado (Stenmark 2013).

En trabajos previos (Li y Qi 2011) la representación de la interfase fue considerada mediante un modelo homogéneo (modelo mezcla) donde un solo juego de ecuaciones de movimiento es resuelto y consecuentemente un solo perfil de velocidades tanto para la fase gas como la fase líquida es desarrollado. Este enfoque a pesar de que reduce significativamente el tiempo de cálculo no es muy adecuado para representar la interacción entre las fases si la diferencia de velocidad entre las mismas no es similar (Stenmark 2013).

Por lo antes mencionado, se utilizará preferiblemente un enfoque Euler-Euler, con un modelo no homogéneo donde son resueltas por separados los juegos de ecuaciones en cada una de las fases. Sin embargo, para las ecuaciones de turbulencia se utilizará un enfoque homogéneo por recomendaciones de los desarrolladores del software (ANSYS 2017).

Se consideraron fluidos (Agua/aire y glicerol/aire) de propiedades constantes, y no se consideró intercambio de masa en la interface ($\Gamma_\alpha = 0$). Por tanto, las ecuaciones que representan el comportamiento de los fluidos serán las siguientes.

$$\frac{\partial r_\alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (r_\alpha \vec{v}_\alpha) = 0 \quad (3-23)$$

$$\rho_\alpha \frac{\partial r_\alpha \vec{v}_\alpha}{\partial t} + \rho_\alpha \nabla \cdot (r_\alpha \vec{v}_\alpha \vec{v}_\alpha) = -r_\alpha \nabla p + \nabla \cdot (r_\alpha \boldsymbol{\tau}_\alpha) - \nabla \cdot (\overline{\rho \vec{v}'_m \vec{v}'_m}) + M_\alpha \quad (3-24)$$

$$\sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} = 1 \quad (3-25)$$

$$\boldsymbol{\tau}_{\alpha} = \mu_{\alpha} \left(\nabla \vec{v}_{\alpha} + (\nabla \vec{v}_{\alpha})^T - \frac{2}{3} \boldsymbol{\delta} (\nabla \cdot \vec{v}_{\alpha}) \right) \quad (3-26)$$

$$-\nabla \cdot (\overline{\rho \vec{v}'_m \vec{v}'_m}) = \mu_t (\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T) - \frac{2}{3} \boldsymbol{\delta} (\rho k + \mu_t (\nabla \cdot \vec{v}_m)) \quad (3-27)$$

$$\frac{\partial \rho_m k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_{km} - \beta' \rho_m k \omega \quad (3-28)$$

$$\frac{\partial \rho_m \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_{km} - \beta \rho_m \omega^2 \quad (3-29)$$

$$\mu_t = C_{\mu} \rho_m \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3-30)$$

$$P_{km} = \mu_t (\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T) \cdot \nabla \vec{v}_m - \frac{2}{3} \nabla \vec{v}_m (3\mu_t \nabla \vec{v}_m + \rho_m k) \quad (3-31)$$

$$\rho_m = \sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} \rho_{\alpha} \quad (3-32)$$

$$\mu_m = \sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} \mu_{\alpha} \quad (3-33)$$

$$\vec{v}_m = \frac{1}{\rho_m} \sum_{\alpha=1}^2 r_{\alpha} \rho_{\alpha} \vec{v}_{\alpha} \quad (3-34)$$

Y para el dominio rotativo además de las ecuaciones (3-8), (3-25), (3-30), (3-32) y (3-33) se tienen:

$$\rho_{\alpha} \frac{\partial r_{\alpha} \vec{v}_{\alpha R}}{\partial t} + \rho_{\alpha} \nabla \cdot (r_{\alpha} \vec{v}_{\alpha R} \vec{v}_{\alpha R}) + \rho \left(2\vec{\Omega} \times \vec{v}_{\alpha R} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \right) \quad (3-35)$$

$$= -r_{\alpha} \nabla p + \nabla \cdot (r_{\alpha} \boldsymbol{\tau}_{\alpha R}) - \nabla \cdot (\overline{\rho \vec{v}'_{mR} \vec{v}'_{mR}}) + M_{\alpha R}$$

$$\boldsymbol{\tau}_{\alpha R} = \mu_{\alpha} \left(\nabla \vec{v}_{\alpha R} + (\nabla \vec{v}_{\alpha R})^T - \frac{2}{3} \boldsymbol{\delta} (\nabla \cdot \vec{v}_{\alpha R}) \right) \quad (3-36)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \overline{\vec{v}'_{mR} \vec{v}'_{mR}}) = \mu_t (\nabla \vec{v}_{mR} + (\nabla \vec{v}_{mR})^T) - \frac{2}{3} \delta (\rho k + \mu_t (\nabla \cdot \vec{v}_{mR})) \quad (3-37)$$

$$\frac{\partial \rho_m k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_{mR} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_{kmR} - \beta' \rho_m k \omega \quad (3-38)$$

$$\frac{\partial \rho_m \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_{mR} \omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_{kmR} - \beta \rho_m \omega^2 \quad (3-39)$$

$$P_{kmR} = \mu_t (\nabla \vec{v}_{mR} + (\nabla \vec{v}_{mR})^T) \cdot \nabla \vec{v}_{mR} - \frac{2}{3} \nabla \vec{v}_{mR} (3\mu_t \nabla \vec{v}_{mR} + \rho_m k) \quad (3-40)$$

$$\vec{v}_{mR} = \frac{1}{\rho_m} \sum_{\alpha=1}^2 r_\alpha \rho_\alpha \vec{v}_{\alpha R} \quad (3-41)$$

3.4.2 Casos de estudio

Con las ecuaciones planteadas anteriormente y las siguientes condiciones de simulación para las condiciones de borde y definición del problema, se efectuaron la evaluación de los casos de estudio.

- Velocidad angular 3600 rpm
- Velocidad de Entrada (Inlet): de 1.524 m/s (5 ft/s) a 4.572 m/s (15 ft/s)
- Fracción volumétrica a la entrada (GVF): de 0 a 0.5
- Presión a la salida (Opening): 202,650 Pa (2 atm)
- Fluidos: Agua a 25 °C, Aire (de 25 °C a 60 °C) y Glicerol de (de 40 °C a 60 °C)
- Fluidos Newtonianos de propiedades constantes.
- Morfología del fluido: No Homogénea
- Modelo de turbulencia: κ - ω (Homogéneo)

Las simulaciones se realizaron según el orden mostrado en la Figura 35, comenzando con fracciones volumétricas de cero a diferentes velocidades de entrada para determinar el punto de mejor desempeño de la bomba. Luego con estas condiciones se procede a aumentar gradualmente la GVF de las simulaciones hasta llegar a un punto donde la simulación no converge o (en el mejor de los casos) converge hacia una condición donde la bomba no presenta efecto de bombeo ($P_{in} > P_{out}$).

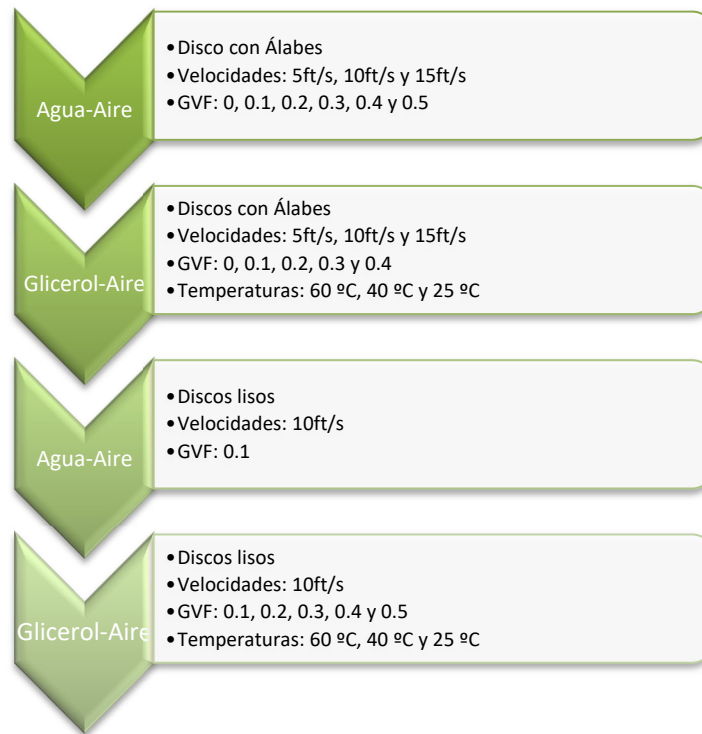


Figura 35 Procedimiento de realización de las simulaciones.

Para el caso Aire-Glicerina se realiza el ciclo mencionado anteriormente para los fluidos con propiedades a 60 °C y luego se cambian las propiedades a una nueva temperatura y se ejecuta nuevamente el ciclo de ajustes (Velocidades de entrada y luego GVF). Posteriormente se repiten todos estos con los parámetros indicados en el esquema, pero con la malla generada para la geometría de discos lisos sin álabes.

3.5 CÁLCULO DE LOS INDICADORES DEL DESEMPEÑO DE LA BOMBA

3.5.1 Cabezal

El cabezal o “Cabezal Dinámico Total” (TDH, por *total dynamic head*) representa la cantidad de energía impartida al fluido representada en forma de energía potencial gravitatoria como presión estática, incluyendo la contribución de energía cinética. Viene dada para un fluido incompresible por (Karassik, y otros 2001).

$$\Delta H = (H_{in} - H_{out}) \quad (3-42)$$

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + z \quad (3-43)$$

Donde \bar{v} es la velocidad promedio del fluido en el área transversal de entrada o salida. Para el caso evaluado la diferencia de altura no será tomada en cuenta por no ser significativa.

La presión total, donde se incluyen los efectos de la energía cinética del fluido, para un fluido multifásico viene definida por (ANSYS 2017)

$$p_T = p + \sum_{\alpha=1}^2 \frac{1}{2} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \bar{v}_{\alpha}^2 \quad (3-44)$$

Por tanto, el cabezal puede ser relacionado con la presión total por:

$$\Delta H = \frac{\Delta p_T}{\rho_m \cdot g} \quad (3-45)$$

Donde ρ_m es la densidad de la mezcla de fluidos para la representación del cabezal.

La potencia hidráulica está representada por la cantidad de energía por unidad de tiempo que es recibida por el fluido en forma de energía cinética o presión. Esta viene dada por:

$$P_{hyd} = \Delta p_T \cdot \dot{V} \cong g \cdot \dot{m} \cdot \Delta H \quad (3-46)$$

Donde \dot{V} es el flujo volumétrico total (invariante, porque se consideran las densidades constantes). En esta ecuación se han despreciado los términos de flujo de calor, calentamiento de los fluidos y energía potencial gravitatoria de la ecuación de balance macroscópico de energía mecánica.

3.5.2 Potencia de freno

La potencia ejercida por el impulsor al fluido (BHP, por *break horse power*) viene expresada en función de la velocidad angular (Ω) y el torque (momento angular, T) promedio ejercido por el impulsor a los fluidos.

$$BHP = \Omega \cdot T \quad (3-47)$$

Esta potencia es la equivalente a la entregada por el motor al impulsor. En nuestro caso de modelado no se incluyen los efectos de rozamiento en el eje y los rodamientos que en la realidad si forman parte de este término.

3.5.3 Eficiencia

La eficiencia (η) viene dada por la relación entre la potencia hidráulica (P_{hyd}) y la potencia de Freno (BHP).

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{BHP} = \frac{\Delta p_t \cdot \dot{V}}{\Omega \cdot T} \quad (3-48)$$

De la eficiencia total del fluido se tienen varias contribuciones. La eficiencia mecánica, pérdidas en rodamientos y fricción de las piezas de la bomba que en este caso no se están considerando. La eficiencia volumétrica, que es afectada por la recirculación que tenga el fluido dentro de los pasajes de la bomba. Y la eficiencia hidráulica que está relacionada con las pérdidas de presión en la entrada, voluta y ojo de la bomba, pérdidas por fricción, calentamiento del fluido y calor transferido al ambiente.

3.5.4 Parámetros adimensionales de la bomba

Los indicadores presentados antes generalmente son los presentados para la evaluación de una bomba para una determinada aplicación, sin embargo, a efectos de comparar diferentes equipos o de efectuar un escalamiento de alguno de estos equipos, se puede aplicar el teorema Π de Buckingham obteniéndose los siguientes números adimensionales (Martínez 2004):

$$C_H = \frac{gH}{\Omega^2 D^2} \quad (3-49)$$

$$C_P = \frac{P}{\rho_m \Omega^3 D^5} \quad (3-50)$$

$$C_Q = \frac{Q}{\Omega D^3} \quad (3-51)$$

$$Re = \frac{\rho_m \Omega D^2}{\mu_m} \quad (3-52)$$

Donde, C_H , C_P y C_Q son los coeficientes de cabezal, potencia y caudal respectivamente; la última expresión representa el número de Reynolds (Re). En este caso la longitud característica considerada es el diámetro externo del rotor (D). Las variables adimensionales quedan en función de las propiedades de la mezcla ponderadas en base volumétrica ρ_m y μ_m (densidad y viscosidad respectivamente).

Adicionalmente, existe un número adimensional denominado *velocidad específica* (N_s) que es un parámetro que está en función de la geometría de la bomba y es una combinación de C_Q y C_H , representada por:

$$N_s = \frac{\Omega Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (3-53)$$

En la Figura 36 se presenta como cambia este parámetro en función de la morfología de la bomba y es independiente del tamaño de la misma (Martínez 2004).

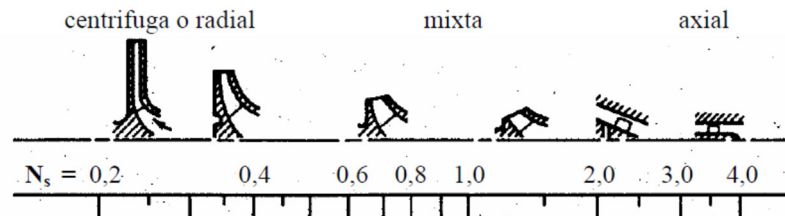


Figura 36 Clasificación de las bombas rotodinámicas en función de la velocidad específica (Martínez 2004).

CAPITULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

En la presente sección serán presentadas las curvas características de la bomba representando los indicadores del desempeño variando los parámetros en estudio. En estas curvas las variables de respuesta (o indicadores) del desempeño del equipo serán el Cabezal Dinámico Total (TDH), Potencia de Freno (BHP) y Eficiencia (η). En el APÉNDICE B se presentan las curvas de desempeño del sistema con las variables medidas (Presión diferencial y torque) y variables adimensionales (coeficientes de caudal, cabezal y potencia).

4.1 INFLUENCIA DEL GVF EN EL DESEMPEÑO DE LA BOMBA

En las Figuras Figura 37, Figura 38 y Figura 39 se presenta el comportamiento del TDH, BHP y eficiencia en función del flujo volumétrico, la cuales representas la curvas típicas presentadas para una bomba para líquido. Se presentan las curvas de respuesta de a diferentes GVF para el sistema agua/aire a 25 °C (denotado con “W”) y para el sistema glicerol/aire (denotado con “G”); asimismo, se presenta una curva de desempeño de una bomba centrífuga modelo Franklin Electric 1x1.5-6 D - Series DB (identificada como FE 1x1.5-6 D en las siguientes figuras) trabajando con diámetro de impulsor y revoluciones iguales a las del equipo en estudio.

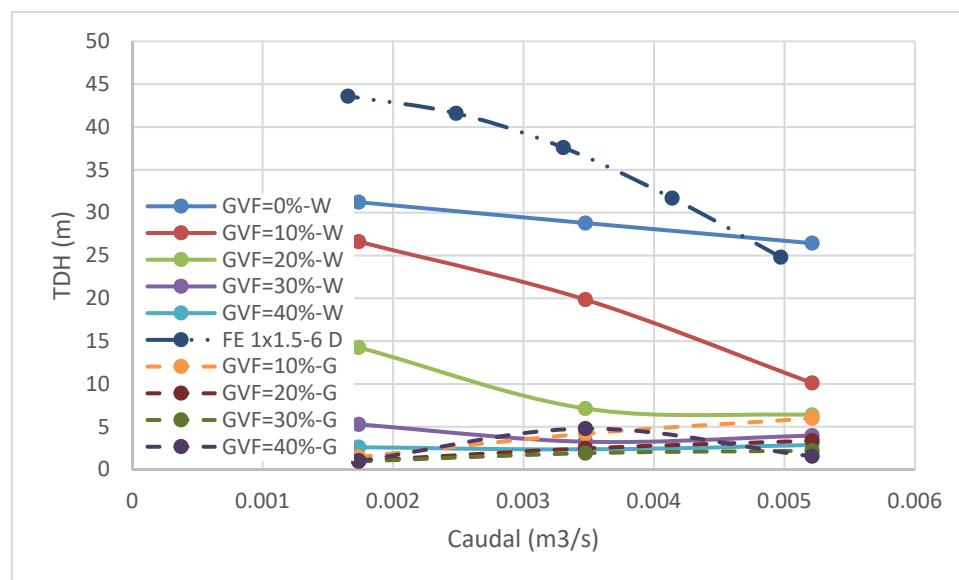


Figura 37 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs caudal.

En la Figura 37 se puede observar que el desempeño de la bomba de arrastre se encuentra por debajo de una bomba centrífuga convencional. Adicionalmente se puede apreciar que los desempeños con un fluido viscoso (Glicerina a 40 °C, 284 cP) están por debajo de los presentados con agua. Se observa que el comportamiento de la curva a una GVF de 40% para el sistema aire/glicerina no es adecuado; esto se debe principalmente a razones de convergencia la cual no pudo ser alcanzada completamente para estas condiciones.

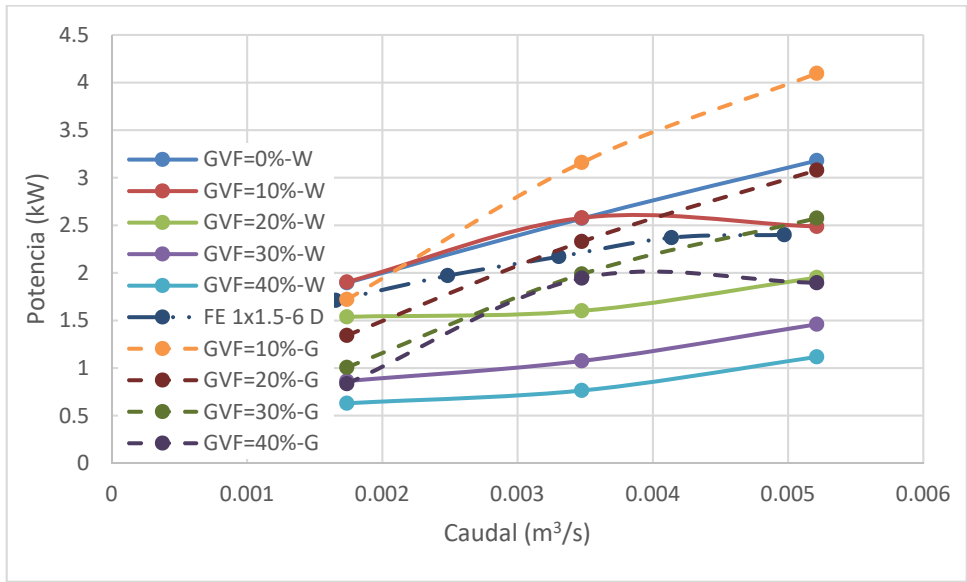


Figura 38 Curvas de desempeño potencia de freno vs caudal.

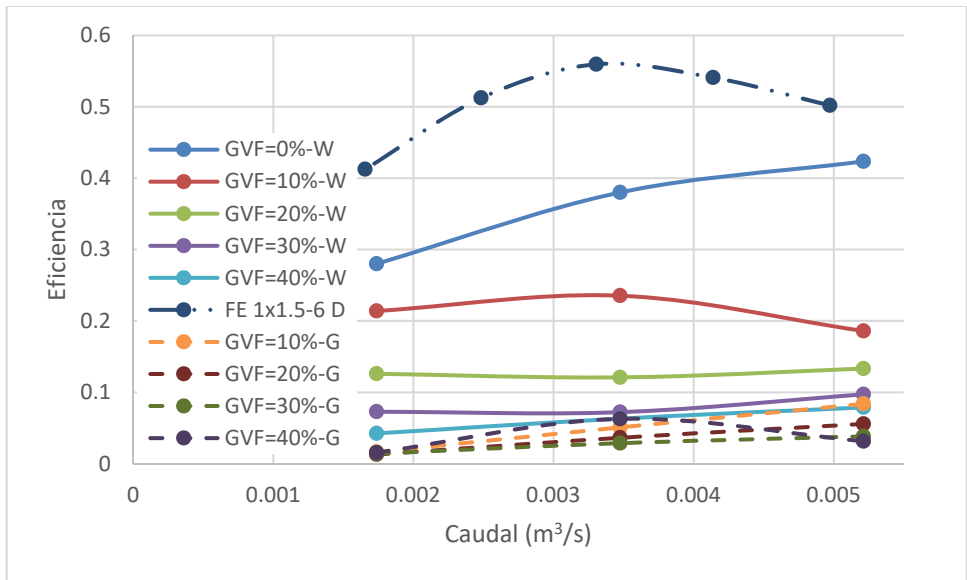


Figura 39 Curvas de desempeño eficiencia vs caudal.

Se puede apreciar (en la Figura 38) que para un fluido viscoso el incremento de potencia requerido al aumentar el caudal es superior que el necesitado para el agua. Dichas pendientes se mantienen al variar la GVF, por lo tanto, este gradiente pareciera ser independiente a este parámetro.

En la Figura 39 se puede observar que las eficiencias de la bomba con glicerina son menores que las presentadas con un fluido menos viscoso, contrario a lo esperado para el tipo de bomba de arrastre.

Para apreciar mejor la influencia del GVF, se presentan las siguientes figuras (Figura 40, Figura 41 y Figura 42) en donde se relaciona el comportamiento de los indicadores del desempeño de la bomba (TDH, BHP y eficiencia) en función de la fracción volumétrica de flujo.

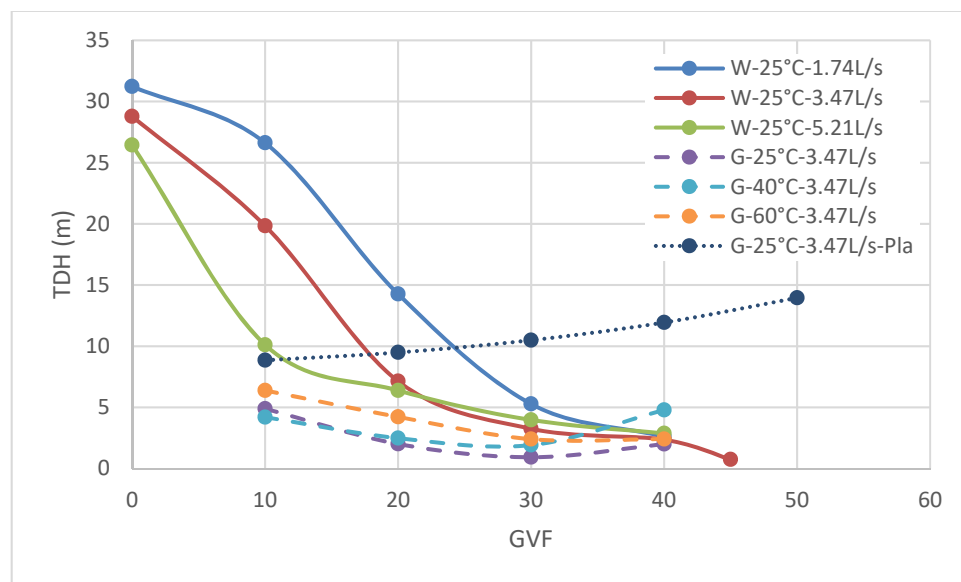


Figura 40 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs GVF.

En estas figuras (Figura 40, Figura 41 y Figura 42) se puede apreciar claramente que al incrementar el contenido de la fase gaseosa a la entrada causa una disminución del desempeño de la misma, la cual es más brusca para el sistema agua/aire; esta tendencia es consistente con trabajos previos (Li y Qi 2011), no obstante, la disminución de la eficiencia en su sistema fue más gradual. Esta variación pudo tener su causa en la diferencia de las geometrías evaluadas y muy probablemente en el enfoque del dominio rotacional.

Se puede observar también que para las curvas de glicerina pareciera aumentar al pasar a un 40% de aire, pero debemos recordar que estos datos no son confiables puesto que en estas corridas el sistema parecía haber alcanzado el estado estacionario periódico, sin embargo, comenzó a divergir.

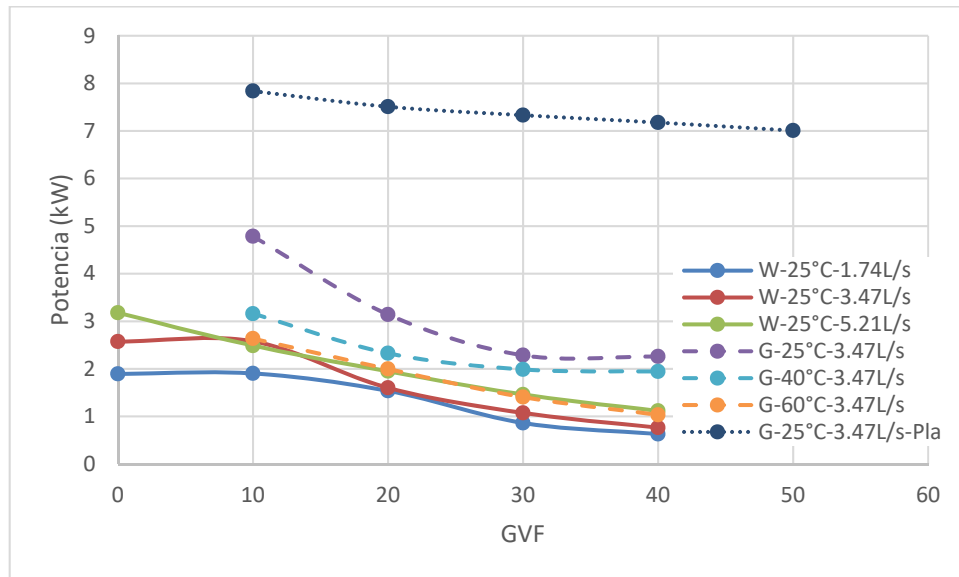


Figura 41 Curvas de desempeño potencia de freno vs GVF.

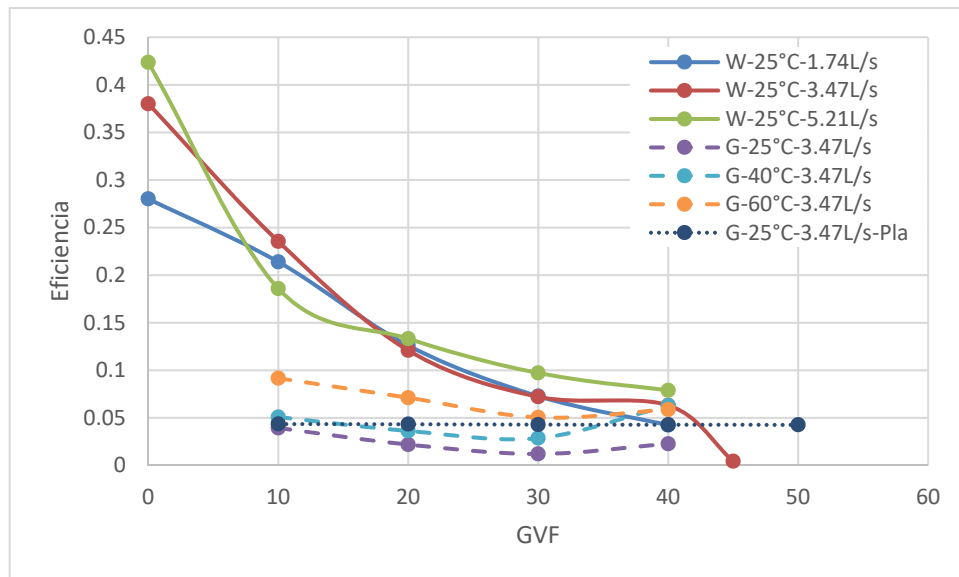


Figura 42 Curvas de desempeño eficiencia vs GVF.

En este estudio se efectuaron simulaciones con mayor variación de parámetros que en estudios previos encontrándose el punto de atasco por gas entre 40% y 45%.

Se puede observar que en todos los casos del sistema evaluado glicerol/aire tiende a colapsar (divergir) o a llegar al punto de atasco, alrededor de un 40% de aire en volumen. El sistema agua/aire resultó ser más estable y logró ser determinado el punto de atasco en un 45%, sin embargo, para el sistema glicerina/aire debe ser inferida por extrapolación de la tendencia de las curvas. Cabe destacar que el error presentado por la no convergencia indicaba error de punto flotante (a pesar que se usaron variables de doble precisión), es decir, que alguno de los valores calculados tendía a ser o extremadamente pequeño o grande. Puesto que la diferencia total de presión del sistema tiende a cero, la variación de presión entre un nodo y su vecino sería extremadamente pequeña tendiendo a generar el error mencionado.

En las figuras Figura 40, Figura 41 y Figura 42 se presenta una curva adicional con líneas de puntos la cual representa una evaluación realizada con disco liso. Al analizar la Figura 40 se puede observar que el comportamiento no es el esperado pues se presenta un incremento del cabezal al aumentar la fracción volumétrica de gas; este efecto aparente se debe a que esta propiedad de cabezal es calculada a través de la ecuación (3-45) donde se hace uso de la densidad de la mezcla (ρ_m), la cual es determinada según la regla de mezclado presentada en la ecuación (2-50). Se debe recordar que el TDH es un indicador utilizado regularmente para bombas de líquido y en este caso se está usando una regla de mezclado para lograr la representación de este. En la Figura B5 del APÉNDICE B se puede observar el comportamiento en función de las variables de respuesta del simulador (presión diferencial total), en la cual se aprecia un decremento.

4.2 INFLUENCIA DE LA VISCOSIDAD EN EL DESEMPEÑO DE LA BOMBA

Habiendo analizado el efecto de la fracción volumétrica en el desempeño de la bomba se procede a presentar el efecto del segundo parámetro de interés, la viscosidad de la fase líquida.

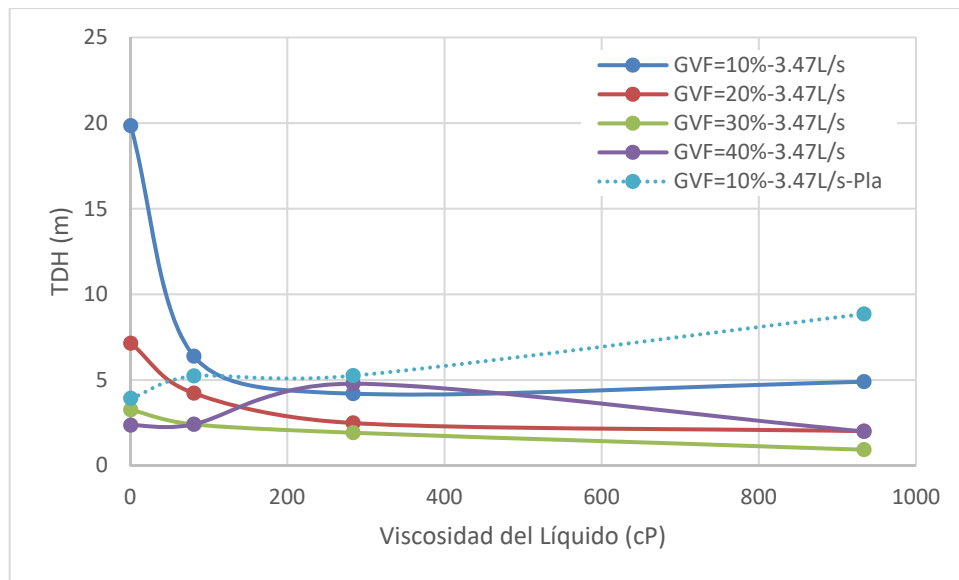


Figura 43 Curvas de desempeño cabezal dinámico total vs viscosidad del líquido.

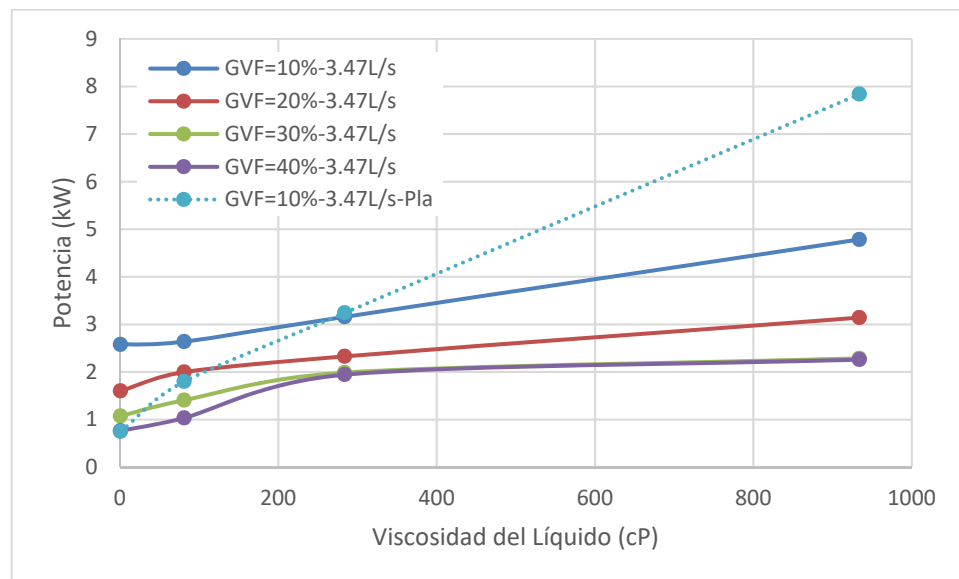


Figura 44 Curvas de desempeño potencia de freno vs viscosidad del líquido.

En la Figura 43 se puede apreciar que la tendencia del sistema es a disminuir su cabezal mientras más viscosa sea la fase líquida; se observa que el decremento es abrupto con los primeros cambios en la viscosidad y tiende a ser más influyente a GVF más bajas. En esta gráfica también se puede apreciar que la curva correspondiente a una GVF de 40% tiene un comportamiento no coincidente con las anteriores; así como fue comentado en la sección 4.1, esto se debe a que las simulaciones para esas sensibilidades divergieron luego de casi alcanzar la convergencia, lo cual está íntimamente relacionado con el hecho de alcanzar el punto de atascamiento.

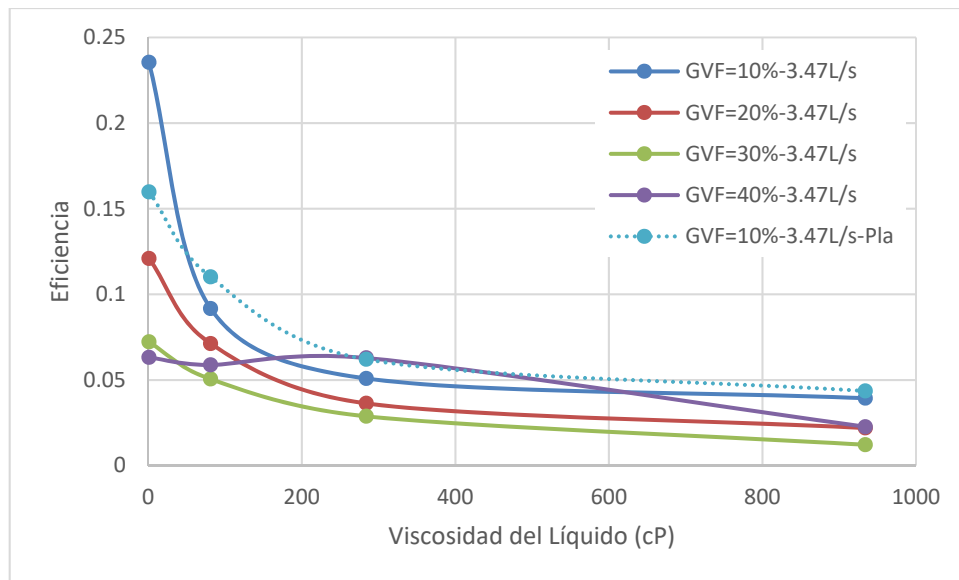


Figura 45 Curvas de desempeño eficiencia vs viscosidad del líquido.

También se debe destacar el comportamiento de la línea punteada, correspondiente a la generada con la geometría de discos lisos. Como se puede observar, contrario a la tendencia de las otras curvas, el cabezal tiene un comportamiento proporcional a la viscosidad. Este comportamiento es el esperado en una bomba de arrastre donde su desempeño va incrementándose puesto que las fuerzas viscosas permiten una mayor transferencia de cantidad de movimiento desde las paredes de los discos hacia el plano medio entre ellos. El comportamiento presentado en el sistema con el Dragpeller® evaluado es contrario a este razonamiento y más consistente con el principio de bombeo centrífugo, donde el incremento de la presión es alcanzado por impulsar el fluido (o fluidos) hacia la periferia del rotor con los álabes. Por tanto, al analizar y comparar esto se puede establecer que el sistema se comporta semejante a una bomba centrífuga de impulsor abierto.

En la Figura 44 se aprecia que el incremento de la potencia al aumentar la viscosidad del líquido lo cual es de esperarse porque el fluido requerirá mayor cantidad de energía para moverse, debido al incremento de los esfuerzos viscosos; no obstante en la Figura 45, se observa un decremento de la eficiencia de la bomba con la viscosidad.

4.3 PERFILES DE DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN Y VELOCIDAD

A continuación, se presentan los perfiles de distribución de presión y velocidad absoluta en el plano medio y en la superficie del disco para diferentes fracciones volumétricas.

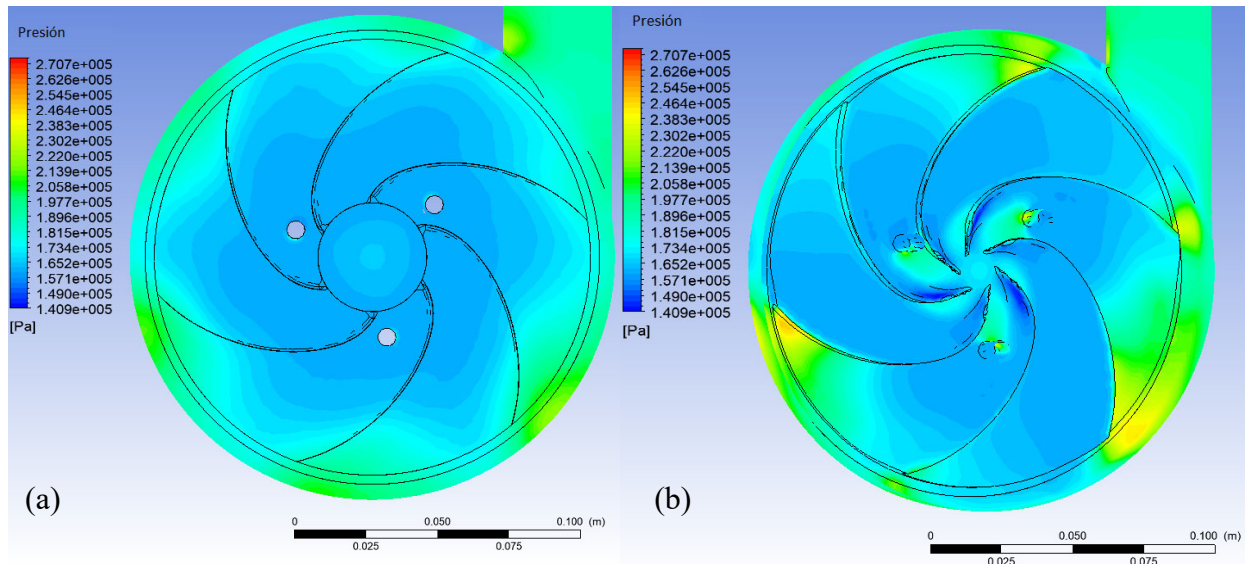


Figura 46 Perfiles de presión en el plano medio (a) y en la superficie del impulsor y voluta (b).

Tal como es de esperarse en la Figura 46a se observa un incremento de la presión desde la región central hacia la periferia de la bomba (voluta); adicionalmente se puede observar en la Figura 46b que se concentran las zonas de mayor presión en el borde anterior de los álabes cercana a la periferia y las zonas de menor presión en la parte posterior al álabe cercana al centro. Este resultado es congruente con el comportamiento descrito por Li y Qi (2011) y Fernández y otros (2000).

En las Figura 47a y Figura 47b se muestran los perfiles de velocidades desde un punto de vista irrotacional de la fase líquida y gaseosa en la cara de uno de los discos para el sistema glicerol/aire a 40 °C con una GVF de 10%. Este resultado tiende a ser similar al mostrado en investigaciones previas (Li y Qi 2011, Fernández, y otros 2000), y se puede apreciar que debido a la densidad superior de la fase líquida, ésta tiende a ser empujada hacia la periferia, mientras que el aire tiende a seguir el movimiento de giro del impulsor tratándose de posicionar detrás de los álabes.

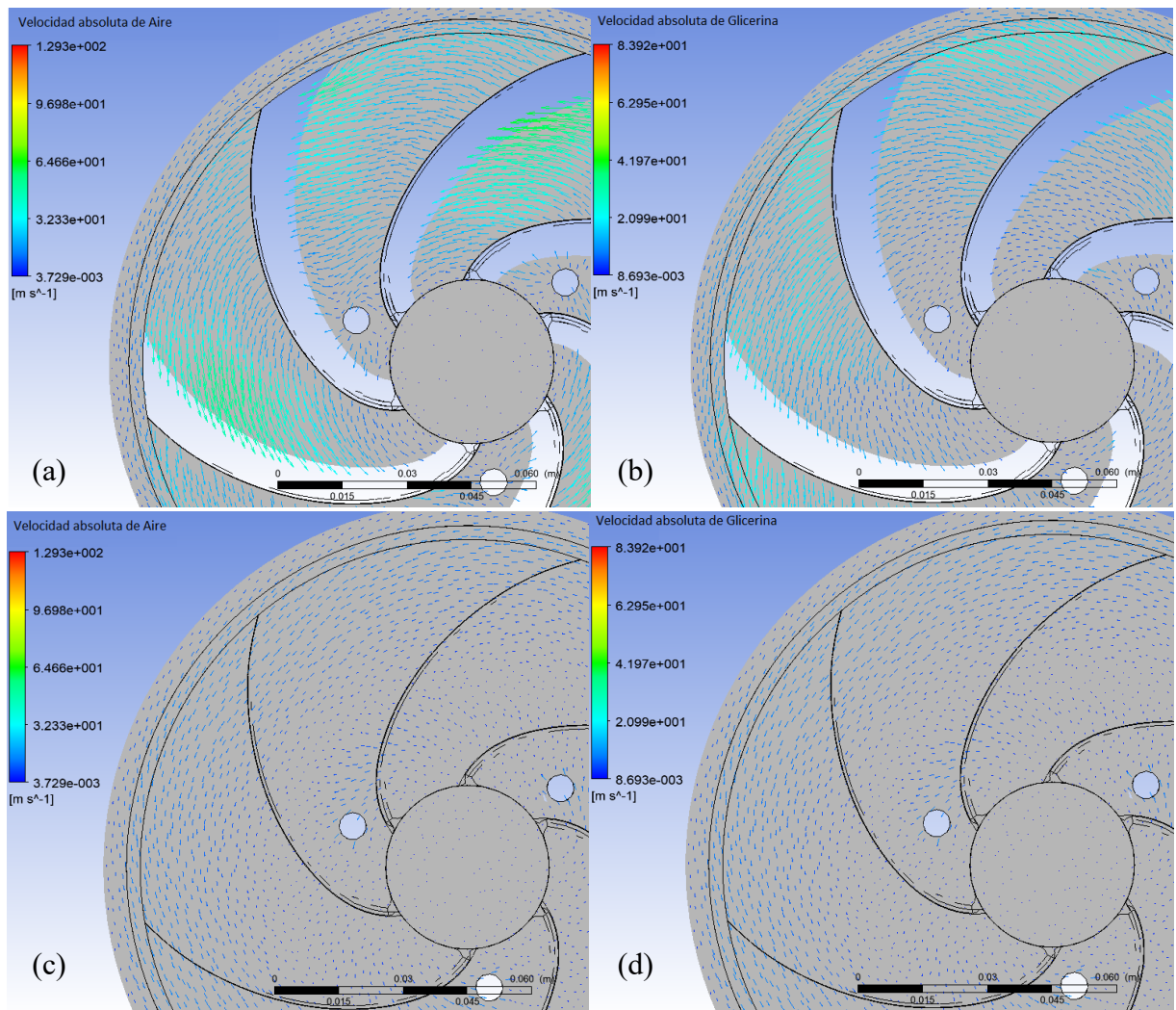


Figura 47 Perfiles de velocidad absoluta del aire y de la glicerina (40 °C y GVF 10%) en la superficie del impulsor (a y b), en el plano medio (c y d).

En las Figura 47c y d, correspondiente a los perfiles de velocidad absoluta en el plano medio, se puede observar que la glicerina tiene velocidades superiores a las del aire en estas zonas, lo cual se aprecia en los órdenes de magnitud de las escalas.

En la sección transversal presentada (Figura 48a y b) se puede apreciar que el movimiento radial del aire es inferior al de la glicerina. También, se observa una zona de alta velocidad en el paso del álabe izquierdo y una disminución de la velocidad de la fase líquida desde las paredes de los discos en movimiento, debido a los esfuerzos viscosos. En las Figura 48a, c y e se puede apreciar que el efecto de la fracción volumétrica de gas no es significativamente influyente en el gradiente de velocidades de la fase gaseosa; sin embargo, en el perfil de velocidades de la fase

líquida (Figura 48b, d y f) se interpreta que el gradiente de la velocidad tiende a ser más uniforme en la zona central, lo cual está representado por el cambio menos brusco de los colores.

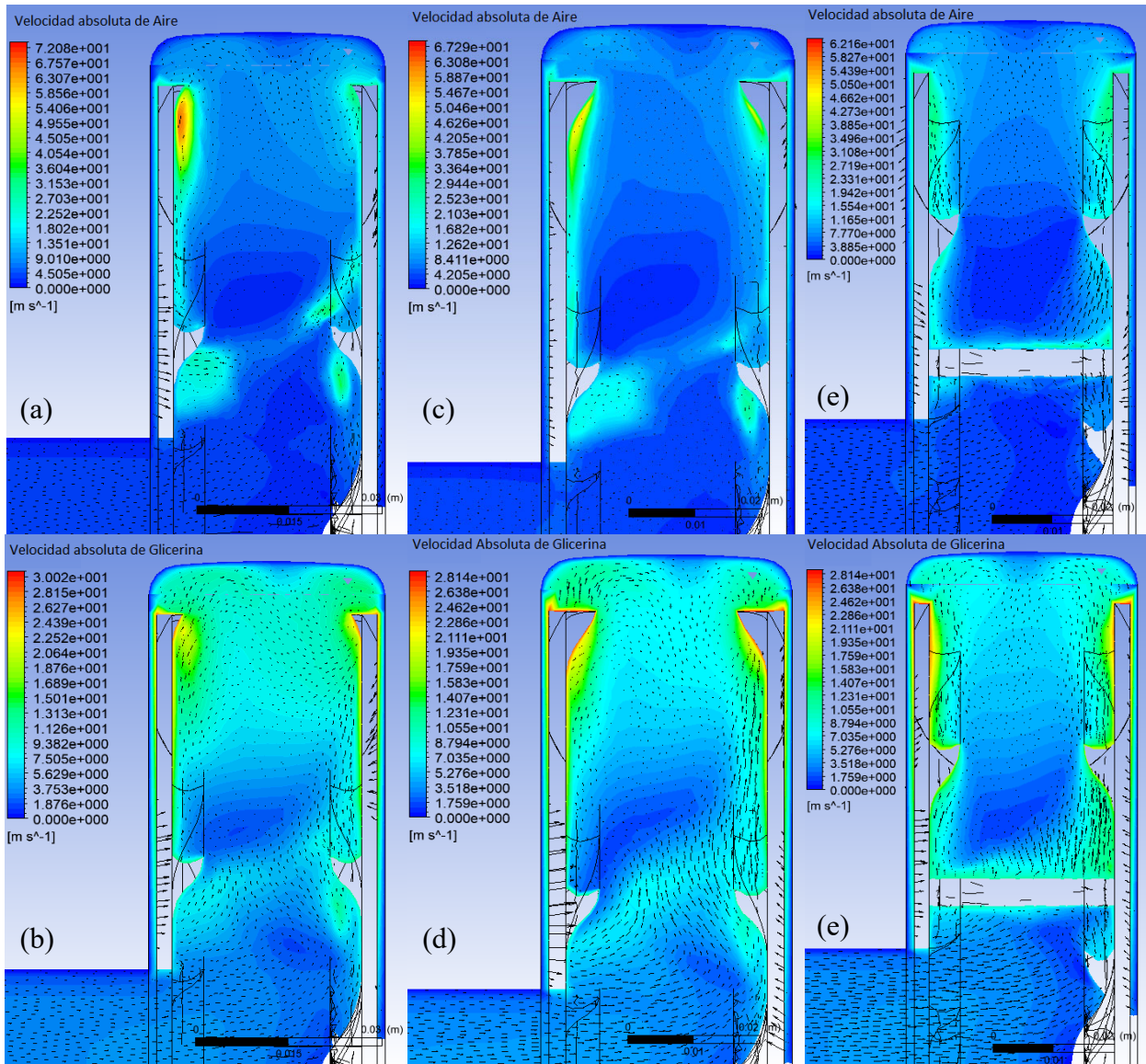


Figura 48 Perfiles de velocidad absoluta del aire y de la glicerina (40 °C) en el plano transversal a una GVF de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).

Como se puede observar en la Figura 49, al aumentar la viscosidad del líquido (de izquierda a derecha) existe una velocidad más uniforme en la zona superior central en el dominio rotacional, sin embargo, en esa zona el perfil de velocidades presenta un retorno del fluido afectando de esta manera el desempeño del equipo. También se aprecia una zona de baja velocidad en la parte central

de la voluta debido al incremento de los esfuerzos viscoso, y consecuentemente haciendo más difícil el despezamiento de los fluidos a través de la misma.

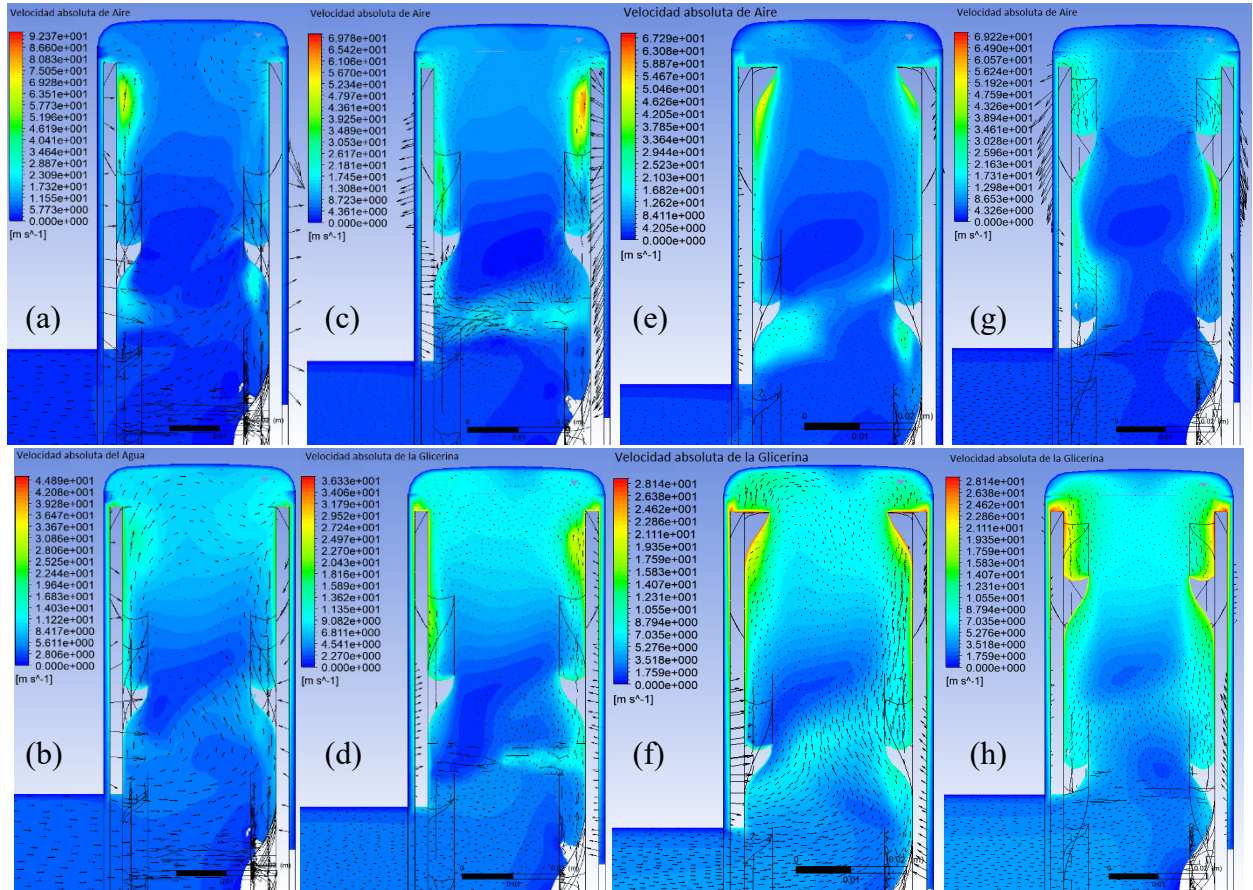


Figura 49 Perfiles de velocidad absoluta del gas y líquido (GVF 20%) en el plano transversal para agua/aire a 25°C (a y b) y para glicerina/aire a 60°C (c y d), 40°C (e y f) y 25°C (g y h).

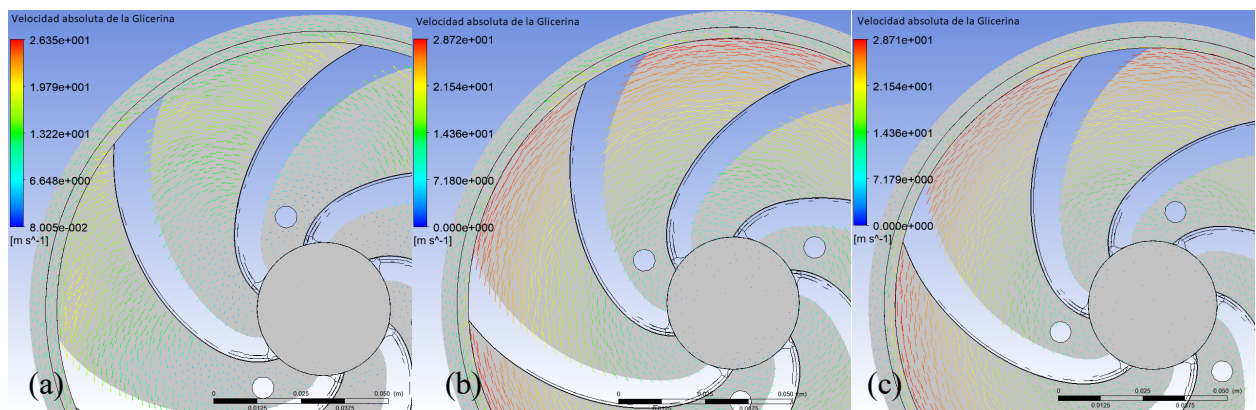


Figura 50 Perfiles de velocidad absoluta de la glicerina (GVF 20%) en cara del disco para glicerina/aire a 60°C (a), 40°C (b) y 25°C (c).

En la Figura 50 se puede apreciar que al incrementar la viscosidad de la fase líquida el perfil de velocidades en la cara del disco tiende a ser paralelo al eje θ , perdiendo de esta forma el

principio de bombeo centrífugo, impulsando el fluido hacia la periferia del equipo. Este comportamiento está en concordancia con lo analizado en la sección 4.1, donde se establece que la bomba presenta un comportamiento más acorde a una bomba centrífuga de impulsor abierto que a una bomba de arrastre.

4.4 FENÓMENO DE SEPARACIÓN DE LAS FASES

De acuerdo a la hipótesis planteada, se esperaba que la fase gaseosa tienda a concentrarse en el plano medio entre los discos al incrementar la fracción volumétrica de la misma a la entrada, hasta perder el fenómeno de bombeo y consecuentemente ocurra el atasco por gas. Empero como se puede observar en la Figura 51 la isosuperficie correspondiente a una GVF de 0.9 (mayor cantidad de gas, naranja) se concentra en las zonas posteriores a los álabes y hacia la parte central del impulsor; asimismo, se observa que la isosuperficie de la glicerina (GVF 0.1, azul) tiende a concentrarse hacia la periferia de la voluta y en el plano medio entre los discos. Otro aspecto que se debe resaltar es que a medida que se incrementa la fracción volumétrica de gas la isosuperficie de aire tiende a ser más extendida en el área posterior a los álabes.

En la Figura 52 se presentan las líneas de corriente de la fase gaseosa en el lado izquierdo y las correspondientes a la fase líquida en el lado derecho; adicionalmente se presenta la isosuperficie al 90% de aire para visualizar mejor el fenómeno. Se puede apreciar que en todos los casos las líneas de corriente tienden a concentrarse en el plano medio para luego ser impulsados hacia la periferia de la voluta y posteriormente salir por la tubería de salida, pero en ningún momento cruzan la isosuperficie de aire. Por el contrario, las líneas de corriente del aire tienden a hacer remolinos dentro de la isosuperficie de esa fase, los cuales se aprecian en mayor cantidad para el caso de menor GVF a la entrada (10%, a).

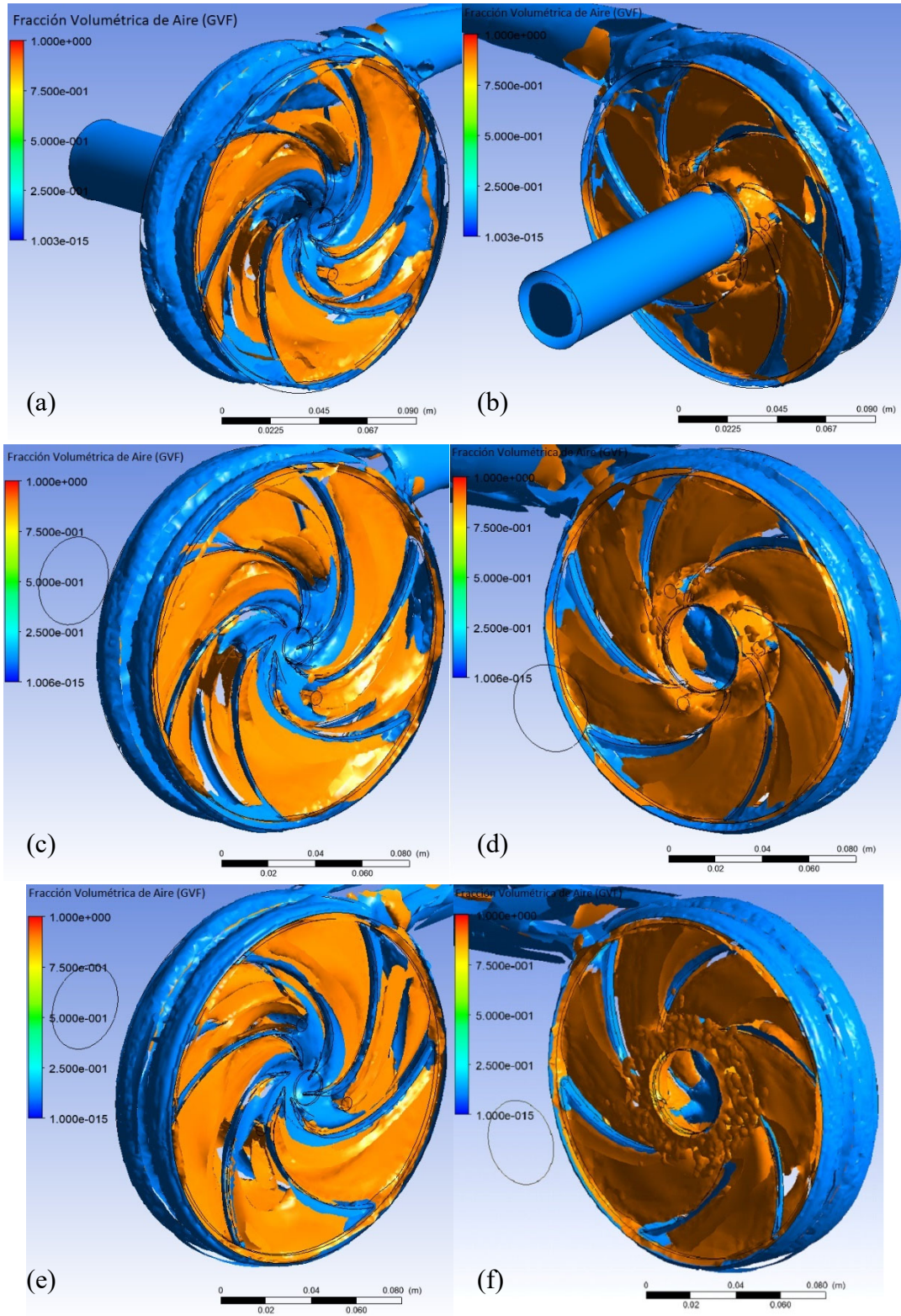


Figura 51 Isosuperficies de aire (GVF 0.9) y de glicerina (GVF 0.1) a 40 °C (vista posterior y frontal) con una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).

Se debe aclarar que el que se vean menos remolinos no necesariamente significa que exista menor cantidad de remolinos, lo que ocurre es que al generar las líneas de corriente del aire se especifica una cierta cantidad de puntos de origen para iniciar el trazado de las líneas de corriente; esta cantidad fue establecida igual para todas las gráficas generadas. Mientras mayor es la GVF de la alimentación las líneas tendieron a concentrarse un poco más en el plano medio lo que indica que el gas está ocupando mayor volumen en el sistema. Si se colocasen mayor número de líneas aparecerían los remolinos presentados en la Figura 52a.

Lo aquí descrito puede ser confirmado en las Figura 53, donde se observa que al incrementar la GVF a la entrada, en el plano medio se presenta una menor definición de la separación de las fases (mayor zona de mezcla). Adicionalmente se puede observar en las imágenes de la cara del disco que allí se fomenta la separación, donde el líquido tiene a ubicarse en la parte anterior de los álabes hacia la periferia, mientras que el aire se concentra en la parte posterior de los álabes y hacia el centro. Este comportamiento reafirma que la bomba se está desempeñando más parecida a una bomba centrífuga.

Se puede apreciar en la Figura 54 que la separación de las fases en el plano medio es menor al aumentar la viscosidad del líquido con el que se está trabajando, lo cual es de esperarse puesto que según la ley de Stokes la velocidad de asentamiento (o separación en este caso) es inversamente proporcional a la viscosidad de la fase continua (que en este caso es el líquido, por ser el más concentrado). Asimismo, el hecho que el fluido sea más viscoso provoca un mayor efecto de arrastre en la parte anterior del álabe y ocasiona que el perfil de velocidad pierda su componente radial (Figura 50)

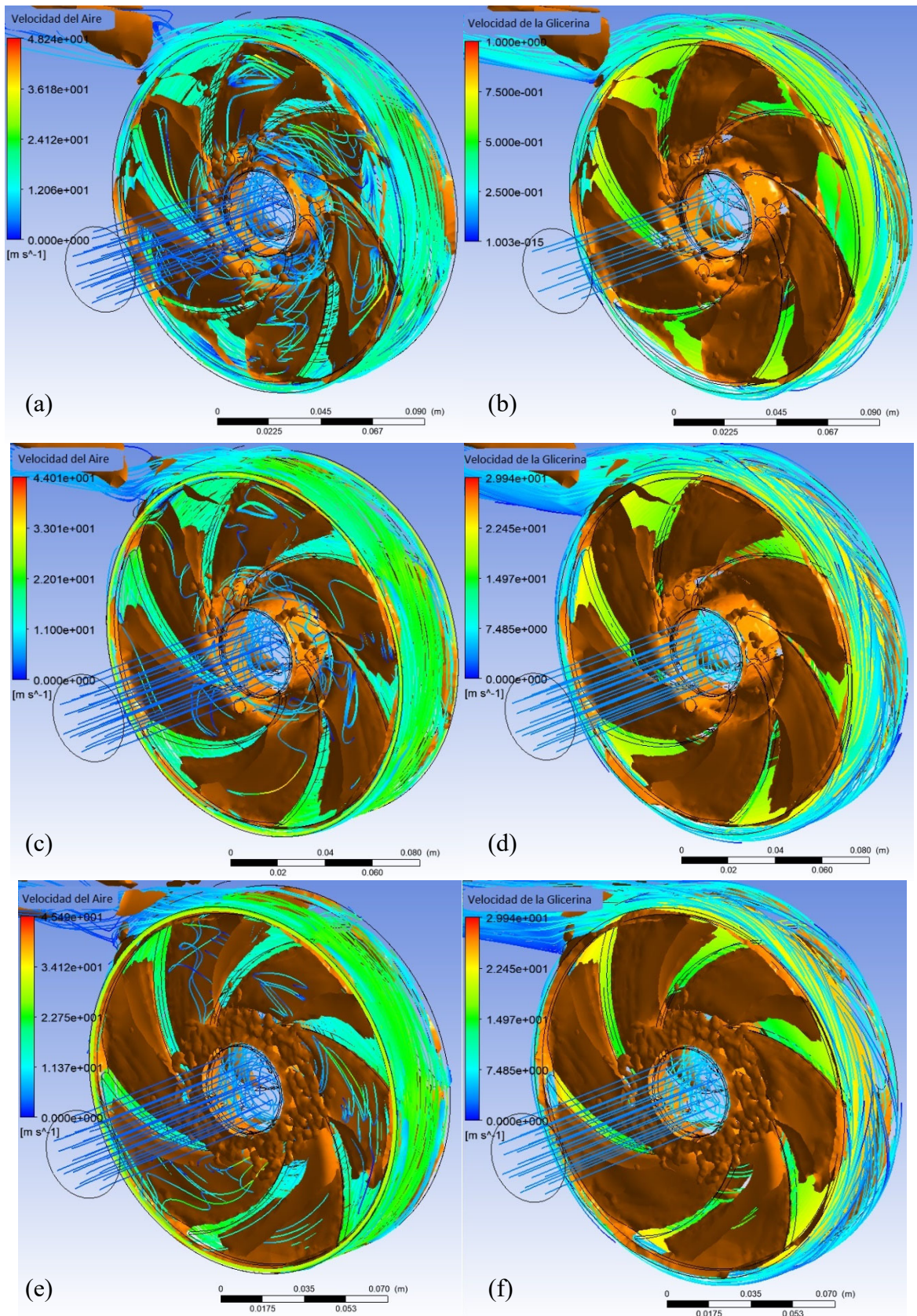


Figura 52 Isosuperficie de GVF a 0.9 y líneas de corriente de aire y glicerina a 40 °C y una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).

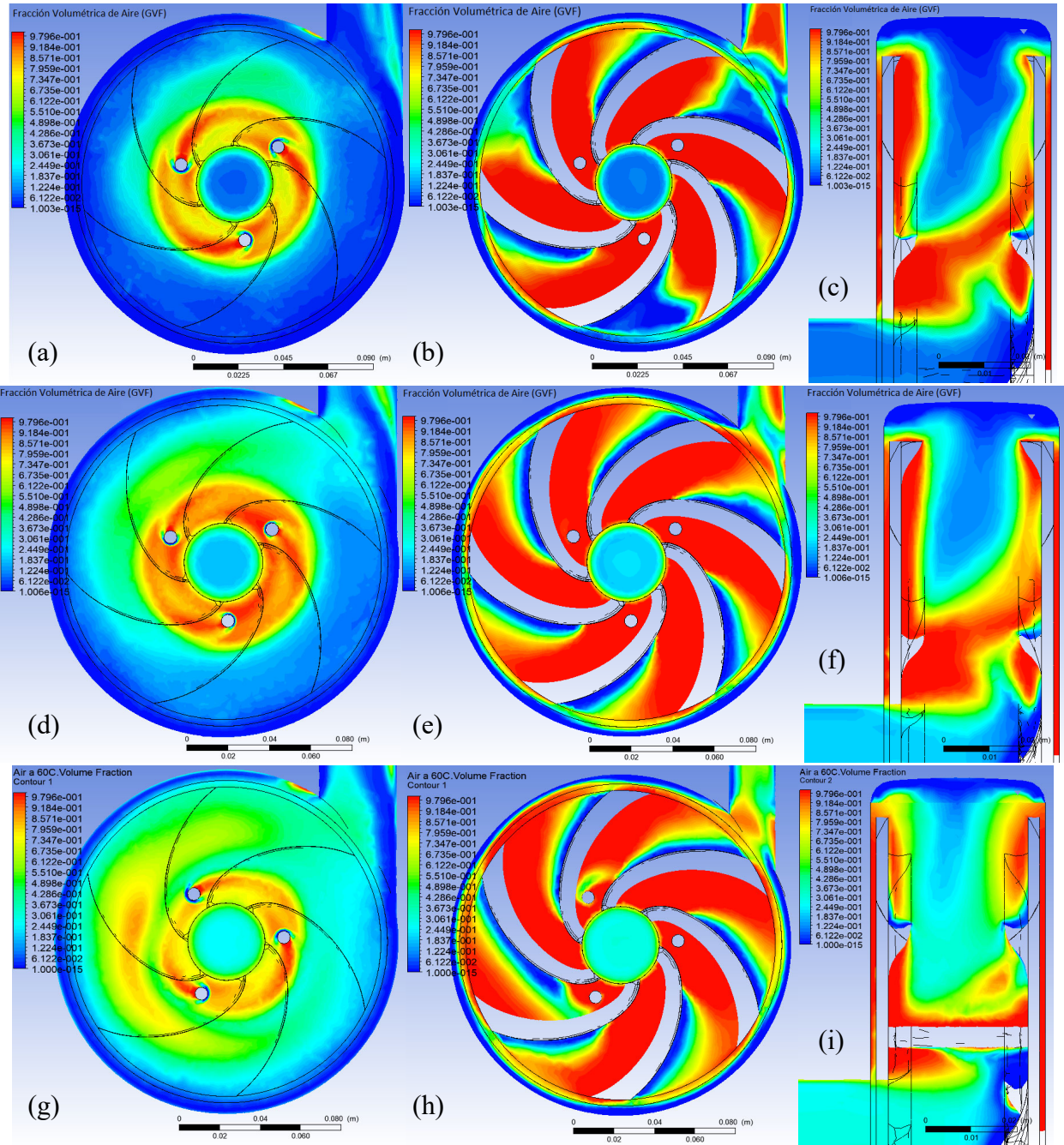


Figura 53 Fracción volumétrica de gas en el plano medio, cara del disco y plano transversal a 40 °C con una GVF a la entrada de 10% (a, b y c), 20% (d, e y f) y 30% (g, h e i).

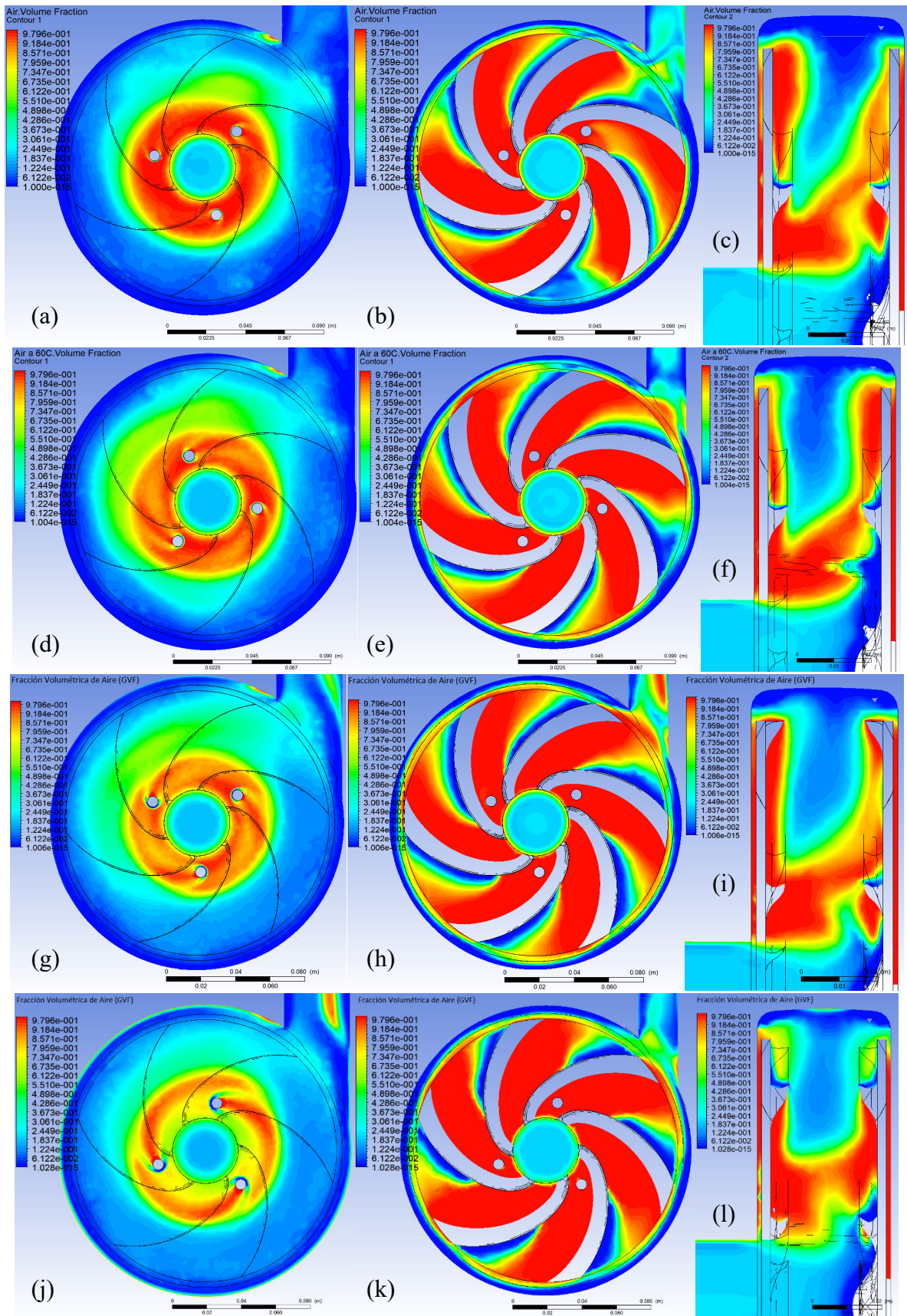


Figura 54 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para agua/aire a 25°C (a, b y c) y para glicerina/aire a 60°C (d, e y f), 40°C (g, h e i) y 25°C (j, k y l).

Como se puede deducir de la geometría planteada en la Figura 25, el dominio rotativo posee una relación periódica en múltiplos de tres, es decir, este dominio puede ser dividido en tres regiones iguales en intervalos de ángulos de 120° . Para analizar la influencia periódica en estado estacionario del comportamiento del giro del impulsor sobre la distribución del GVF, se presenta en la Figura 55 la sección del plano medio, la cara del disco y el plano transversal con la distribución de la GVF para el caso agua/aire a 25°C . Se presentan los avances a 0° , 30° , 60° y 90° , el avance correspondiente a 120° es equivalente a 0° .

Se puede observar en el plano medio en la zona superior izquierda existe una zona de 50% de GVF que no se desplaza con el giro del impulsor, al igual que la zona de alta concentración de gas en la parte posterior de la lengüeta en la parte superior derecha. Esto nos da a entender que el comportamiento de la distribución de las fases en la sección media es estable al alcanzar el estado estacionario periódico. Por otro lado, en la zona en el perfil de la cara frontal se observa una periodicidad en la generación de una zona de concentración de gas en el área de entrada a la lengüeta, lo cual es consistente con el comportamiento de una bomba centrífuga donde se genera puntos de intermitentes de concentración. En el plano transversal se puede observar la influencia de la fuerza de inercia del fluido de entrada en dirección axial concentrado la fase más densa hacia el disco posterior donde al producirse el giro del disco existe un mayor movimiento o cambio de distribución de las fases en forma intermitente.

4.5 DISTRIBUCIÓN DE LA VORTICIDAD EN LA FASES

Se puede apreciar en la Figura 56 que la vorticidad del gas es mayor en las zonas posteriores a los álabes, lo cual indica que existe una tendencia a formar un vórtice de aire (preferentemente) en esta región, tal como fue planteado en la sección 4.4. La vorticidad de la fase líquida tiende a ser superior justamente en el pico del borde de los álabes.

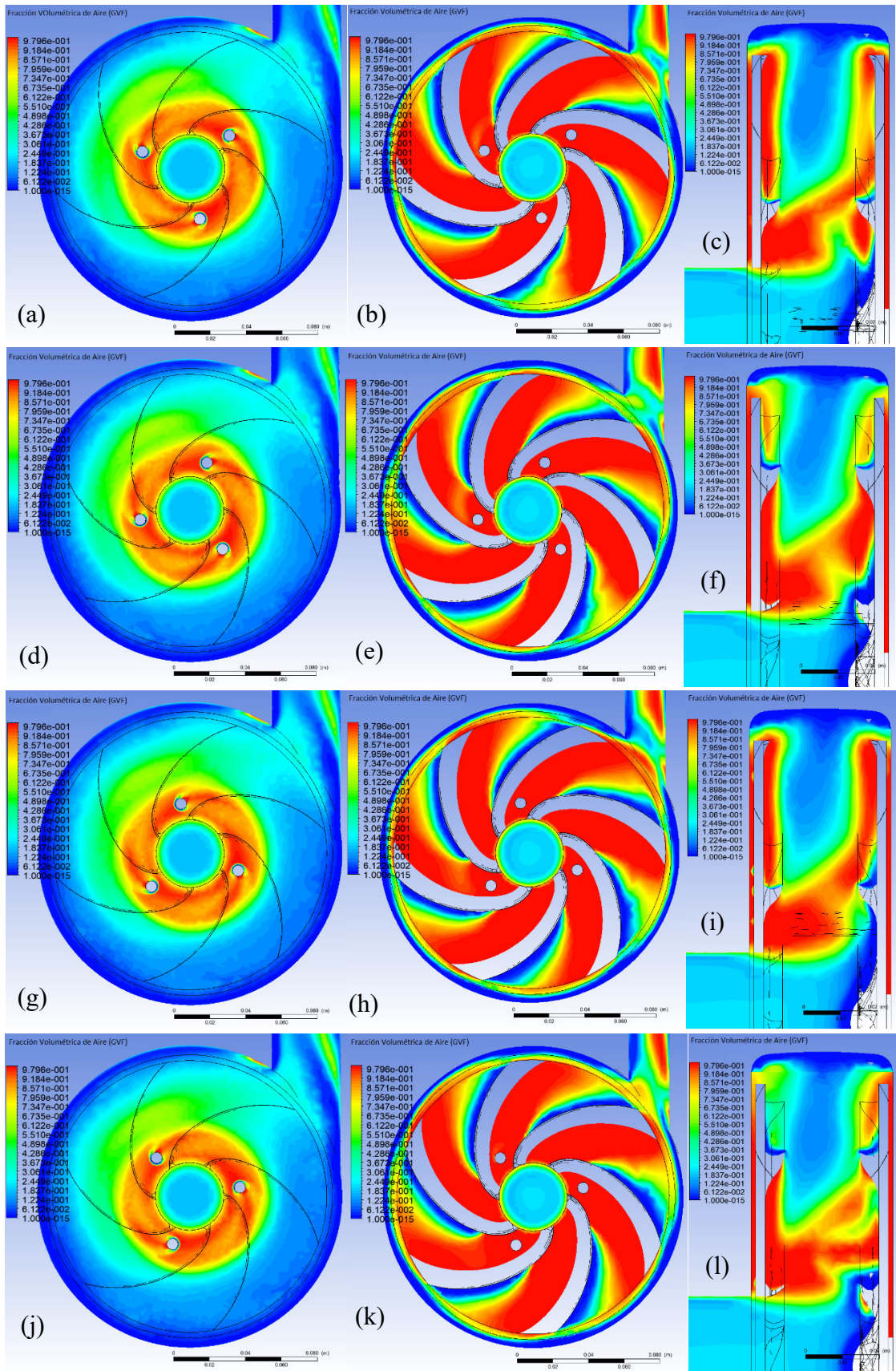


Figura 55 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para agua/aire a 25°C a 0° (a, b y c), 30° (d, e y f), 60° (g, h e i) y 90° (j, k y l).

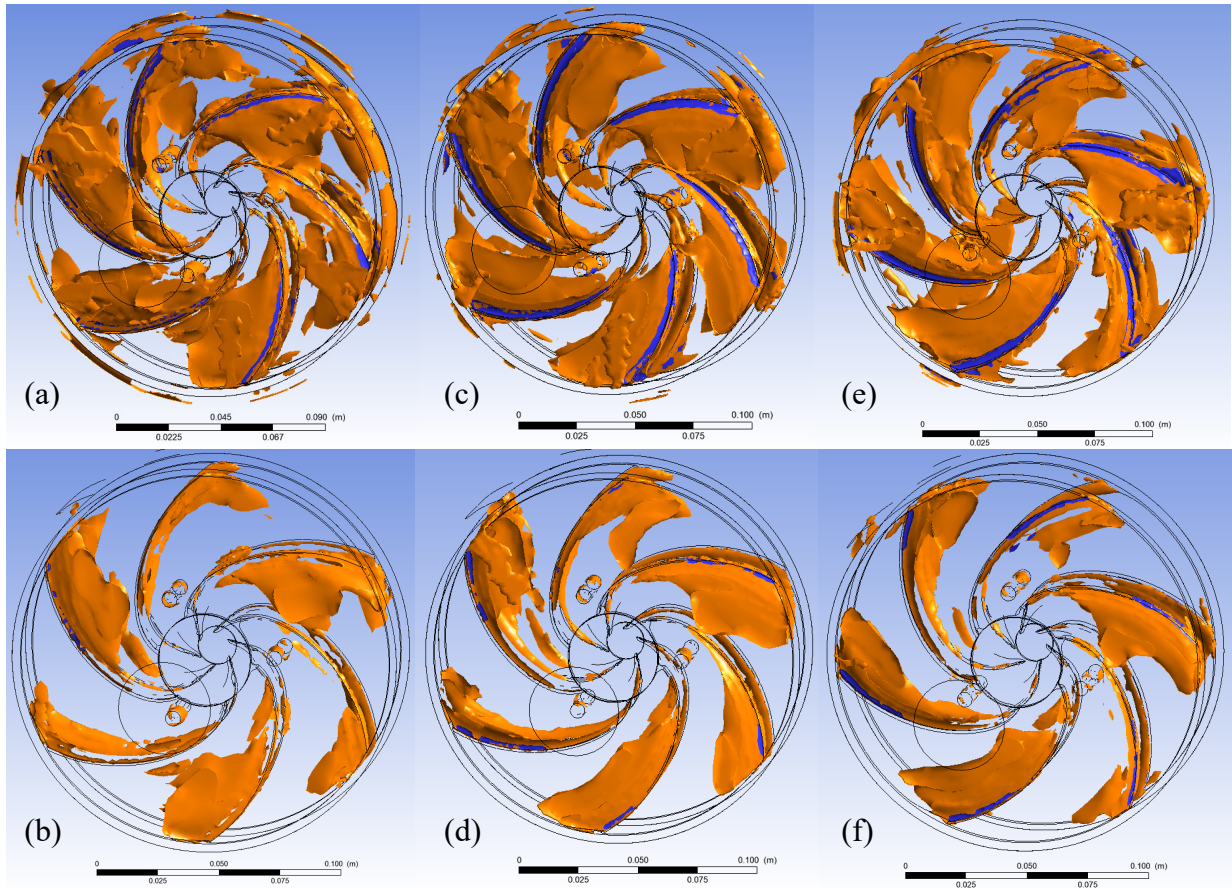


Figura 56 Isosuperficies de vorticidad de aire (naranja) y glicerina (azul) a 5800 s^{-1} y $10,000 \text{ s}^{-1}$ para una GVF a la entrada de 10% (a y b), 20% (c y d) y 30% (e y f).

En las figuras se presentan dos niveles de vorticidad para poder apreciar la tendencia hacia donde aumenta (o se concentra) la misma. En las figuras también se puede apreciar que a pesar de que el líquido presenta mayor vorticidad en la sección anterior del álabe, esta región se aprecia un solape de las isosuperficies, lo que establece que en esas zonas el aire también tendrá una vorticidad equivalente. Se debe aclarar que el hecho que estas superficies se solapen no debe considerarse como que allí existiese una zona de mezcla, ya en las Figura 53 y Figura 54 se aclaró la distribución de fases, simplemente se debe entender que si pasa aire por esa zona tendrá el mismo giro que el líquido.

Al analizar el comportamiento en función de la variación de la GVF a la entrada se puede apreciar que las isosuperficies presentan formas similares; este análisis es el que permite asegurar que en la Figura 52 los vórtices no desaparecen realmente al incrementar la GVF a la entrada.

4.6 COMPARACIÓN CON IMPULSOR DE DISCO LISO

A continuación se presenta la distribución de fracción volumétrica de aire para los sistemas a una GVF a la entrada de 10% y una temperatura de operación de 25 °C para el sistema aire/glicerol, evaluada con un disco liso (sin álabes) y otra con un Dragpeller ®.

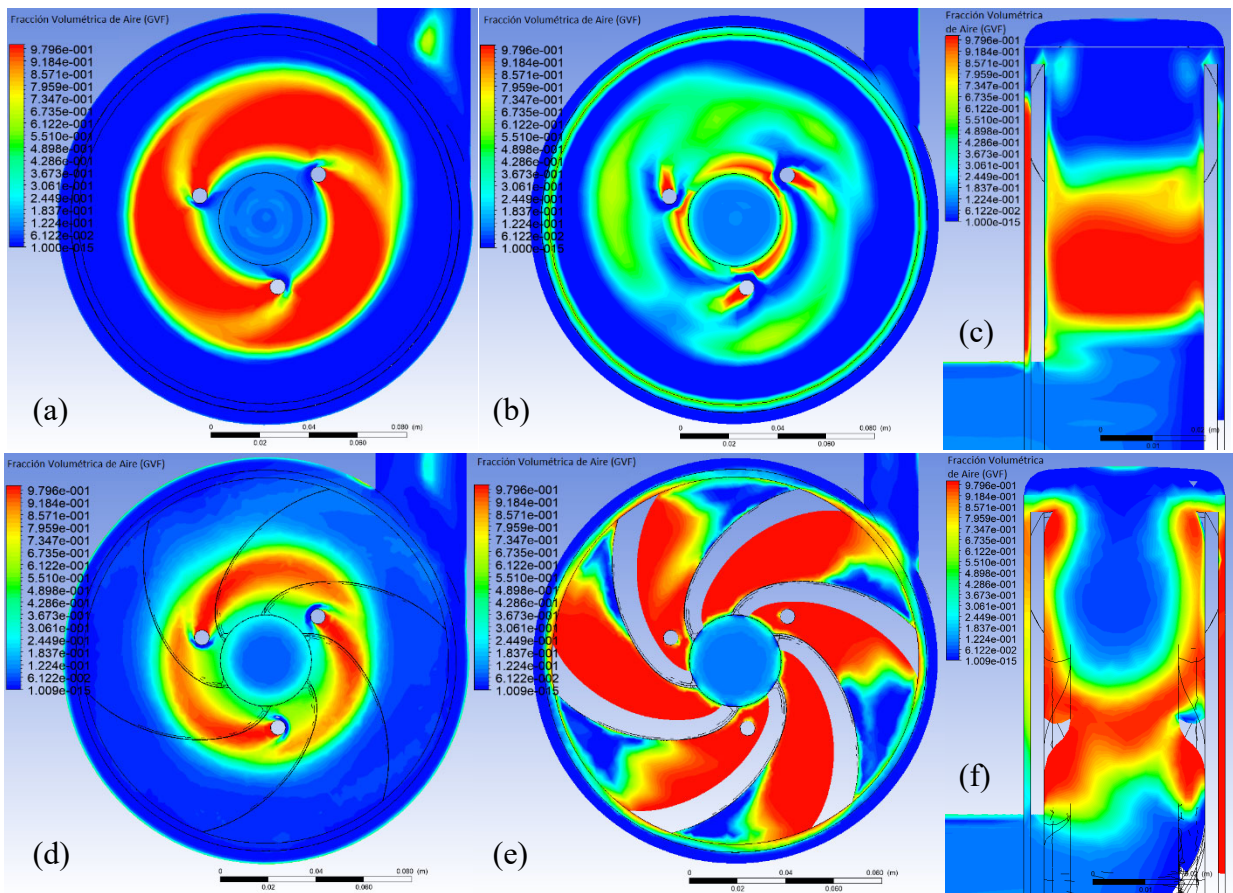


Figura 57 GVF en el plano medio, cara del disco y plano transversal para glicerina/aire a 25°C con una GVF de 10% para impulsor liso (a, b y c) e impulsor con álabes (d, e y f).

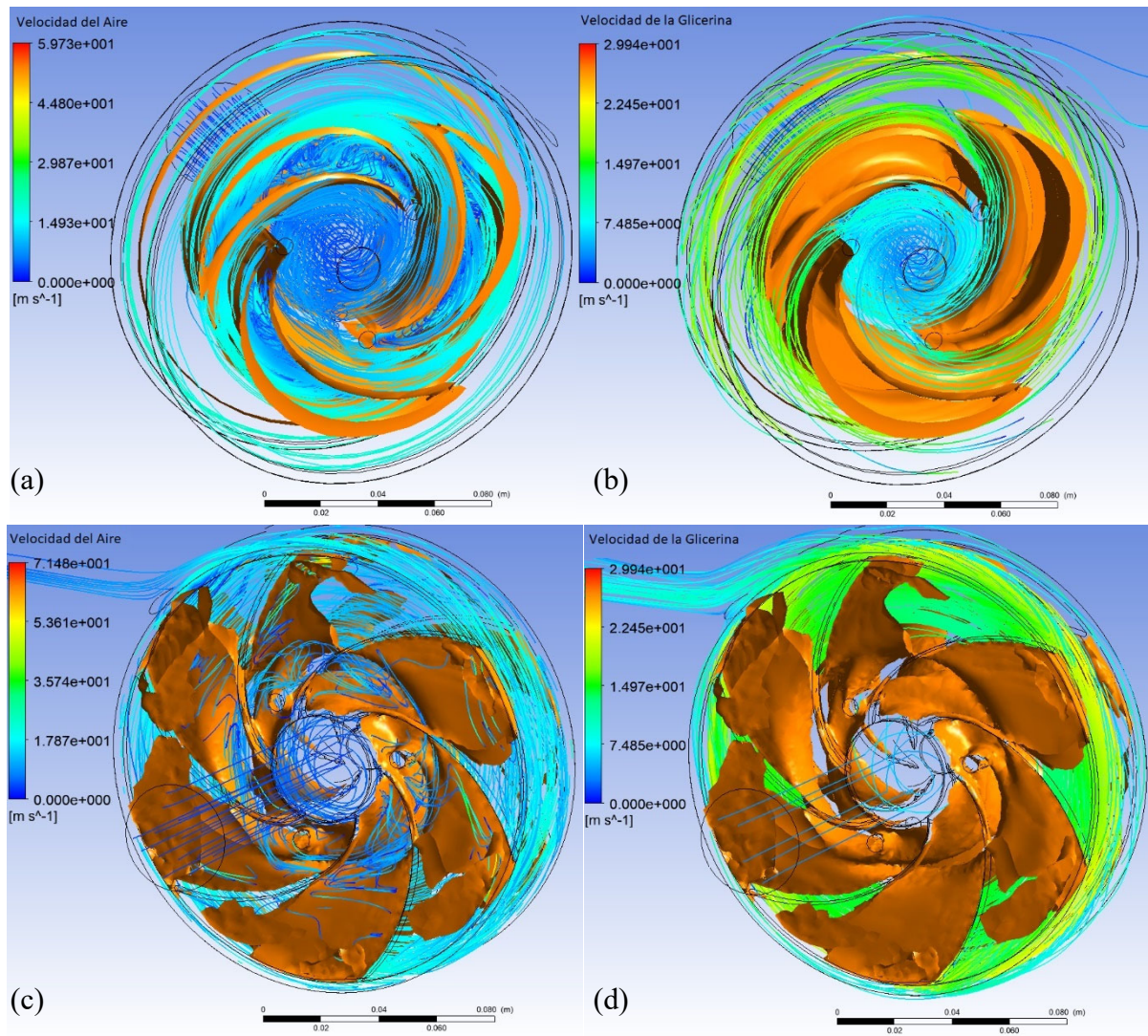


Figura 58 Isosuperficie de GVF a 0.9 y líneas de corriente de aire y glicerina a 25 °C y una GVF a la entrada de 10% para impulsor liso (a y b) e impulsor con álabes (c y d).

En las Figura 57 y Figura 58 se puede observar que para el disco liso el gas tiende a concentrarse en la zona posterior a los separadores de los discos, alejado de las paredes del impulsor. Según las líneas de corriente generadas no existe salida de aire por lo cual se estaría acumulando en el sistema hasta eventualmente ocasionar el atasco por gas. Los resultados presentados corresponden a una sensibilidad realizada por 3 días hasta alcanzar un punto relativamente constante, sin embargo, no se alcanzó el estado final estacionario.

De debe resaltar que el líquido (glicerina) al chocar con los separadores de los discos los bordea, pero no llegan a cruzar la isosuperficie de aire. Luego es desplazado preferente mente por

los bordes hasta la voluta para luego salir por el tubo de descarga. En este caso debido a que el fluido es arrastrado hasta la periferia del disco (no empujado) este no efectúa un impacto radial en la voluta y por consiguiente la recirculación radial es mucho más baja que para el otro impulsor evaluado.

Se observa en las líneas de corriente de la fase gaseosa para el disco liso (Figura 58a), que se forman unos vórtices en la parte posterior de los separadores de los discos donde se va concentrando el aire. Debido a que este sistema no posee algún elemento que produzca un arrastre aparente (o turbulencia), y que la transferencia de momento entre la interfase gas/líquido es relativamente baja; no existe posibilidad para que el gas salga del sistema.

Se debe destacar que el modelo seleccionado para la representación de la interfase tiene un enfoque euleriano, donde se considera la fase gaseosa como una fase preferentemente continua con un juego de ecuaciones que la representan. Dicho enfoque es válido para concentración de 10% en adelante. Sin embargo, este sistema de discos lisos debería ser evaluado con un enfoque lagrangiano y con concentraciones de gas inferiores a las evaluada en el presente trabajo.

CAPITULO V. CONCLUSIONES

5 CONCLUSIONES

En el presente trabajo se desarrollaron modelaciones de un sistema de bombeo bajo diferentes condiciones de operación donde se pudo determinar que el punto de operatividad de la bomba evaluada fue alcanzado entre 40 y 45% de GVF a la entrada para todos los casos evaluados. Asimismo, se pudo observar que contrario a la hipótesis planteada, la fase gaseosa se concentra en la parte posterior a los álabes y hacia la parte central. Al incrementar la GVF a la entrada la separación de las fases es menos pronunciada en plano medio, sin embargo, se incrementa el fenómeno de recirculación radial hasta llegar a ocasionar el fenómeno de atasco por gas. Se determinó que la viscosidad de la fase líquida tiene un efecto inversamente proporcional en el desempeño de la bomba, por tanto, el comportamiento del equipo evaluado es característico de una bomba centrífuga de impulsor abierto; lo cual fue corroborado con la pérdida de componente radial de la velocidad en la cara del disco. Por otro lado, se pudo observar que para el impulsor sin álabes ocurre el atasco por gas a más bajos GVF porque no existe un elemento que pueda direccionar la fase gaseosa hacia la periferia.

5.1 RECOMENDACIONES

Debido a que la geometría evaluada presentó un comportamiento centrífugo por la curvatura radial de los álabes; se propone evaluar una geometría con álabes rectos, para minimizar la recirculación radial en el plano medio, y más suavizada en la curvatura posterior para mitigar la generación de vórtices en esta zona.

Debido a que el enfoque seleccionado para la representación del dominio rotacional fue el de malla deslizante (SM), el tiempo de cálculo requerido para alcanzar el estado estacionario en cada una de las simulaciones fue alto, en algunos casos requiriendo varios días sin aún llegar a alcanzarlo, por tanto, se propone utilizar en futuras investigaciones un enfoque por balance de

armónicos (HB, por Harmonic Balance) en el dominio de la frecuencia. Este método es relativamente nuevo en el campo de turbomaquinarias, no ha sido utilizado en bombas de arrastre, y permite reducir significativamente el tiempo de cálculo porque solamente se analiza la respuesta periódica que alcanzaría el sistema en estado estacionario.

Por último, se debe indicar que no existe información experimental sobre este tipo de bombas en condiciones de flujo multifásico, por lo que es un campo de oportunidad para efectuar investigaciones novedosas con este tipo de equipo rotodinámico

REFERENCIAS

- ACI Science. s.f. *Physical Properties of Glycerine and its Solutions*. American Cleaning Institute. Último acceso: 26 de marzo de 2018. http://www.aciscience.org/docs/physical_properties_of_glycerine_and_its_solutions.pdf.
- ANSYS. 2017. *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*. USA: ANSYS, Inc.
- . 2017. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. USA: ANSYS, Inc.
- . 2017. *ANSYS Fluent Theory Guide*. USA: ANSYS, Inc.
- API 10 Ingeniería. 2007. «History of the disc pump.» Último acceso: 30 de enero de 2018. http://api10.com/anterior/History_new.htm.
- Bozorgmehrian, Manoochehr. 2013. *Sizing and Selection Criteria for Subsea Multiphase Pumps*. Houston: University of Houston.
- CFD Online. 2012. *Direct Numerical Simulation (DNS) -- CFD Wiki*. 25 de julio. Último acceso: 27 de marzo de 2018. [https://www.cfd-online.com/Wiki/Direct_numerical_simulation_\(DNS\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Direct_numerical_simulation_(DNS)).
- Dragpump Corporation. 2015. *Dragpumps | Drag Pump*. Websensemx. Último acceso: 30 de enero de 2018. <http://dragpump.com/index.php/dragpumps/dragpumps/>.
- . 2015. *Petróleo y Gas | Dragpump*. Websensemx. Último acceso: 30 de enero de 2018. <http://es.dragpump.com/index.php/petroleo-y-gas/>.
- Fernández, Joaquín, Eduardo Blanco, José González, y Carlos Santolaria. 2000. *Simulación Tridimensional de una bomba centrífuga con interacción Voluta-rodete*. Gijón: Universidad de Oviedo.
- Fórez, Jorge, y Freddy Porras. 2007. *Determinación del Patrón de Flujo Multifásico en Tuberías de Recolección de Petróleo Emulsionado, a partir de los datos históricos de producción apoyado en una aplicación con Redes Neuronales Artificiales*. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander.
- Franklin Electric Co., Inc. 2018. «Pump Selector.» *Franklin Pump Flo*. 27 de mayo. <http://franklin.pump-flo.com/app/storefront.aspx?sid=franklin>.
- Frei, Walter. 2017. *Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application?* 6 de julio. Último acceso: 9 de marzo de 2018. <https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>.
- Hiambo. 2004. «Experience in using Discflo pumps for multiphase fluids.» 10 de septiembre. Último acceso: 30 de enero de 2018. <http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=102651>.

- Hiester, H, M Piggot, P Farrell, y P Allison. 2014. «Assessment of spurious mixing in adaptive mesh simulations of the two-dimensional lock-exchange.» *Ocean Modelling* 30-44.
Último acceso: 12 de marzo de 2018. doi:<https://doi.org/10.1016/j.ocemod.2013.10.003>.
- Hua, Gong, Gioia Falcone, Catalin Teodorum, y Gerald L. Morrison. 2012. «Comparison of Multiphase Pumping Technologies for Subsea and Downhole Applications.» *Oil and Gas Facilities* 36-46.
- Jäschke, Axel. 2013. «Twin Screw Technology General Overview and Multiphase Boosting.» *Calgary Pump Symposium 2013*. Calgary.
http://www.calgarypumpsymposium.ca/uploads/2013PDFs/End_User/Multiphase_Pumps.pdf.
- Karassik, Igor, Joseph Messina, Paul Cooper, y Charles Heald, . 2001. *Pump Handbook*. 3ra. New York: McGraw-Hill.
- Li, Bin, y Hao Qi. 2011. «The numerical simulation of gas-liquid-solid three-phase flow in the disc pump.» *Advanced Materials Research* 320: 434-440.
doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.320.434.
- Lide, David R, ed. 2010. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. 90th. Boca Raton, FL: CRC Press/Taylor and Francis.
- Martínez, Julián. 2004. «3. Análisis Dimensional.» En *Apuntes de Mecánica de Fluidos*. Gijón: Universidad de Oviedo. Último acceso: 5 de mayo de 2018.
http://sgpwe.izt.uam.mx/files/users/uami/hja/file/Mec_Fluid_CBS/tema_3_analisis_dimensional_0405.pdf.
- Mirza, Kamran . 2012. «Three Generations of Multiphase Progressive Cavity Pumping.» 03 de febrero. Último acceso: 30 de enero de 2018.
<http://www.upstreampumping.com/article/production/three-generations-multiphase-progressive-cavity-pumping>.
- Pacello, John, y Peter Hanas. 2000. «Disc Pump-Type Pump Technology for Hard-To-Pump Applications.» *17th International Pump User Symposium, Turbomachinery Laboratory Texas A&M University*. Texas. 69-79.
<http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P17/P1769-79.pdf>.
- Patiño, Luis, Rafael García, José Hilarraza, Henry Espinoza, y José Pérez. 2006. «Modelado Numérico del comportamiento fluidodinámico de fluidos viscosos en el Impulsor de una Bomba Hidráulica de Discos.» *1er Workshop Venezolano de Simulación Computacional en Ingeniería para la Industria Petrolera*. Barcelona.
- PCM. s.f. «Multiphase Transfer.» Último acceso: 30 de enero de 2018.
http://www.pcm.eu/sites/default/files/pcm_brochure_surface_transfer.pdf.
- . s.f. «PCM Moineau™ A.» Último acceso: 30 de enero de 2018.
http://www.pcm.eu/sites/default/files/pcm_api_standard_pumpsbrochure_2.pdf.
- PDVSA. 1994. *Cálculo hidráulico de tuberías*. Caracas: PDVSA Intevep.

- Pedlosky, Joseph. 1987. *Geophysical Fluid Dynamics*. 2da. New York: Springer.
- Pessoa, Rui, y Mauricio Prado. 2003. «Two-Phase Flow Performance for Electrical Submersible Pump Stages.» *SPE Production & Facilities* 13-27.
- Sánchez, Jesús. 2004. *Simulación Numérica Directa en Paralelo de las Ecuaciones de Navier-Stokes en Flujos con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas*. Sevilla: Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla. Último acceso: 12 de marzo de 2018.
http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/descargar_fichero/PFC.pdf.
- Stenmark, Elin. 2013. *On Multiphase Flow Models in ANSYS CFD Software*. Göteborg, Sweden: Chalmers University of Technology.
- Vetter, Gerhard, Wolfgang Wirth, Heiko Körner, y Sabine Pregler. 2000. «Multiphase Pumping with Twin-Screw Pumps - Understand and Model Hydrodynamics and Hydroabrasive Wear.» *17th International Pump User Symposium*. Houston, Texas. 153-169.
<http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P17/P17153-169.pdf>.
- Zhou, Chan-jing, Guo-ming Chen, y Chang-hang Xu. 2010. «Numerical simulation of solid-liquid two-phase flow mechanism in disc pump with radial straight blade.» *Journal of China University of Petroleum* 34 (5): 147-158.

PROCEDIMIENTO DETALLADO DE EVALUACIÓN DE LA FASE LÍQUIDA

Mallado estructurado

Se realizó un mallado estructurado en los tres dominios (Figura 24) utilizando el método de cut-cell o cartesiano. Este método consiste en definir una red interna estructurada y ortogonal de hexaedros tratando de llenar toda la geometría; cuándo se aproxima a los bordes de la geometría, se disminuye el tamaño de los elementos de tal forma de adaptarse mejor a la misma. Finalmente, para cerrar el mallado en el borde de la geometría se utilizan (si son requeridos) prismas, tetraedros y cuñas.

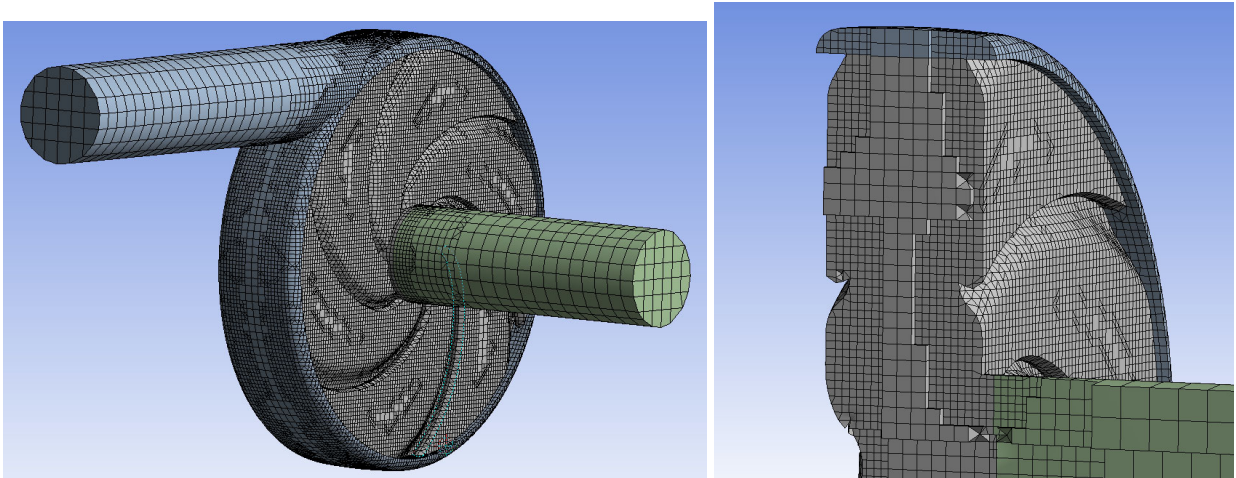


Figura A1 Mallado Cartesiano generado utilizando el método cut-cell.

Como este método de mallado es muy similar al método “patch independent” para las mallas no estructuradas, no puede ser aplicado un control “inflation” en las caras colindantes a los sólidos.

Mallado No Estructurado

Se debe aclarar que se efectuó un mallado no estructurado fue en el área de la voluta y en el área de los impulsores con álabes puesto que presentan una geometría complicada para ser representada con una malla estructurada. Se debe aclarar que se trató de efectuar un mallado estructurado mediante el uso de ICEM, generando una malla en la superficie de la cara externa y

después efectuando un barrido hacia la cara interna. Éste mallado solamente fue efectivo hasta el mallado de la cara externa, sin embargo, al aplicar el barrido generaba una malla incongruente.

En las tuberías de entrada y salida se aplicaron controles de mallado con el objetivo de obtener una malla estructurada en estas zonas. El método de mallado considerado fue el “patch conforming”, el cual comienza efectuando el mallado de todas las caras de la geometría, posteriormente aplica los controles “inflation” de existir y por último rellena la parte interna de la geometría con tetraedros.

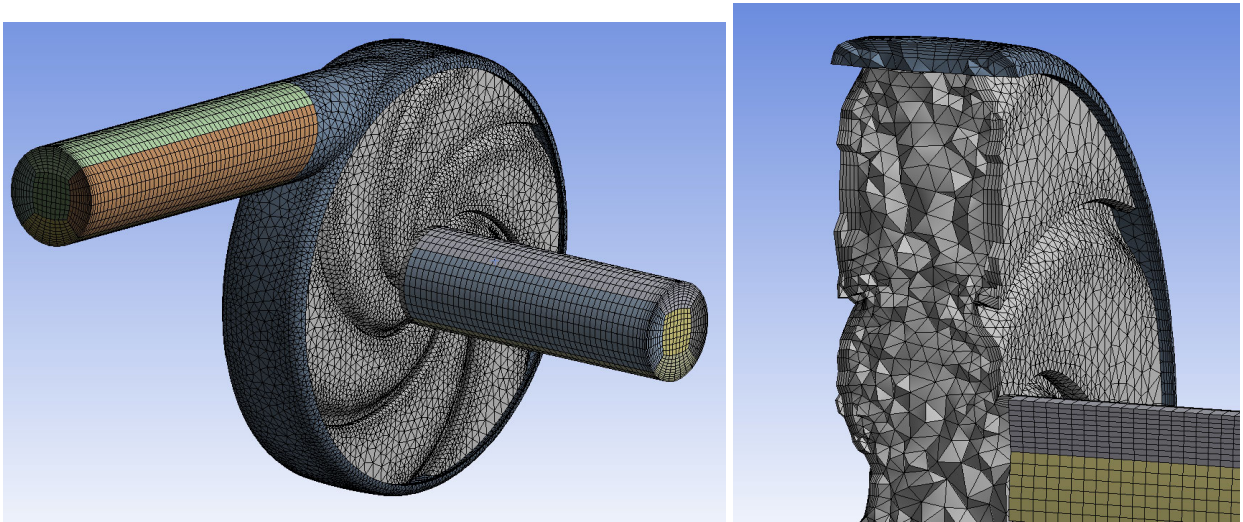


Figura A2 Mallado No Estructurado generado utilizando el método *patch conforming* con un control “*inflation*”.

Refinamiento de la malla

Mallado de las tuberías de entrada y salida

Para las zonas de las tuberías de entrada y salida se utilizó el enfoque tipo “barrido” (sweep) el cual genera una malla estructurada o no estructurada dependiendo del mallado que se efectúe en la cara a barrer. Esta cara denominada superficie libre. Para estos casos fueron las caras de entrada y salida. En estas caras se aplicaron herramientas de dimensionamiento (sizing) en los bordes de los multibloques con el objetivo de generar una malla estructurada no ortogonal. Adicionalmente en los bordes radiales se aplicó un factor de crecimiento (Bias) para crear capas más delgadas en los bordes cercanos a la tubería para una mejor representación del efecto de capa límite.

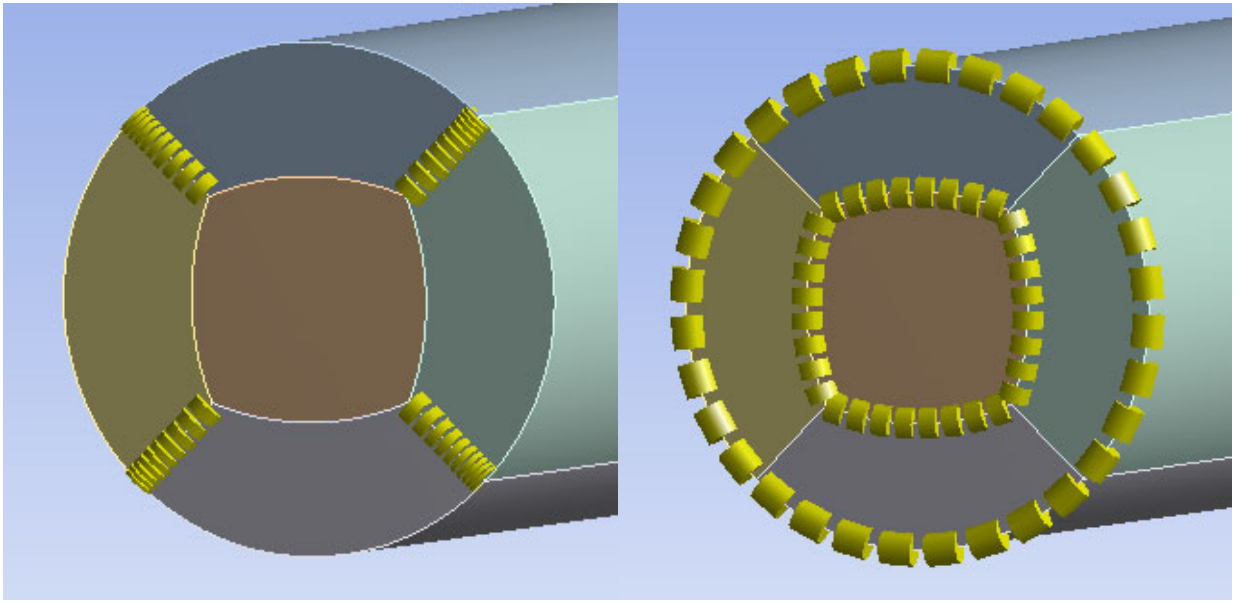


Figura A3 Controles de tamaño aplicados en los bordes radiales y circunferenciales respectivamente, para efectuar un mallado regular.

Mallado de la voluta

Para esta zona se utilizó un mallado no estructurado con el enfoque “patch conforming” el cual es un método que intenta llenar la geometría desde las caras hasta el centro usando preferentemente tetraedros y prismas. Adicionalmente se efectuó uso de un control de mallado denominado “inflation” el cual permite generar capas de elementos (prismas o hexaedros) desde las caras seleccionadas (adyacentes a las paredes). Este control permite crear elementos que efectúen una mejor representación del comportamiento del fluido en la capa límite. En la siguiente figura se muestran las caras seleccionadas para aplicar el control de la capa límite.

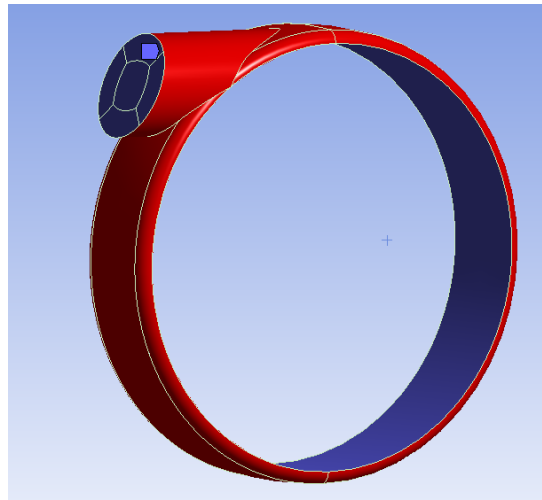


Figura A4 Caras donde se aplica el control “inflation” de la capa límite en la voluta.

El control de capa límite se estableció un máximo de 5 capas con un factor de crecimiento de 1.2. En este método el programa efectúa primeramente el mallado de las caras (con triángulos), luego genera las capas del “*inflation*” efectuando algo semejante a un barrido desde las caras hacia el interior de la geometría y por último crea los tetraedros para llenar el centro de la geometría.

Mallado de la zona rotacional

Para el caso del impulsor con álabes se efectuaron dos mallados, uno similar al efectuado para la voluta: mallado no estructurado por el método *patch conforming*. Las caras posteriores de los discos, que quedan frente a las paredes del case (fijo) así como estas últimas, no fueron consideradas para aplicar el control “*inflation*” puesto que no son zonas representativas del flujo.

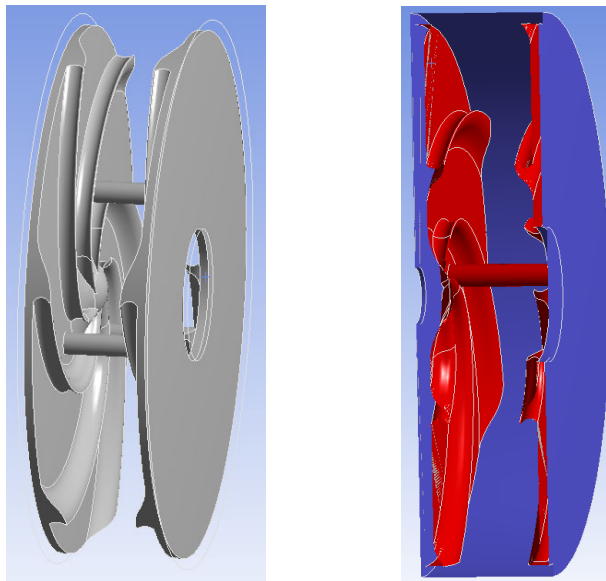


Figura A5 Caras donde se aplica el control “inflation” de la capa límite en la zona rotativa del impulsor con álabes.

Para el caso del impulsor con discos lisos se aplicaron controles adicionales con la finalidad de obtener un mallado regular. Adicionalmente se efectuó uso del método multibloque al igual que en las tuberías de entrada y salida para un mejor control de la generación de la malla. Se aplicó un método de barrido de una cara interna del disco a otra, con un control de mapeado para asegurar una malla regular.

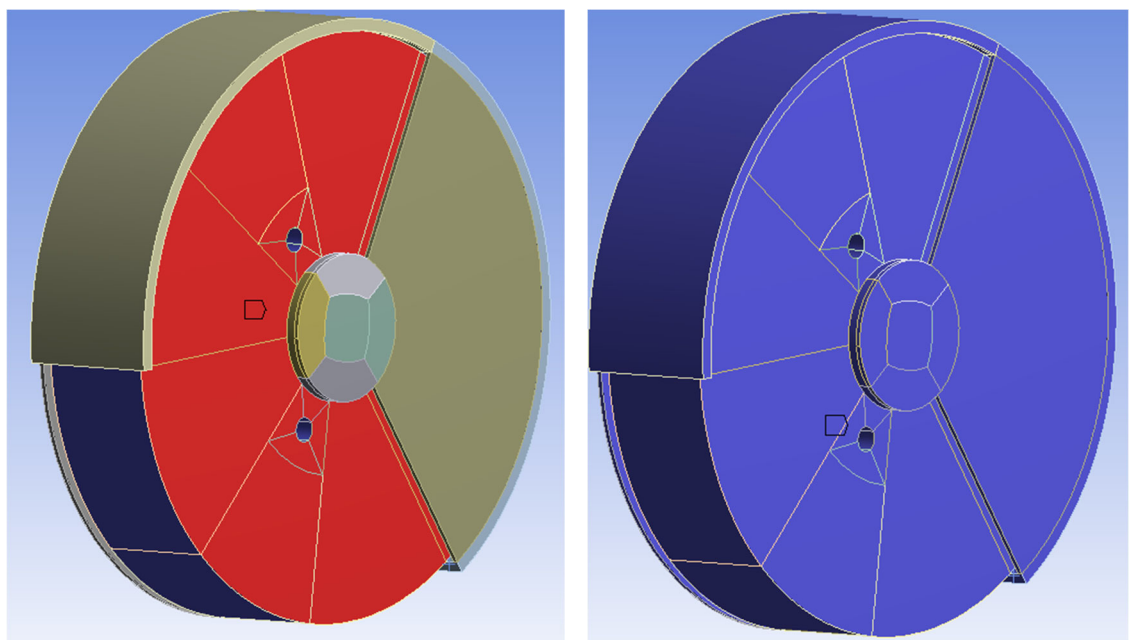


Figura A6 Método de mallado por barrido con control de mapeado aplicado al disco liso.

GRÁFICAS DE DESEMPEÑO DE LA BOMBA

Curvas de desempeño en función de las variables medidas

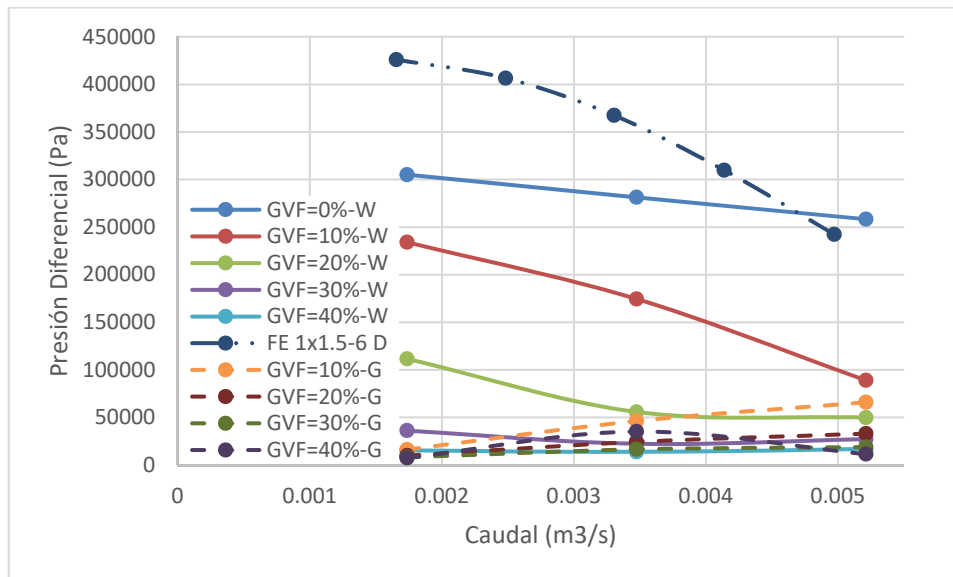


Figura B1 Curvas de desempeño presión diferencial vs caudal.

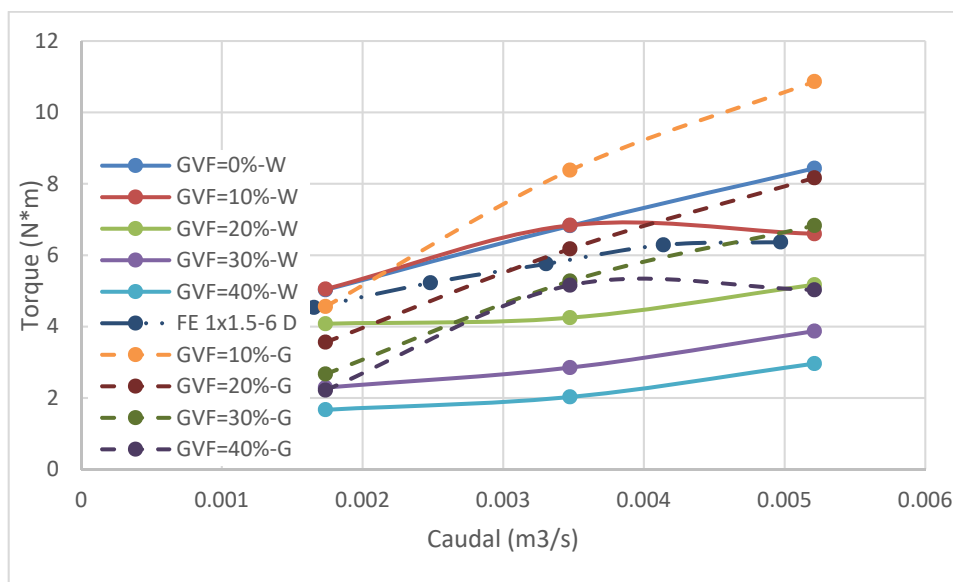


Figura B2 Curvas de desempeño torque vs caudal.

Curvas de desempeño en función de los indicadores adimensionales

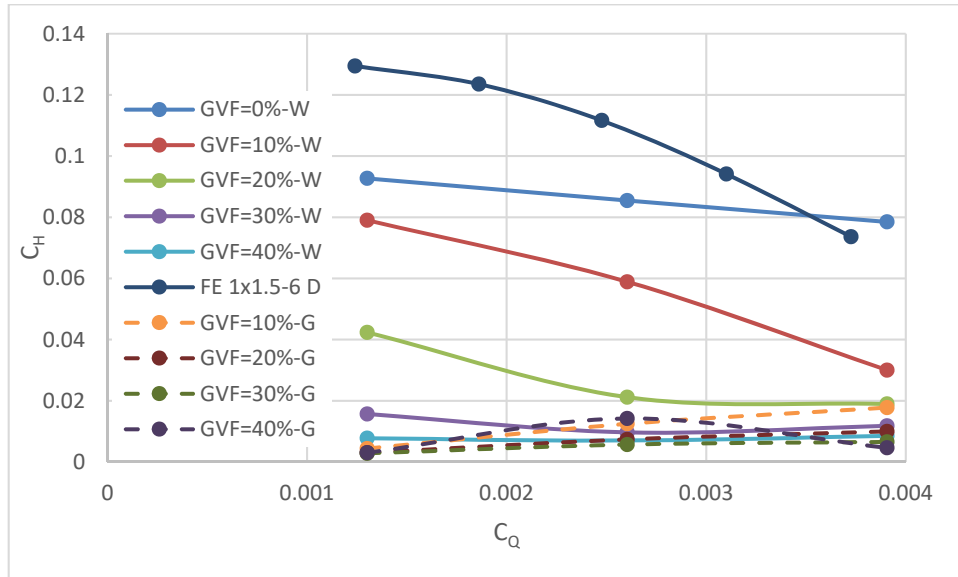


Figura B3 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs coeficiente de caudal.

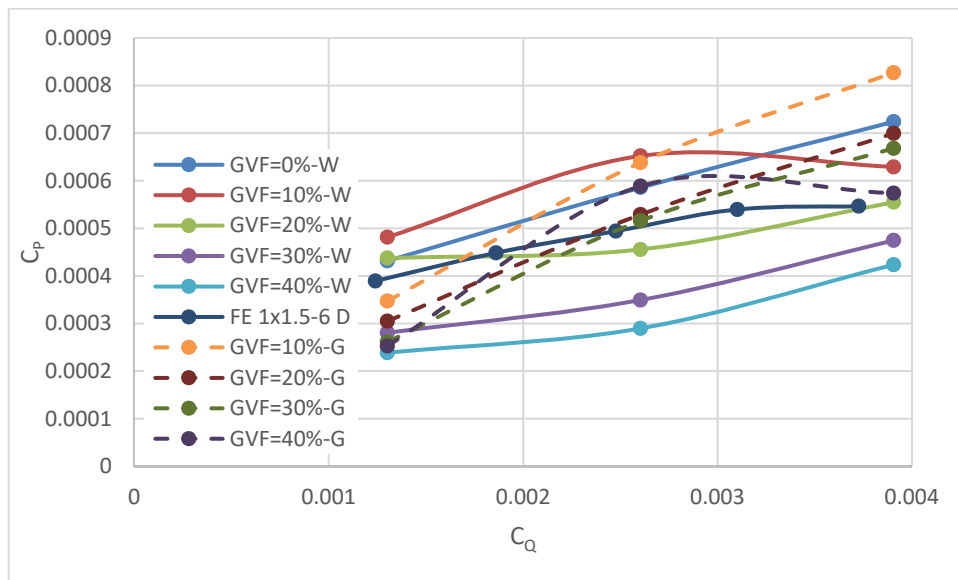


Figura B4 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs coeficiente de caudal.

Curvas de desempeño variables medidas en función de GVF

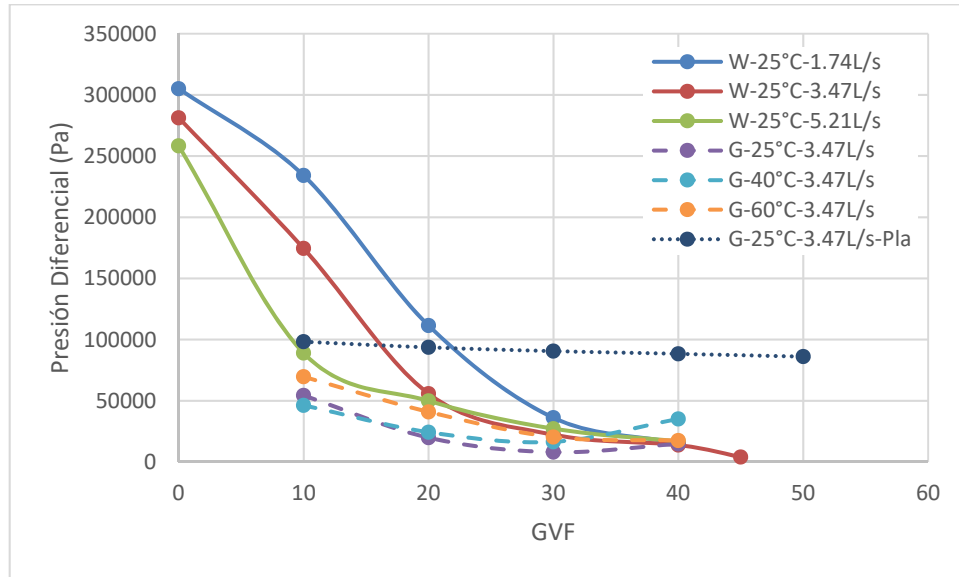


Figura B5 Curvas de desempeño presión diferencial vs GVF.

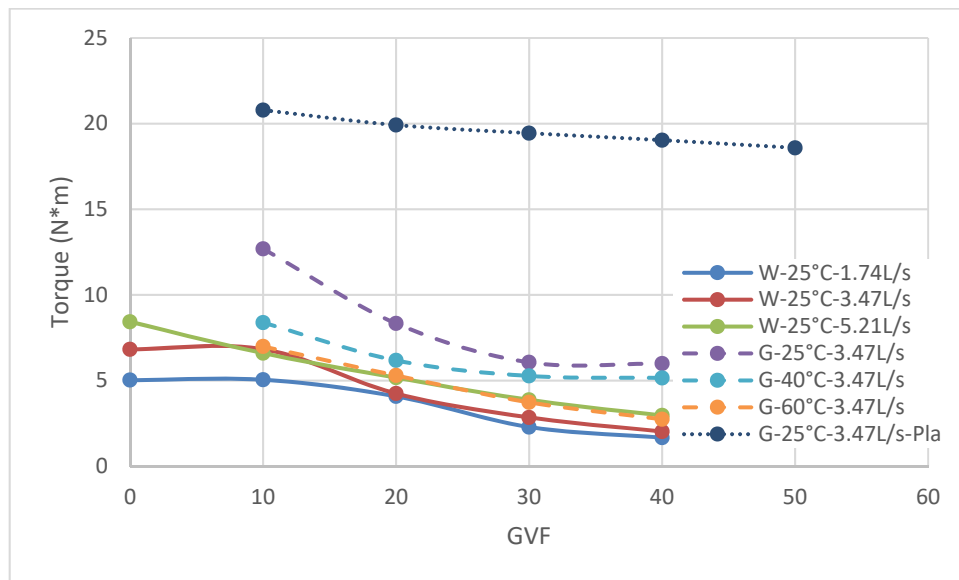


Figura B6 Curvas de desempeño torque vs GVF.

Curvas de desempeño de indicadores adimensionales en función de GVF

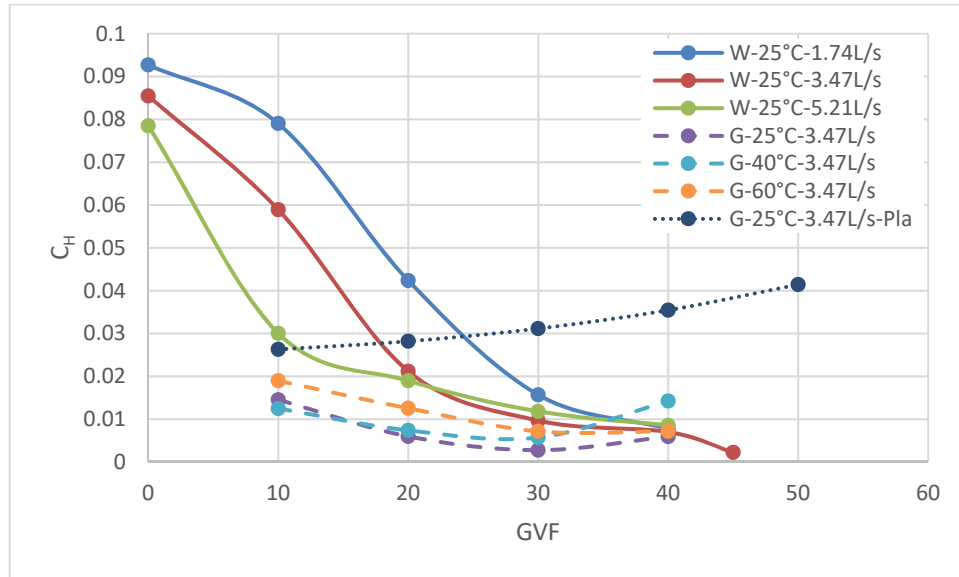


Figura B7 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs GVF.

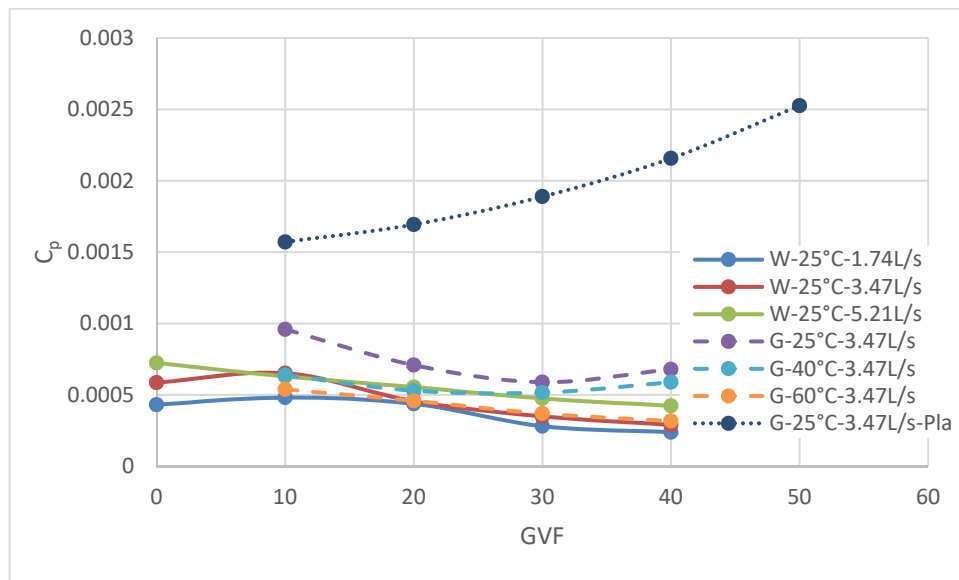


Figura B8 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs GVF.

Curvas de desempeño de variables medidas en función de viscosidad del líquido

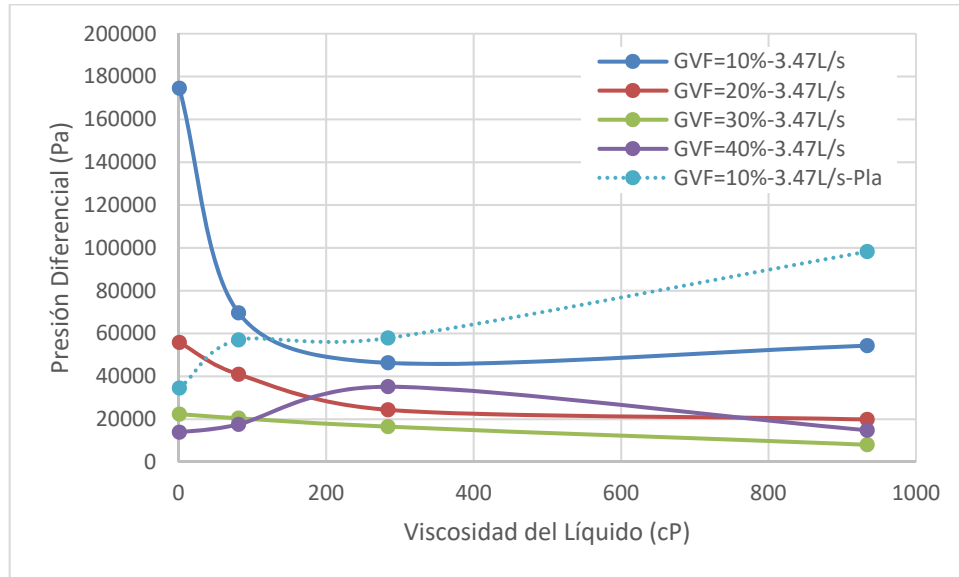


Figura B9 Curvas de desempeño presión diferencial vs viscosidad del líquido.

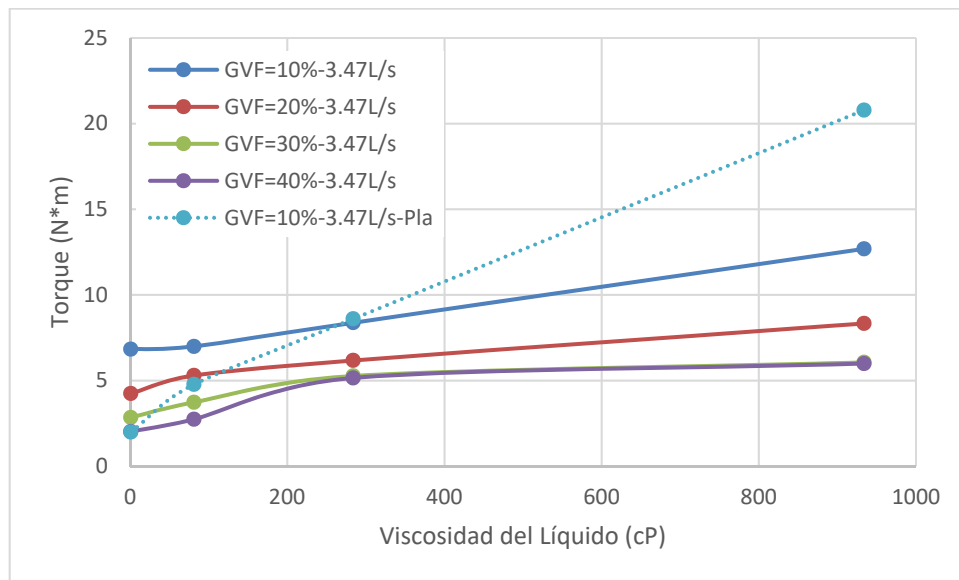


Figura B10 Curvas de desempeño torque vs viscosidad del líquido.

Curvas de desempeño de indicadores adimensionales en función de viscosidad

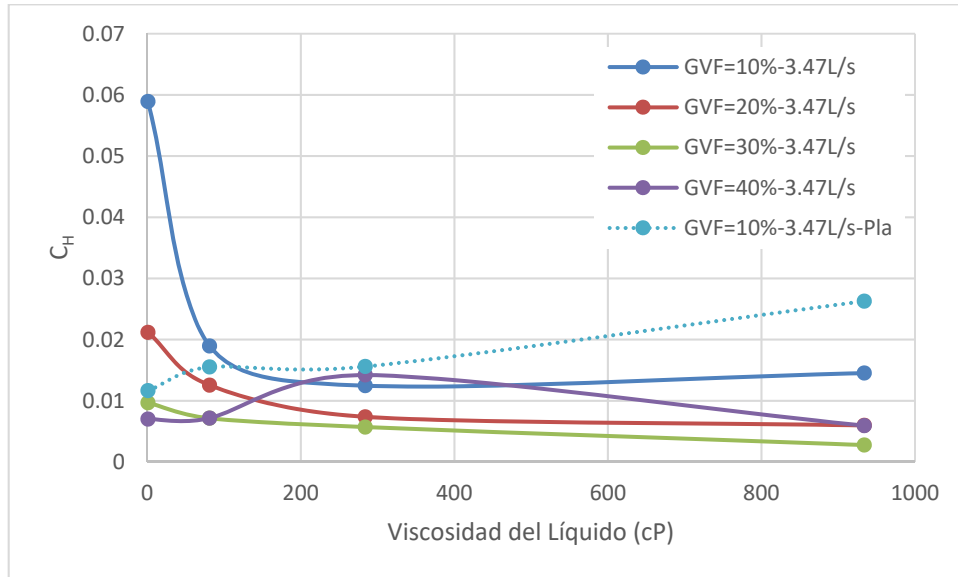


Figura B11 Curvas de desempeño coeficiente de cabezal vs viscosidad del líquido.

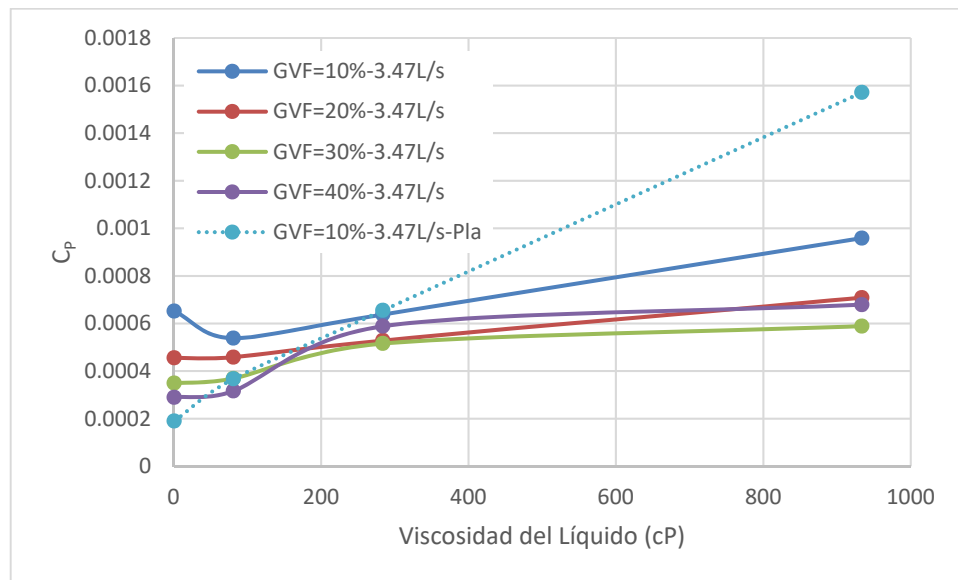


Figura B12 Curvas de desempeño coeficiente de potencia vs viscosidad del líquido.