



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Aplicación de la Dinámica de Fluidos
Computacional (CFD) y el Modelado
Mecánico en el Estudio del Sistema
de Bombeo Electrocentrífugo
Sumergido (BEC)**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Petrolero

P R E S E N T A

Gerardo Fernando Mata Cárdenas

DIRECTOR DE TESIS

M.I. Felipe de Jesús Lucero Aranda



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017

Agradecimientos

A Dios, que en su nombre todo lo puedo.

A mi padre, el Ing. José Gerardo Mata Iturbe por su gran ejemplo y amor incondicional.

A mi madre, Claudia Ana María Cárdenas Caminos por su empeño insaciable y amor incondicional.

A la UNAM, por ofrecerme un hogar en la mejor universidad del mundo.

A mis hermanos: Carlos y Eduardo por ser mi alegría.

A mi director de tesis, M.I. Felipe de Jesús Lucero Aranda por su tiempo y dedicación.

A las familias: Caminos Chaine y Jasso Mata, por abrirme las puertas de su casa.

A mis abuelos: José, Antonio, Ana e Imelda por su cariño.

A mis amigos: Santiago, José, Raúl, Omar, Humberto, Brenda, César y Fernando, que son la familia que uno escoge en la vida.

Resumen

El sistema de bombeo electrocentrífugo (BEC) consiste de componentes superficiales y subsuperficiales que trabajan en conjunto para llevar los fluidos del fondo del pozo a superficie. El corazón del sistema es la bomba BEC, que está compuesta por una serie de etapas que constan de un impulsor y un difusor. En esencia, el sistema BEC suministra energía mecánica para aumentar la velocidad del fluido, y convierte esta diferencia de velocidad en energía de presión para que los fluidos puedan llegar a la superficie. La carga teórica desarrollada por la bomba es determinada con la ecuación de Euler, y se expresa en términos de altura del fluido en particular, a esta carga teórica deben ser añadidas pérdidas que reducen la eficiencia de la bomba. Para cada bomba centrífuga existen curvas características que muestran su desempeño, estas curvas no siempre son aplicables ya que las condiciones operativas difieren de las condiciones con las que estas curvas fueron elaboradas. En México el sistema BEC no ha sido un gran éxito, debido a que se han presentado fallas en el equipo, provocando una corta vida útil.

Un modelo mecanístico describe el fenómeno que ocurre en un sistema a partir de fenómenos físicos que ocurren a un menor nivel. Las principales funciones de los modelos mecanísticos aplicados a fenómenos de flujo son: predecir las características del flujo, alternativa para la experimentación y la determinación de la sensibilidad de ciertos factores involucrados en el fenómeno. Su elaboración consiste en la construcción, estudio, prueba y aplicación del modelo.

Existen condiciones donde el gas es arrastrado por el líquido a la succión de la bomba, a medida que la fracción de gas aumenta, la capacidad de la bomba para suministrar energía al fluido es deteriorada hasta llegar a un punto donde el deterioro se vuelve muy drástico, denominado punto de inflexión en la caída de presión (pressure surging). A partir de un modelo mecanístico es posible analizar la fracción de gas retenida dentro del impulsor de la bomba, basado en: el tamaño de la burbuja, el coeficiente de arrastre, un balance de fuerzas y las velocidades de resbamiento de las fases. Este modelo mecanístico puede ser comprobado con resultados obtenidos a partir de una simulación CFD (dinámica de fluidos computacional) donde el fenómeno de punto de inflexión, puede ser capturado en la visualización de los resultados de la simulación, o bien por mediciones experimentales.

CFD es una herramienta que sirve para el análisis de sistemas que involucran el flujo de fluidos por medio de simulaciones por computadora. La elaboración de un código CFD consiste en un pre proceso, solución y post proceso, después de esto es muy importante verificar la validez de los resultados CFD. Este código está basado en las leyes de conservación de un fluido en movimiento. La mayoría de los

códigos CFD ocupan el método de volumen finito para determinar el cambio de cierta propiedad en el sistema, y este método a su vez ocupa las ecuaciones de Navier-Stokes.

Uno de los usos principales de CFD en el sistema BEC es su aplicación en el diseño de los impulsores de la bomba. A partir de la visualización de los resultados obtenidos de la simulación CFD, se pueden obtener las curvas de carga contra capacidad, vectores de velocidad o distribución de presión en los canales del impulsor para detectar cambios en los patrones de flujo a distintas condiciones de operación. Por otro lado, la bomba BEC maneja fluidos con viscosidad distinta a la del agua, por lo que es importante determinar su desempeño manejando este tipo de fluidos. Para poder estudiar el fenómeno de flujo de fluidos viscosos en la bomba es posible aplicar una simulación CFD que incluya la geometría de la bomba y propiedades del fluido. Posteriormente, se debe comprobar la validez de los resultados de gasto de fluido de determinada viscosidad contra el incremento de presión. Una vez que los resultados fueron validados, se procede al análisis de las líneas de flujo obtenidas en la simulación CFD a distintas condiciones operativas, así como la distribución de presión a lo largo de la bomba.

Como se ha mencionado anteriormente, una de las problemáticas principales en el sistema BEC es el manejo de gas en la bomba. A partir del análisis de los factores que permiten la homogenización de las fases gas-líquido, se ha logrado desarrollar una bomba híbrida con ayuda de simulaciones CFD en la etapa de diseño. De acuerdo a su prueba experimental, esta bomba híbrida muestra tener mayor capacidad para manejar fracciones de volumen de gas sin afectar, de una manera tan drástica, el incremento de presión producido por la bomba BEC. Otro problema frecuente en el sistema BEC es el fenómeno de erosión por arenas, este fenómeno también puede ser analizado por simulaciones CFD para determinar las regiones de la bomba más afectadas y la erosión causada después de operar un periodo de tiempo a ciertas condiciones de flujo.

Abstract

The electric submersible pump (ESP) system consists of surface and subsurface components that work together to take the fluids from downhole up to the surface. The system's main component is the centrifugal pump, which is built by a series of stages made of one impeller and one diffuser each. Basically, the ESP system provides mechanical energy to rise the velocity of the fluid, then this energy is converted to pressure energy, which is the one taking the fluids to surface. The theoretical head developed by the pump is determined by Euler's equation, and is expressed in terms of fluid column. Losses that occur along the pressure boosting process must be added to this theoretical head, which reduces the ESP's efficiency. There are performance curves for each ESP, but these curves are not always close to actual conditions, as the operational parameters differ from the parameters in which the performance curves were built. In México, the ESP system has not been such a success due to failures in the system's components, leading to a short working period.

A mechanistic model describes the phenomena that occurs in a system based on the physical phenomena that occurs at lower levels. The main applications for mechanistic models focused on flow phenomena are: predicting the fluid characteristics, an alternative for experimentation and to determine the sensibility of certain factors involved in the phenomena. It's elaboration consists of the following stages: construction, study, testing and implementation.

Due to particular downhole conditions, gas is sometimes dragged by the liquid to the pump intake. When gas fraction rises, the pump's boosting pressure is degraded to a certain point where the boosting pressure drops drastically, which is called pressure surging. It is possible to study these phenomena with a mechanistic model approach by analyzing the gas volume fraction inside the impeller based on the bubble size, drag coefficient, force balance and slippage velocities. This mechanistic model can be validated with the results obtained from a CFD (computational fluid dynamics) simulation where the pressure surging phenomena can be captured, or by experimental differential pressure measurements.

CFD is a tool used for the analysis of systems that involves flow phenomena by computer simulations. The CFD code consists of: preprocess, solution, postprocess and results validation, this code is based on conservation laws of a moving fluid. Most of CFD codes use the finite volume method to determine the change of a particular property in the system, this method uses the Navier-Stokes equations.

One of the main applications of CFD in the ESP system is the design of the pump's impellers. Analyzing the curves of head versus capacity, velocity vectors and pressure distribution in the impeller's channels obtained by the CFD simulation,

different flow patterns due to changes in the operative conditions can be detected. On the other hand, ESP handles fluids with viscosities different from water, thus it is important to determine the performance of the pump handling these fluids. It is possible to run a CFD simulation to study the phenomena of viscous fluids flow through the pump, this simulation includes the pump's geometry and the fluid properties. The curves of flow versus pressure boost obtained after the simulation must be validated. After the validation, the analysis of the flow lines and pressure distribution obtained by the CFD simulation is proceeded to different operative conditions.

As it has been mentioned before, one of the main issues in the ESP system is the pump's gas handling ability, which is directly related to the two phase (gas-liquid) homogenization inside the pump. After several CFD simulations, a prototype showing good gas handling capacity was developed. Based on this prototype, a hybrid pump was created and tested presenting successful results. Another frequent problem in the ESP system is erosion, although sand control devices, fine particles can escape and continue with the flow causing damage to the ESP. CFD simulations can be run to predict the erosion rate and the main affected regions inside the pump.

Introducción

(Flatern, 2015)

Más del 90% de los pozos productores de aceite requieren de algún sistema artificial de producción para incrementar el flujo de fluidos cuando el yacimiento ya no tiene la energía suficiente para producir los hidrocarburos de manera natural a gastos rentables, o bien, para incrementar la producción con el objetivo de mejorar el desempeño económico del proyecto. Uno de los sistemas artificiales de producción más versátiles es el bombeo electrocentrífugo sumergido (BEC). El componente principal del sistema es la bomba centrífuga BEC, que consta de una serie de etapas que suministran presión a los fluidos para que puedan ser transportados del fondo del pozo a superficie con la presión requerida. Cada bomba electrocentrífuga tiene curvas elaboradas por el fabricante que muestran su desempeño a ciertas condiciones especificadas. Las condiciones operativas en campo difieren de las condiciones con las que fueron elaboradas las curvas de desempeño de la bomba, por tal motivo, es necesario encontrar una alternativa para conocer su desempeño a condiciones de operación.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta que se aplica en el estudio de fenómenos de flujo en un sistema determinado a partir de simulaciones realizadas por computadora. La aplicación de CFD en el estudio de fenómenos de flujo dentro de la bomba BEC muestra la variación de cierta propiedad del fluido mientras es sometido a los cambios que ocurren en su trayecto a través de la bomba. Las simulaciones CFD permiten obtener una aproximación del desempeño de la bomba mediante el análisis de los resultados obtenidos, cambiando variables como: gasto, velocidad de rotación, presión de succión, viscosidad del fluido, flujo multifásico y geometría de la etapa.

Por otra parte, un modelo mecánico es aquel que representa un fenómeno a partir de los factores involucrados en la física del fenómeno en estudio. El uso de modelos mecánicos en la bomba BEC se enfoca a determinar la sensibilidad de cambios en valores de parámetros usados para predecir comportamientos y en el diseño de la bomba. Al igual que CFD es una herramienta de prueba para estimar el comportamiento del fluido o el desempeño de la bomba bajo diferentes condiciones de flujo.

Índice

Capítulo I.....	1
1.0 Introducción	2
1.1 Conceptos de mecánica de fluidos	2
1.1.1 Presión en un fluido	2
1.1.2 Densidad de un fluido.	5
1.1.3 Comportamiento de los gases	6
1.1.4 Viscosidad	7
1.1.5 Regímenes de flujo	9
1.1.6 Ecuación de Bernoulli	10
1.1.7 Ecuación de continuidad.....	12
1.2 Fundamentos de las bombas electrocentrífugas	12
1.2.1 Principio de funcionamiento.....	12
1.2.2 Cálculo de la carga teórica desarrollada por un impulsor	14
1.2.3 Tipos de pérdidas y eficiencias.....	17
1.2.4 Temperatura de la bomba.....	19
1.2.5 Curva característica de una bomba	20
1.2.6 Velocidad específica	21
1.2.7 Leyes de afinidad.....	21
1.2.8 Cavitación y carga de succión positiva neta.	23
1.2.9 Empuje axial	23
1.2.10 Determinación de la carga requerida	24
1.2.11 Carga dinámica total (TDH)	25
1.3 Descripción del equipo de bombeo electrocentrífugo sumergido.....	25
1.3.1 Componentes subsuperficiales.....	26
1.3.2 Componentes superficiales.....	35
1.4 Ventajas y desventajas del BEC	37
1.5 Antecedentes del BEC en México.....	38

1.5.1 Región Norte.....	38
1.5.2 Región Sur.....	38
1.5.3 Región Marina Suroeste	39
1.5.4 Región Marina Noreste	39
1.5.5 Fallas en los equipos BEC instalados en México.....	43
Capítulo II.....	45
2.0 Introducción	46
2.1 Definición de un modelo mecanístico.....	46
2.1.1 Etapas de un modelado	47
2.2 Definición de la dinámica de fluidos computacional (CFD)	49
2.3 Proceso de un código CFD	50
2.2 Validación de los resultados	52
2.3 Componentes de un método de solución numérica	53
2.4 Propiedades de los métodos de solución numéricos	55
2.5 Leyes de conservación de un fluido en movimiento.....	57
2.5.1 Conservación de la masa en tres dimensiones	58
2.5.2 Ecuación de momento en tres dimensiones	59
2.5.3 Ecuación de la energía en tres dimensiones.	61
2.6 Equilibrio termodinámico.....	63
2.7 Ecuaciones de Navier-Stokes	64
2.8 Método de volumen finito	64
2.8.1 Ejemplo de aplicación	67
2.9 Solución de los sistemas de ecuaciones.....	69
2.9.1 Métodos directos.....	70
2.9.2 Métodos iterativos.....	70
Capítulo III.....	72
3.0 Introducción	73
3.1 Aplicación de CFD en el diseño de los impulsores de la bomba.....	73
3.1.1 Modelos matemáticos	74
3.1.2 Ejemplo de aplicación de CFD para el estudio del flujo a través del impulsor.	79

3.2 Aplicación del modelado mecanístico en estudio de la fracción de gas retenido dentro del impulsor de una bomba BEC.	88
3.2.1 Desarrollo del modelo mecanístico	90
3.2.2 Validación del modelo.....	94
Capítulo IV.....	105
4.0 Introducción	106
4.1 Estudio experimental y simulación CFD de la viscosidad del aceite en el desempeño de la bomba BEC	106
4.1.1 Arreglo experimental.....	107
4.1.2 Metodología numérica	108
4.1.3 Análisis de los resultados	112
4.2 Estudio experimental y modelado mecanístico del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC.....	118
4.2.1 Arreglo experimental.....	119
4.2.2 Modelado del inicio del punto de inflexión en la caída de presión	121
4.2.3 Análisis de los resultados para una fase.....	123
4.2.4 Análisis de los resultados para dos fases	124
4.2.5 Validación del modelo mecanístico.....	127
4.2.6 Estudio de los parámetros	130
Capítulo V.....	133
5.0 Introducción	134
5.1 CFD y FEA aplicado en el diseño de la bomba BEC para pozos con producción de gas.....	134
5.1.1 Manejo de gas en la bomba BEC	136
5.1.2 Modelo homogéneo de dos fases	138
5.1.3 Diseño de la etapa híbrida	139
5.1.4 Creación de la etapa híbrida.....	142
5.1.5 Desempeño de la bomba híbrida manejando gas	143
5.2 CFD aplicado en el problema de erosión de la bomba BEC	147
5.2.1 Erosión por arena	147
5.2.2 Modelo hidrodinámico.....	149
5.2.3 Modelado de la erosión.....	151

5.2.4 Efecto de los gradientes en las regiones cercanas a la pared.....	151
5.2.5 Análisis de los resultados	152
Conclusiones y Recomendaciones	156
Conclusiones	156
Recomendaciones	157
Índice de figuras	158
Índice de tablas	164
Referencias Bibliográficas	165

Capítulo I

ASPECTOS FUNDAMENTALES DEL BEC Y SUS ANTECEDENTES EN MÉXICO

1.0 Introducción

El corazón del sistema de bombeo electrocentrífugo sumergido (BEC) es la bomba electrocentrífuga multi etapas que se encuentra sumergida en los fluidos dentro del pozo. Este componente es el que suministrará energía al fluido para que pueda llegar hasta la superficie con la presión requerida. El desempeño de la bomba depende en gran parte de las características del fluido y su comportamiento a través de la bomba. Este sistema artificial de producción es aplicable a los campos petroleros de México, ya que puede manejar grandes gastos y crudos pesados

1.1 Conceptos de mecánica de fluidos

(Brown, 1977) (Cengel & Cimbala, 2014) (IMP, 2014) (Jr., 1990)

La mecánica de fluidos es la ciencia que se encarga de estudiar el comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento, y la interacción de los fluidos con sólidos u otros fluidos en sus fronteras.

1.1.1 Presión en un fluido

Un fluido, es una sustancia en la fase líquida o gaseosa con la capacidad de oponer resistencia a un esfuerzo cortante que tiende a cambiar su forma. En los fluidos, el esfuerzo es proporcional a la razón de deformación, que es la proporción a la que cambia de forma una partícula de fluido en una posición y tiempo dados durante el flujo. Cuando se aplica un esfuerzo cortante constante en un fluido, nunca deja de deformarse y tiende a cierta razón de deformación por más pequeño que el esfuerzo cortante sea.

Un esfuerzo se define como fuerza por unidad de área. La componente normal de una fuerza (F) que actúa sobre una superficie por unidad de área se llama esfuerzo normal (σ) y la componente tangencial de una fuerza que actúa sobre una superficie por unidad de área se llama esfuerzo cortante (τ) (**Figura 1.1**).

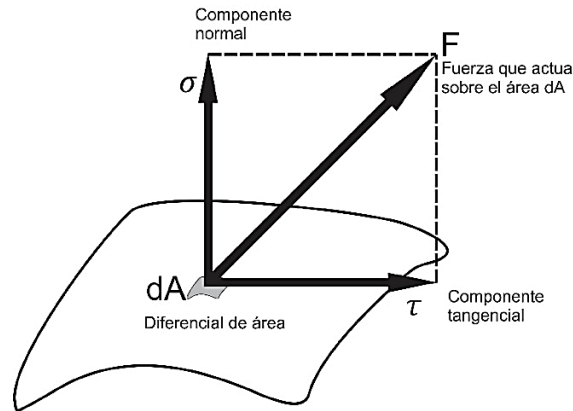


Figura 1.1 Esfuerzos sobre una superficie.

Esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{F_n}{dA} \quad (1.1)$$

Donde F_n es la fuerza normal.

Esfuerzo tangencial:

$$\tau = \frac{F_t}{dA} \quad (1.2)$$

Donde F_t es la fuerza tangencial.

En un fluido en reposo, el esfuerzo normal se llama presión (p). Bajo esta condición todos los esfuerzos son normales y actúan hacia adentro sobre una superficie. En un punto fijo, los tres esfuerzos normales son iguales y la magnitud de estos esfuerzos normales iguales se llama presión, por ende, en un fluido estático:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = -p \quad (1.3)$$

Considerando una superficie (A) sumergida a una distancia (h) en un fluido en reposo de densidad constante (ρ_f) y que no existe una presión ejercida sobre la superficie libre del fluido se tiene (ver **Figura 1.2**):

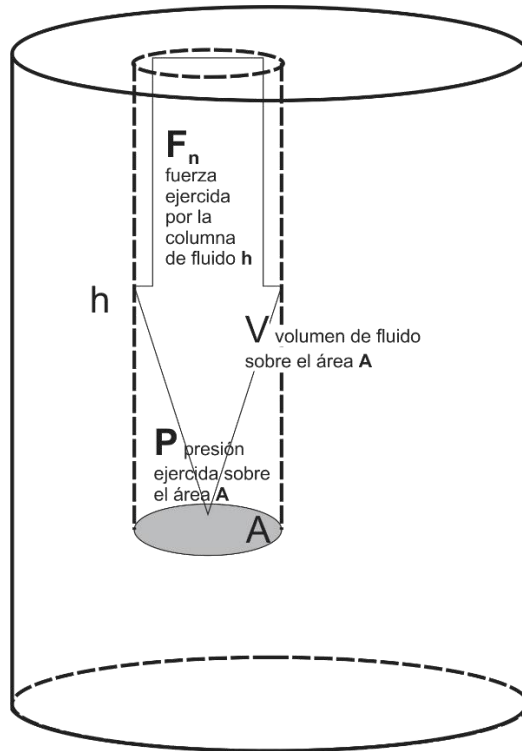


Figura 1.2 Presión hidrostática.

Aplicando la **ecuación 1.1** en la **Figura 1.2** es posible reescribir:

$$p = \frac{F_n}{A} \quad (1.4)$$

La fuerza (F_n) es ejercida por la masa del fluido (m_f) y la aceleración gravitacional (g).

$$p = \frac{m_f g}{A} \quad (1.5)$$

La masa del fluido puede ser expresada en términos de su densidad (ρ_f) y el volumen de fluido (V) que se encuentra sobre el área (A).

$$p = \frac{\rho_f V g}{A} \quad (1.6)$$

Finalmente, el volumen (V) es el producto del área (A) por la altura (h).

$$p = \rho_f g h \quad (1.7)$$

La **ecuación 1.7** corresponde a la presión hidrostática y es aquella debida al peso de un fluido en reposo. Las unidades de presión son (kg/cm^2) en el Sistema Métrico y (lb/pg^2) en el Sistema Inglés.

Como se demostró anteriormente, la presión ejercida se debe a la densidad del fluido y la altura de la columna de fluido que se encuentra por encima. Esta altura se denomina carga estática y se expresa en unidades de longitud (pie), (m). La presión y la carga representan los mismos valores, pero en diferentes unidades y se relacionan de la siguiente manera:

$$H = \frac{K \cdot p}{GE} \quad (1.8)$$

Donde K es una constante de proporcionalidad, para el Sistema Inglés $K = 2.31$ y para el Sistema Métrico $K = 10$. La gravedad específica del fluido (GE) más adelante es definida.

1.1.2 Densidad de un fluido.

La densidad (ρ) se define como la masa (m) contenida en una unidad de volumen (V), sus unidades en el Sistema Inglés son (slug/pie³) y en el Sistema Métrico (g/cm³).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.9)$$

Al recíproco de la densidad se le llama volumen específico.

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. Para los líquidos y sólidos, que generalmente son consideradas sustancias incompresibles, la variación de su densidad suele ser despreciable.

El peso específico de una sustancia (γ) se define como el peso (P) por unidad de volumen, sus unidades en el Sistema Inglés son: (lb_f/pie³) y en el Sistema Métrico (gr_f/cm³).

$$\gamma = \frac{P}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad (1.10)$$

Donde g es la aceleración gravitacional.

Se denomina gravedad específica (GE) o densidad relativa a la razón de la densidad de cierta sustancia respecto a la densidad de alguna sustancia de referencia a temperatura y presión especificadas, por lo general es agua a 4°C y 1 (atm) de presión, para la cual $\rho_{agua} = 1000$ (kg/m³).

$$GE = \frac{\rho_{sustancia}}{\rho_{referencia}} \quad (1.11)$$

En la industria petrolera, es común expresar la gravedad específica en grados API, donde el agua tiene un valor de 10, números mayores hacen referencia a líquidos más ligeros. Se determina a partir de la siguiente ecuación.

$$^{\circ}API = \frac{141.5}{GE} - 131.5 \quad (1.12)$$

La clasificación de los crudos de acuerdo a los grados API varía de conforme a la región, pero una clasificación aceptable es:

Clasificación	Densidad °API
Superligero	> 39
Ligero	31.1 - 39
Intermedio	22.3 - 31
Pesado	10 – 22.3
Extra pesado	< 10

Tabla 1.1 Clasificación de crudos de acuerdo a su densidad °API.

En un líquido se pueden mover grandes cantidades de moléculas, pero el volumen permanece relativamente constante debido a las intensas fuerzas de cohesión entre las moléculas y como resultado toma la forma del recipiente que lo contiene y forma una superficie libre. Por otra parte, Un gas se expande y llena el espacio completo del que dispone. Esto se debe a que las moléculas de un gas están espaciadas y las fuerzas de cohesión son débiles, los gases no pueden formar superficies libres. El volumen de un gas varía con la presión y temperatura, y por ende su densidad.

1.1.3 Comportamiento de los gases

El comportamiento de un gas se estudia partiendo de un gas hipotético llamado gas ideal que cumple con las siguientes condiciones:

- El volumen de las moléculas del gas es insignificante comparado con el volumen total ocupado por el gas.
- No existe fuerza de atracción o repulsión entre las moléculas.
- Todas las colisiones de las moléculas son perfectamente elásticas, es decir no hay pérdida de energía.

La ecuación de estado para un gas ideal (**ecuación 1.13**) resulta de la combinación de las ecuaciones de Boyle, Charles y Avogadro. En una ecuación de estado se muestra la relación que existe entre la presión absoluta (p), volumen (V), el número de moles de gas (n) y temperatura absoluta (T).

$$pV = nRT \quad (1.13)$$

Donde R es la constante universal de los gases y su valor depende de las unidades que se hayan ocupado en la ecuación.

El número de moles de gas (n) está definido como la masa del gas (m) entre el peso molecular (M) (lb/lb-mol).

$$n = \frac{m}{M} \quad (1.14)$$

El comportamiento de los gases reales es distinto comparado con el comportamiento predicho por la ecuación de los gases ideales. Una manera de escribir una ecuación de estado para un gas real es incorporando un factor de corrección (z) en la ecuación de gas ideal.

$$pV = znRT \quad (1.15)$$

Donde el factor de corrección (z) es conocido como el factor de compresibilidad o de desviación, y es la razón del volumen ocupado por el gas real a cierta presión y temperatura con el volumen que ocuparía a la misma presión y temperatura si fuera un gas ideal.

$$z = \frac{V_{actual}}{V_{ideal}} \quad (1.16)$$

El factor (z) no es constante, varía con la composición del gas, temperatura y presión, por lo que debe de ser determinado experimentalmente.

La presión de vapor de una sustancia para una temperatura determinada, es aquella en la que la fase líquida y vapor se encuentran en equilibrio, es decir coexisten ambas fases.

1.1.4 Viscosidad

La viscosidad se puede definir como la resistencia que tienen las moléculas que conforman el fluido para separarse unas de otras, es decir la oposición de un fluido a deformarse. En los líquidos, la viscosidad es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas, mientras que en los gases es debida a las colisiones moleculares.

Cuando un fluido es sometido a esfuerzo cortante (τ), la capa en contacto con el esfuerzo cortante comienza a moverse con una velocidad de deformación (u), entonces las capas de fluido se mueven una en relación a la otra, desarrollando una fuerza de fricción entre ellas, donde la capa más lenta trata de desacelerar a la más rápida (ver **Figura 1.3**). Esta resistencia interna al flujo es inversamente

proporcional a velocidad de deformación y es llamada viscosidad dinámica o absoluta (μ) (**ecuación 1.17**).

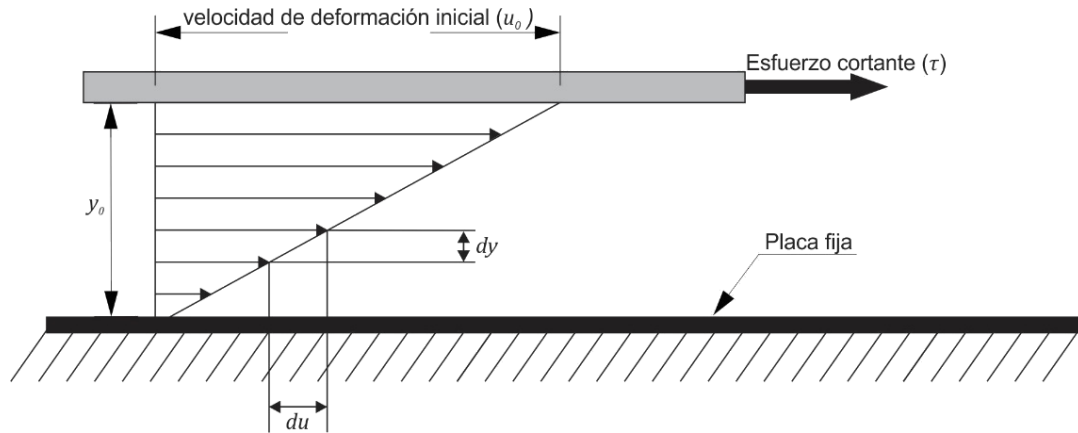


Figura 1.3 Comportamiento de un fluido entre placas paralelas.

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.17)$$

La unidad de viscosidad dinámica más usada en la industria petrolera es el centipoise (cP), que es equivalente a 10^{-3} (Pa s).

En el caso de los hidrocarburos, se tiene una mezcla de líquido y gas, por lo tanto, la viscosidad cambia considerablemente al modificar su presión o temperatura. Lo anterior es debido a que, si la temperatura en un gas aumenta, su viscosidad aumenta, mientras que, para un líquido, su viscosidad disminuye. La presión es un factor menos importante en la viscosidad de los líquidos.

Los fluidos se clasifican en newtonianos y no newtonianos. En los primeros, existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación, por lo tanto, la viscosidad permanece constante. Mientras que en los fluidos no newtonianos la relación entre el esfuerzo de corte y la velocidad de deformación no representa una línea recta (**Figura 1.4**).

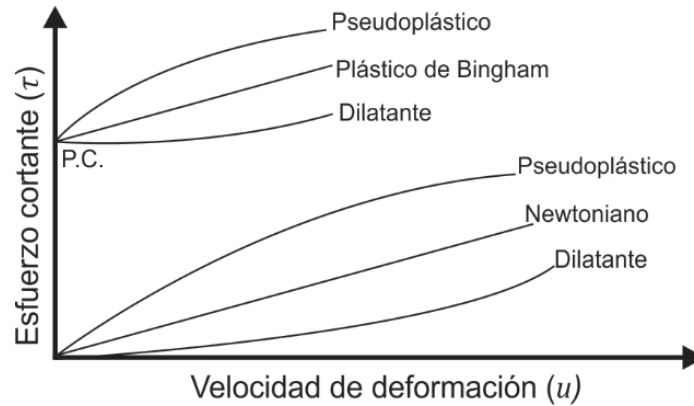


Figura 1.4 Fluidos newtonianos y no newtonianos.

1.1.5 Regímenes de flujo

Cuando la velocidad del fluido es baja, sus partículas se mueven en capas paralelas y la velocidad en cualquier punto que se encuentre a la misma distancia transversal es constante en magnitud y dirección, a estas condiciones de flujo se le denomina flujo laminar. Por el contrario, si la velocidad es alta, el movimiento no es uniforme y la velocidad cambia en magnitud y dirección, se denomina flujo turbulento. La velocidad crítica es aquella a la que el flujo cambia de régimen laminar a turbulento y a esta velocidad se presenta el flujo crítico.

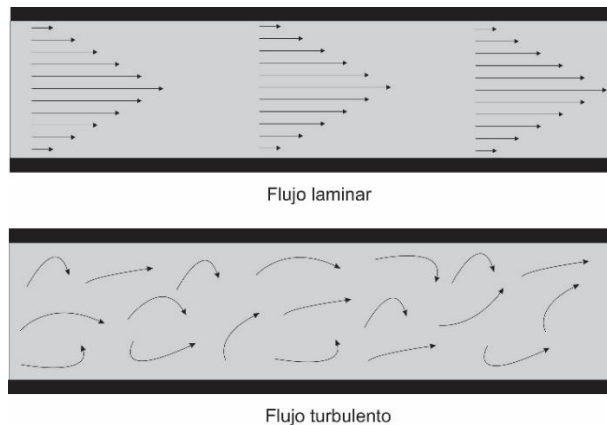


Figura 1.5 Regímenes de flujo.

El Número de Reynolds (N_{Re}) es adimensional y se usa para determinar el régimen de flujo bajo diferentes condiciones a través de conductos similares. Se ha determinado que para N_{Re} menor a 2000 se tiene flujo laminar, mientras que para N_{Re} mayores a 4000 se tiene flujo turbulento. Es calculado de la siguiente manera:

$$N_{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1.18)$$

Donde:

D = Diámetro de la tubería.

V = Velocidad del fluido.

ρ = Densidad del fluido.

μ = Viscosidad del fluido.

Como ρ y μ entran como cociente en este parámetro, dicho cociente tiene significado propio y se denomina viscosidad cinemática (ν), Sus unidades son: (cm^2/s) equivalente a un stoke.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.19)$$

Por lo tanto, se puede reescribir la **ecuación 1.17** como:

$$N_{Re} = \frac{V D}{\nu} \quad (1.20)$$

1.1.6 Ecuación de Bernoulli

Es una forma de aplicar la ley de la conservación de la energía para el flujo de fluidos en una tubería y básicamente dice que la carga total (H) en un punto por encima del plano horizontal tomado como referencia es igual a la suma de las siguientes cargas:

- Carga potencial (Z).
- Carga de presión estática ($\frac{p}{\gamma}$).
- Carga de velocidad ($\frac{v^2}{2g}$).

$$H = Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad (1.21)$$

Donde:

Z = Elevación.

p = Presión estática.

γ = Peso específico del fluido.

v = Velocidad del fluido.

g = Aceleración gravitacional.

1.1.6.1 Pérdidas de energía

Cuando un líquido fluye a través de un conducto, está sujeto al esfuerzo de corte en la pared y las pérdidas de energía debidas a las fuerzas de corte se denominan pérdidas por fricción. Una de las expresiones que se ocupa frecuentemente para calcular las pérdidas por fricción es la de Darcy y Weisbach.

$$h_l = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1.22)$$

Donde:

h_l = Pérdida de carga.

f = Factor de fricción.

L = Longitud del conducto.

v = Velocidad promedio del fluido.

g = Aceleración gravitacional.

d = Diámetro del conducto.

El factor de fricción (f) se expresa en función del N_{Re} y de la rugosidad relativa (ϵ/d) del conducto por el cual fluye el fluido. La rugosidad (ϵ) es determinada experimentalmente, existen tablas con los valores de los materiales más usados en las tuberías.

En el régimen laminar, el corte es debido a las fuerzas moleculares. La velocidad en las paredes del conducto por el que fluye es cero mientras que en el centro es la velocidad es máxima (ver **Figura 1.5**). El factor de fricción en el flujo laminar no depende de la rugosidad de la superficie, es insignificante si se compara con la energía requerida para superar los esfuerzos de corte y es igual a $64 N_{Re}$.

En el régimen turbulento existe una mezcla violenta en el fluido que es la causante de las mayores pérdidas de energía. La distribución de la velocidad a lo largo de la sección transversal del conducto es mucho más uniforme que en el flujo laminar. El factor de fricción en este caso depende del N_{Re} y de la rugosidad relativa de la tubería.

Estas pérdidas por fricción o incrementos de energía, en el caso de que exista una bomba u otros dispositivos, deben incluirse. Por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, notando que la pérdida por fricción del punto uno al punto dos (h_l) se expresa como pérdida de carga.

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_l = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1.23)$$

1.1.7 Ecuación de continuidad

Es un caso particular del principio de la conservación de la masa y establece que el gasto en toda la sección transversal del conducto es el mismo. Para flujos líquidos, considerar el flujo volumétrico es lo indicado ya que prácticamente la densidad permanece constante, de lo contrario, la ecuación de continuidad debe ser escrita en términos de flujo másico.

$$Q_1 = Q_2 \quad (1.24)$$

El gasto (Q) es el producto del área de la sección transversal (A) y la velocidad del fluido (V), por lo que la **ecuación 1.24** puede ser reescrita de la siguiente manera:

$$A_1V_1 = A_2V_2 \quad (1.25)$$

1.2 Fundamentos de las bombas electrocentrífugas

(Brown, 1977) (Huerta & Salas Munguía) (PEMEX, 2011) (Takacs, 2009)
(Zertuche, 2003) (Ángel & Navarrete Álvarez, 2015)

Las bombas ocupadas en el sistema de bombeo electrocentrífugo (BEC) son dinámicas, ya que la energía es suministrada al fluido para aumentar su velocidad, y esta diferencia de velocidad es convertida en energía de presión a medida que fluye a través de la bomba. Otra característica que las distingue es que operan con su eje en posición vertical.

1.2.1 Principio de funcionamiento

La bomba centrífuga consiste básicamente en una parte móvil (impulsor) que se encuentra montado en un eje de rotación y una parte estacionaria llamada (difusor) que consiste en una serie de canales con áreas transversales que incrementan gradualmente. El impulsor y el difusor fijo a la carcasa de la bomba constituye una etapa.

La rotación de los álabes del impulsor pone a las partículas del fluido en movimiento desde la succión hasta la descarga. Las partículas son aceleradas, por lo tanto, su energía cinética aumenta, y cuando entra al difusor esta energía es parcialmente convertida en energía potencial (presión o carga). El fluido deja la etapa con una presión mayor a la que tenía cuando entró al impulsor (**Figura 1.6**). En una bomba centrífuga multi etapas, este proceso se repite hasta haber recorrido todas las etapas de la bomba.

Para lograr desarrollar la columna hidráulica requerida, las bombas BEC son construidas con series de etapas, las cuales pueden ir desde unas decenas hasta cientos de ellas.

El difusor es un componente de la etapa que se encuentra fijo a la carcasa de la bomba, su función es convertir la energía de alta velocidad y baja presión en energía de baja velocidad y alta presión. Esto lo logra cambiando de dirección el fluido, haciéndolo pasar hacia el impulsor siguiente con una ganancia de presión.

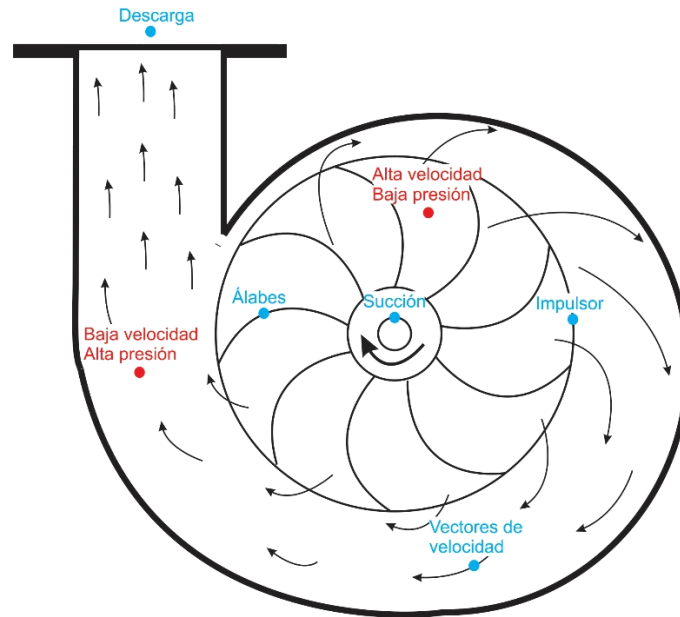


Figura 1.6 Trayectoria de flujo dentro de una bomba centrífuga.

El impulsor tiene un conjunto de álabes que imprimen velocidad al fluido, los álabes están contenidos dentro de una cubierta cerrada. Cada impulsor está acoplado con el eje de la bomba, de manera que cuando este gira, todos los impulsores también lo hacen. El flujo en el impulsor es muy complejo, ya que los vectores de velocidad no son paralelos a las paredes. En la mayoría de los diseños de las bombas se asume flujo en una dimensión, por lo que movimientos secundarios son despreciados, también se asume que el fluido sigue exactamente los canales del impulsor. En el diseño de una bomba, ambas consideraciones son corregidas con factores experimentales.

1.2.2 Cálculo de la carga teórica desarrollada por un impulsor

Se basa en tres suposiciones que en la práctica no son completamente satisfechas:

- El fluido deja el impulsor tangencialmente a la superficie de los álabes. Es decir que el fluido es completamente guiado por el álabe en la descarga.
- Los canales del impulsor son llenados completamente por el fluido, es decir que no existen espacios vacíos en ningún momento.
- Las velocidades del fluido en puntos similares son las mismas en todas las líneas de flujo.

A la carga desarrollada haciendo estas suposiciones es denominada carga teórica (H_t).

Para determinar la carga teórica que desarrolla el impulsor se considera una partícula de fluido que entra al impulsor en el punto 1 y sale del impulsor por el punto 2 con su respectivo incremento de energía (**Figura 1.7**).

La velocidad absoluta (V) de la partícula de fluido a través impulsor puede ser resuelta en dos componentes: velocidad tangencial (U) y velocidad relativa (W). El análisis de estos vectores de velocidad se realiza gráficamente con el método del triángulo, estos triángulos pueden ser dibujados en cualquier punto de los canales de impulsor, pero la entrada y la descarga son de máximo interés.

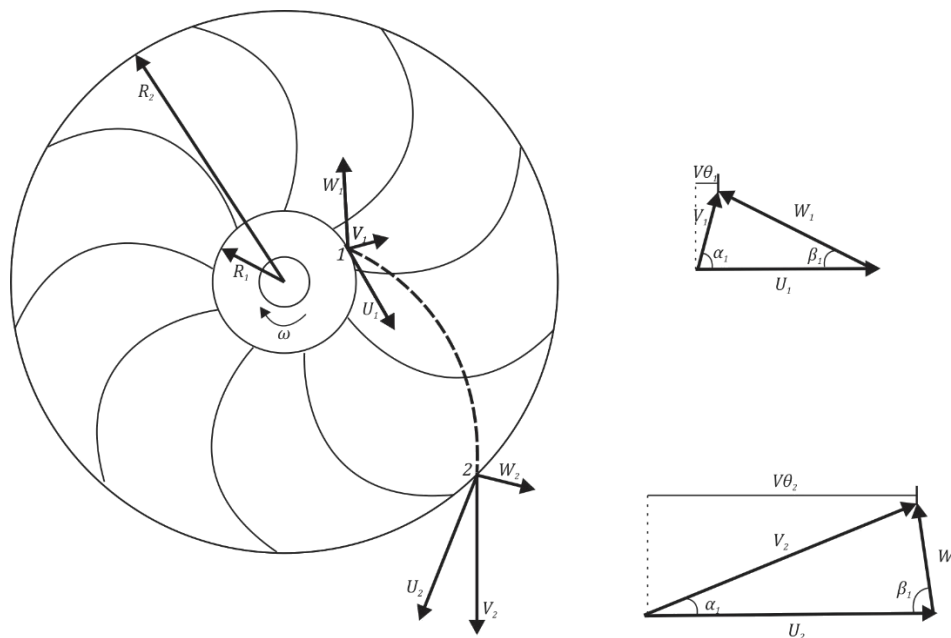


Figura 1.7 Diagramas de velocidades de entrada y salida en un impulsor.

La componente tangencial ($V\theta$) se ocupa para simplificar el desarrollo del cálculo de la carga teórica. Esta componente es la proyección de la velocidad absoluta sobre la velocidad tangencial:

$$V\theta = V\cos(\alpha) \quad (1.26)$$

Debido a la fuerza del impulso que produce el álabe y la distancia de esa fuerza al eje de rotación (R) se produce un momento angular (M_L) sobre la masa de la partícula de fluido (m).

$$M_L = R \times mV \quad (1.27)$$

Entonces, los momentos de entrada y de salida son:

$$M_1 = \frac{\gamma}{g} dV V_1 \cos(\alpha_1) R_1 \quad (1.28)$$

$$M_2 = \frac{\gamma}{g} dV V_2 \cos(\alpha_2) R_2 \quad (1.29)$$

Donde (dV) es la diferencial de volumen de la partícula de fluido.

La diferencia de momentos de entrada y de salida será igual al momento hidráulico (M_h) ejercido por el tiempo que este actúa (dt).

$$M_h dt = \frac{\gamma}{g} dV (V_2 \cos(\alpha_2) R_2 - V_1 \cos(\alpha_1) R_1) \quad (1.30)$$

La ecuación anterior puede ser simplificada recordando la componente tangencial (**ecuación 1.26**).

$$M_h dt = \frac{\gamma}{g} dV (V\theta_2 R_2 - V\theta_1 R_1) \quad (1.31)$$

El diferencial de volumen por el tiempo es el gasto (Q)

$$M_h = \frac{\gamma}{g} Q (V\theta_2 R_2 - V\theta_1 R_1) \quad (1.32)$$

Multiplicando ambos lados de la ecuación por la velocidad angular (ω), y recordando que por definición: $U = \omega \times R$. Es posible obtener la potencia teórica de una bomba hidráulica (P_h).

$$M_h \omega = \frac{\gamma}{g} Q \omega (V\theta_2 U_2 - V\theta_1 U_1) = P_h \quad (1.33)$$

La potencia teórica de una bomba hidráulica se determina de la siguiente manera:

$$P_h = \gamma Q H_t \quad (1.34)$$

Donde (H_t) es la carga teórica desarrollada por un impulsor.

Combinando las **ecuaciones 1.33, 1.34** y despejando la carga teórica:

$$H_t = \frac{(V\theta_2 U_2 - V\theta_1 U_1)}{g} \quad (1.35)$$

La **ecuación 1.35** es llamada Ecuación de Euler y es la ecuación fundamental para el diseño de las bombas centrífugas. Es importante destacar que esta ecuación no incluye el peso específico del fluido, ya que la carga teórica (H_t) esta expresada en términos de altura de columna de un fluido en particular.

La carga teórica es la suma de tres diferentes cargas:

Con los triángulos de velocidades de entrada y salida (ver **Figura 1.7**), y aplicando la ley de cosenos:

$$W^2 = V^2 + U^2 - 2UV\cos(\alpha) \quad (1.36)$$

$$W^2 = V^2 + U^2 - 2U V\theta \quad (1.37)$$

Despejando ($U V\theta$) de la **ecuación 1.37**:

$$V\theta_1 U_1 = \frac{V_1^2 + U_1^2 - W_1^2}{2} \quad (1.38)$$

$$V\theta_2 U_2 = \frac{V_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2} \quad (1.39)$$

Sustituyendo las **ecuaciones 1.38 y 1.39** en la ecuación **1.35**:

$$H_t = \frac{(V_2^2 + U_2^2 - W_2^2 - V_1^2 - U_1^2 + W_1^2)}{2g} \quad (1.40)$$

Finalmente, la carga teórica desarrollada por un impulsor está compuesta por:

$$H_t = \frac{\overbrace{V_2^2 - V_1^2}^{\text{Carga por velocidad}}}{2g} + \frac{\overbrace{U_2^2 - U_1^2}^{\text{Carga por fuerza centrífuga}}}{2g} + \frac{\overbrace{W_1^2 - W_2^2}^{\text{Carga por cambio en la velocidad relativa}}}{2g} \quad (1.41)$$

1.2.3 Tipos de pérdidas y eficiencias

El flujo sufre pérdidas mientras fluye a través de la bomba, estas pérdidas provocan que la carga producida por la bomba sea disminuida. Las pérdidas de carga se pueden clasificar en:

- Hidráulicas – Este tipo de pérdidas son debidas al flujo de fluido a través del impulsor provocadas por diversos factores:
 - Acción de fricción en el canal del impulsor.
 - Divergencia o convergencia en el canal.
 - Choque del fluido en la succión.
 - Mezcla y remolino en la descarga del impulsor.
 - Cambio de dirección en el vector de velocidad absoluta.

A la razón que existe entre la carga obtenida por el impulsor y la carga impartida al fluido se le llama eficiencia hidráulica del impulsor.

De igual manera, se producen pérdidas al cambiar de energía cinética a energía potencial en el difusor. A la relación que existe entre la carga obtenida por la bomba y la carga total impartida al fluido en el impulsor se le denomina eficiencia hidráulica de la bomba.

- Volumétricas - Las pérdidas volumétricas consisten en la pérdida de capacidad a través de espacios entre el impulsor y el difusor, dependen entre otros factores de la magnitud del espacio y la distribución de la presión en los espacios vacíos. Estas pérdidas disminuyen la carga producida, ya que el flujo a través del impulsor es mayor que el flujo a la salida de la bomba debido a las pérdidas de fluido.

La eficiencia volumétrica de la bomba es la razón entre la capacidad medida de la bomba y la capacidad a través del impulsor.

- Mecánicas - En este tipo de pérdidas se incluyen la fricción en el disco y la pérdida por fricción en los elementos del sistema, siendo la más importante

en los impulsores flotados. Se denomina fricción del disco a la potencia requerida para hacer rotar un disco en un fluido, en este caso el impulsor. Internamente, esta potencia se convierte en calor y aumenta la temperatura del fluido.

Las pérdidas por fricción de los elementos dependen de la rugosidad de las superficies, materiales, lubricación y las fuerzas que actúan sobre los elementos. Estas fuerzas mecánicas no tienen efecto en la carga o capacidad de la bomba, pero aumentan la potencia al freno.

A la relación que existe entre la potencia entregada al fluido por el impulsor y la potencia al freno impartida al eje de la bomba por el sistema motriz se le conoce como eficiencia mecánica.

1.2.3.1 Eficiencia general de la bomba

Al resultado de estas tres componentes de pérdidas en la bomba se conoce como eficiencia de la bomba (E_p), esta es la razón entre la potencia hidráulica (HP_h) y la potencia al freno (HP_b).

Potencia hidráulica de la bomba - La bomba toma la potencia suministrada por el motor a través de la flecha y la transfiere en forma de potencia hidráulica a los fluidos, se define como:

$$HP_h = q\Delta P \quad (1.42)$$

Donde:

q = Gasto

ΔP = Incremento de presión

Potencia al freno – Es la potencia en la flecha de la bomba y equivale a la potencia hidráulica más las pérdidas ocurridas en la bomba:

$$HP_b = \frac{HP_h}{E_p} \quad (1.43)$$

El impulsor de una bomba de un pozo petrolero normalmente es diseñado para un gasto definido y una carga máxima compatible con una buena eficiencia. Si se aleja de estos valores, puede haber fenómenos de turbulencia que aumentan a medida que el gasto se aleja de los valores de diseño.

1.2.4 Temperatura de la bomba

Como se mencionó anteriormente, durante la operación, la bomba convierte la energía mecánica del motor en incremento de presión para el fluido, este proceso involucra pérdidas de energía. Las pérdidas de energía terminan en calor generado en la bomba y esta energía calorífica (Q) es absorbida por el fluido durante su trayectoria hacia arriba por el interior de la bomba. Lo anterior puede ser expresado de la siguiente manera:

$$Q = HP_b - HP_h \quad (1.44)$$

Expresando la **ecuación 1.42** en términos de carga:

$$HP_h = 7.37 \cdot 10^{-6} H q GE \quad (1.45)$$

Donde:

H = Carga (pies).

GE = Gravedad específica del fluido.

q = Gasto (bpd).

Combinando las **ecuaciones 1.43 y 1.44**:

$$Q = 42.41 HP_h \left(\frac{1}{E_p} - 1 \right) \quad (1.46)$$

Donde:

Q = Calor generado en la bomba (BTU/min).

HP_h = Potencia hidráulica de la bomba (hp).

E_p = Eficiencia de la bomba.

El calor absorbido por el fluido (Q) que pasa a través de la bomba puede ser calculado en función de su gasto, incremento de temperatura y propiedades termodinámicas del fluido:

$$Q = \frac{350}{1440} c q GE \Delta T_f \quad (1.47)$$

Donde:

c = Calor específico del fluido (BTU/lb/°F).

q = Gasto bombeado (bpd).

GE = Gravedad específica del fluido.

ΔT_f = Incremento de temperatura producido dentro de la bomba (°F).

Como el calor generado dentro de la bomba es igual al calor absorbido por el fluido, y expresando la potencia hidráulica como la **ecuación 1.45**, el incremento de

temperatura producido dentro de la bomba se puede expresar de la siguiente manera:

$$\Delta T_f = \frac{H(1 - E_p)}{778 c E_p} \quad (1.48)$$

1.2.5 Curva característica de una bomba

Cada bomba centrífuga tiene una curva de funcionamiento para determinado diseño del impulsor y velocidad constante de la flecha. Las curvas de desempeño son obtenidas experimentalmente por los fabricantes. Estas pruebas son realizadas con agua, por lo que sus resultados son aplicables sólo a fluidos de baja viscosidad. En estas pruebas se realizan las siguientes actividades:

- Mide el incremento de presión en función del gasto de agua, este es convertido en columna de agua.
- Mide la potencia al freno.
- Calcula la potencia hidráulica para el agua.
- Calcula la eficiencia.

Finalmente, se obtienen las curvas características de las bombas bajo esas condiciones.

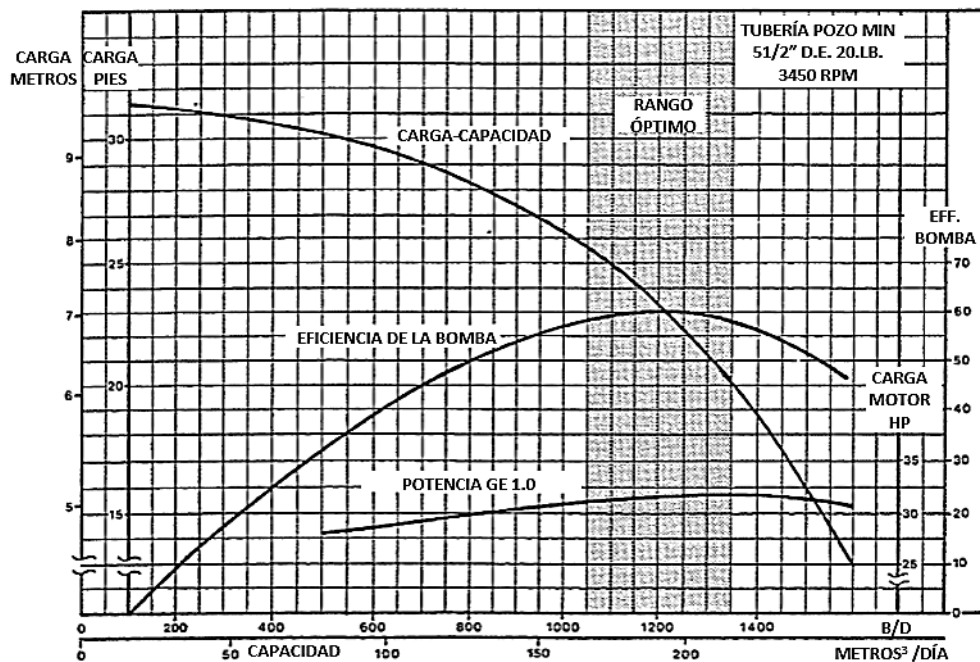


Figura 1.8 Curva característica de una bomba.

Una bomba centrífuga debe procurar operarse en su zona de máxima eficiencia, con el objetivo de aprovechar al máximo la capacidad total de la bomba y que tenga una larga vida útil.

1.2.6 Velocidad específica

Es un indicador que sugiere el tipo de bomba que debe seleccionarse, ya que cada velocidad específica se relaciona con ciertas proporciones que deben guardar las dimensiones del impulsor. Las bombas se pueden clasificar con el número de velocidad específica (N_s).

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (1.49)$$

Donde:

n = Velocidad (rpm).

Q = Capacidad (gal/min).

H = Carga producida (pies).

Con estas unidades, las velocidades específicas van desde 500 hasta 15000, dependiendo del tipo de impulsor.

A medida que la velocidad específica aumenta, el diseño de la bomba cambia de netamente radial a bajas velocidades específicas 1500 -1800, a ser estrictamente axial a velocidades específicas mayores de 4000 - 4500. En un impulsor del tipo radial, la carga es desarrollada en su mayoría por acción de fuerza centrífuga, y la descarga es prácticamente en dirección radial. Por otro lado, la carga producida en un impulsor del tipo axial es desarrollada en su mayoría por el empuje de los álabes y el flujo es prácticamente axial. En los impulsores de flujo mixto, la carga desarrollada es debida a la fuerza centrífuga y al empuje de los álabes.

1.2.7 Leyes de afinidad

Normalmente, las curvas de desempeño de la bomba muestran su resultado a velocidades (rpm) definidas, manejando agua ($GE=1$) y viscosidad de 1 (cP). En la industria se bombean otros fluidos con viscosidades y pesos específicos distintos, por lo que es importante estimar el comportamiento de la bomba a estas condiciones operativas.

Las leyes de afinidad son relaciones que permiten predecir el comportamiento de una bomba que opera a condiciones distintas a las especificadas en su curva característica.

- Cambio en la velocidad - El gasto (Q), carga (H) y la potencia al freno (HP) varían directamente con la velocidad (N). Considerando que el subíndice 1 denota las condiciones a las cuales se conocen las características:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (1.50)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (1.51)$$

$$HP_2 = HP_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (1.52)$$

- Efecto de la gravedad específica- La curva de carga no depende de la gravedad específica del fluido. La potencia al freno varía directamente con la gravedad específica y la eficiencia de la bomba permanece constante independientemente de la densidad del líquido
- Efecto en cambio de diámetro del impulsor – En algunas ocasiones, dentro de límites razonables, es necesario reducir el diámetro del impulsor cuando la bomba desarrolla una carga demasiado alta para la capacidad de diseño, en este caso la capacidad varía con el diámetro, la carga y la potencia al freno. La eficiencia de la bomba no cambia.

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{N_2}{N_1} \right) \quad (1.53)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (1.54)$$

$$HP_2 = HP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{N_2}{N_1} \right)^3 \left(\frac{SG_2}{SG_1} \right) \quad (1.55)$$

- Efecto de la viscosidad – Los fluidos con viscosidades altas presentan alta resistencia al flujo, por lo que las pérdidas por fricción y la fricción del disco aumentan, lo que resulta en una carga baja y alta potencia al freno. También, se ha observado que reduce la capacidad de la bomba en su mejor punto de eficiencia.

El efecto total de la viscosidad en una bomba centrífuga no es conocido del todo, pero existen ecuaciones para determinar el desempeño de la bomba manejando fluidos viscosos cuando el desempeño de la misma manejando agua es conocido:

$$Q_{vis} = C_Q \cdot Q_w \quad (1.56)$$

$$H_{vis} = C_H \cdot H_w \quad (1.57)$$

$$E_{vis} = C_E \cdot E_w \quad (1.58)$$

Donde los coeficientes de corrección (C) son determinados a partir de gráficas que se hicieron con datos experimentales. (Brown, 1977)

1.2.8 Cavitación y carga de succión positiva neta.

Si la presión de un líquido en cualquier lugar dentro de la bomba es menor a su presión de saturación correspondiente a esa temperatura, pequeñas burbujas de vapor son formadas para luego ser arrastradas por el líquido fluyente a regiones de presión más altas donde las burbujas se condensan o colapsan acompañadas de un incremento de presión súbito, a este fenómeno se le denomina cavitación y puede causar daño en el equipo por erosión, corrosión y vibración intensa. También su eficiencia y capacidad son reducidas.

Si la presión no cae por debajo de la presión de saturación del fluido a condiciones de succión no ocurrirá cavitación. Generalmente las bombas sumergibles ocupadas en la industria petrolera no presentan cavitación ya que se encuentran sumergidas lo suficiente.

La carga de succión positiva neta (NPSH) es la presión absoluta, mayor a la presión de vapor del fluido bombeado, disponible en la tubería opuesta al impulsor de la primera etapa para mover y acelerar el fluido que entra al impulsor. El sistema debe ser diseñado de tal modo que la NPSH sea mayor o igual a la requerida por la bomba para que opere correctamente y evitar el fenómeno de cavitación.

1.2.9 Empuje axial

Es la fuerza actuante en la dirección de la flecha de la bomba, el empuje axial es generado en los impulsores y los extremos de la flecha. En la flecha, es causado por la diferencia de presión de entrada y descarga de la bomba. Mientras que, en los impulsores, el empuje es debido a la diferencia de presión entre la entrada y la

salida del impulsor, también por la cantidad de movimiento transferido entre la entrada a la etapa y la sección del impulsor en la cual el fluido cambia de dirección. Una bomba operando a un gasto superior al de su diseño produce empuje ascendente excesivo y por el contrario operando a un gasto inferior produce empuje descendente.

1.2.10 Determinación de la carga requerida

Para determinar la presión a la cual la bomba debe entregar los fluidos para que estos sean llevados a la superficie, se aplica la técnica de Análisis Nodal. El nodo solución debe ser ubicado a la profundidad de la bomba, la cual debe instalarse en el punto más profundo posible, tomando en cuenta factores como geometría del pozo y temperatura. Posteriormente se debe calcular el valor de presión de fondo fluyendo (P_{wf}) a partir de la curva de comportamiento del pozo (IPR). Con la P_{wf} calculada se puede determinar la caída de presión desde el fondo del pozo hasta la profundidad de colocación de la bomba, este valor es el correspondiente a la presión de entrada a la bomba. Finalmente, se puede determinar el número de etapas requeridas con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{\Delta P}{\gamma H} \quad (1.59)$$

Donde:

n = Número de etapas.

ΔP = Incremento de presión para que el fluido llegue a la superficie con la presión requerida.

γ = Densidad relativa del fluido.

H = Carga producida por etapa.

La potencia que se muestra en las curvas aplica únicamente para líquidos con gravedad específica igual a la del agua. Para determinar el tamaño del motor requerido (hp) se debe multiplicar la potencia máxima por etapa ($\frac{hp}{etapa}$), el número de etapas (n) y la gravedad específica del fluido (GE).

$$hp = \frac{hp}{etapa} \cdot n \cdot GE \quad (1.60)$$

1.2.11 Carga dinámica total (TDH)

Es la diferencia entre la carga requerida en la descarga de la bomba y cualquier carga existente en su succión. Es decir:

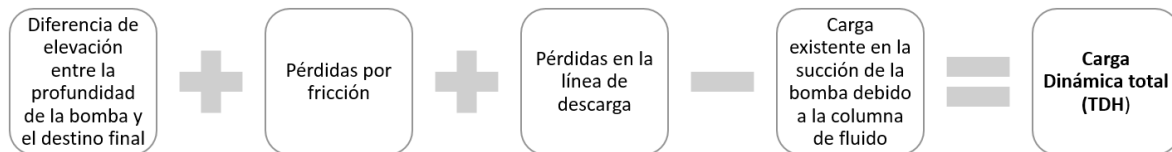


Figura 1.9 Carga dinámica total.

1.3 Descripción del equipo de bombeo electrocentrífugo sumergido

(Brown, 1977) (Huerta & Salas Munguía) (Takacs, 2009) (Ángel & Navarrete Álvarez, 2015)

El sistema de bombeo electrocentrífugo sumergido está constituido por componentes superficiales, subsuperficiales y una serie de accesorios que aseguran su buen funcionamiento (**Figura 1.10**).

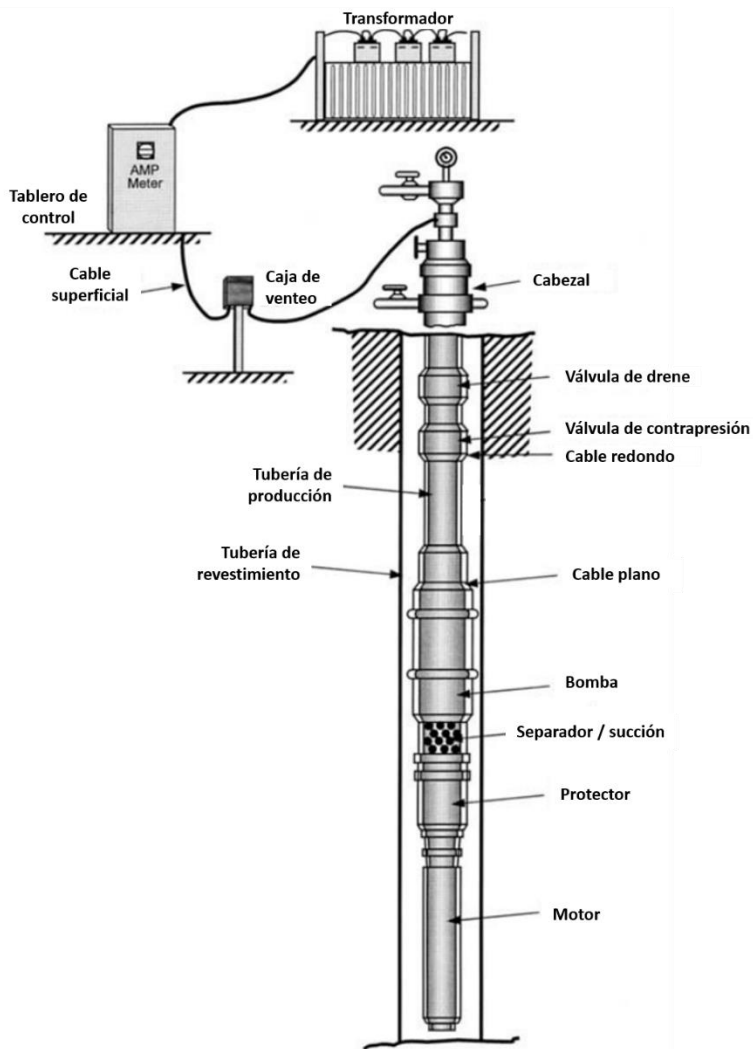


Figura 1.10 Componentes del aparejo de bombeo electrocentrífugo sumergido.

Componentes superficiales

- Transformador
- Tablero de control
- Caja de venteo
- Cabezal

Componentes subsuperficiales

- Motor eléctrico
- Protector
- Separador de gas
- Bomba centrífuga sumergible
- Cable conductor eléctrico

Accesorios

- Sensores
- Válvulas
- Flejes y protectores para el cable.

1.3.1 Componentes subsuperficiales

1.3.1.1 Motor eléctrico

El motor utilizado en el sistema BEC se encuentra colocado en la parte inferior del aparejo y recibe la energía desde una fuente superficial para satisfacer los requerimientos de potencia. Estos motores tienen las características de ser bipolares, trifásicos y de inducción. Los rotores son del tipo jaula de ardilla y están montados sobre la flecha mientras que los estatores sobre la carcasa.

Al conjunto de bobinas y laminaciones se le denomina estator, que está conformado por 3 bobinas separadas 120° entre sí alrededor de la circunferencia interna de un tubo cilíndrico, cada bobina está conectada a una fase diferente. El rotor consiste en otro conjunto de laminaciones que contienen una serie de conductores conectados en los extremos del mismo. La carga de los rotores es soportada por un cojinete de empuje.

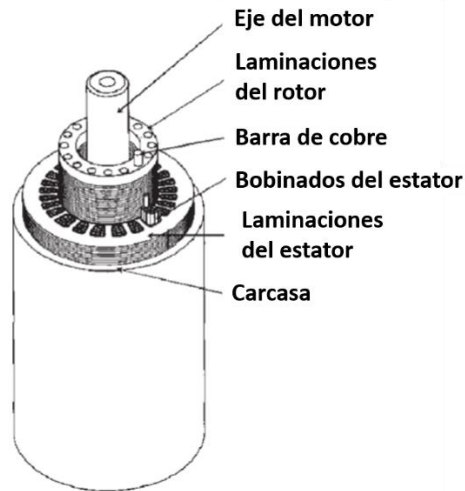


Figura 1.11 Construcción básica de un motor BEC.

El espacio entre el rotor y el estator es llenado con aceite mineral, de alta resistencia dieléctrica, conductividad térmica y capaz de lubricar los cojinetes. El aceite permite que el calor generado por el motor sea transferido a la carcasa y de esta a los fluidos del pozo que pasan por la parte externa. El fluido que circula por el exterior del motor debe tener una velocidad tal que logre un enfriamiento adecuado.

El motor eléctrico opera con fuentes de voltaje que van desde los 230 hasta 5000 (V) y con amperajes entre 12 y 200 (A). Al hacer pasar una corriente alterna por cada fase, se crea un campo magnético rotatorio, este campo magnético gira alrededor del estator e induce un torque en el rotor el cual gira y transforma la energía eléctrica en potencia mecánica.

En general, para estos motores se logra mayor potencia aumentando la longitud de la sección del motor, cuando este es sencillo puede tener aproximadamente 30 pies de largo y desarrollar de 200 a 250 (hp), mientras que otros integrados en tándem alcanzan hasta 100 pies de largo y llegan a desarrollar hasta 1000 (hp). Recientemente se ha aplicado una configuración con dos motores tándem conectados de manera individual a dos fuentes de poder (**Figura 1.12**). Estos dos motores BEC tienen sus propios ejes conectados entre sí junto con el resto del equipo subsuperficial, pero trabajan de manera independiente en el sentido eléctrico desarrollando potencia de hasta 2000 (hp). El tamaño, como el resto de los componentes del BEC, está limitado por las dimensiones de la tubería en la que se coloca.

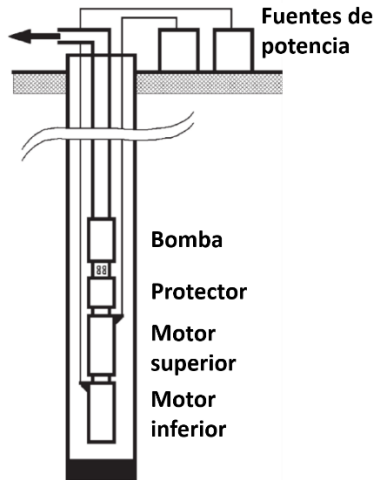


Figura 1.12 Dos motores BEC conectados de manera independiente

Los motores son diseñados para operar a ciertas condiciones recomendadas. Estas condiciones son conocidas como datos de placa, que son: potencia, voltaje, corriente, torque y eficiencia. La potencia de placa es la carga recomendada para el motor. El voltaje de placa es el valor de voltaje requerido en las terminales del motor para generar la potencia de placa consumiendo la menor corriente posible. No obstante, el motor puede trabajar a diferentes voltajes, si la corriente aumenta, la eficiencia disminuye. El voltaje de placa corresponde a la condición de máxima eficiencia del motor. Como sucede con las bombas, el motor también tiene sus propias curvas características de desempeño que representan el comportamiento del motor basado en mediciones de fábrica.

1.3.1.2 Protector

Es también llamado sección sellante, se encuentra entre el motor y la bomba. Su objetivo es proteger al motor por medio de las siguientes funciones básicas:

- Conecta la carcasa de la bomba con la del motor y une la flecha impulsora del motor con la flecha de la bomba.
- Aloja un cojinete que absorbe el empuje axial debido a la presión desarrollada por la bomba actuando sobre el eje de la misma.
- Previene la entrada de los fluidos del pozo al motor.
- Provee un receptáculo para compensar la expansión y contracción del aceite lubricante del motor, debido al calentamiento o enfriamiento de éste y a la temperatura natural del pozo.

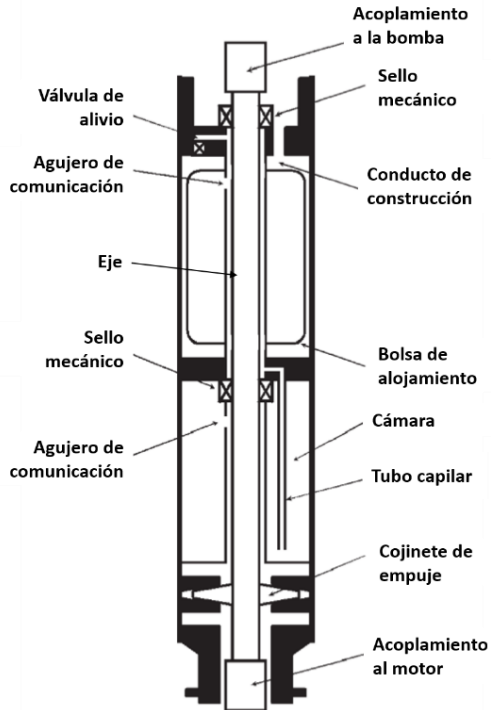


Figura 1.13 Esquema de un protector BEC

Una parte con características cruciales en un protector BEC son las cámaras de aislamiento, y pueden variar dependiendo del fabricante. Su clasificación depende de la manera en que los fluidos del pozo y el aceite del motor son aislados uno del otro, pueden ser clasificadas en dos tipos:

Laberínticas – En estas cámaras ocurre un contacto directo entre el fluido del motor y el del pozo. La expansión y contracción del aceite del motor provoca que el aceite siga el camino laberíntico en la cámara. Como los dos fluidos son usualmente inmiscibles, la contaminación del aceite del motor raramente pasa. El funcionamiento apropiado de este tipo de cámaras depende del camino laberíntico que el aceite del motor tiene que seguir y la diferencia de densidades entre el aceite del motor y los fluidos del pozo. Estas cámaras son diseñadas para operar en posición vertical por lo que, si aumenta el ángulo entre el eje del protector y la vertical, su habilidad para absorber la expansión del aceite del motor disminuye.

Bolsa - Son vertederos cerrados donde no existe contacto físico entre los fluidos del pozo y el aceite del motor, por lo que pueden ocuparse cuando las densidades de ambos fluidos son similares. Como su capacidad de almacenamiento no cambia con la desviación de la posición vertical, el uso de las cámaras tipo bolsa es recomendado para pozos con desviaciones de 30° o más de la vertical.

El protector es una pieza fundamental en el sistema BEC, ya que si no es seleccionado apropiadamente puede reducir la vida útil del equipo.

1.3.1.3 Separador de gas

La capacidad del sistema BEC para manejar gas es limitado, ya que la eficiencia de la bomba es altamente afectada por el gas libre, por lo que para pozos con alta RGL es necesario emplear un separador. El separador se coloca entre la bomba y el protector, sirve como succión de fluidos a la bomba. Esta sección separa el gas libre del fluido y ayuda en guiar el gas libre fuera de la succión de la bomba. A pesar de que el volumen de succión total es reducido, la presión de descarga aumenta debido a que existe menos gas en la columna de fluidos sobre la bomba. Existen dos tipos de separadores los convencionales y los centrífugos.

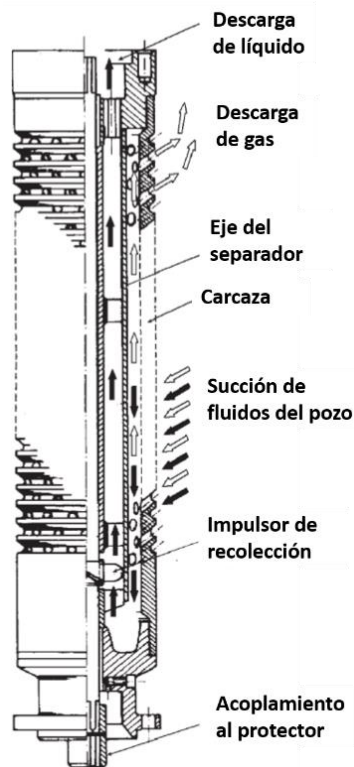


Figura 1.14 Esquema de un separador de gas BEC convencional

El convencional invierte el sentido del flujo del líquido, lo que permite que el gas libre continúe su trayectoria ascendente por el espacio anular. Es recomendable para pozos donde no hay grandes cantidades de gas libre a la profundidad de colocación (ver **Figura 1.14**).

El separador centrífugo recibe la mezcla de líquido y gas libre, luego pasa a través de una etapa que les imprime fuerza centrífuga a los fluidos, por diferencia de densidades, el líquido va hacia las paredes internas del separador y el gas

permanece en el centro. Unas aletas guías convierten la dirección tangencial del flujo en dirección axial, entonces el líquido y el gas se mueven hacia arriba, pasando a través de un difusor que conduce los líquidos a la succión de la bomba y desvía el gas hacia el espacio anular por fuera de la tubería de producción.

Entre las consecuencias que provoca la presencia de gas libre en la bomba se encuentra la fluctuación de carga en el motor, posible efecto de cavitación, reducción drástica de la eficiencia y el comportamiento de la bomba, que se aleja del señalado en las curvas características.

1.3.1.4 Bomba centrífuga sumergible

Las bombas sumergibles son bombas centrífugas multi-etapa, cada etapa consiste de un impulsor rotacional y un difusor estacionario. El tipo de etapa determina el volumen de fluido a producir, mientras que el número de etapas determina la carga total generada y la potencia requerida.

El movimiento rotatorio del impulsor es transmitido al líquido, este movimiento crea una fuerza centrífuga que produce flujo en dirección radial. El difusor cambia una parte de la energía de alta velocidad en energía de relativamente baja velocidad mientras dirige el flujo al ojo del siguiente impulsor.

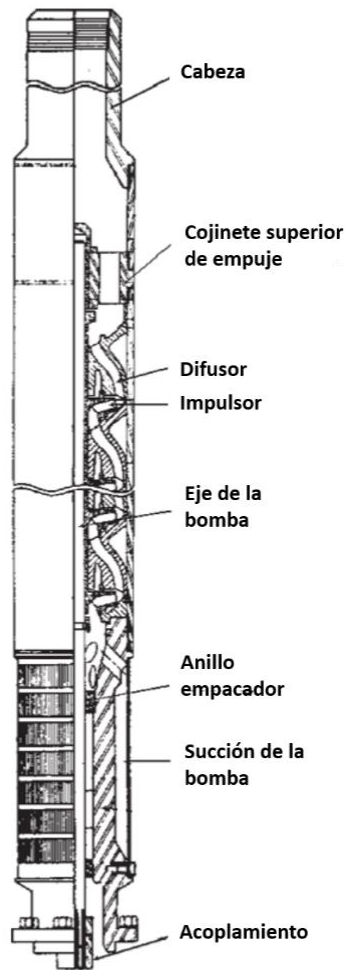


Figura 1.15 Partes principales de una bomba BEC

La longitud total de una sola sección de la bomba es limitada a unos 20-25 pies para facilitar su manejo y ensamble, pero es posible que un número de secciones de la bomba puedan ser unidas en serie para desarrollar la carga requerida. Cabe mencionar que el número de etapas está limitado por factores como potencia requerida, límite de presión que soporta la carcasa de la bomba y el límite de carga que soporta el cojinete de empuje.

Cada etapa de una bomba sumergible maneja el mismo volumen de fluido y produce cierta cantidad de carga, esta carga es aditiva. El tipo de etapa de la bomba ocupada determina el volumen de fluido a ser producido. Las etapas son fabricadas de materiales que opongan resistencia a la abrasión y corrosión para lograr un desempeño óptimo.

La configuración y el diámetro de los impulsores de la bomba determinan la cantidad de energía que es transmitida al fluido. El diámetro exterior del impulsor está limitado por el diámetro interno de la carcasa de la bomba, que a su vez se encuentra restringido por el diámetro interno de la tubería de revestimiento del pozo.

El diámetro interno del impulsor depende del diámetro externo del eje, que debe ser lo suficientemente fuerte para transmitir potencia a todas las etapas de la bomba.

Las bombas BEC pueden contener dos tipos de impulsores fijos y flotados:

Flotados – En este tipo de bombas, los impulsores son libres de flotar axialmente, ya que no se encuentran fijos a el eje en dirección axial. Cada etapa tiene cojinetes para absorber las fuerzas axiales durante la operación.

Ventajas:

- No se tiene que fijar los impulsores axialmente.
- Es posible crear bombas con algunos cientos de etapas.
- El empuje hidráulico es absorbido en su mayoría dentro de la bomba misma, por lo que no son necesarios cojinetes de gran capacidad en el protector.
- El costo es menor que las bombas de impulsores fijos

Desventajas:

- Se limitan por la capacidad de carga del cojinete, que a su vez son restringidos por el espacio anular.
- Las bombas de este tipo son fabricadas en diámetros más pequeños.
- El rango operativo recomendable es menor que para la misma bomba con impulsores fijos.

Fijos – Los impulsores de este tipo de bombas se encuentran asegurados al eje en dirección axial. El empuje axial que se desarrolla en ellos es cargado completamente por el protector.

Ventajas:

- Tienen la capacidad de manejar grandes volúmenes de líquidos.

Desventajas:

- Los costos de inversión son mayores.
- El número de etapas de una bomba está limitado de 80 a 100.
- Se debe usar protectores con cojinetes de alta capacidad.

1.3.1.5 Cable conductor eléctrico

La potencia es suministrada al motor eléctrico desde la superficie a través de un cable conductor. El cable debe elegirse tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Requisitos de amperaje y voltaje del motor de fondo.
- Caída de voltaje desde la superficie hasta el motor.
- Espacio disponible entre la tubería de revestimiento y la tubería de producción, incluidos todos sus accesorios.
- Su selección debe de estar basada en la temperatura de fondo y los fluidos con los que este va a interactuar.

Existen diferentes tipos de cables: configuración plana y redonda (**Figura 1.16**), de conductores de cobre o aluminio y tamaños que van del 2 al 6. El tamaño del conductor queda determinado por el espacio disponible en el espacio anular, el amperaje y el voltaje del motor. La resistencia a la corriente es proporcional a la longitud del alambre, por el contrario, cuando la sección transversal de un alambre es mayor tiene un efecto contrario. En el sistema BEC por ser de alto voltaje, los conductores se rodean de material aislante, este aislamiento debe resistir las temperaturas y presiones de operación del pozo, siempre procurando prolongar la vida útil del cable.

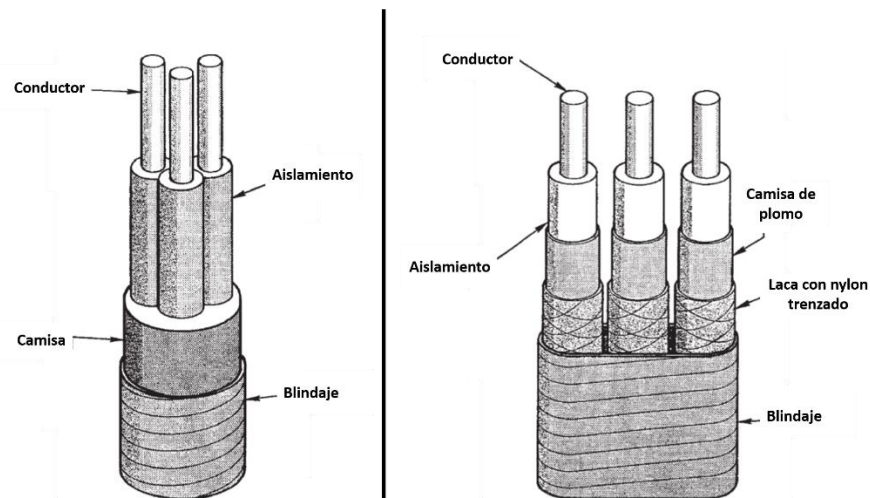


Figura 1.16 Cable conductor eléctrico

El cable se instala fijo asegurado con flejes en la parte externa de la tubería de producción hasta llegar a la sección donde se encuentran los componentes del aparejo. En esta sección la configuración del cable cambia a plana hasta llegar a la mufa, que es el contacto con el motor. Este tipo de cables deben de ser diseñados para que las pérdidas de voltaje sean las menores posibles.

1.3.2 Componentes superficiales

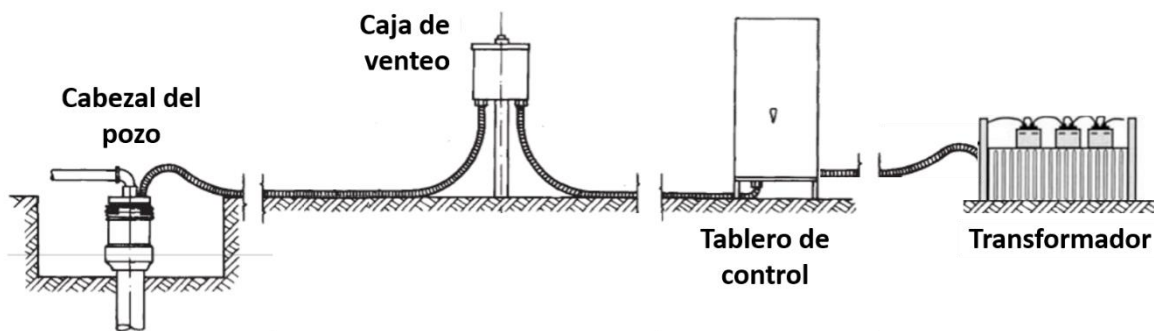


Figura 1.17 Componentes superficiales del BEC

1.3.2.1 Cabezal

En las instalaciones BEC se ocupan cabezales especiales que deben de cumplir las siguientes funciones:

- Soportar el peso del equipo subsuperficial.
- Proporcionar el sello necesario en el espacio anular entre la tubería de producción y de revestimiento para evitar la fuga de fluidos a la superficie.
- Permitir instalar el cable con la hermeticidad adecuada.

El cable de potencia puede ser alimentado directamente a través del cabezal, en otra configuración, el cable termina en el cabezal y su extremo está equipado con un conector que se enchufa al conector del cable superficial que viene del tablero de control también, esta configuración permite operar con mayores presiones en la cabeza del pozo y es más fácil de usar.

1.3.2.2 Caja de venteo

Es un mecanismo que se instala entre el cabezal del pozo y el tablero de control por razones de seguridad, ya que el gas del pozo puede viajar a lo largo del cable y alcanzar la instalación eléctrica en el tablero de control. Las principales funciones de la caja de venteo son:

- Proporciona la conexión eléctrica entre los componentes superficiales y subsuperficiales.
- Ventea cualquier gas a la atmósfera que haya migrado través del cable de potencia.

- Es un punto de prueba accesible para revisar eléctricamente el equipo subsuperficial.

La caja de venteo debe de encontrarse al menos a 15 pies del cabezal del pozo y normalmente de 2 a 3 pies sobre el suelo. Los cables que van de la caja de venteo al cabezal y el tablero de control pueden ser enterrados.

1.3.2.3 Tablero de control

Es el centro de control de una instalación BEC convencional desde el cual se gobierna la operación de toda la instalación, aloja la mayoría de los dispositivos eléctricos que protegen y monitorean al equipo de fondo. El tablero de control puede ser sencillo y contener únicamente un botón de arranque y un fusible de protección por sobrecarga, o complejos que contengan fusibles, luces indicadoras, protecciones contra alta y baja carga, sistema para bombeo intermitente, instrumentos de operación remota y registro de cartas amperométricas.

La selección de un tablero de control se basa en el voltaje, amperaje, requerimientos de potencia futuros y aspectos económicos.

1.3.2.3.1 Variador de velocidad (VSD)

Es un dispositivo que cumple las funciones del tablero de control, pero además es capaz de controlar la frecuencia suministrada al motor, controlando su velocidad para un arranque suave. Eventualmente la instalación diseñada no opera adecuadamente o bien los parámetros de presión de fondo, producción y relación gas aceite son dinámicos, lo cual limitaría la aplicación del sistema. El controlador de velocidad variable permite modificar la frecuencia del voltaje que alimenta al motor y así modificar su velocidad.

1.3.2.4 Transformador

En la mayoría de los casos, el voltaje disponible no es compatible con el voltaje requerido por el motor, el equipo BEC opera a voltajes que van desde los 250 hasta 4000 (V). Los transformadores son diseñados para convertir el voltaje disponible a los requerimientos de voltaje del motor en el fondo del pozo. Se puede utilizar solo un transformador trifásico o un conjunto de tres transformadores monofásicos. Las líneas de transmisión a alto voltaje permiten menores pérdidas de potencia y menor tamaño de cable requerido.

1.4 Ventajas y desventajas del BEC

(Brown, 1977) (Takacs, 2009) (Zertuche, 2003)

Debido a los principios de funcionamiento de los componentes del sistema BEC, existen condiciones del pozo, yacimiento, fluido y producción donde no es recomendable implementar el sistema. En general el sistema BEC tiene las siguientes ventajas y desventajas frente a otros sistemas artificiales de producción:

Ventajas:

- Tiene la capacidad de manejar altos gastos de manera efectiva y económica dependiendo de los diámetros de la tubería de revestimiento, alcanzando profundidades superiores a los 15000 pies.
- Puede manejar fluidos con altas viscosidades, así como manejar simultáneamente aceite, agua y gas, pero resulta muy eficaz cuando maneja solo líquidos.
- Presenta un buen comportamiento en pozos desviados y un buen desempeño en instalaciones costa afuera.
- No requiere mucho espacio para las instalaciones superficiales.
- Presenta alta resistencia a los ambientes corrosivos y puede operar a altas temperaturas.

Desventajas:

- No se recomienda en pozos de baja productividad, ya que el costo inicial puede ser alto por las múltiples etapas de la bomba, las elevadas potencias requeridas en el motor y el cable si es que requiere recubrimientos especiales para operar en condiciones adversas.
- La profundidad de operación es limitada por el rango de potencia del motor eléctrico y las altas temperaturas.
- El cable resulta costoso y está limitado si existen condiciones de alta potencia requerida, altas temperaturas y ambiente corrosivo. A las condiciones antes mencionadas, las fallas en el cable son frecuentes.
- El sistema es susceptible a la producción de arena y gas.
- El comportamiento y eficiencia de la bomba es muy sensible al gas.
- Las reparaciones en el sistema resultan ser muy costosas

1.5 Antecedentes del BEC en México

(Arredondo, Bautista Fragoso, & Ruiz García, 2007) (PEMEX, 2011)

En el periodo comprendido entre 1960 y 2006, se instalaron 245 equipos BEC en 74 pozos de Pemex Exploración y Producción (PEP), de estas 245 intervenciones sólo 91 cuentan con información suficiente para el análisis de su desempeño.

En México, el equipo BEC que registró mayor vida útil, fue el instalado en el pozo Balam-13 con 8.5 años, produciendo en promedio 2419 (bpd) de crudo con una densidad de 26 °API. Otros 4 largos periodos de vida del sistema BEC de más de 2.5 años fueron registrados en el campo Balam perteneciente a la Región Marina Noreste.

1.5.1 Región Norte

Las primeras pruebas del BEC en México se realizaron desde la década de los 60's hasta los 80's en el Distrito de Poza Rica perteneciente a la Región Norte, sin alcanzar los resultados esperados. De 159 equipos BEC instalados entre 1960 y 2000, se tiene registro de 116 de los cuales 103 tuvieron un periodo de operación máximo de medio año.

En la década de los 60's se instalaron equipos BEC en 3 pozos del Distrito Poza Rica con múltiples intervenciones y cortos periodos de operación. Más adelante, en los 70's se instalaron 121 equipos en la Región Norte en 23 pozos. El pozo que operó por mayor tiempo fue el Poza Rica 92 en su tercera intervención con un total de 394 días y una producción de 813 (bpd). Por otro lado, el menor tiempo de operación se registró en el pozo Poza Rica 71 en su séptima intervención con únicamente 3 días de operación. El 80% de los problemas ocurridos fueron originados por un corto circuito. Posteriormente, de 1980 a 1983 se instalaron 22 equipos BEC. En los 90's se realizó una prueba en dos pozos del Distrito Altamira que en promedio operaron 49 días. En los años 1999 y 2000 se realizaron las dos últimas instalaciones del BEC en los pozos Petronac-5 y Poza Rica-336.

1.5.2 Región Sur

En 1994 se analizó implementar el sistema BEC en algunos pozos de la Región Sur donde la presión de fondo no era suficiente para mantener flujo continuo. Debido a su alta producción, se dispusieron equipos BEC para algunos de los pozos de los activos Bellota-Jujo y Samaria-Luna. Se instalaron 18 equipos en 10 pozos, en 4 de estos pozos se realizó más de una intervención. El primer pozo, Yagual-101 duró 425 días operando, e incrementó su producción 791 (bpd).

En 1996 se instalaron 10 equipos en 5 pozos con periodos muy cortos de operación, posteriormente, en 1997 instalaron 3 equipos BEC en dos pozos que en promedio operaron 217 días. La última instalación en la Región Sur fue realizada en el pozo Puerto Ceiba-1 en 1998 operando por 103 días.

De 18 equipos BEC en la Región Sur entre 1995 y 1998 se tiene información de 17, de los cuales 10 operaron 2 meses y el resto menos de 16 meses.

1.5.3 Región Marina Suroeste

En el campo Abkatún, perteneciente a la Región Marina Suroeste, se eligió hacer una prueba piloto con el sistema BEC en 2002 en el pozo Abkatún-73. En 2005 Se decidió implementar el BEC en los pozos de plataforma Abkatún-B ya que contaban con las mejores condiciones mecánicas y de ubicación estructural dentro del yacimiento, el tiempo promedio de operación de estos equipos fue de 122 días. Los 3 sistemas BEC instalados en la Región Marina suroeste en 2005 duraron como máximo 6 meses operando.

1.5.4 Región Marina Noreste

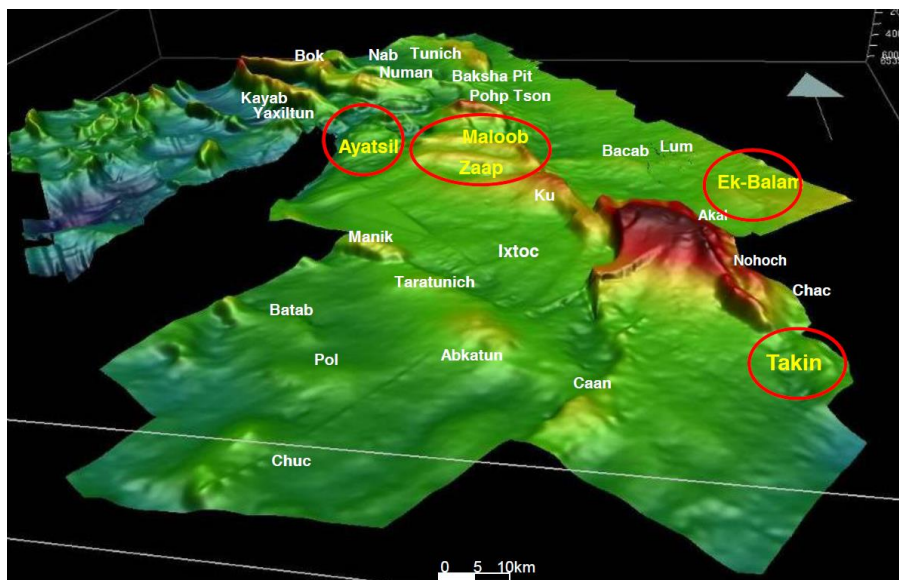


Figura 1.18 Distribución de los campos Ayatsil, Maloob, Zaap, Ek-Balam y Takin ubicados entre 80 y 130 (km) al NO de Ciudad del Carmen, Campeche.

En 1991 se seleccionó el BEC como sistema artificial para explotar pozos del campo Ku-Maloob productores de aceite pesado perteneciente al Cretácico, ya que la presión original y las características del yacimiento no permiten que el fluido llegue a superficie por sí solo. En 1992, dos pozos de la plataforma Ku-H se eligieron para la prueba del BEC, operando por 31 y 12 días en su primera intervención produciendo 7920 y 8900 (bpd). Posteriormente, se estudió factibilidad instalar el BEC en equipos de la plataforma Zaap-C, en 1998 se instala el BEC en el pozo

Zaap-27D operando únicamente por 66 días. En el año 2006 se realizaron intervenciones en los pozos Zaap-25 y 27D, donde los resultados no fueron satisfactorios, ya que su tiempo de operación fue de 3.5 meses. De 6 equipos instalados en Activo Integral Ku-Maloob-Zaap de 1992 a 2006 únicamente uno logró operar hasta medio año. Desde el 2005, algunos pozos del campo Zaap se encuentran operando con sistemas híbridos que consisten en el BEC como sistema artificial principal y bombeo neumático continuo (BN) como secundario.

Campo	Producción (bpd)	Profundidad (m)	Temperatura (°C)	Arena	RGA (m ³ /m ³)	Tipo de Aceite	Sistema Artificial	Pozos con SAP
Ku	6700	3200	118	No	70	Pesado	BN	49
Maloob	5600	3200	117	No	50	Pesado	BN/BEC	41/0
Zaap	5700	3200	114	No	66	Pesado	BN/BEC	41/0

Tabla 1.2 Características del hidrocarburo y selección del SAP de los campos Ku, Maloob y Zaap.

En el campo Ayatsil se realizó la prueba del sistema BEC en dos pozos en 2007 y 2008, obteniendo producciones de 3900 y 4100 (bpd). Con la implementación del BEC se considera obtener en promedio 5000 (bpd) en 22 de los 122 pozos. El campo Ayatsil produce crudo extrapesado del Cretácico y se encuentra ubicado a 130 km de Ciudad del Carmen.

Campo	Producción (bpd)	Profundidad (m)	Temperatura (°C)	Arena	RGA (m ³ /m ³)	Tipo de Aceite	Sistema Artificial	Pozos con SAP
Ayatsil	5000	3800	123	No	20	E.pesado	BEC	0

Tabla 1.3 Características del hidrocarburo y selección del SAP del campo Ayatsil.

En 1993 se realizó un estudio para seleccionar el sistema artificial de producción (SAP) adecuado para los campos Ek y Balam con el objetivo de continuar explotando los hidrocarburos ligeros que pertenecen a las arenas del Jurásico Superior Oxfordiano y pesados de la brecha del Paleoceno, como resultado se adquirieron 6 equipos BEC para 5 pozos de la plataforma Ek-A, ya que mostraba una rentabilidad muy atractiva.

El pozo Ek-13, comenzó a operar en 1995 por solo 105 días debido a un corto circuito, Ek-15 comenzó a operar en 1996, y desde su sexta intervención al 2006 ya llevaba más de 200 días operando con una producción promedio de 4560 (bpd). En 1996 se realizaron otras 5 instalaciones en los pozos Ek-3, Ek-11 y Ek-101. Uno de los más intervenidos fue el pozo Ek-101 con 6 equipos instalados, en 1996 cuando se le instaló el BEC no operó ni un día por problemas de arranque con el fluido de control. En total, en el campo Ek, se han llevado a cabo 29 instalaciones de BEC en 13 pozos con promedio de operación de 248 días.

Los campos Ek y Balam se encuentran a 80 km de Ciudad del Carmen y las características del hidrocarburo obtenido son las siguientes:

Campo Ek-Balam	Producción (bpd)	Profundidad (m)	Temperatura (°C)	Arena	RGA (m ³ /m ³)	Tipo de Aceite	Sistema Artificial	Pozos con SAP
(JSO)	2000	4500	110	Si	33	Ligero	BEC	2
(BTPKS)	5000	3400	105	No	28	Pesado	BEC	13

Tabla 1.4 Características del hidrocarburo y selección del SAP de los campos Ek-Balam.

En el campo Balam, en 1997 y 1998 se instalaron 8 equipos BEC, uno de ellos, Balam-13 es el pozo que ha registrado el mayor tiempo de operación en todo PEP con más de 8 años, aportando una producción de 2419 (bpd) de aceite de 26 °API, RGA 44 (m³/m³), operando a 120 °C. La bomba de marca Centrilift con resistencia a la abrasión instalado en este pozo, se colocó a 2720m donde no existía gas libre. En el 2000 se instaló el sistema BEC en el pozo Balam-73 operando por 747 días, en 2003 se realizó una segunda intervención logrando que operara por 144 días, y en 2005 se le instaló un tercer equipo que, para finales de 2006 ya llevaba más de 380 días operando. En el campo Balam se han instalado 29 equipos de BEC en 12 pozos a partir de 1997, y hasta 2006, el campo tenía 3 pozos produciendo con BEC. En los campos Ek y Balam únicamente 7 equipos de 58 instalados se encontraban operando al 2006, la vida útil promedio de los equipos instalados 402 días.

En 1996 se realizaron pruebas en el campo Cantarell, en las plataformas Akal-N y Akal-M. El pozo seleccionado, Cantarell-1082 producía 4455 (bpd) con Bombeo Neumático (BN), pero una vez instalado el sistema BEC incrementó su producción a 8000 (bpd) en promedio, con un tiempo de operación de 213 días.

Del campo Takin, desde 2008 se extraen hidrocarburos pesados pertenecientes a la Brecha del Paleoceno con el sistema BEC en 13 pozos. Las bombas que se instalaron en el sistema tienen la capacidad de manejar gastos que van de 2000 a 7000 (bpd).

Campo	Producción (bpd)	Profundidad (m)	Temperatura (°C)	Arena	RGA (m ³ /m ³)	Tipo de Aceite	Sistema Artificial	Pozos con SAP
Takin	5000	3400	130	No	28	Pesado	BEC	3
Akal	3500	2500	110	No	63	Pesado	BN	139

Tabla 1.5 Características del hidrocarburo y selección del SAP del campo Takin y Akal.

En el año 2011, después de realizar evaluaciones de potencial del BEC en la Región Marina Noreste, se concluyó que este es el sistema artificial de producción más efectivo para explotar los yacimientos del Cretácico que producen crudos pesados y extra pesados, por esta razón Pemex licitó el proyecto de Bombeo Electrocentrifugo con el objetivo de implementar un sistema que garantice el diseño, instalación, operación y mantenimiento del BEC para el aseguramiento de flujo de los crudos pesados de estos yacimientos.

1.5.4.1 Configuraciones del BEC

Los sistemas BEC instalados en los pozos de la Región Marina Noreste son de tres configuraciones distintas y tienen las siguientes características en general:

Configuración BEC convencional:

- Tipo bomba- De etapas flotantes, 2000 a 7000 (bpd), acondicionada para trabajar con producción de arena, protección contra abrasión y ácido sulfhídrico.
- Motores - Capacidad desde 220 hasta 500 hp.
- Sellos – Tipo tándem convencionales con protección contra asfaltenos.
- Succión/Separador de gas – Uso de succiones y separadores de gas convencionales.
- Tipo de Cable - Redondo y plano con recubrimiento de plomo, calibre 1.
- Sensores - De presión, temperatura, vibración y corrientes de fuga.

Estos componentes deben de soportar temperaturas de yacimiento hasta 130 °C.

Configuración híbrida BEC-BN.

- Tipo bomba- De etapas flotantes, 5000 a 8000 (bpd), resistente al ácido sulfhídrico.
- Motores - Capacidad desde 550 hasta 600 (hp) en dos cuerpos.
- Sellos – Tipo tándem con protección contra asfaltenos.
- Succión/Manejadores de Gas.
- Tipo de Cable - Redondo y plano con recubrimiento de plomo, calibre 1.
- Sensores- De presión, temperatura, vibración y corrientes de fuga.

Estos componentes deben de soportar temperaturas de yacimiento hasta 130 °C.

Configuración BEC dual

- Tipo bomba- De etapas flotantes, 3000 a 6000 (bpd), resistente al ácido sulfhídrico.
- Motores - Capacidad desde 600 hasta 750 (hp) en dos cuerpos.
- Sellos – Tipo tándem con protección contra asfaltenos.
- Succión.
- Tipo de Cable - Redondo y plano con recubrimiento de plomo, calibre 1.
- Sensores- De presión, temperatura, vibración y corrientes de fuga.

Estos componentes deben de soportar altas temperaturas de yacimiento.

1.5.5 Fallas en los equipos BEC instalados en México.

Toda falla eléctrica en la instalación subsuperficial se refleja como corto circuito en la superficie. Se ha observado que la falta de información es un aspecto significativo, ya que de un total de 245 equipos BEC instalados entre 1960 y 2006, se desconoce la causa del fallo de 154 equipos BEC, de los 91 equipos BEC documentados se registraron los siguientes tipos de fallas:

- Eléctricas - Debido al bajo amperaje, equipos aterrizados o a una sobre corriente del sistema, en el sensor y el variador de frecuencia.
- Bomba - Atascamientos, obturamientos, cavitación y fallas por causa del desacoplamiento de la flecha.
- Motor – Intentos de arranque y falas registradas en el motor.
- Sistema yacimiento-pozo - Información del yacimiento escasa y mala, problemas mecánicos del pozo etc.
- Cable - Problemas en la mufa y a lo largo del cable.
- Separador - Desperfectos en el separador de gas.

Un problema importante observado en los equipos BEC en México es el incremento de temperatura relacionado con la presencia de gas en la bomba centrífuga, debida a la falta o falla del separador previo a la bomba y un mal diseño de la carga de succión positiva neta (NPSH). Una bomba centrífuga está diseñada para manejar fluidos parcialmente incompresibles, ya que la energía que la fase compresible no capta a la misma velocidad de la fase no compresible se transforma en calor.

Durante la aplicación del BEC en el periodo de 1960 a 2006 en las cuatro Regiones de PEP se trabajó con cinco compañías:

Compañía.	Número de equipos BEC.
Reda	178
Centrilift	61
ODI	3
Daqing Petroleum Bureau	2
Kobe	1

Tabla 1.6 Equipos instalados por compañía de 1960 a 2006.

De los 245 equipos BEC que se tuvieron en PEP de 1960 a 2006, no existen registros de 44, y de los 201 equipos restantes, 154 fallaron antes de 6 meses. El promedio de vida útil de los equipos BEC en México fue de 0.5 años en este mismo periodo, mientras que en Noruega o China es de 4.5 y 3.5 años respectivamente.

Con respecto a las regiones de México, la Región Norte es donde los equipos BEC presentan más fallas. La región donde menos se ha probado el sistema BEC es la Región Marina Suroeste con únicamente 3 equipos que no duraron ni medio año. Por otro lado, la Región Marina Noreste tiene el mayor tiempo de vida útil con 0.9

años en promedio, esto se debe probablemente a la baja RGA de los campos Ek y Balam. Para finales de 2007 únicamente se encontraban 10 equipos operando en estos campos, siendo los únicos a nivel PEP.

Capítulo II

SIMULACIÓN CFD Y MODELADO MECANÍSTICO

2.0 Introducción

El modelado mecánico consiste en la representación de un sistema donde se consideran los mecanismos por los cuales ocurre un cambio en el sistema. Existen sistemas que involucran el flujo de fluidos y otros fenómenos, la dinámica de fluidos computacional CFD (por sus siglas en inglés) consiste en el análisis de estos sistemas por medio de simulaciones en computadora.

2.1 Definición de un modelo mecánico.

(Bokil, 2009) (Shoham, 2005) (Marion, 2008)

Un modelo es la representación simplificada de una idea, condición o fenómeno real. Los modelos matemáticos traducen esta idea al lenguaje matemático, permitiendo formular ideas e identificar las suposiciones fundamentales. Estos modelos son caracterizados por suposiciones sobre: variables (lo que cambia), parámetros (lo que no cambia) y la relación entre ambas.

El proceso de modelado es una serie de pasos que convierten una idea en un modelo conceptual y posteriormente en un modelo cuantitativo. El modelo conceptual es aquel que representa las ideas sobre el funcionamiento del sistema en estudio, luego se desarrollan ecuaciones para los cambios en cada proceso y se combinan para formar el modelo cuantitativo, que consiste en ecuaciones dinámicas para cada variable establecida. Posteriormente, las ecuaciones dinámicas pueden ser estudiadas matemáticamente o traducidas a un código computacional para obtener soluciones numéricas de las variables establecidas.

Los modelos matemáticos y simulaciones son herramientas experimentales que tienen diversas funciones, por ejemplo:

- Elaborar y probar teorías.
- Resolver preguntas específicas.
- Determinar la sensibilidad de cambios en valores de parámetros usados para pronosticar, diseñar y administrar sistemas existentes.
- Sugerir estrategias a implementar y ayudar en la toma de decisiones.
- Alternativa cuando la experimentación resulta muy costosa o imposible de realizar.

Los modelos son una simplificación de la realidad, ya que la mayoría de los sistemas en general, son muy complicados para ser modelados por completo. Por esta razón se deben de identificar los elementos más importantes del sistema que serán incluidas en el modelo. Al final, un modelo es tan bueno como las suposiciones con las que haya sido elaborado.

Los modelos se pueden clasificar por el nivel de comprensión en el cual el modelo está basado. Un modelo empírico no toma en cuenta los mecanismos por los cuales ocurren cambios en el sistema. Por otro lado, el modelado mecánico describe el fenómeno que ocurre en cierto nivel considerando los procesos en niveles menores, es decir, toma en cuenta los mecanismos por los cuales ocurre un cambio en el sistema. Un modelo mecánico comienza con la descripción de cómo trabaja en esencia el sistema y sigue de esta descripción a un conjunto de predicciones que relacionan las variables dependientes e independientes.

En el caso de fenómenos de flujo, los modelos mecánicos intentan predecir las características detalladas del flujo para los diferentes patrones, por ejemplo, el gradiente de presión puede ser determinado. Se debe tomar en cuenta que la solución no es exacta, pero es una aproximación ingenieril práctica.

Estos modelos están basados en los mecanismos físicos que determinan la transición entre diferentes regímenes de flujo. Una vez que los mecanismos de transición son definidos, el modelado mecánico y las expresiones analíticas para las fronteras pueden ser desarrolladas. Los modelos incorporan los efectos de las variables de entrada, como flujos de líquido y gas (parámetros operacionales), diámetro de la tubería y ángulo de inclinación (parámetros geométricos) y las propiedades físicas de los fluidos.

2.1.1 Etapas de un modelado

Las etapas en la elaboración de un modelo son: construcción, estudio, prueba y aplicación.

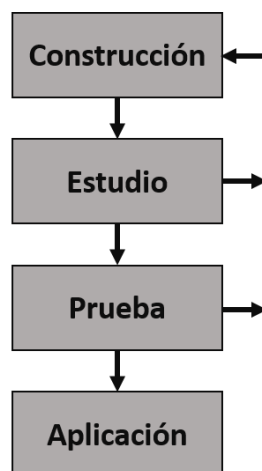


Figura 2.1 Diagrama de flujo de las etapas de un modelado.

- Construcción del modelo – En esta etapa se deben de tener claros los objetivos y el propósito del modelo. Posteriormente, se debe dividir el sistema a ser modelado de su entorno; en esta división el entorno afecta el comportamiento del sistema, pero el sistema no afecta el entorno.

Es necesario hacer suposiciones de cómo funciona el sistema, estas deben ser lo suficientemente precisas para que puedan conducir a las ecuaciones matemáticas que lo gobiernan. Cuando el sistema a modelar es complejo, se dificulta pasar de una suposición a una ecuación. Esto se representa mejor cuando la transferencia está sujeta a alguna ley de conservación, las propiedades conservadas pueden incluir energía, masa, etc. Ya que depende enteramente de la naturaleza de las interacciones que ocurren en el sistema.

Una vez que la estructura del modelo ha sido determinada, las ecuaciones matemáticas deben ser elegidas para describir el sistema. Frecuentemente, las ecuaciones que se encuentran en la literatura no son expresadas en la forma requerida para el modelo. Cuando no exista información acerca de la relación entre las variables, la única manera es adquirir un cuerpo de datos y ajustar ecuaciones al modelo, las cuales deben ser resueltas de manera analítica o numérica.

- Estudio del modelo - El comportamiento del modelo puede ser descrito de dos maneras: cualitativamente responde a las preguntas de ¿Cómo? y cuantitativamente respondiendo a ¿Cuánto?

Es importante hacer un análisis de sensibilidad donde se hagan variar los parámetros del modelo y evaluar los cambios asociados en los resultados del modelo, este método es muy útil para identificar los puntos débiles del modelo.

Evaluar modelos complejos puede tomar gran tiempo computacional, por lo que se debe recordar que el modelo por si solo es únicamente una aproximación, pequeñas pérdidas de detalle no deben ser de gran importancia si aumenta la velocidad de cálculo lo suficiente.

- Prueba del modelo - Una vez que se ha estudiado el modelo y su desempeño ha resultado satisfactorio, es hora de comenzar a probar el modelo contra las observaciones del sistema físico que este representa, a este proceso también se le llama validación. En teoría se deben probar las suposiciones, estructura, parámetros y predicciones del modelo. La manera más conveniente de estudiar el modelo es usarlo para predecir datos que no tienen conexión con los datos usados para estimar los parámetros del modelo.
- Aplicación del modelo - La presentación del modelo depende de cuánto sabe el usuario acerca del modelo, por lo cual es recomendable presentar toda la

información relevante en los resultados del modelo para que permita al usuario hacer una correcta interpretación y así el modelo cumpla su objetivo.

2.2 Definición de la dinámica de fluidos computacional (CFD)

(Ferziger & M., 2002) (Versteeg & Malalasekera, 2007)

La dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) consiste en el análisis de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos como reacciones químicas por medio de simulaciones en computadora. El flujo y fenómenos relacionados pueden ser descritos mediante ecuaciones diferenciales que generalmente no pueden ser resueltas analíticamente. Para obtener una solución numérica aproximada se ocupa el método de discretización. Este método aproxima las ecuaciones diferenciales a un sistema algebraico de ecuaciones que posteriormente pueden ser resueltas en una computadora.

La dinámica de fluidos computacional abarca la automatización de métodos ingenieriles de diseño para el uso de las soluciones detalladas de las ecuaciones de Navier-Stokes como complemento en la investigación experimental para la naturaleza de flujo. Existen fenómenos complejos como turbulencia, combustión o flujo multifásico donde las ecuaciones exactas no están disponibles o la solución numérica resulta no factible, esto hace necesario la introducción de modelos. Aun si se resuelven estas ecuaciones, la solución puede no ser una representación correcta de la realidad, por lo que es necesario validar los modelos con datos experimentales.

Desde 1960 la industria aeroespacial ha integrado las técnicas CFD en el diseño y elaboración de aeronaves y sus motores. La razón principal por la cual CFD se ha quedado atrás de otros métodos de ingeniería asistida por computadora (CAE), es la gran complejidad de su comportamiento que impide una descripción completa y rápida del flujo de los fluidos. Desde 1990 CFD comienza a ser más utilizado por otras industrias debido a nuevos softwares con interfaces más amigables con el usuario y ordenadores con mayor capacidad que los usados anteriormente, por ejemplo:

- Aerodinámica
- Hidrodinámica
- Motores de combustión interna y turbinas de gas
- Turbomaquinaria
- Equipos de enfriamiento
- Ingeniería ambiental
- Hidrología y oceanografía
- Meteorología
- Ingeniería biomédica.

Algunas ventajas de CFD contra otras técnicas experimentales usadas en la industria para el diseño de sistemas de flujo son:

- Los costos de inversión por licencias de software y el hardware requerido para CFD son altos, pero no se comparan con los de unas instalaciones para desarrollar prácticas experimentales.
- Reducción en los tiempos de diseño y experimentación.
- Capacidad para estudiar sistemas donde es imposible realizar experimentos controlados.
- Capacidad para estudiar sistemas en situaciones de peligro o que excedan los límites de seguridad.
- Resultados con gran nivel de detalle.

Por otro lado, CFD tiene ciertas desventajas:

- Requiere computadoras de gran capacidad.
- Los operadores deben de tener experiencia y completo entendimiento del fenómeno.
- Las licencias de los simuladores son costosas.
- El flujo multifásico sigue siendo difícil de analizar.
- Requiere verificar los resultados en flujos complejos.

Algunos simuladores CFD son: ANSYS (CFX, Fluent), Autodesk, OpenFOAM, PumpLinx y Pumpsim.

2.3 Proceso de un código CFD

(Ferziger & M., 2002) (Versteeg & Malalasekera, 2007)

Los códigos CFD están estructurados por algoritmos numéricos que puedan resolver los problemas de flujo. Todos los paquetes comerciales de CFD tienen una interfaz donde el usuario introduce los parámetros de entrada y posteriormente visualiza los resultados. Este proceso consta de tres etapas principales:

Pre-proceso

Las actividades que se realizan en esta etapa son:

- Definir la geometría de la región de interés (dominio computacional).
- Sub dividir el dominio (malla) en sub dominios (volúmenes de control).
- Elegir el fenómeno a modelar.
- Definir las propiedades del fluido.
- Especificar las condiciones de frontera apropiadas en los volúmenes de control que se encuentran en los límites del dominio.

La solución de un problema de flujo (velocidad, presión, temperatura etc.) se encuentra definida en los nodos dentro de cada celda, la precisión de esta solución depende del número de celdas en la malla. Al incrementar el número de celdas se incrementa el tiempo de cálculo y los requerimientos de capacidad del hardware. Las mallas óptimas son aquellas que no son uniformes, siendo más finas en regiones donde existen grandes variaciones. Más del 50% del tiempo en un proyecto CFD es invertido en la definición de la geometría de la región y la generación de la malla.

Solución

Existen tres clasificaciones de técnicas para la solución numérica: diferencia finita, elemento finito y métodos espectrales. El método de volumen finito es una formulación especial del de diferencia finita, y es el central en la mayoría de los códigos de CFD. En general, los algoritmos numéricos consisten en lo siguiente:

- Integración de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos sobre todos los volúmenes de control del dominio.
- Conversión de las ecuaciones integrales resultantes en un sistema de ecuaciones algebraicas (discretización).
- Solución de las ecuaciones algebraicas mediante un proceso iterativo, ya que los fenómenos físicos analizados son complejos y resultan no lineales.

La conservación de una variable del flujo general (ϕ), por ejemplo: componente de velocidad, en un volumen de control finito puede ser expresada como un balance entre los distintos procesos que tienden a incrementarla o disminuirla, es decir:

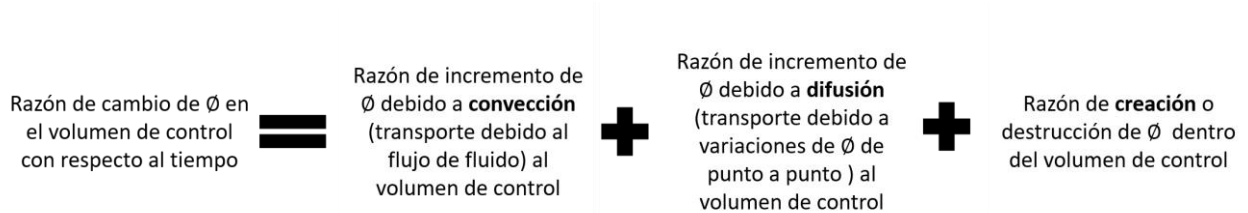


Figura 2.2 Conservación de una variable general de flujo (ϕ).

Este principio físico de conservación es una de las ventajas del método de volumen finito y hace sus conceptos mucho más simples de comprender a diferencia del elemento finito y métodos espectrales.

Post- proceso

La visualización de las soluciones numéricas usando vectores, curvas u otro tipo de gráficos es importante para la interpretación de los resultados, ya que esta es la

manera más efectiva de analizar la enorme cantidad de datos producto de los cálculos.

Debido a la capacidad gráfica de los equipos computacionales actuales, la visualización de los datos es más versátil, algunos softwares incluyen herramientas que permiten visualizar los resultados como:

- Gráficos de los vectores.
- Gráficos con sombreado.
- Visualización del dominio de la geometría y el mallado.
- Gráficos de superficies en 2D y 3D.
- Trayectoria de la partícula.
- Vista manipulable.
- Paleta de colores relacionada con los valores.
- Resultados animados para la visualización de datos dinámicos.

2.2 Validación de los resultados

(Ferziger & M., 2002) (Versteeg & Malalasekera, 2007)

Los resultados generados por un código CFD dependen en gran parte del operador, es muy importante la identificación y la formulación del problema de flujo a resolver en términos de los fenómenos físicos y químicos. Como en todos los problemas se deben hacer suposiciones para reducir su complejidad a un nivel manejable mientras se conserven las características esenciales del fenómeno, ya que de estas suposiciones depende la calidad de los resultados del CFD.

El algoritmo de solución es iterativo, y en la solución convergente, el residuo debe ser muy pequeño para garantizar la conservación de las propiedades del flujo. Al final de la simulación, el usuario debe verificar si los resultados son lo suficientemente buenos. El análisis CFD no sustituye la experimentación, pero si es una herramienta adicional para la solución de problemas de flujo de fluidos. Para validar estos resultados de una manera significativa, es necesario producir datos experimentales que tengan un enfoque similar al realizado por CFD.

Los aspectos principales para que el análisis CFD sea exitoso es la experiencia del usuario, el entendimiento de la física del flujo de fluido y los fundamentos de los algoritmos numéricos.

2.3 Componentes de un método de solución numérica

(Ferziger & M., 2002) (Versteeg & Malalasekera, 2007)

El punto de partida de cualquier método numérico es el modelo matemático, en esencia consiste en un conjunto de ecuaciones parciales y condiciones de frontera. Es importante elegir el modelo apropiado dependiendo del fenómeno, por ejemplo: flujo incompresible, turbulento, dos o tres dimensiones, etc. Un método de solución es generalmente designado para cierto conjunto particular de ecuaciones.

Después de seleccionar el modelo matemático, se debe elegir un método de discretización adecuado, es decir un método para aproximar las ecuaciones diferenciales mediante un sistema algebraico de ecuaciones para las variables en el conjunto de localizaciones discretas en espacio y tiempo. Existen distintos métodos, los más utilizados son: método de diferencia finita, volumen finito y elemento finito. Cada uno de estos métodos conduce a la misma solución si la malla es muy fina, sin embargo, algunos métodos son más adecuados para cierto tipo de problemas.

Las ecuaciones de conservación pueden ser escritas en diferentes formas dependiendo del sistema coordenado (cartesiano, cilíndrico, esférico, etc.). La elección depende de las características del flujo y puede tener influencia en el modelo de discretización y el tipo de malla que se va a ocupar.

La malla numérica es una representación discretizada del dominio geométrico en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control etc.). En estas localizaciones discretas, las variables serán calculadas. Existen distintos tipos de mallas:

- Malla estructurada o regular - Esta es simple, ya que es equivalente a un mallado cartesiano donde cada elemento tiene cuatro vecinos (2D) y seis (3D). La posición de cualquier elemento de la malla dentro del dominio geométrico es identificada individualmente por un conjunto de dos (2D) o tres índices (3D). En desventaja, esta malla solo puede ser ocupada en dominios de solución geoméricamente simples. Existen regiones de interés que requieren una mayor concentración de elementos por razones de precisión, con este tipo de mallado se producen pequeños espaciamientos en otras partes del dominio, lo que es agravado en problemas en 3D.

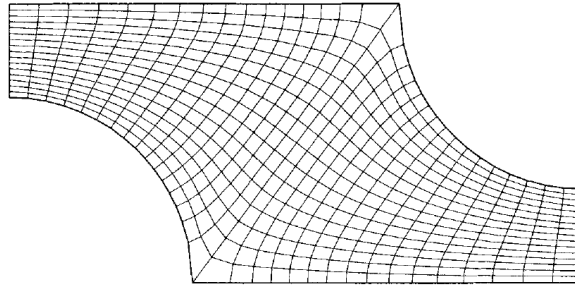


Figura 2.3 Malla no ortogonal estructurada.

- Malla estructurada en bloques - En este tipo de mallas existen dos o más niveles de subdivisión del dominio solución, permitiendo que el mallado sea más fino en regiones que requieren una mayor resolución. La estructura de los bloques puede ser irregular y traslaparse, la desventaja es que la programación se vuelve más complicada con la malla regular.

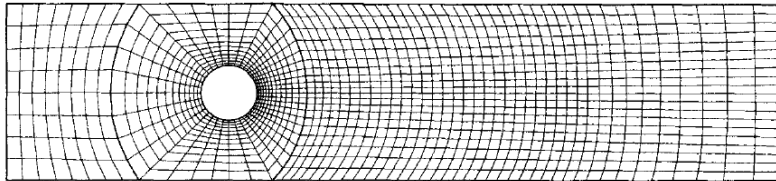


Figura 2.4 Malla estructurada en bloques.

- Malla no estructurada – Es ocupada en geometrías complejas y funcionan mejor con los métodos de volumen finito y elemento finito. Los volúmenes de control pueden tener cualquier forma, generalmente el mallado está formado por triángulos o cuadriláteros (2D) y tetraedros o hexaedros (3D). La ubicación de los nodos y las conexiones con sus vecinos deben ser especificadas explícitamente. Los códigos de programación para este tipo de mallado son más flexibles, sin embargo, la generación de la malla y el pre-proceso es mucho más complicado.

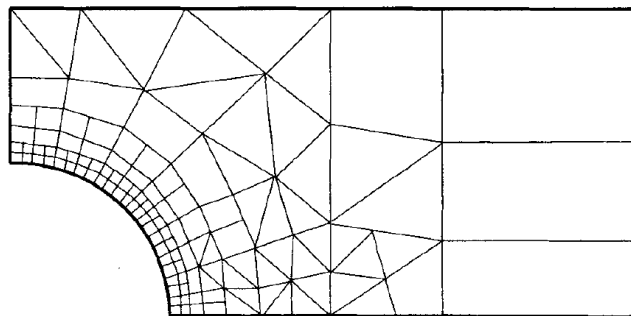


Figura 2.5 Malla no estructurada.

Después de elegir el tipo de malla, se deben seleccionar las aproximaciones a ocupar en el proceso de discretización. En el método de volumen finito se deben seleccionar los métodos de aproximar la superficie y los integrales de volumen. Esta elección tiene influencia en la precisión de la aproximación, igualmente afecta la dificultad para desarrollar el método de solución, la depuración y velocidad del código, por lo que es importante conservar la simplicidad, facilidad de implementación y eficiencia computacional.

Del proceso de discretización resulta un gran sistema de ecuaciones algebraicas no lineales, el método de solución depende del problema a resolver. Estos métodos linealizan sucesivamente las ecuaciones, y la solución del sistema lineal resultante es obtenido casi siempre por técnicas iterativas. Decidir cuándo parar el proceso de iteración en cada nivel es importante para la exactitud y eficiencia. La elección del método depende igualmente del tipo de malla y el número de nodos involucrados en cada ecuación algebraica.

2.4 Propiedades de los métodos de solución numéricos

(Ferziger & M., 2002)

Consistencia – La discretización tiende a ser exacta cuando el espaciamiento del mallado tiende a cero. La diferencia entre la ecuación discretizada y la exacta se denomina error de truncamiento, para que un método sea consistente, el error de truncamiento debe volverse cero cuando el espaciamiento del mallado tiende a cero ($\Delta t \rightarrow 0$) o ($\Delta x_i \rightarrow 0$). Idealmente, todos los términos deben ser discretizados con aproximaciones del mismo orden de exactitud, pero puede ser que algunos términos sean dominantes en un flujo en particular y sea razonable manejarlos con mayor exactitud que otros. Aun si las aproximaciones son consistentes, no necesariamente significa que la solución del sistema discretizada de ecuaciones vaya a ser la solución exacta de la ecuación diferencial, para que esto ocurra el método de solución debe ser estable.

Estabilidad – Un método de solución numérico es estable si este no magnifica los errores que aparecen en el transcurso de este proceso. Para métodos iterativos, un método estable es aquel que no diverge, es decir que exista convergencia.

Convergencia – Si la solución de las ecuaciones discretizadas tiende a la solución exacta de la ecuación diferencial cuando el espaciamiento del mallado tiende a cero, se dice que el método de solución numérico es convergente, un sistema consistente no es útil a menos que el método de solución converja. La convergencia es usualmente revisada usando experimentos numéricos, como repetir el cálculo en una serie sucesiva de mallas refinadas. Si el método es estable y todas las aproximaciones ocupadas en el proceso de discretización son consistentes, usualmente se concluye que la solución si converge en una solución independiente de la malla.

Conservación – Ya que las ecuaciones a resolver son leyes de conservación, el sistema numérico también lo debe ser. Esto significa que en estado estacionario y en ausencia de fuentes externas, la cantidad de cierta variable que deja el volumen de control es igual a la cantidad que entra en ese volumen. En el método de volumen finito esto está garantizado para cada volumen de control individual y para todo el dominio solución. Si la conservación de la masa, momento y energía son aseguradas, el error únicamente puede distribuir estas cantidades inadecuadamente sobre el dominio solución.

Límites - Las soluciones numéricas deben encontrarse dentro de los límites físicamente correctos. Es decir, magnitudes no negativas deben ser siempre positivas, o bien, las concentraciones deben hallarse entre 0% y 100%.

Realizable - Los modelos de fenómenos que son demasiado complejos para tratar directamente (turbulencia, flujo multifásico o combustión), deben ser designados de manera que garanticen una solución físicamente realista. Algunos modelos que no son realizables pueden resultar en soluciones sin significado físico o provocar que los métodos numéricos diverjan.

Exactitud – Las soluciones numéricas de problemas de flujo de fluido y transferencia de calor son únicamente soluciones aproximadas. Adicionalmente a los errores que pueden ser introducidos en el transcurso del desarrollo del algoritmo solución, proceso de programación o definición de las condiciones de frontera, las soluciones numéricas siempre incluyen tres errores sistemáticos:

- Error de discretización - Diferencia entre la solución exacta de las ecuaciones de conservación y la solución exacta del sistema algebraico obtenido de la discretización de estas ecuaciones.
- Errores de iteración - Los errores de iteración son también llamados errores de convergencia, y consisten en la diferencia entre la solución iterativa y la solución exacta del sistema algebraico de ecuaciones.
- Error de modelaje – Diferencia entre el flujo real y la solución exacta del modelo matemático.

Los errores de modelaje dependen de las suposiciones hechas al derivar las ecuaciones de transporte para las variables. En el caso de flujo laminar estos errores pueden ser despreciados, ya que las ecuaciones de Navier Stokes representan un modelo lo suficientemente preciso para el flujo; por otra parte, para flujos más complejos (flujo turbulento, dos fases, etc.) los errores de modelaje pueden ser muy grandes. Estos errores pueden ser también introducidos por simplificar la geometría del dominio solución. Los errores de modelaje pueden ser evaluados comparando las soluciones con datos experimentales o datos obtenidos con modelos más precisos.

Es esencial controlar y estimar los errores de convergencia y divergencia antes de juzgar los modelos del fenómeno físico. Las aproximaciones discretizadas introducen errores que pueden reducirse si la malla es refinada, al final, el objetivo es obtener la precisión deseada con el mínimo esfuerzo o la máxima precisión con los recursos disponibles.

2.5 Leyes de conservación de un fluido en movimiento

(Versteeg & Malalasekera, 2007)

Las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluido se obtienen aplicando las leyes de conservación:

- La masa de un fluido es conservada.
- El cambio de momento es igual a la suma de las fuerzas en una partícula de fluido.
- El cambio de energía es igual a la suma del calor adicionado y el trabajo realizado en una partícula de fluido.

El comportamiento del fluido es descrito en términos de sus propiedades macroscópicas como: velocidad, presión, densidad y temperatura, y sus derivadas con respecto al espacio y tiempo. El elemento del fluido más pequeño será una partícula o un punto en el fluido (ver **Figura 2.6**).

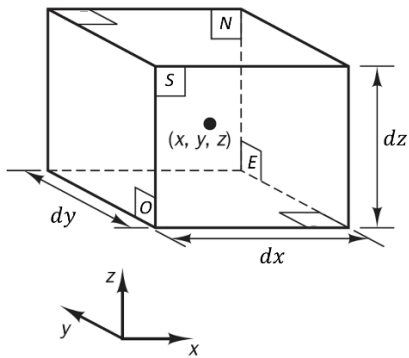


Figura 2.6 Elemento de fluido.

Las propiedades del fluido se encuentran en función del espacio y tiempo, por lo que estrictamente: $\rho(x, y, z, t)$, $p(x, y, z, t)$, $T(x, y, z, t)$, y $u(x, y, z, t)$.

Donde:

ρ = Densidad.

p = Presión.

T = Temperatura

u = Vector de velocidad

El elemento de fluido considerado es tan pequeño que las propiedades del fluido en las caras pueden ser expresadas de la siguiente manera; por ejemplo, la presión en las caras O (**ecuación 2.1**) y E (**ecuación 2.2**):

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \quad (2.1)$$

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \quad (2.2)$$

2.5.1 Conservación de la masa en tres dimensiones

El balance de masa para el elemento de fluido dice que, el incremento de masa en el elemento es igual al flujo de masa dentro del elemento.

El gasto másico que fluye a través de una cara del elemento es producto de la densidad (ρ), el área ($dydz, dx dz, dx dy$) y la componente de velocidad normal a la cara (u, v, w). El flujo que es dirigido dentro del elemento produce un incremento de masa, por lo que se le antepone un signo positivo, por el contrario, al flujo que deja el elemento se le antepone un signo negativo. Entonces, el flujo de masa en el elemento a través de sus fronteras o caras está dado por:

$$\begin{aligned} & \left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dydz - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dydz + \\ & \left(\rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} dy \right) dx dz - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} dy \right) dx dz + \\ & \left(\rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} dz \right) dx dy - \left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} dz \right) dx dy \end{aligned} \quad (2.3)$$

La tasa de incremento de masa dentro del elemento está dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.4)$$

Igualando la ecuación anterior con la **ecuación 2.3**, agrupando los términos de lado derecho y dividiendo entre $dx dy dz$:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.5)$$

Reescribiendo la ecuación anterior en notación vectorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.6)$$

La ecuación anterior es denominada ecuación de continuidad para un fluido compresible, donde el primer término es el cambio de la densidad en el tiempo (masa por unidad de volumen) y el segundo término es el flujo másico fuera del elemento a través de sus fronteras, denominado término de convección.

Para un fluido incompresible, la ecuación se simplifica:

$$\text{div} \mathbf{u} = 0 \quad (2.7)$$

2.5.2 Ecuación de momento en tres dimensiones

La segunda ley de Newton establece que el cambio de momento en una partícula de fluido es igual a la suma de las fuerzas que actúan en la partícula.

La tasa de incremento del momento en x, y, z por unidad de volumen de una partícula de fluido está dado por:

$$\rho \frac{Du}{Dt}, \quad \rho \frac{Dv}{Dt}, \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (2.8)$$

Las fuerzas que pueden actuar sobre la partícula de fluido pueden ser de dos tipos:

Superficiales – Aquellas fuerzas que actúan sobre las caras del volumen, y son producidas por acción del contacto de las partículas situadas en las caras con el medio exterior.

- Fuerzas de presión.
- Fuerzas viscosas.

Cuerpo – Son las fuerzas que se ejercen a distancia sobre las partículas del interior del volumen.

- Fuerzas inerciales.
- Fuerzas gravitatorias.
- Fuerzas magnéticas.

Generalmente, los efectos de estas fuerzas de cuerpo son consideradas como fuentes externas (S_M). Por ejemplo, la fuerza de cuerpo debido a la gravedad sería modelada como: $S_{Mx} = 0$, $S_{My} = 0$, $S_{Mz} = -\rho g$.

Los esfuerzos en el elemento de fluido son definidos por la presión (p), que es un esfuerzo normal y los componentes de los esfuerzos viscosos (τ). La magnitud de una fuerza que resulta de un esfuerzo superficial es el producto del esfuerzo y el área.

Considerando únicamente los componentes en x de las fuerzas debido a la presión y los componentes esfuerzos τ_{xx} , τ_{yx} , τ_{zx} :

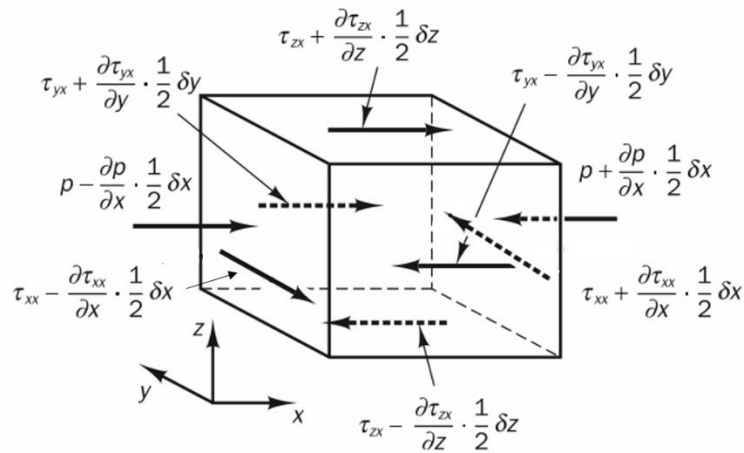


Figura 2.7 Componentes de esfuerzo en dirección x .

La fuerza total por unidad de volumen en el fluido debido a estos esfuerzos superficiales y dividido por el volumen ($dx dy dz$) resulta:

$$\frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \quad (2.9)$$

La ecuación de momento en la componente x es entonces la tasa de cambio del momento en x (**ecuación 2.8**) igual a la fuerza total en dirección x debido a los esfuerzos de superficie (**ecuación 2.9**) más el incremento del momento en x debido a fuentes externas (S_{Mx}):

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (2.10)$$

Entonces, las ecuaciones de momento en direcciones y, z son:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p+\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (2.11)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p+\tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (2.12)$$

2.5.3 Ecuación de la energía en tres dimensiones.

La ecuación de energía se basa en la primera ley de la termodinámica, la cual dice que el cambio de energía en una partícula de fluido es igual a la adición de calor en la partícula de fluido más el trabajo realizado en la partícula.

El incremento de energía (E) de una partícula de fluido por unidad de volumen está dado por:

$$\rho \frac{DE}{Dt} \quad (2.13)$$

2.5.3.1 Trabajo realizado en la partícula de fluido.

El trabajo realizado en la partícula de fluido en el elemento, por acción de una fuerza superficial es igual al producto de la fuerza y la componente de velocidad en dirección de la fuerza. Entonces multiplicando la **ecuación 2.10** por su componente de velocidad en dirección x (u), el trabajo neto hecho por estas fuerzas superficiales actuando en dirección x esta dado por:

$$\frac{\partial(u(-p + \tau_{xx}))}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \quad (2.14)$$

Entonces, el trabajo realizado en la partícula de fluido en las direcciones y, z :

$$\frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v(-p + \tau_{yy}))}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w(-p + \tau_{zz}))}{\partial z} \quad (2.16)$$

El trabajo total realizado por unidad de volumen en la partícula de fluido por todas las fuerzas superficiales está dado por la suma de las tres ecuaciones anteriores. Agrupando los términos que tienen presión y escritos de manera vectorial $[-div(p\mathbf{u})]$, el trabajo realizado se puede escribir como:

$$[-div(p\mathbf{u})] + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \quad (2.17)$$

2.5.3.2 Transferencia de calor a la partícula de fluido.

El vector de flujo de calor (q) igualmente tiene tres componentes (q_x, q_y, q_z). La transferencia neta de calor a la partícula de fluido debido al flujo de calor es igual a la diferencia entre la entrada de calor a través de las caras del elemento y la pérdida de calor a través de las mismas.

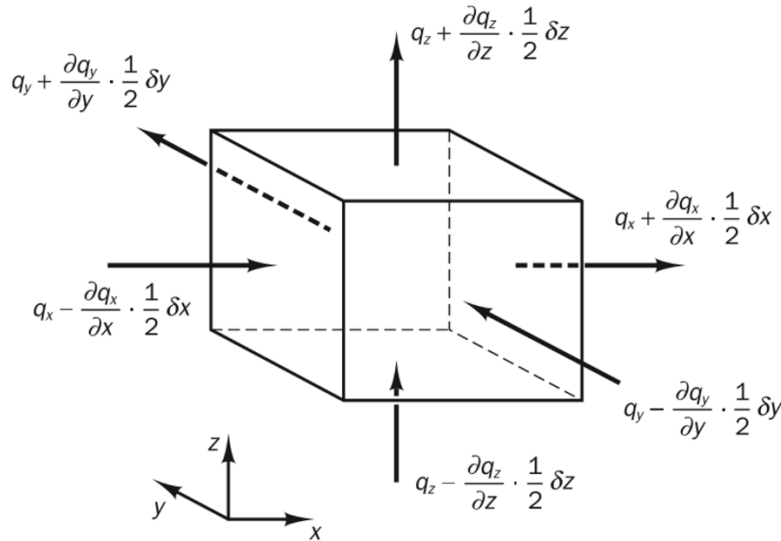


Figura 2.8 Componentes del vector de flujo de calor.

Entonces, el flujo de calor añadido a la partícula de fluido por unidad de volumen debido al flujo de calor a través de sus caras y dividido por el volumen ($dx dy dz$) se expresa como:

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\text{div } \mathbf{q} \quad (2.18)$$

La ley de Fourier de conducción de calor relaciona el flujo de calor con el gradiente de temperatura local.

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.19)$$

Escrito en forma de vector:

$$\mathbf{q} = -k \text{ grad } T \quad (2.20)$$

Combinando la ecuación anterior con la **ecuación 2.18** se obtiene la adición de calor a la partícula de fluido debido a la conducción a través de las fronteras del elemento:

$$-div \mathbf{q} = div(k grad T) \quad (2.21)$$

2.5.3.3 Ecuación de energía

La conservación de la energía se define igualando el cambio de energía en la partícula de fluido (**ecuación 2.13**) a la suma del trabajo neto realizado en la partícula de fluido (**ecuación 2.17**), el calor añadido al fluido (**ecuación 2.21**) y el incremento de energía debido a fuentes externas (S_E). Entonces, la ecuación de energía es:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = [-div(\mathbf{p}\mathbf{u})] + \left[\begin{aligned} &\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \\ &\frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \end{aligned} \right] + div(k grad T) + S_E \quad (2.22)$$

2.6 Equilibrio termodinámico

(Versteeg & Malalasekera, 2007)

El movimiento de un fluido en tres dimensiones es descrito por un sistema de ecuaciones diferenciales parciales:

- Conservación de la masa (**ecuación 2.6**).
- Ecuaciones de momento x, y, z (**ecuaciones 2.10-12**).
- Ecuación de energía (**ecuación 2.22**).

En este caso, existen cuatro variables termodinámicas ρ, p, i, T y la relación de estas cuatro es obtenida con la suposición de equilibrio termodinámico. Las propiedades de una partícula de fluido cambian rápidamente de lugar a lugar, pero el fluido siempre se mantiene en equilibrio termodinámico. Las ecuaciones de estado son aquellas que relacionan las variables.

En el flujo de fluidos compresibles, las ecuaciones de estado muestran la relación entre la ecuación de energía por un lado y la conservación de la masa y momento por otro. Estas relaciones se deben a las posibles variaciones de densidad como resultado de cambios en la presión y temperatura en el campo de flujo.

2.7 Ecuaciones de Navier-Stokes

(Versteeg & Malalasekera, 2007)

En flujos de tres dimensiones, la tasa local de deformación está compuesta por la tasa de deformación lineal y la tasa de deformación volumétrica. En un fluido Newtoniano, los esfuerzos viscosos son proporcionales a la tasa de deformación. La ley de Newton de viscosidad para flujos compresibles en tres dimensiones involucra dos constantes de proporcionalidad: la viscosidad dinámica (μ) que relaciona los esfuerzos con las deformaciones lineales y la segunda viscosidad que relaciona los esfuerzos con la deformación volumétrica. Las 9 componentes de los esfuerzos viscosos son:

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\ \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\ \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \\ \tau_{zy} = \tau_{yz} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)\end{aligned}\tag{2.23}$$

Para los gases una buena aproximación de λ es $-\frac{2}{3}\mu$, como los líquidos son incompresibles, la ecuación de conservación de la masa es $\operatorname{div} \mathbf{u} = 0$.

Sustituyendo los esfuerzos (**ecuaciones 2.23**) en las ecuaciones de conservación de momento (**ecuaciones 2.10-12**) se obtienen las ecuaciones de Navier-Stokes. que son ocupadas en el desarrollo del método de volumen finito.

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{Mx} \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My} \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz}\end{aligned}\tag{2.24}$$

2.8 Método de volumen finito

(Versteeg & Malalasekera, 2007) (Ferziger & M., 2002)

Se puede observar que existe similitud entre las ecuaciones que gobiernan el flujo de un fluido Newtoniano compresible, por lo que si se incluye una variable general ϕ , la ecuación general se puede escribir de la siguiente manera:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (2.25)$$

La **ecuación 2.25** es llamada ecuación de transporte para una propiedad ϕ y representa claramente los distintos procesos de transporte: el término de tasa de cambio, el término de convección y del lado derecho de la ecuación, el término de difusión ($\Gamma =$ coeficiente de difusión) y el término de las fuentes externas. Es decir:

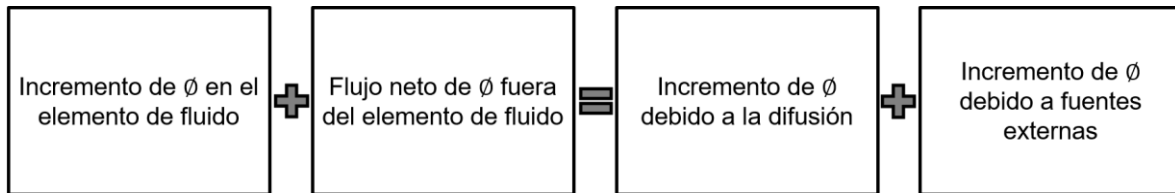


Figura 2.9 Ecuación de transporte para una propiedad ϕ .

El método de volumen finito usa la forma integral de la ecuación de transporte como punto de partida, y aplicando el teorema de la divergencia de Gauss, resulta la ecuación general de conservación en su forma integral:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_V \rho\phi \, dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho\phi\mathbf{u}) \, dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) \, dA + \int_{CV} S_\phi \, dV \quad (2.26)$$

Considerando el proceso de transporte más simple: difusión en estado estacionario, es posible obtener su ecuación partiendo de la ecuación general de transporte en su forma integral (**ecuación 2.26**) eliminando los términos convectivos y transitorios:

$$\int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) \, dA + \int_{CV} S_\phi \, dV = 0 \quad (2.27)$$

La difusión en estado estacionario en un sistema de tres dimensiones está dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S_\phi = 0 \quad (2.28)$$

Se debe usar una malla de tres dimensiones para sub dividir el dominio, el volumen de control usado para construir el mallado es el siguiente:

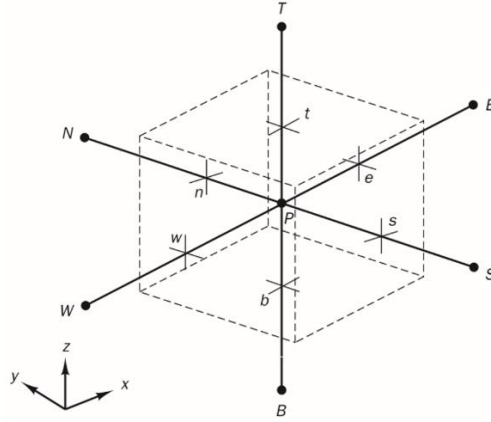


Figura 2.10 Volumen de control en tres dimensiones con sus nodos vecinos.

En la **Figura 2.10** se observa un nodo P con sus seis nodos vecinos W, E, S, N, B, T . Las seis caras de la celda son representadas por w, e, s, n, b, t .

Integrado la **ecuación 2.27** sobre el volumen de control:

$$\left[\Gamma_e A_e \frac{(\phi_E - \phi_P)}{dx_{PE}} - \Gamma_w A_w \frac{(\phi_P - \phi_W)}{dx_{WP}} \right] + \left[\Gamma_n A_n \frac{(\phi_N - \phi_P)}{dy_{PN}} - \Gamma_s A_s \frac{(\phi_P - \phi_S)}{dy_{SP}} \right] + \left[\Gamma_t A_t \frac{(\phi_T - \phi_P)}{dz_{PT}} - \Gamma_b A_b \frac{(\phi_P - \phi_B)}{dz_{BP}} \right] + (S_u + S_p \phi_P) = 0 \quad (2.29)$$

La ecuación anterior puede ser acomodada de la siguiente manera para obtener la ecuación discretizada para los nodos interiores:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + a_B \phi_B + a_T \phi_T + S_u \quad (2.30)$$

Donde:

a_W	a_E	a_S	a_N	a_B	a_T	a_P
$\frac{\Gamma_w A_w}{dx_{WP}}$	$\frac{\Gamma_e A_e}{dx_{PE}}$	$\frac{\Gamma_s A_s}{dy_{SP}}$	$\frac{\Gamma_n A_n}{dy_{PN}}$	$\frac{\Gamma_b A_b}{dz_{BP}}$	$\frac{\Gamma_t A_t}{dz_{PT}}$	$a_W + a_E + a_S + a_N + a_B + a_T + S_p$

Lo siguiente es establecer la ecuación discretizada (**ecuación 2.30**) para cada nodo que conforma el dominio. En los volúmenes de control que son adyacentes a las fronteras del dominio, la ecuación general discretizada debe ser modificada para incluir las condiciones de frontera. Posteriormente, con la técnica adecuada, el sistema lineal algebraico de ecuaciones es resuelto para obtener la distribución de la propiedad ϕ en los nodos.

2.8.1 Ejemplo de aplicación

Para representar mejor lo desarrollado anteriormente, se muestra la aplicación del método de volumen finito para solucionar el problema de difusión en una dimensión que involucra transferencia de calor por conducción.

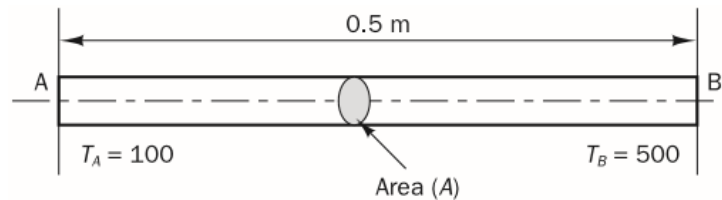


Figura 2.11 Diagrama para representar el problema de difusión 1D.

Considerando una barra de cuyos extremos se encuentran a temperatura constante (**Figura 2.11**), es posible determinar la distribución de calor a lo largo de ésta partiendo de la **ecuación 2.28** reescrita de la siguiente manera:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (2.31)$$

Donde:

k = Conductividad térmica. (1000 W/m·K).

T = Temperatura (°C).

A = Área de la sección transversal (0.01 m²)

Dividiendo la barra (**Figura 2.11**) en cinco volúmenes de control iguales, donde $dx = 0.1$ (m):

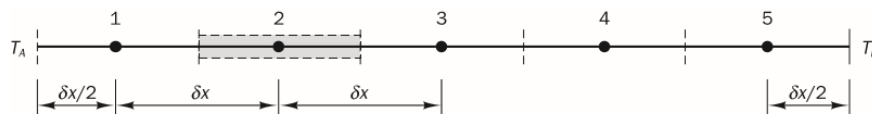


Figura 2.12 Malla ocupada para subdividir el dominio.

Para cada uno de los nodos 2,3,4 la temperatura en los lados E y W se encuentran como valores nodales, por lo que la ecuación para estos nodos puede ser obtenida de la **ecuación 2.29** quedando de la siguiente manera:

$$\left(\frac{k_e}{dx_{PE}} A_e + \frac{k_w}{dx_{WP}} A_e \right) T_P = \left(\frac{k_w}{dx_{WP}} A_w \right) T_W + \left(\frac{k_e}{dx_{PE}} A_e \right) T_E \quad (2.32)$$

Como en este problema k, A, dx son constantes a lo largo de toda la barra, la ecuación discretizada para estos nodos es:

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E \quad (2.33)$$

Donde:

a_W	a_E	a_P
$\frac{k}{dx} A$	$\frac{k}{dx} A$	$a_W + a_E$

Los nodos 1 y 5 son nodos frontera, por lo que la **ecuación 2.31** integrada sobre el volumen de control del nodo 1 es escrita de la siguiente manera:

$$kA \left(\frac{T_E - T_P}{dx} \right) - kA \left(\frac{T_P - T_A}{dx/2} \right) = 0 \quad (2.34)$$

La ecuación anterior puede ser reescrita como se muestra:

$$\left(\frac{k}{dx} A + \frac{2k}{dx} A \right) T_P = (0) T_W + \left(\frac{k}{dx} A \right) T_E + \left(\frac{2k}{dx} A \right) T_A \quad (2.35)$$

Comparando la ecuación anterior con la **ecuación 2.30** se puede observar que la temperatura como condición de frontera se incluye en la ecuación como términos fuente S_P y S_u . Por lo que la ecuación discretizada para el nodo frontera 1 es:

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E + S_u \quad (2.36)$$

Donde:

a_W	a_E	a_P	S_P	S_u
0	$\frac{k}{dx} A$	$a_W + a_E - S_P$	$-\frac{2k}{dx} A$	$\frac{2k}{dx} A T_A$

Siguiendo un análisis similar para el nodo frontera 5:

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E + S_u \quad (2.37)$$

Donde:

a_W	a_E	a_P	S_P	S_u
$\frac{k}{dx} A$	0	$a_W + a_E - S_P$	$-\frac{2k}{dx} A$	$\frac{2k}{dx} A T_B$

El proceso de discretización resulta en una ecuación para cada nodo. Sustituyendo los valores numéricos, el sistema algebraico de ecuaciones es:

$$\begin{aligned}
 300T_1 &= 100T_2 + 200T_A & (2.38) \\
 200T_2 &= 100T_1 + 100T_3 \\
 200T_3 &= 100T_2 + 100T_4 \\
 200T_4 &= 100T_3 + 100T_5 \\
 300T_5 &= 100T_4 + 200T_B
 \end{aligned}$$

Acomodando el sistema de ecuaciones de manera matricial:

$$\begin{bmatrix} 300 & -100 & 0 & 0 & 0 \\ -100 & 200 & -100 & 0 & 0 \\ 0 & -100 & 200 & -100 & 0 \\ 0 & 0 & -100 & 200 & -100 \\ 0 & 0 & 0 & -100 & 300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 200T_A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 200T_B \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

Finalmente, la solución al sistema de ecuaciones es:

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 140 \\ 220 \\ 300 \\ 380 \\ 460 \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

2.9 Solución de los sistemas de ecuaciones

(Ferziger & M., 2002) (Versteeg & Malalasekera, 2007)

El proceso de discretización de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluido y la transferencia de calor resulta en un sistema de ecuaciones algebraicas lineales que tienen que ser resueltas. La complejidad de este sistema de ecuaciones depende de:

- dimensiones del problema.
- número de nodos en la malla.
- proceso de discretización.

Los recursos computacionales son una limitante importante para encontrar la solución de estos sistemas de ecuaciones. Existen dos clasificaciones de las técnicas de solución para sistemas algebraicos lineales: métodos directos y métodos iterativos.

2.9.1 Métodos directos

Existen métodos directos como la regla de Cramer o eliminación Gaussiana, que es el método básico para resolver sistemas de ecuaciones. Este se basa en la reducción sistemática de grandes sistemas de ecuaciones en sistemas más pequeños, en este procedimiento, la eliminación reduce la matriz completa en una matriz triangular. Este método es costoso computacionalmente y susceptible a la acumulación de errores para grandes sistemas de ecuaciones que no tienen sus elementos dispersos, lo que lo hace no confiable si es aplicado directamente.

El método de descomposición LU es una variante valiosa del método de eliminación Gaussiana que se aplica en CFD. La esencia de este método es factorizar la matriz original A como el producto de la matriz triangular inferior (L) y la matriz triangular superior (U). Entonces: $A = LU$.

En su mayoría, los elementos de las matrices resultantes de las ecuaciones son ceros, como se puede observar en la **ecuación 2.39**. Todos los elementos de la matriz diferentes de cero se encuentran agrupados en un número pequeño de diagonales bien definidas dentro de la matriz. Esta estructura es una gran ventaja en algunos métodos.

Como se puede ver en el ejemplo de aplicación mencionado anteriormente, después del proceso de discretización, cada ecuación contiene únicamente variables en su propio nodo y sus vecinos inmediatos entonces, la matriz correspondiente A solo tiene valores en la diagonal principal y las diagonales inmediatas superior e inferior. Este tipo de matrices son llamadas tridiagonales y resultan especialmente fáciles de resolver por eliminación Gaussiana, ya que únicamente un elemento es eliminado por cada fila durante el proceso de eliminación. Éste método de solución para resolver rápidamente sistemas de tres diagonales es llamado el algoritmo de Thomas, y es un método directo para problemas en una dimensión, pero puede ser aplicado iterativamente para resolver problemas en múltiples dimensiones. El algoritmo de Thomas es ampliamente ocupado en programas CFD, ya que a diferencia de otros métodos requiere un almacenamiento mínimo, el número de operaciones es mucho menor que las realizadas en el método de eliminación Gaussiana, y es fácil de programar. Existen otros métodos de solución que aprovechan el bajo costo de este método reduciendo el problema a uno que involucre matrices tridiagonales.

2.9.2 Métodos iterativos

En algunos casos, debido a la estructura de la matriz, el costo de los métodos directos resulta demasiado alto. Los métodos iterativos consisten en la aplicación repetida de algoritmos simples que linealizan las ecuaciones con su solución y por

medio de iteraciones mejorar esta solución hasta que el resultado converja. Para que un método iterativo sea efectivo, la solución del sistema debe de ser poco costosa y converger rápidamente. Si cada iteración es poco costosa y el número de iteraciones es pequeño, el método iterativo resulta más eficiente que un método directo, generalmente, es el caso de los problemas CFD. En un método iterativo es muy importante estimar el error de iteración para decidir cuándo es conveniente parar.

El método de Jacobi es de los métodos más simples, donde M es la matriz diagonal cuyos elementos son la diagonal de la matriz original A . La convergencia de este método requiere un número de iteraciones proporcional al cuadrado del número de puntos en el mallado en una dirección, es decir que es más costoso que un método directo.

Por otro lado, en el método de Gauss-Seidel, M es la porción triangular inferior de la matriz A . Generalmente, éste método converge el doble de rápido que el método Jacobi, pero para CFD esto no es suficiente, por lo que existen otras versiones aceleradas del método de Gauss-Seidel.

Los métodos Jacobi y Gauss-Seidel son algoritmos iterativos que pueden ser implementados fácilmente, pero su convergencia puede ser lenta cuando el sistema de ecuaciones es muy grande. En un inicio, no eran considerados para aplicaciones en CFD, pero recientemente nuevas técnicas que han sido desarrolladas han mejorado la convergencia, y ahora son los métodos elegidos en algunos códigos comerciales de CFD. Desafortunadamente, la rapidez de convergencia de los métodos iterativos como Jacobi y Gauss-Seidel se reduce cuando la malla se vuelve más refinada.

La ventaja principal de los métodos de iteración es que únicamente los coeficientes que no son cero son los que se almacenan en la memoria. Como los sistemas que surgen de problemas CFD reales son muy grandes, desde 100000 hasta un millón de ecuaciones, generalmente, los métodos iterativos son más factibles que los métodos directos.

Capítulo III

APLICACIÓN DEL CFD Y MODELADO MECANÍSTICO EN EL SISTEMA BEC

3.0 Introducción

(Zhang, 2017)

Como se mencionó en el Capítulo 1, las curvas de desempeño del BEC obtenidas del fabricante consideran agua como fluido circulante y una velocidad especificada, mientras que las condiciones operativas difieren en:

- Densidad del fluido.
- Viscosidad del fluido.
- Velocidad.
- Gas libre.
- Emulsiones.
- Erosión por arenas.
- Fugas, desgaste, etc.

Por lo que es necesario predecir el desempeño del BEC bajo todas las condiciones posibles de flujo.

Desarrollar un modelado mecanístico basado en la física del fenómeno, estudios teóricos y experimentales verificado con distintos datos, es una alternativa para predecir el desempeño del BEC bajo las condiciones reales de operación.

Por otra parte, la aplicación de CFD es una herramienta que puede ayudar a predecir este comportamiento, e incluso es aplicado en la elaboración del diseño de la bomba. Con ayuda de CFD los flujos complejos dentro de los impulsores de la bomba, que aún no son comprendidos del todo, pueden ser estimados y así mejorar el proceso de diseño de una bomba.

3.1 Aplicación de CFD en el diseño de los impulsores de la bomba

(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)

La aplicación de la dinámica de fluidos computacional (CFD) como herramienta en la elaboración del diseño de la bomba ha ido incrementado. En esta sección se describe la aplicación de la simulación CFD en tres dimensiones para comprender el flujo interno en tres diferentes tipos bombas, para finalmente comparar los resultados computacionales que muestran el desempeño de las mismas.

3.1.1 Modelos matemáticos

En el capítulo anterior, las ecuaciones de Navier-Stokes fueron derivadas para un sistema de referencia inercial. Un sistema de referencia inercial es aquel donde la variación del momento lineal del sistema es igual a las fuerzas reales sobre el sistema. Por otro lado, dado un sistema de referencia inercial, un segundo sistema de referencia será no inercial cuando describa un movimiento acelerado respecto al primero. La aceleración del sistema no inercial puede deberse a:

- Un cambio en el módulo de su velocidad de traslación.
- Un cambio en la dirección de su velocidad de traslación
- Un movimiento de rotación sobre sí mismo.
- Una combinación de algunos de los anteriores.

El sistema de referencia en rotación es un caso especial de los sistemas de referencia no inerciales donde éste gira con respecto a un sistema de referencia inercial. Todos los sistemas de referencia no inerciales presentan fuerzas denominadas ficticias. Los sistemas de referencia en rotación se caracterizan por sólo tres tipos de fuerzas ficticias:

- Fuerza centrífuga.
- Fuerza de Coriolis.
- Fuerza de Euler.

Debido a la rotación que se presenta en el impulsor, es conveniente utilizar un sistema de referencia en rotación, por lo que es necesario modificar las ecuaciones de movimiento para usar este sistema de referencia.

Las ecuaciones de continuidad y momento pueden ser escritas en el sistema de referencia en rotación para flujo no estacionario incompresible en tres dimensiones de la siguiente manera usando notación vectorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \times \mathbf{u}) = \nabla \cdot (-p\delta + \mu_{eff}(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)) + S_M \quad (3.2)$$

Donde:

\mathbf{u} = Velocidad.

p = Presión.

ρ = Densidad del fluido.

δ = Matriz identidad.

S_M = Término fuente.

Para analizar flujos en un sistema de referencia en rotación, que giran a una velocidad constante de rotación $\vec{\Omega}$, los efectos Coriolis deben de ser modelados en el código como término fuente, en este caso:

$$S_M = -\rho[2\vec{\Omega} \times \mathbf{u} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})] \quad (3.3)$$

Donde:

\mathbf{r} = Es el vector de posición.

3.1.1.1 Modelo de Turbulencia $k - \varepsilon$

El modelo de turbulencia $k - \varepsilon$, es el modelo más usado en CFD para simular las principales características del flujo turbulento. Este modelo semi-empírico está basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε).

En la **ecuación 3.2**, μ_{eff} es el coeficiente de viscosidad efectiva, igual a la suma del coeficiente molecular de viscosidad (μ) y el coeficiente de viscosidad turbulenta (μ_t).

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.4)$$

La viscosidad turbulenta (μ_t) es modelada como el producto de la escala de velocidad turbulenta (V_t), la escala de longitud turbulenta (l_t) y una constante de proporcionalidad:

$$\mu_t = \rho c_\mu l_t V_t \quad (3.5)$$

El modelo toma la escala de velocidad (V_t) como la raíz cuadrada de la energía cinética turbulenta.

$$V_t = \sqrt{k} \quad (3.6)$$

La energía cinética turbulenta (k) es determinada a partir de la solución de una ecuación de transporte semi empírica.

El modelo $k - \varepsilon$ estándar asume que la escala de longitud turbulenta es una escala de longitud de disipación, y cuando las escalas de disipación turbulenta son isotrópicas:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (3.7)$$

Donde ε es la tasa de disipación turbulenta.

Entonces, la viscosidad turbulenta μ_t puede ser usada para relacionar energía cinética turbulenta y la disipación por medio de la siguiente relación:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

Donde C_μ es una constante = 0.09.

Los valores de k, ε se obtienen directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética turbulenta y para la disipación de la energía cinética turbulenta:

$$\frac{\partial p k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) - \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) = p_k - \rho \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial p \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) - \nabla \cdot (\Gamma_\varepsilon \nabla \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (3.10)$$

Donde:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.3$$

Son constantes, y los coeficientes de difusión están dados por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.11)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (3.12)$$

El término p_k en las **ecuaciones 3.9 y 3.10** es la producción de energía cinética turbulenta, que para flujo incompresible se escribe como:

$$p_k = \mu_t \nabla \mathbf{u} \cdot (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} (\mu_t \nabla \cdot \mathbf{u} + \rho k) \quad (3.13)$$

Las **ecuaciones 3.1, 3.2, 3.9 y 3.10** forman un conjunto cerrado de ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el fluido en movimiento.

3.1.1.2 Funciones de pared

En las regiones cercanas a la pared, existen grandes gradientes en las variables dependientes. Resulta complicado obtener por completo la solución de esta región, ya que el número requerido de nodos sería bastante grande. Por este motivo, para modelar esta región se aplican las funciones de pared. En el enfoque de funciones de pared, la velocidad tangencial cerca de la pared está relacionada con el esfuerzo de corte de la pared por medio de la siguiente relación logarítmica:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C \quad (3.14)$$

Donde:

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau} \quad (3.15)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (3.16)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.17)$$

τ_w = Esfuerzo de corte de la pared.

u_τ = Velocidad conocida tangente a la pared a una distancia Δy de la pared.

κ = Constante Von Karman para paredes lisas.

C = Constante que depende de la rugosidad de la pared.

La forma anterior de las ecuaciones de pared tiene problema cuando la velocidad cercana a la pared u_τ tiende a cero. En la región logarítmica la escala de velocidad alternativa u^* puede ser usada en lugar de u^+ :

$$u^* = u_\mu^{1/4} \sqrt{k} \quad (3.18)$$

Esta escala tiene la propiedad de no tender a cero aun si u_τ tiende a cero, ya que en flujo turbulento k nunca es completamente cero. Basado en esta definición, la ecuación explícita para el esfuerzo cortante de pared es la siguiente:

$$\tau_w = \tau_{visc} \frac{y^*}{u^+} \quad (3.19)$$

Donde:

$$\tau_{visc} = \frac{\mu u_\tau}{\Delta y} \quad (3.20)$$

$$y^* = \frac{\rho u^* \Delta y}{\mu} \quad (3.21)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C \quad (3.22)$$

En la práctica, es recomendable ubicar nodos cercanos a la pared tal que y^* se encuentre en el rango de 20 a 50 para paredes lisas.

En la región cercana a la pared, un estimado de la disipación consistente con las ecuaciones de pared es:

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa \Delta y} \quad (3.23)$$

La disipación en el primer nodo interior es fijado igual a este valor. El valor nodal de frontera para k es estimado mediante una extrapolación de condición de frontera.

La producción de energía cinética turbulenta cercana a la pared es:

$$p_k = \frac{\tau_{visc}^2}{\mu} p_k^* \quad (3.24)$$

Donde:

$$p_k^* = \left(\frac{y^*}{u^+}\right)^2 \frac{du^+}{dy^*} \quad (3.25)$$

3.1.2 Ejemplo de aplicación de CFD para el estudio del flujo a través del impulsor.

En este ejemplo, se describe la simulación del flujo de agua en tres dimensiones a través de distintos tipos de impulsores de bombas centrífugas operando a condiciones de diseño y fuera de estas condiciones.

Esta simulación se lleva a cabo con ayuda de un código comercial denominado CFX. Este código utiliza las ecuaciones de Navier Stokes en tres dimensiones y el modelo de turbulencia estándar $k - \varepsilon$. En el cálculo, se ocupa el método de volumen finito y un sistema de malla no estructurada para obtener la solución de las ecuaciones discretizadas que gobiernan este fenómeno.

Para este ejemplo se consideran tres diferentes tipos de bombas centrífugas:



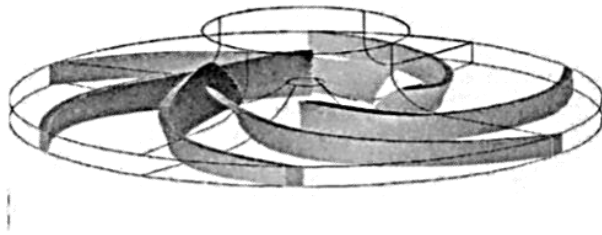
(a)

- 4 Álabes rectos.
- Condiciones de diseño:
n= 2900 rpm Q= 20 m³/hr
- Condiciones de operación:
n= 1450 rpm Q= 10 m³/hr



(b)

- 6 Álabes torcidos.
- Condiciones de diseño:
n= 2900 rpm Q= 360 m³/hr
- Condiciones de operación:
n= 1450 rpm Q= 180 m³/hr



(c)

- 6 Álabes torcidos.
- Condiciones de diseño:
n= 2900 rpm Q= 80 m³/hr
- Condiciones de operación:
n= 1450 rpm Q= 40 m³/hr

Tabla 3.1 Geometría en tres dimensiones para las bombas (a), (b) y (c).

3.1.2.1 Malla computacional y condiciones de frontera

Los mallados del tipo no estructurado empleados en la simulación de este ejemplo son generados por el preprocesador CFX-Build. En las regiones de succión, descarga y paredes, el mallado es más fino que en otras regiones ya que requieren de mayor atención.

El tiempo computacional requerido para las mallas de las bombas (a) y (b) fue de 3 horas en una Compaq GS320. Para la bomba (c) se empleó un mallado más grueso (de 6000 a 10000 elementos), ya que esta cantidad de elementos fue suficiente para predecir la curva de carga contra capacidad y los patrones de flujo dentro de los impulsores de la bomba. A diferencia de las otras bombas, el tiempo computacional requerido para ésta fue únicamente de 30 minutos.

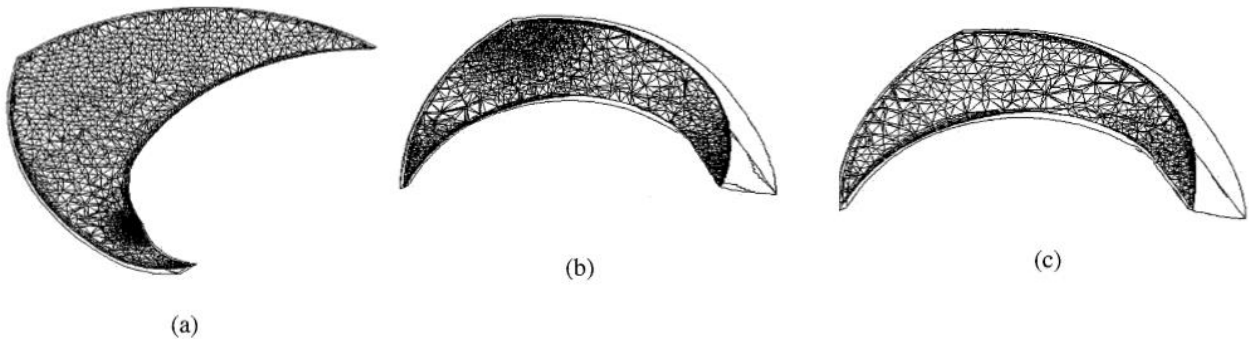


Figura 3.1 Malla computacional para las bombas (a), (b) y (c) generada en CFX-Build.

Las condiciones de frontera fueron especificadas de la siguiente manera:

- Frontera de succión – Un gasto másico constante fue especificado en la entrada del dominio de cálculo. Se especificaron distintos gastos másicos para el estudio en condiciones de diseño y condiciones operativas.

- Paredes sólidas – Para las superficies que se encuentran en contacto con el fluido como los álabes y la carcasa, se asume que los componentes de velocidad relativa son cero.
- Frontera de descarga – A la salida del dominio de cálculo, se asume que los gradientes de las componentes de velocidad son cero.

3.1.2.2 Análisis de los Resultados

Se ocuparon dos velocidades: 2900 rpm y 1450 rpm, en la simulación para los tres casos. Para cada velocidad, se especificaron distintos gastos en la frontera de succión para estudiar los patrones de flujo a condiciones de diseño y operación.

El criterio de convergencia para cada corrida fue fijado a $1E-5$ para la media cuadrática (RMS por sus siglas en inglés) de los residuos de las ecuaciones de masa y momento, y $1E-4$ para las ecuaciones de $k - \varepsilon$. Se puede observar en las **Figuras 3.2-3.4** que después de varios cientos de iteraciones, se cumple con este criterio de convergencia establecido.

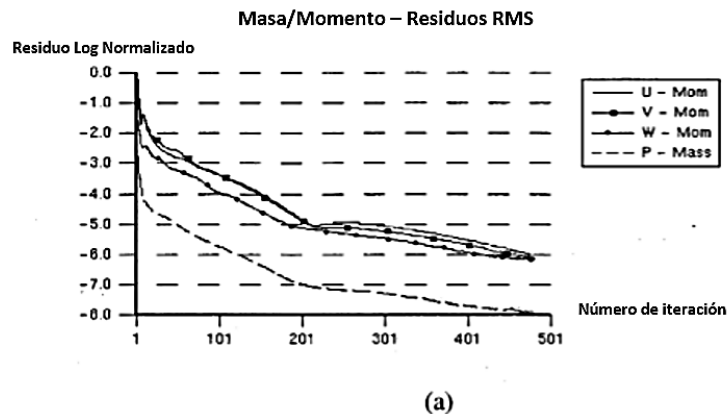
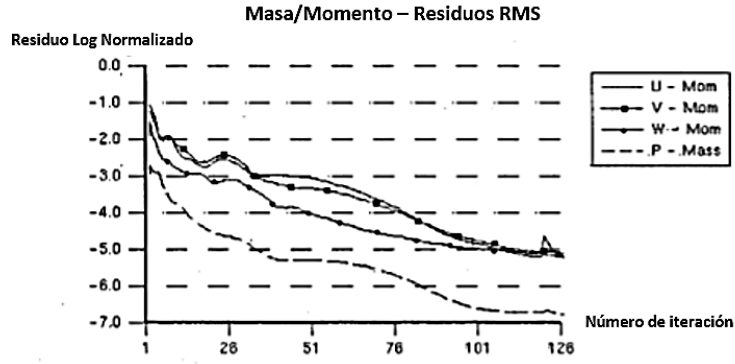
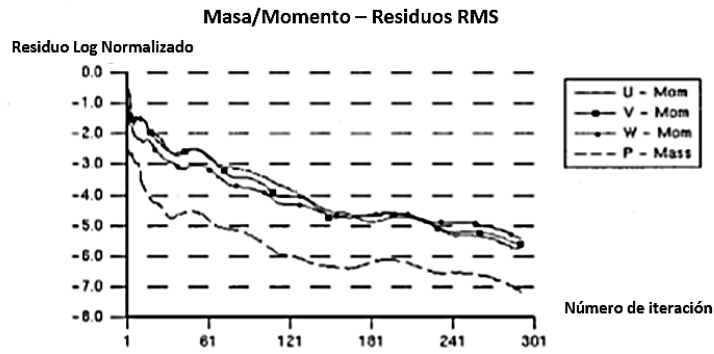


Figura 3.2 Historial de convergencia para la bomba
(a) (n = 2900 rpm)



(b)

Figura 3.3 Historial de convergencia para la bomba (b) (n = 2900 rpm)



(c)

Figura 3.4 Historial de convergencia para la bomba (b) (n = 2900 rpm)

En las **Figuras 3.5-3.7** se muestran las curvas de carga desarrollada contra capacidad para dos velocidades diferentes obtenidas a partir de la simulación.

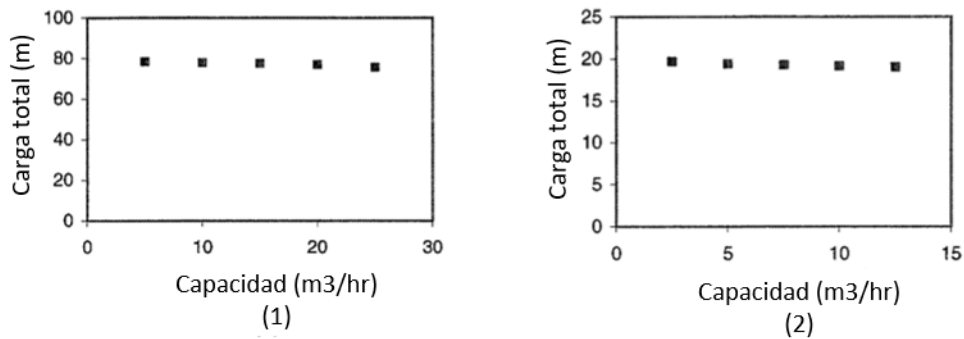


Figura 3.5 Curva para la bomba (a) (1) n= 2900 rpm (2) n= 1450 rpm

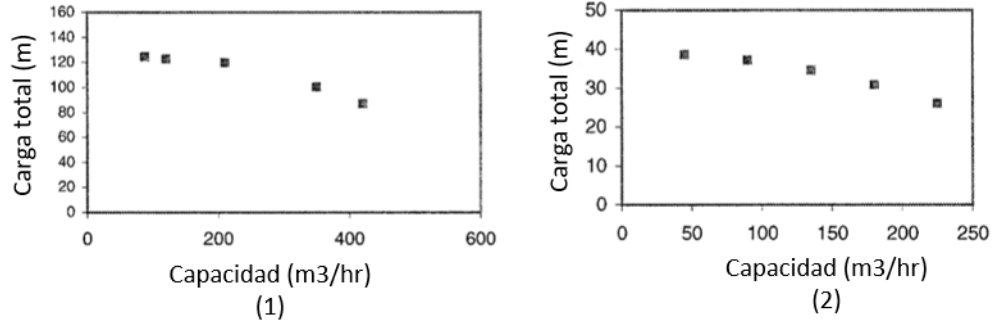


Figura 3.6 Curva para la bomba (b) (1) $n = 2900$ rpm (2) $n = 1450$ rpm

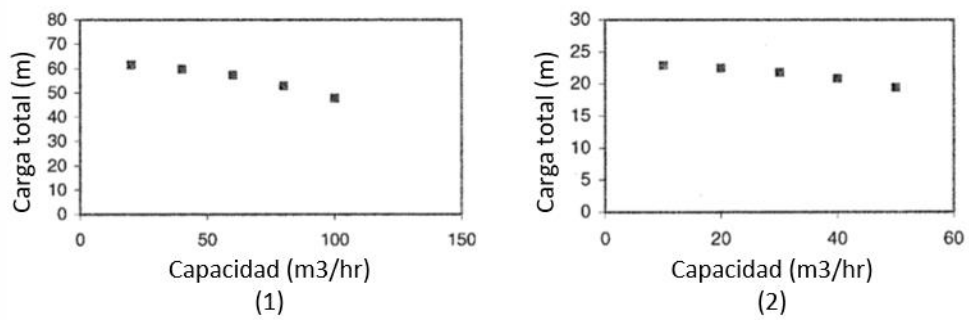


Figura 3.7 Curva para la bomba (c) (1) $n = 2900$ rpm (2) $n = 1450$ rpm

Las Figuras 3.8-3.13 muestran los vectores de velocidad y la distribución de presión en el plano de álabe a álabe a las dos velocidades que se estudian.

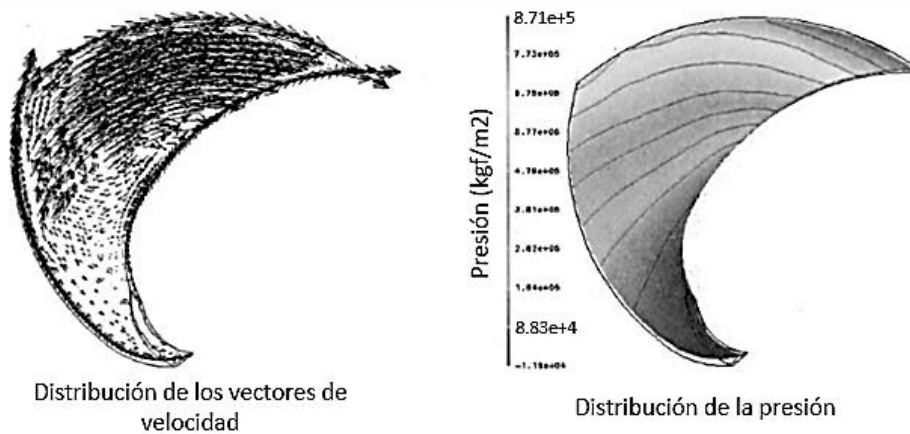
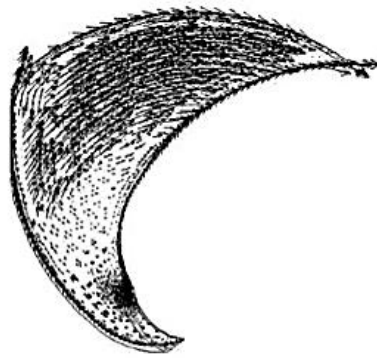
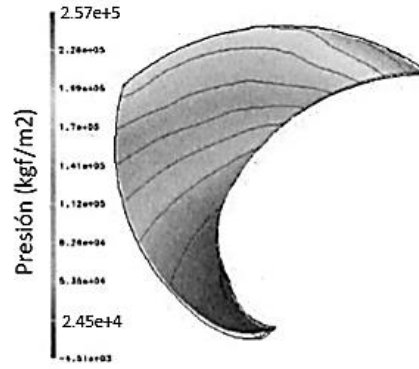


Figura 3.8 Distribución de presión y velocidad, bomba (a) $n = 2900$ rpm



Distribución de los vectores de velocidad

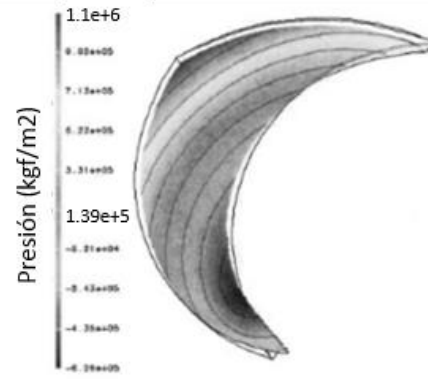


Distribución de la presión

Figura 3.9 Distribución de presión y velocidad, bomba (a) $n = 1450$ rpm

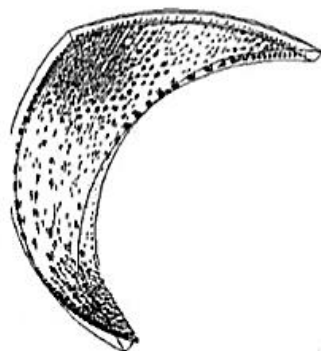


Distribución de los vectores de velocidad

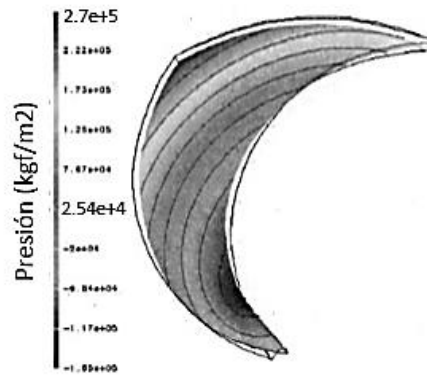


Distribución de la presión

Figura 3.10 Distribución de presión y velocidad, bomba (b) $n = 2900$ rpm



Distribución de los vectores de velocidad



Distribución de la presión

Figura 3.11 Distribución de presión y velocidad, bomba (b) $n = 1450$ rpm

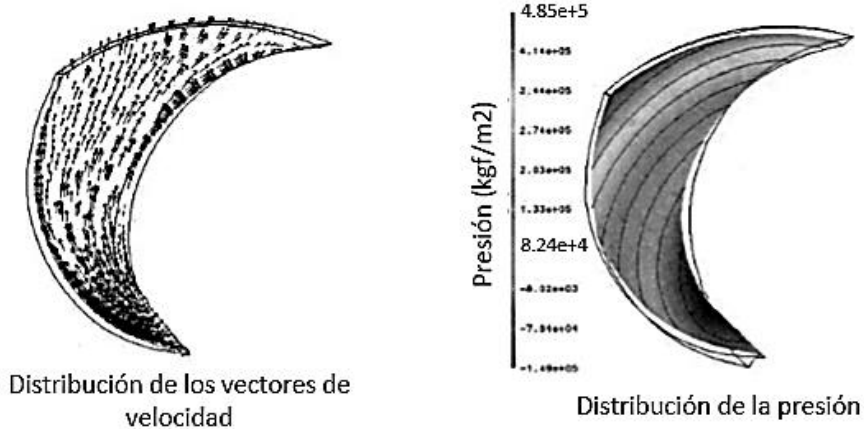


Figura 3.12 Distribución de presión y velocidad, bomba (c) $n = 2500$ rpm

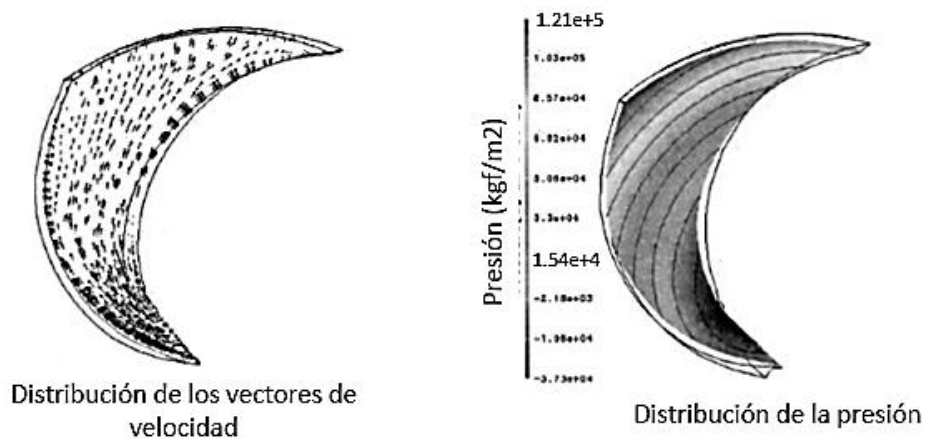


Figura 3.13 Distribución de presión y velocidad, bomba (c) $n = 1450$ rpm

Los gráficos de distribución de presión muestran como la presión aumenta gradualmente en dirección del flujo.

Al analizar los gráficos de la distribución de los vectores de velocidad, se puede observar como ocurre una recirculación severa del flujo en el canal del impulsor de la bomba (a), mientras que en las bombas (b) y (c) se muestra mucho más fluido. Estos resultados sugieren que la eficiencia de la bomba (a) es menor a la de las bombas (b) y (c).

Las **Figuras 3.14-17** muestran los resultados de los vectores de velocidad de las bombas (b) y (c) operando a condiciones fuera de diseño.

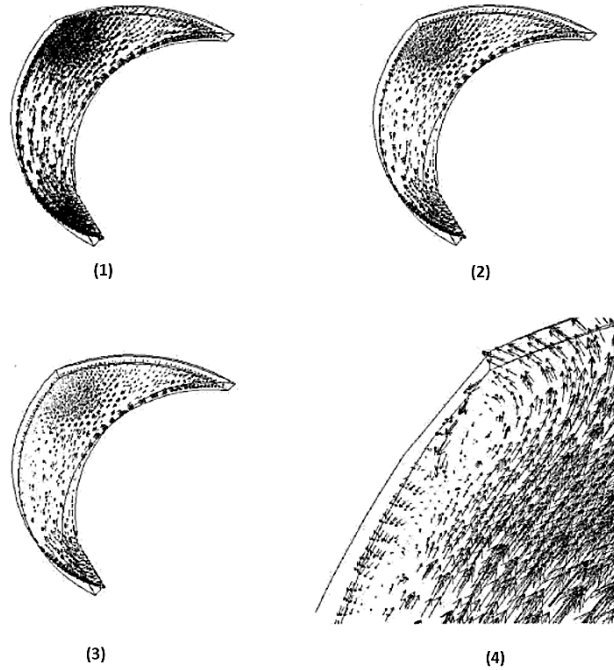


Figura 3.14 Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (b)
 $n = 2900 \text{ rpm}$ (1) $Q = 420 \text{ m}^3/\text{hr}$. (2) $Q = 210 \text{ m}^3/\text{hr}$. (3) $Q = 120 \text{ m}^3/\text{hr}$. (4) Flujo inverso.

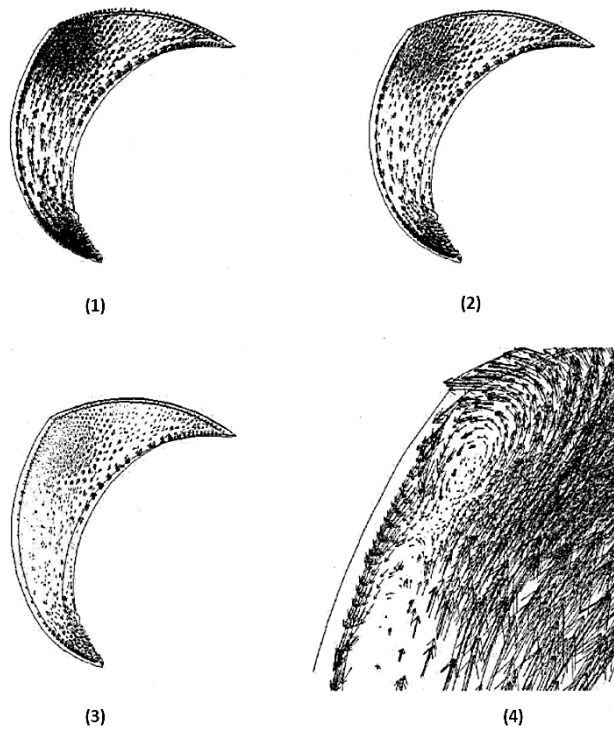


Figura 3.15 Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (b)
 $n = 1450 \text{ rpm}$ (1) $Q = 225 \text{ m}^3/\text{hr}$. (2) $Q = 135 \text{ m}^3/\text{hr}$. (3) $Q = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$. (4) Flujo inverso.

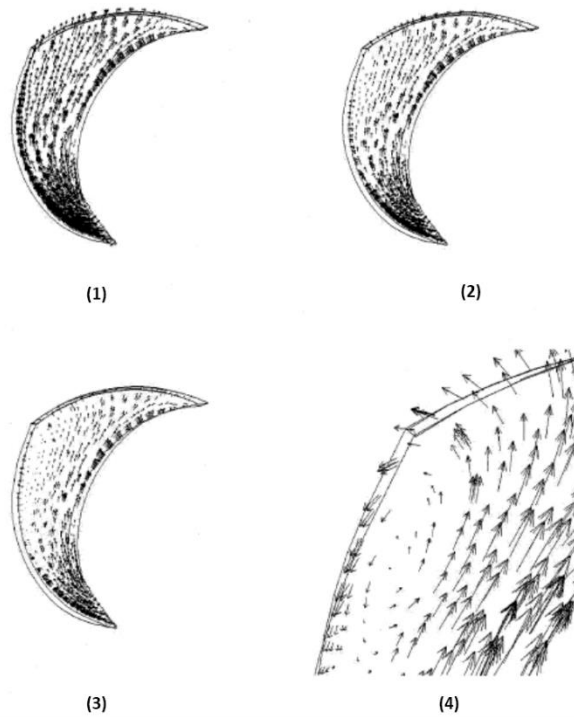


Figura 3.16 Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (c)
 $n = 2900 \text{ rpm}$ (1) $Q = 100 \text{ m}^3/\text{hr}$. (2) $Q = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$. (3) $Q = 40 \text{ m}^3/\text{hr}$. (4) Flujo inverso.

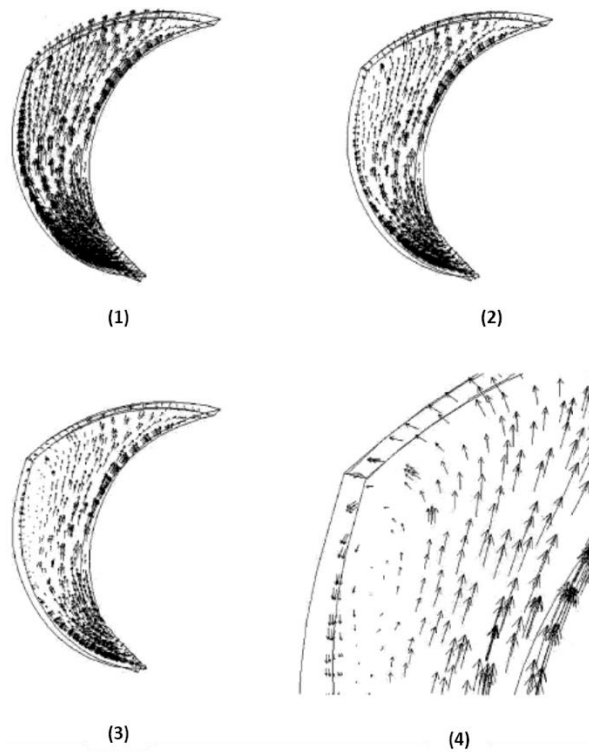


Figura 3.17 Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (c)
 $n = 1450 \text{ rpm}$ (1) $Q = 50 \text{ m}^3/\text{hr}$. (2) $Q = 30 \text{ m}^3/\text{hr}$. (3) $Q = 20 \text{ m}^3/\text{hr}$. (4) Flujo inverso.

A partir del análisis de las figuras anteriores se encuentra que cuando el flujo está dentro del 25% de la capacidad de diseño, los patrones de flujo lucen similares entre sí. Por otro lado, cuando el flujo cae por debajo de cierto valor (35% - 40%) de la capacidad de diseño estos patrones cambian, ya que ocurre un flujo inverso considerable.

3.2 Aplicación del modelado mecánico en estudio de la fracción de gas retenido dentro del impulsor de una bomba BEC.

(Zhu & Zhang, 2016)

Cuando el gas es arrastrado con el líquido a la succión de la bomba de un equipo BEC, la fracción de gas retenido in-situ (α_G) dentro del impulsor, tiene una gran influencia sobre la capacidad de la bomba para suministrar el incremento de presión a la mezcla de fluidos.

A medida que la fracción volumétrica de gas en la succión de la bomba (GVF) aumenta, la capacidad de la bomba BEC para incrementar presión se deteriora y puede causar un decremento drástico a altas GVF y eventualmente la pérdida completa de su capacidad para suministrar el aumento de presión.

Los estudios realizados para comprender el efecto del gas en el desempeño de la bomba han mostrado lo siguiente:

- Pérdida en la carga hidráulica y cambios abruptos en los patrones de flujo con el arrastre de una cantidad grande de gas.
- La GVF de succión es el factor que más afecta el incremento de presión producido en una bomba BEC, y ocurre a altas GVF.
- Las burbujas se hacen más grandes cuando el GVF de entrada aumenta y la velocidad de rotación disminuye, este agrandamiento corresponde a un desempeño más pobre de la bomba.
- Diferentes patrones de flujo predominantes dentro de los canales del BEC a altas GVF. Con el uso de surfactantes se puede reducir la tensión interfacial y así disminuir el tamaño de la burbuja, posponiendo la formación de bolsas de gas a altas GVF.
- El incremento de presión dentro de la bomba BEC varía de etapa a etapa únicamente a relativamente altas GVF, mientras que, a valores pequeños de GVF el deterioro del incremento de presión es moderado.

La observación directa de los patrones de flujo dentro del impulsor de la bomba puede ayudar a revelar los comportamientos del flujo gas-líquido de manera intuitiva. Para poder realizar estas observaciones, se requieren instalaciones experimentales que necesitan diseños especiales asociados con modificaciones en la geometría de la bomba y así colocar un vidrio para realizar las observaciones. A pesar de la existencia de métodos para la medición de α_G in-situ en una bomba centrífuga, su implementación sigue siendo muy complicada.

Debido a los resultados experimentales insuficientes, el mecanismo fundamental que domina el comportamiento del flujo gas-líquido dentro de una bomba BEC aún no es bien comprendido. La mayoría de los modelos de predicción para α_G in-situ son correlaciones empíricas. Comparado con estas correlaciones, el modelo mecanístico puede predecir la α_G in-situ mejor, ya que considera la interacción de las fases líquido-gas usando el balance de fuerza radial entre la flotación centrífuga y las fuerzas de arrastre ejercidas en una burbuja estable. En este ejemplo de aplicación, el modelo mecanístico es validado por simulaciones CFD en tres dimensiones

El modelo más simple para predecir α_G en flujo centrífugo multifásico es el modelo homogéneo que no considera resbalamiento entre las fases gas y líquido.

$$\alpha_G = \lambda_G = \frac{q_G}{q_G + q_L} \quad (3.26)$$

Donde:

q_G = Gasto de gas.

q_L = Gasto de líquido.

λ_G = Fracción de gas sin resbalamiento.

Sin embargo, el resbalamiento siempre ocurre en flujo multifásico, entonces este modelo es válido únicamente en un rango reducido de GVF de entrada que corresponde a una tasa baja de flujo de gas.

Mediante experimentos de visualización en la bomba BEC para investigar su habilidad de manejar mezclas de gas-líquido, se han propuesto modelos empíricos para calcular α_G . Otros estudios se han enfocado en los efectos de la velocidad de rotación en el desempeño del BEC para desarrollar una nueva correlación empírica para calcular el incremento de presión en función de los gastos de líquido, gas y la velocidad de rotación. Adicional a estas correlaciones, se han estudiado varios métodos numéricos enfocados a la predicción de las características de flujo

multifásico en bombas centrífugas. Sin embargo, el enfoque numérico es mucho más complejo de implementar que las correlaciones empíricas y los modelos mecánicos.

Los modelos mecánicos para calcular α_G en bombas centrífugas, especialmente bombas BEC son muy escasos. Las correlaciones empíricas implican errores inesperados si son aplicadas en un rango amplio de condiciones de flujo, como altos gastos de gas. Partiendo del balance de fuerza radial ejercida en una burbuja estable, el modelo mecánico puede predecir la α_G in-situ dentro del impulsor BEC de una manera más precisa que las correlaciones empíricas comparados con las simulaciones numéricas.

3.2.1 Desarrollo del modelo mecánico

3.2.1.1 Predicción del tamaño de la burbuja

El tamaño de la burbuja es una variable significativa para determinar la α_G dentro del impulsor de la bomba BEC, ya que determina la transición de flujo de burbujas dispersas (burbujas pequeñas transportadas por la fase líquida, sin causar resbalamiento entre las fases) a flujo burbujeante (relativamente pocas, pero grandes burbujas que se mueven más rápido que el líquido debido al resbalamiento).

A partir de los modelos propuestos por Barrios (2007) y Gamboa (2008), Zhu y Zhang (2015) modifica la estimación de la energía cinética turbulenta (ε) desarrollando el siguiente modelo para la predicción del tamaño de la burbuja:

$$d_{32} = 6.034\lambda_G \left(\frac{\sigma}{\rho_c}\right)^{3/5} \left(\frac{\Delta P q}{\rho_c V}\right)^{-2/5} \left(\frac{\rho_c}{\rho_d}\right)^{1/5} \quad (3.27)$$

Donde:

d_{32} = Diámetro Sauter (SMD).

ΔP = Incremento de presión de una sola etapa.

σ = Tensión superficial.

V = Volumen del impulsor.

Los subíndices c y d indican las fases, continua y dispersa respectivamente.

Para incorporar el modelo de predicción de tamaño de la burbuja en el cálculo de la α_G , el tamaño máximo de la burbuja d_{max} debe ser incluido. Un coeficiente constante k es usado para correlacionar d_{32} y d_{max} :

$$d_{32} = kd_{max} \quad (3.28)$$

La constante k que relaciona d_{32} con d_{max} varía dependiendo del equipo (bomba, turbina, etc.) debido a su dependencia con el efecto de corte. Para el desarrollo del modelo mecánico usado en este ejemplo, el valor de $k = 0.6$, ya que muestra la mejor relación de la α_G predicha por el modelo comparado con los resultados numéricos correspondientes.

3.2.1.2 Modelo del coeficiente de arrastre

El coeficiente de arrastre (C_D) entre las burbujas dispersas y la fase líquida continua ha sido estudiada en la literatura, en este ejemplo se ocupa el modelo Legendre and Magnaudt (1998) que calcula C_D basado en el enfoque para las fuerzas de arrastre viscosas en una burbuja esférica que se encuentra en un campo de flujo rotando.

$$C_D = C_{D,0}(1 + 0.55Sr^2) \quad (3.29)$$

Donde Sr es el número Strouhal definido por: $Sr = d_B\Omega/|u - v|$, u y v son velocidades de fase y $C_{D,0}$ es el coeficiente de arrastre sin considerar los efectos de corte:

$$C_{D,0} = \frac{24}{Re}(1 + 0.15Re^{0.687}) \quad (3.30)$$

Este modelo únicamente es válido para $Re > 50$. Para flujos que corresponden a bajos números de Reynolds la **ecuación 3.29** debe ser modificada:

$$C_D = C_{D,0}(1 + 0.3Sr^{2.5}) \quad (3.31)$$

El coeficiente de arrastre usado en el desarrollo del modelo mecánico, combina las **ecuaciones 3.29 y 3.31**, para así poder cubrir un amplio rango de número de Reynolds.

3.2.1.3 Modelo de la fracción de gas retenido in-situ.

En flujo multifásico rotativo, la rotación genera un campo de fuerza centrífuga donde el gas y el líquido son sometidos a diferentes fuerzas de cuerpo debido a la

diferencia de densidades. En consecuencia, la fase de gas tiende a “flotar” a lo largo de las líneas de flujo mientras la bomba está rotando.

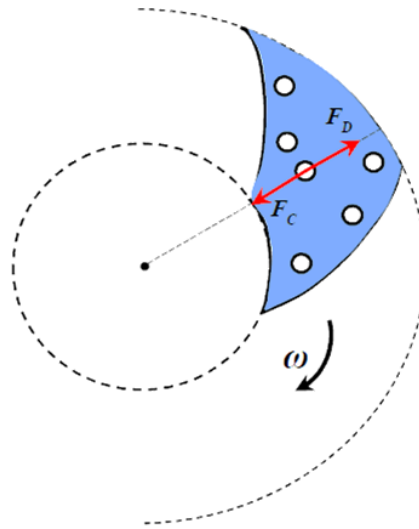


Figura 3.18 Balance de fuerzas en dirección radial de una burbuja de gas en un campo de flujo

En la **Figura 3.18** se muestra el balance de fuerzas de una burbuja estable dentro de un campo de flujo rotando. Donde F_c (**ecuación 3.32**) representa la flotación centrífuga y F_d (**ecuación 3.33**) representa la fuerza de arrastre en dirección radial. Para el balance de fuerza radial, la gravedad es despreciable ya que es relativamente pequeña comparada con la flotación centrífuga. Debido al resbalamiento de las fases, la velocidad radial del líquido (V_{LR}) es mayor que la velocidad radial del gas (V_{GR}), lo que resulta en la fuerza de arrastre apuntando fuera de las burbujas de gas. La fuerza de flotación centrífuga actuando dentro de la burbuja puede ser calculada como:

$$F_c = \frac{\pi d_B^3}{6} (\rho_L - \rho_G) R_1 \Omega^2 \quad (3.32)$$

Donde:

R_1 = Radio representativo del impulsor.

Ω = Velocidad de rotación.

ρ = Densidad.

Por definición, la fuerza de arrastre causada por el resbalamiento entre las fases líquido y gas puede ser obtenida como:

$$F_D = C_D \rho_L \frac{V_{SR}^2 \pi d_B^2}{2 \cdot 4} \quad (3.33)$$

Donde V_{SR} es la velocidad de resbalamiento en dirección radial, igualando las ecuaciones anteriores y despejando V_{SR} :

$$V_{SR} = \sqrt{\frac{4d_B (\rho_L - \rho_G)}{3C_D \rho_L} R_1 \Omega^2} \quad (3.34)$$

Para el flujo en dos fases (líquido-gas) dentro de los impulsores de la bomba BEC, el flujo total a través del impulsor es $(Q + Q_{LK})$, donde Q_{LK} es la tasa de flujo de fuga o filtración en el espacio entre el impulsor y el difusor. Entonces, el gasto de gas puede ser calculado como: $(Q + Q_{LK})\lambda_G$, y gasto de líquido: $(Q + Q_{LK})(1 - \lambda_G)$. Las componentes radiales de las velocidades de líquido y gas son:

$$V_{LR} = \frac{(Q + Q_{LK})(1 - \lambda_G)}{(2\pi R_1 - Z_1 T_B) Y_1 (1 - \alpha_G)} \quad (3.35)$$

$$V_{GR} = \frac{(Q + Q_{LK})\lambda_G}{(2\pi R_1 - Z_1 T_B) Y_1 \alpha_G} \quad (3.36)$$

Donde Z_1 es el número de álabes en el impulsor, T_B es el grosor del álabe y Y_1 es la altura de la salida del impulsor.

Entonces, $V_{SR} = V_{LR} - V_{GR}$:

$$V_{SR} = \frac{(Q + Q_{LK})}{(2\pi R_1 - Z_1 T_B) Y_1} \left(\frac{1 - \lambda_G}{1 - \alpha_G} - \frac{\lambda_G}{\alpha_G} \right) \quad (3.37)$$

Igualando las **ecuaciones 3.34** y **3.37** se obtiene la siguiente ecuación cuadrática:

$$R_S \alpha_G^2 + (1 - R_S) \alpha_G - \lambda_G = 0 \quad (3.38)$$

Donde:

$$R_S = \frac{V_{SR} (2\pi R_1 - Z_1 T_B) Y_1}{Q + Q_{LK}} \quad (3.39)$$

Resolviendo la **ecuación 3.38** y descartando su raíz negativa, α_G puede ser obtenida como:

$$\alpha_G = \frac{R_S - 1 + \sqrt{(1 - R_S)^2 + 4R_S\lambda_G}}{2R_S} \quad (3.40)$$

La **ecuación 3.40**, junto con las **ecuaciones 3.27, 3.29 y 3.31** pueden ser resueltas para calcular la α_G in-situ dentro de un impulsor rotando en una bomba BEC. Este cálculo requiere una suposición inicial apropiada de V_{SR} y cierto número de iteraciones para converger a la solución.

3.2.2 Validación del modelo

La validación directa del modelo mecánico para predecir la α_G en un impulsor de la bomba BEC rotando no está disponible con mediciones experimentales. Sin embargo, una validación indirecta puede ser obtenida comparando la α_G predicha por el modelo mecánico con los valores simulados en CFD. Los resultados del incremento de presión ejercido por la bomba BEC simulado numéricamente bajo condiciones de flujo gaseoso fueron verificados con los resultados experimentales correspondientes.

3.2.2.1 Validación de la simulación numérica CFD.

Para simular el incremento de presión producido por la bomba BEC en condiciones de flujo multifásico, se implementó el código CFD comercial de ANSYS CFX en la geometría de una bomba de tres etapas. El conjunto de ecuaciones de conservación de momento y continuidad pueden ser resueltas incorporando el modelo multifásico de Euler y el modelo de turbulencia estándar $k - \varepsilon$. Los resultados numéricos del incremento de presión bajo condiciones de dos fases fueron comparados con los resultados experimentales correspondientes. En la **Figura 3.19** se resumen los resultados de la simulación: coeficiente de carga (ψ) y la eficiencia de la bomba (η), en función del coeficiente de flujo (φ) dentro del rango operativo de la bomba BEC.

Las variables adimensionales son definidas como:

$$\varphi = \frac{Q}{\Omega D_i^3} \quad (3.41)$$

$$\psi = \frac{gH}{\Omega^2 D_i^2} \quad (3.42)$$

$$\eta = \frac{\Delta P Q}{T \Omega} \quad (3.43)$$

Donde:

T = Torque ejercido en el impulsor de la bomba BEC.

D_i = Diámetro del impulsor.

Q = Gasto volumétrico.

H = Carga hidráulica.

ΔP = Incremento de presión por etapa.

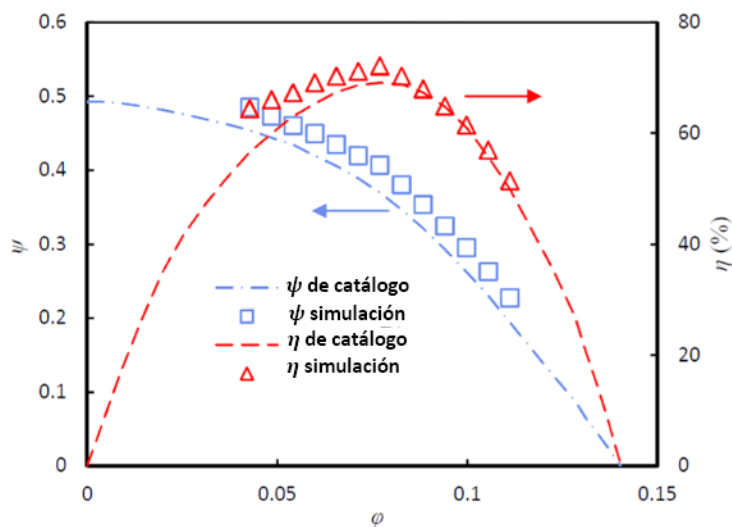


Figura 3.19 Curva de desempeño del BEC bajo condiciones de flujo de una fase.

Como se puede observar en la **Figura 3.19** Los valores de ψ y η simulados son ligeramente mayores que los observados en las curvas de catálogo, indicando que las simulaciones CFD sobre estiman el incremento de presión y eficiencia de la bomba BEC una fase. Algunos estudios sugieren que la discrepancia que existe entre los resultados numéricos y experimentales se debe a que, en las simulaciones CFD, se desprecia el flujo de filtración a través del espacio radial entre el impulsor de la bomba BEC y el difusor. Los valores de ψ y η simulados se asimilan más a los valores de catálogo a altos ϕ , lo que implica que la filtración en el espacio entre el rotor y el estator aumenta a bajos valores de ϕ .

En este ejemplo, las simulaciones multifásicas CFD fueron desarrolladas para dos casos a distintas velocidades de rotación. El caso 1 corresponde al mejor punto de

eficiencia (BEP por sus siglas en inglés) con $N=3500$ (rpm), mientras que el segundo en un punto fuera del diseño con $N=1500$ (rpm). Para cada caso, el gasto de líquido fue mantenido constante 2700 (bpd) en BEP y 1153 (bpd) en el punto fuera de diseño. El flujo de gas comienza desde cero y va aumentando hasta que el incremento de presión producido por la bomba BEC fue nulo.

Las **Figuras 3.20 y 3.21** presentan la comparación del incremento de presión predicho por las simulaciones multifásicas CFD con los resultados experimentales, donde λ_G es la fracción de gas retenida arrastrada por la fase líquida. El eje vertical primario es el incremento de presión normalizado (N_p), definido como el incremento de presión en dos fases dividido entre el incremento de presión en una fase. El eje vertical secundario, representa el tamaño de la burbuja (d_b) que es incorporado a las simulaciones CFD como se calcula en la **ecuación 3.27**.

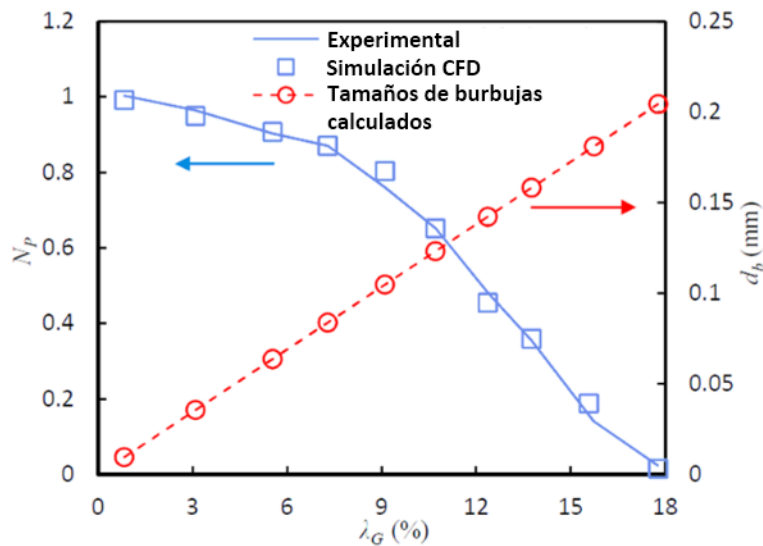


Figura 3.20 Incremento de presión simulado en CFD y tamaños de burbuja a $N=3500$ rpm.

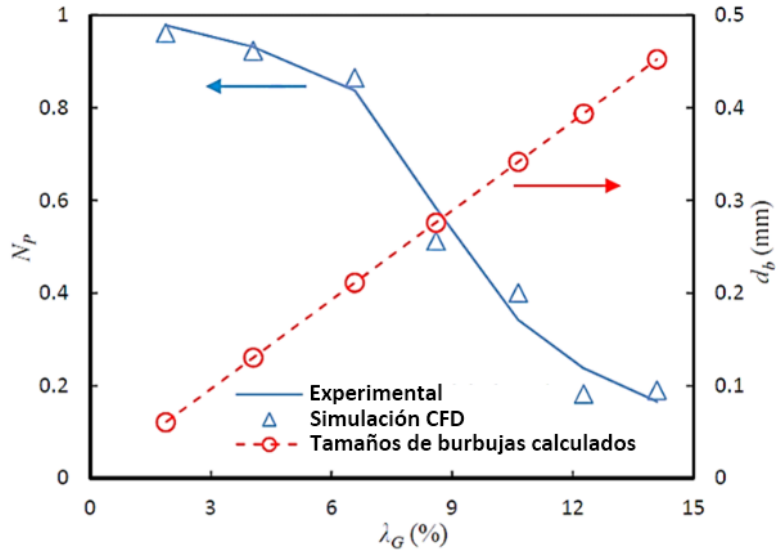


Figura 3.21 Incremento de presión simulado en CFD y tamaños de burbuja a $N=1500$ rpm.

Como se describe en las figuras anteriores, los resultados del N_p simulado y los resultados experimentales muestran mucha similitud si son incorporados los tamaños de burbuja predichos en las simulaciones CFD. La simulación numérica no solo captura la tendencia de declinación del aumento de presión de la bomba BEC contra λ_G , también relaciona los valores experimentales de N_p con errores aceptables.

En las **Figuras 3.20 Y 3.21**, se observa un decremento drástico de N_p si la λ_G de entrada aumenta a cierto valor. Este fenómeno es denominado punto de inflexión en la caída de presión (pressure surging), y es un punto importante de transición, ya que indica una degradación severa del incremento de presión de la bomba debido a la coalescencia y la acumulación de burbujas de gas.

En la **Figura 3.21**, el punto de inflexión en la caída de presión ocurre a un λ_G de 7% para la velocidad de rotación $N=3500$ rpm. A menor velocidad de rotación $N=1500$ rpm en la **Figura 3.20**, el punto de inflexión en la caída de presión ocurre a un valor de λ_G de alrededor de 6%. Las **Figuras 3.22 y 3.23** muestran que el punto de inflexión en la caída de presión puede ser satisfactoriamente capturado por una simulación multifásica de CFD, que más adelante valida la metodología numérica y el modelo de predicción de tamaño de la burbuja que se ocupa en este ejemplo.

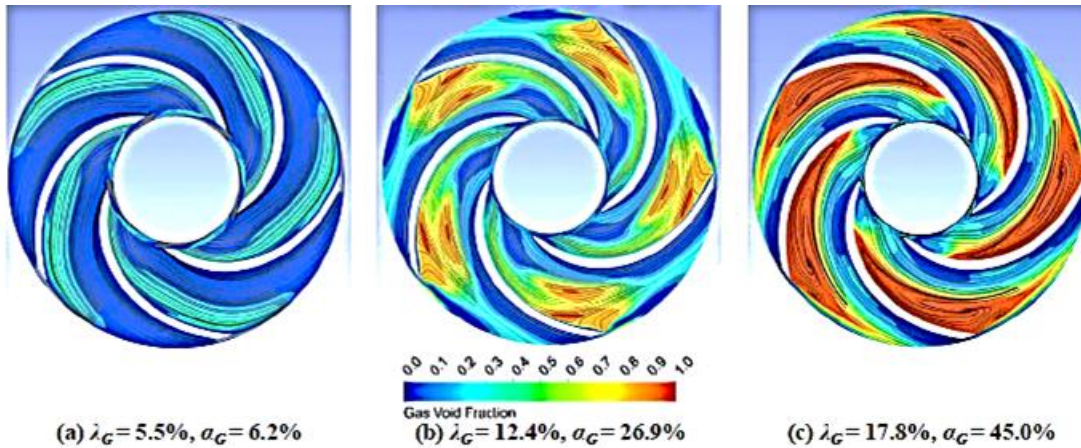


Figura 3.22 Caso 1 (BEP)

Distribución de la α_G simulada y líneas de flujo bajo diferentes condiciones de flujo

$N=3500$ rpm $Q_L=2700$ bpd

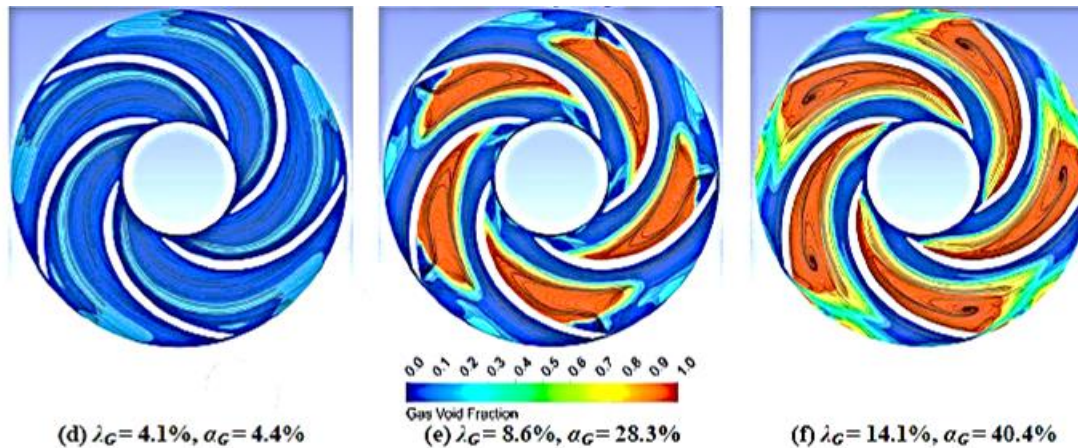


Figura 3.23 Caso 2 (condiciones fuera de diseño)

Distribución de la α_G simulada y líneas de flujo bajo diferentes condiciones de flujo

$N=1500$ rpm $Q_L=1153$ bpd

La **Figura 3.23** muestra la α_G simulada y las líneas de flujo bajo diferentes λ_G de entrada, y se puede observar que a mayores valores de λ_G hacen más grave la acumulación y coalescencia de las burbujas de gas, resultando en la formación de bolsas de gas y consecuentemente un incremento importante de la α_G in-situ. Además, las burbujas de gas son propensas a acumularse cerca del lado de succión de los álabes del impulsor debido a los flujos prominentes de recirculación, que son ilustrados como líneas negras en las figuras anteriores. Los valores numéricamente

simulados de α_G son empleados para validar los resultados del modelo mecánico de este ejemplo.

Los perfiles de presión estática dentro del impulsor se muestran en las **Figuras 3.24 y 3.25**. A partir de estas figuras, se puede observar que a un λ_G de entrada relativamente pequeño y una acumulación moderada de gas en las **Figuras 3.22 (a) y (b)**, la presión estática aumenta continuamente de la succión del impulsor a la descarga, con un gradiente de presión positivo a lo largo de las líneas de flujo. Sin embargo, a medida que aumenta la λ_G , el gradiente de presión en el impulsor de la bomba BEC se convierte altamente desigual, y hasta es acompañado de gradientes de presión negativos debido a la formación de grandes bolsas de gas. Comparando las **Figuras 3.22 y 3.23**, las zonas de formación severa de bolsas de gas corresponden con la distribución de las áreas de presión estática constante en las **Figuras 3.24 y 3.25**. Esto es de alta relevancia, ya que justifica que el mecanismo que provoca la degradación del aumento de presión por la bomba BEC bajo condiciones de flujo gaseoso es debido al resbalamiento, que incurre en la severa acumulación y coalescencia de las burbujas de gas.

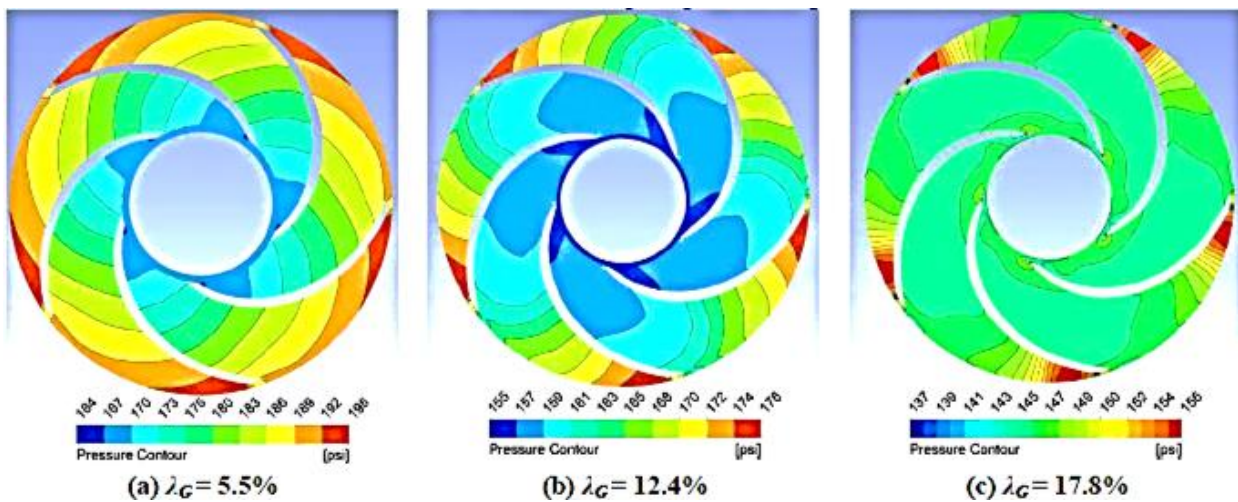


Figura 3.24 Caso 2 (BEP)

Distribución de la presión estática simulada bajo diferentes condiciones de flujo

$N=3500$ rpm $Q_L=2700$ bpd

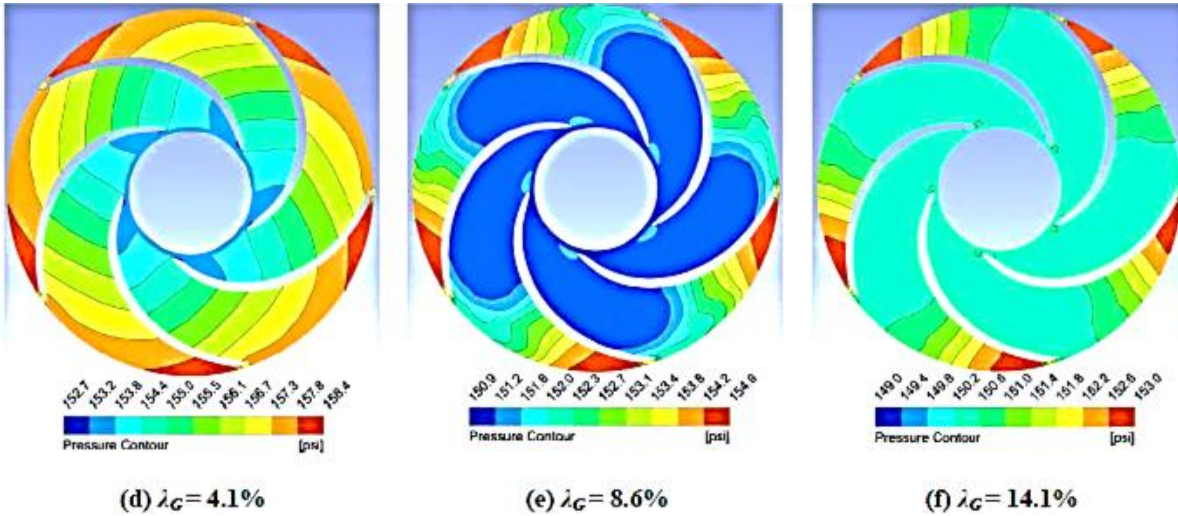


Figura 3.25 Caso 2 (condiciones fuera de diseño)

Distribución de la presión estática simulada bajo diferentes condiciones de flujo

$N=1500$ rpm $Q_L=1153$ bpd

3.2.2.2 Validación del modelo mecánico

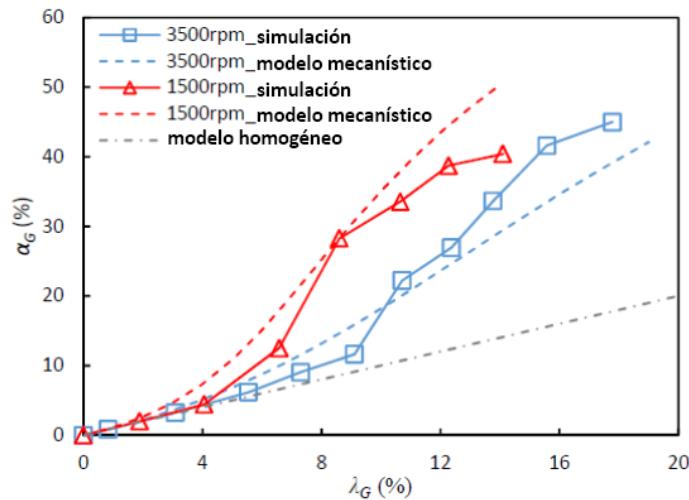


Figura 3.26 Comparación de la α_G estimada por el modelo con la obtenida por la simulación CFD.

La figura anterior muestra la comparación de la α_G obtenida por el modelo mecánico con los resultados de la simulación multifásica CFD. Se puede observar una buena relación entre la α_G obtenida a partir del modelo homogéneo (**ecuación 3.26**) y la simulación CFD a valores pequeños de λ_G , pero ésta se desvía cuando el

λ_G incrementa. Por otro lado, las predicciones obtenidas del modelo mecánico muestran buena relación con los valores simulados de α_G . Existe una ligera desviación entre los resultados obtenidos numéricamente y los obtenidos por el modelo mecánico, pero las predicciones son aceptables si se les comparada con las correlaciones empíricas mostradas en la **Figura 3.27**.

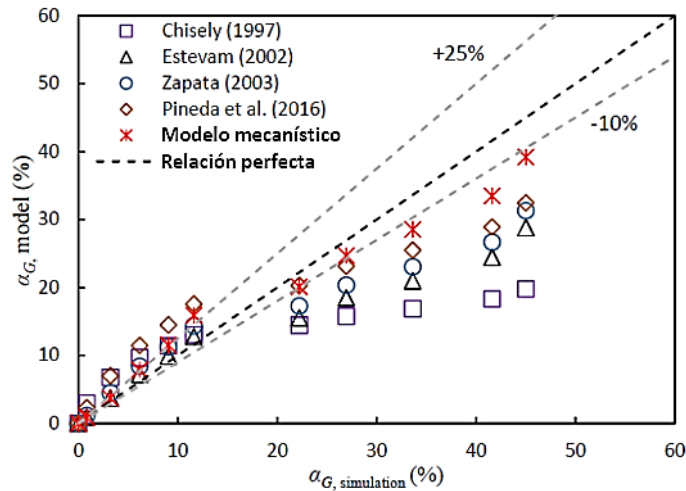


Figura 3.27 Comparación del modelo mecánico con las correlaciones empíricas a $N=3500$ rpm contra la simulación CFD.

La figura anterior compara las predicciones de la α_G in-situ con las correlaciones empíricas aplicadas a las condiciones de flujo del Caso 1. Como se puede observar, el modelo mecánico predice la α_G con un error menor al 25%, y la mayoría de los valores se encuentran con una variación menor al 10%. Los valores de α_G calculados por las correlaciones empíricas muestran una desviación mayor de los resultados numéricos a medida que la λ_G de entrada aumenta. Esta discrepancia implica que el mecanismo de flujo dominado por el resbalamiento de las fases en el impulsor de la bomba BEC no es considerado completamente por las correlaciones empíricas.

La **Figura 3.28** muestra los resultados a condiciones fuera de diseño, igualmente, se puede observar que el α_G predicha por el modelo muestra mejores resultados que las correlaciones empíricas.

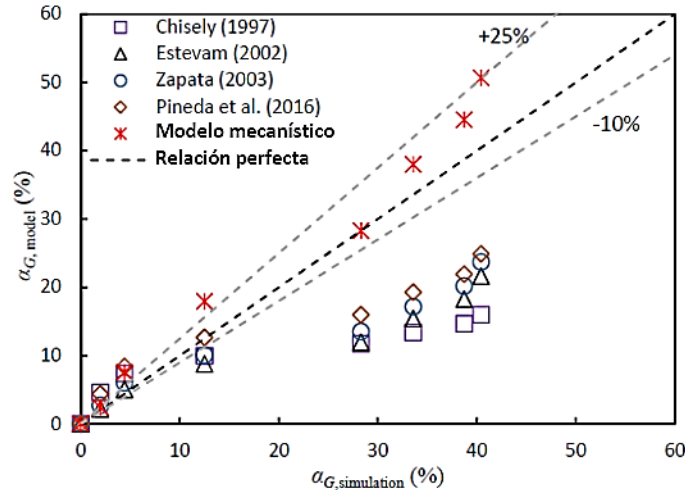


Figura 3.28 Comparación del modelo mecánico con las correlaciones empíricas a $N=1500$ rpm contra la simulación CFD.

3.2.2.3 Validación de los modelos de tamaño de burbuja y coeficiente de arrastre

En el proceso del modelado mecánico es necesario establecer relaciones para hacer el modelo solucionable. En la siguiente sección se describen los efectos de los cálculos del tamaño de burbuja y coeficiente de arrastre en la predicción de la α_G in-situ

La k ocupada en la **ecuación 3.28** para este ejemplo fue obtenida comparando la α_G calculada por el modelo mecánico con los resultados de la simulación.

3.2.2.3.1 Tamaño de la burbuja.

Los efectos de los modelos para predecir el tamaño de la burbuja en la estimación de la α_G in-situ varían de manera significativa con el tamaño de la burbuja, ya que está asociado con la transición entre flujo burbuja disperso a flujo burbujeante, y por lo tanto es un parámetro crítico para determinar el resbalamiento gas-líquido. Un modelo apropiado para la predicción del tamaño de la burbuja es crucial para la predicción precisa de la α_G in-situ en un impulsor de la bomba BEC.

La **Figura 3.29** compara la α_G in-situ predicha por el modelo mecánico ocupado en ese ejemplo (Zhu y Zhang 2015) con la implementación de diferentes modelos de tamaño de burbuja bajo las condiciones de flujo del caso 1. Sin embargo, los valores se alejan de la α_G simulada a altos λ_G de entrada, esta diferencia es más evidente bajo las condiciones de flujo del caso 2 que se muestra en la **Figura 3.30**.

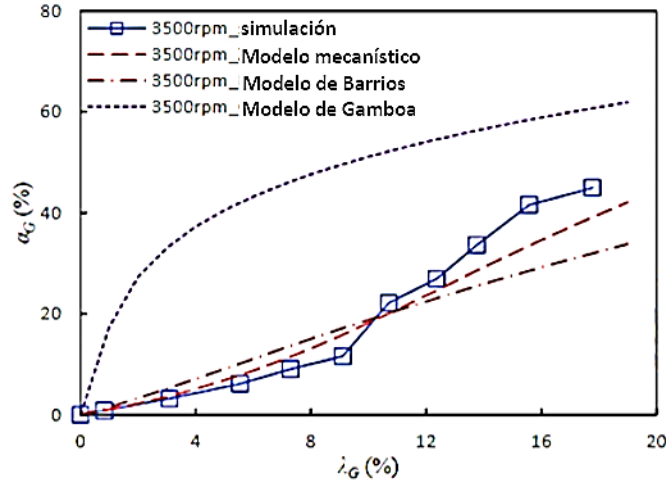


Figura 3.29 Efectos de la variación de los modelos tamaño de la burbuja para la predicción de α_G a $N=3500$ rpm

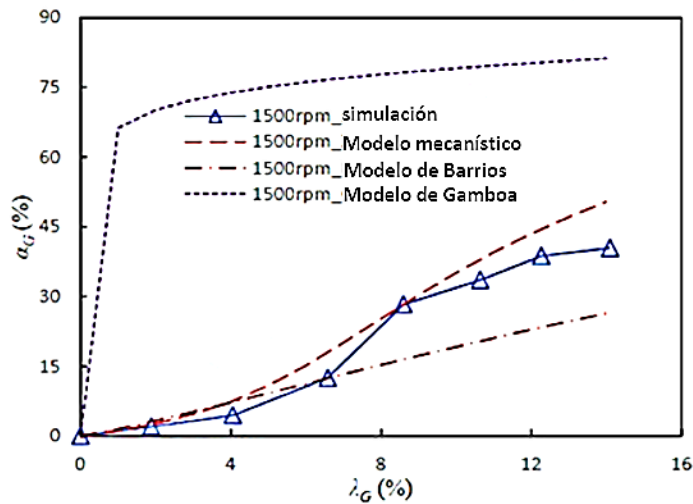


Figura 3.30 Efectos de la variación de los modelos tamaño de la burbuja para la predicción de α_G a $N=1500$ rpm

De cualquier manera, al incorporar el tamaño de las burbujas calculado a partir de la **ecuación 3.27** en el modelo mecánico, las predicciones de la α_G in-situ son mucho mejores.

3.2.2.3.2 Coeficiente de arrastre

El coeficiente de arrastre (C_D) caracteriza la transferencia de momento interfacial por las fuerzas de arrastre entre el gas y la fase líquida. Es necesario investigar los efectos de los diferentes modelos de coeficiente de arrastre en las predicciones de

la α_G in-situ. Las figuras siguientes, muestran la comparación de la α_G predicha con los resultados de la simulación numérica usando dos diferentes métodos para el cálculo de C_D , uno basado en la correlación de Barrios (2007), y el otro con el cálculo de C_D propuesto en este ejemplo en las **ecuaciones 3.29 y 3.31**.

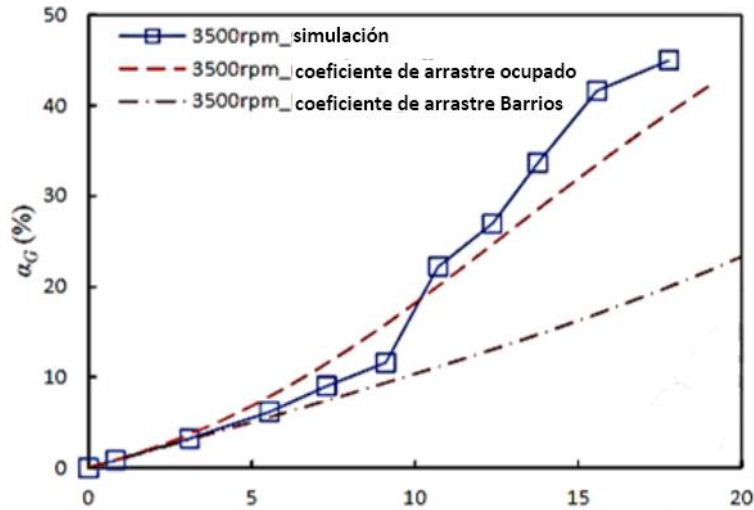


Figura 3.31 Efectos de los modelos de coeficiente de arrastre en la predicción de α_G . a $N=3500$ rpm

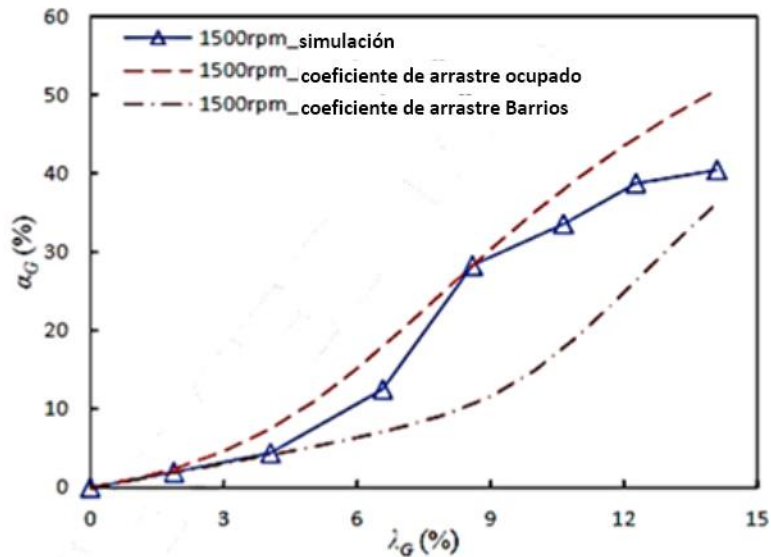


Figura 3.32 Efectos de los modelos de coeficiente de arrastre en la predicción de α_G . a $N=1500$ rpm

Comparada con la α_G in-situ simulada mediante CFD, el modelo mecánico usado para el cálculo de C_D muestra mejores resultados en ambos casos. Se puede observar que se obtienen mucho mejores predicciones de la α_G in-situ implementando el cálculo de C_D que cubre el amplio rango de número de Reynolds en el modelo mecánico propuesto.

Capítulo IV

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA BEC

4.0 Introducción

El desempeño de la bomba BEC es fuertemente afectado por las condiciones de flujo en el fondo del pozo, por ejemplo, flujo multifásico y flujo de aceite de alta viscosidad. Cuando incrementa la viscosidad del aceite que fluye a través de la bomba, la capacidad de la bomba BEC para suministrar presión al fluido disminuye (a un flujo constante), o bien, el flujo a través de la bomba disminuye a un mismo incremento de presión. Comprender y modelar el efecto de la viscosidad dentro de los canales del impulsor de la bomba es una tarea complicada.

Por otro lado, es muy frecuente encontrar fenómenos de flujo multifásico (gas-líquido), en pozos productores que operan con el sistema BEC. Como se mencionó en el capítulo anterior, la presencia de gas provoca la disminución de la carga producida por la bomba, el fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión (pressure surging) y la formación de bolsas de gas. En consecuencia, ocurren severos problemas operativos y fallos en el sistema BEC.

4.1 Estudio experimental y simulación CFD de la viscosidad del aceite en el desempeño de la bomba BEC

(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)

La mayor parte de los estudios realizados para comprender este fenómeno han sido enfocados en mediciones experimentales. Como resultado se han obtenido factores de corrección empíricos o gráficas para estimar el aumento de presión suministrado por la bomba para líquidos viscosos una vez conocido su desempeño manejando agua. La precisión de estas gráficas y factores de corrección es muy cuestionable, ya que generalmente cubren un corto rango de velocidades específicas de las bombas, por otra parte, ocurren errores considerables si se realiza una extrapolación fuera del rango establecido. También, se han ajustado curvas a estas gráficas mediante un análisis de regresión. Se ha propuesto un modelo más general basado en la evaluación de la disipación viscosa para el disco y fricción hidráulica para predecir el incremento de presión, ya que el estudio muestra que éstos son los factores que afectan la capacidad de la bomba para suministrar el incremento de presión a los fluidos de alta viscosidad. Las pérdidas por fricción son afectadas por las características geométricas de la bomba, propiedades del fluido y sus condiciones térmicas.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) se ha convertido en una herramienta para el estudio del desempeño de la bomba a condiciones de diseño y fuera de éstas condiciones. Con esta herramienta, la optimización del diseño de la bomba, la fluctuación instantánea de presión, el flujo multifásico y la alta viscosidad del fluido han sido analizadas realizando estudios experimentales y de simulación numérica

en una bomba centrífuga. En el estudio del desempeño de la bomba manejando fluidos altamente viscosos, se ha observado que existe una buena correlación entre los estudios experimentales y la simulación mediante la solución de las ecuaciones RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations) de estado estacionario con el modelo de turbulencia SST (Shear Stress Transport) $k - \omega$. Estos estudios muestran buenos resultados comparados con resultados experimentales, en un amplio rango de viscosidades del fluido. También se ha observado que la simulación CFD aplicada a geometrías multi-etapas muestran mejores resultados que aquellos basados en una sola etapa.

A pesar de los estudios experimentales realizados y la simulación numérica en una bomba centrífuga manejando fluidos viscosos, la estimación de los efectos de la viscosidad en la capacidad de la bomba BEC para aumentar la presión de los fluidos, continúa siendo difícil de analizar debido a su compleja geometría.

4.1.1 Arreglo experimental

Para comparar los resultados de incremento de presión simulados, con los medidos en el arreglo experimental, se hicieron fluir aceites de distintas viscosidades a través de una bomba BEC a diferentes gastos y velocidades de rotación. En las mediciones experimentales, el incremento de presión de las siete etapas y de la tercera etapa es medido mediante transductores de presión diferencial. Posteriormente, para comparar estos resultados experimentales con los resultados numéricamente simulados, en la simulación CFD se incorporan: la geometría (impulsores de 6 álabes, difusores de 8 venas y arreglo en cascada de 7 etapas), propiedades del fluido y condiciones de flujo.

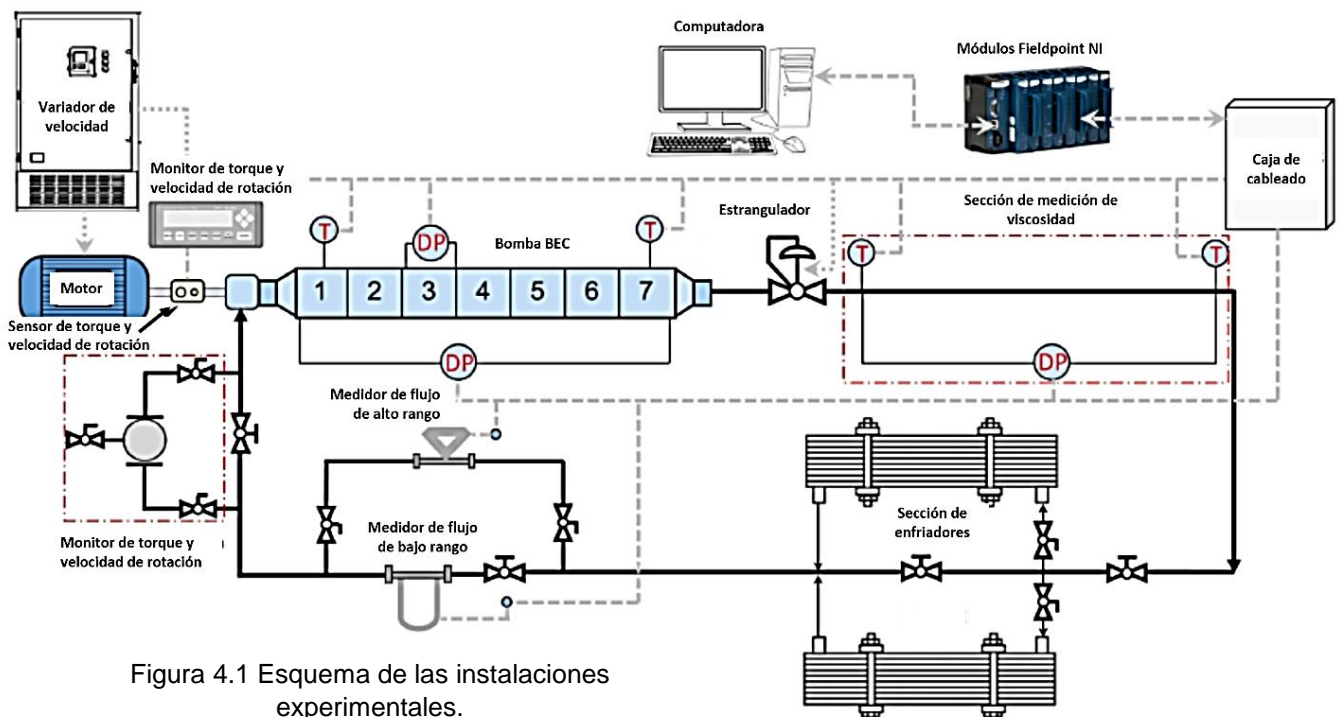


Figura 4.1 Esquema de las instalaciones experimentales.

La **Figura 4.1** muestra el diagrama de las instalaciones experimentales empleadas para las mediciones. El circuito de prueba consiste en:

- Bomba BEC de siete etapas, flujo mixto.
- Válvula de control.
- Sección de medición de viscosidad.
- Unidades de enfriamiento.
- Medidores de flujo de alto rango (0-7000 lb/min) y bajo rango (0-1000 lb/min).
- Sección de inyección de fluido.
- Motor controlado por un variador de velocidad VSD.
- Transductores de presión (0-300 psi).
- Detectores de temperatura resistivos (-200 a 600 °C)
- Cableado, módulos para almacenamiento de datos y un ordenador.

La carga de succión neta requerida (NPSHR) para la operación de la bomba BEC es suministrada por un compresor conectado a un puerto en la sección de inyección de fluidos que se encuentra antes de la succión de la bomba. Todas las secciones de tubería son aisladas térmicamente, ya que la temperatura a lo largo del circuito es mantenida a los niveles requeridos por un intercambiador de calor por donde circula agua fría. Finalmente, el gasto es controlado por un estrangulador neumático ubicado después de la descarga de la bomba BEC.

La tercera etapa de la bomba BEC se utiliza para medir el incremento de presión de una sola etapa (de la succión de la tercera etapa a la descarga de la tercera etapa). En la succión de la primera etapa y en la descarga de la séptima etapa son instalados transmisores de temperatura y presión diferencial para medir el incremento de presión total producido por las siete etapas de la bomba BEC.

Los cables de señal de los instrumentos (presión, temperatura, válvulas de control, VSD, etc.) son conectados a los módulos de almacenamiento que se encuentran encerrados en una caja a prueba de agua. Un cable ethernet se emplea para comunicar los módulos con la computadora de adquisición de datos, donde las señales analógicas son recolectadas y procesadas por un sistema de adquisición de datos.

4.1.2 Metodología numérica

Para la simulación en 3D, se ocupan las ecuaciones RANS de estado estacionario con el modelo de turbulencia SST que posteriormente son resueltas en ANSYS CFX 15 empleando la técnica de rotor-congelado. La geometría simulada incluye las 7 etapas de la bomba, misma configuración que es ocupada en el experimento. Cada

etapa consta de un impulsor y un difusor en donde el mallado es del tipo hexaédrico estructurado.

4.1.2.1 Geometría y mallado

Cada etapa consiste en un impulsor de 6 álabes y un difusor de 8 venas. El punto de mejor eficiencia (BEP) consiste en los siguientes parámetros operativos:

- Velocidad de rotación $N = 3500$ rpm
- Flujo másico $Q = 3.3$ kg/s (1795 bpd)
- Carga hidráulica $H = 5.7$ m (8.11 psi)
- Eficiencia $\eta = 68.5\%$.

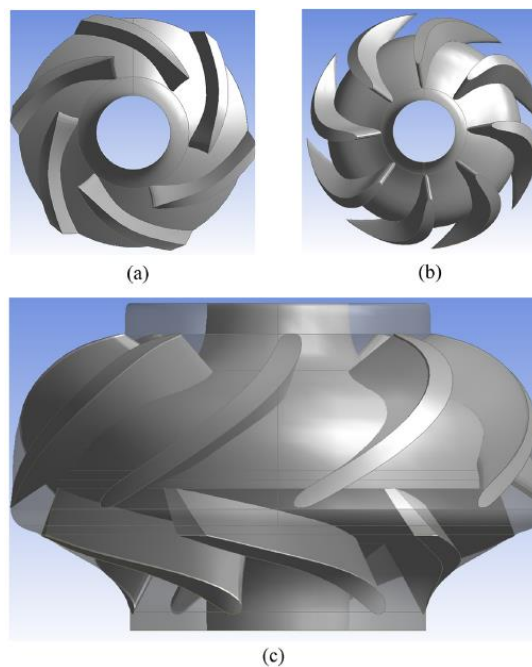


Figura 4.2 Geometría de una etapa (a) álabes del impulsor, (b) álabes del difusor (c) arreglo en 3D de la etapa.

En la **Figura 4.2** se muestra el modelo 3D de una sola etapa de la bomba BEC. Debido a que los campos de flujo dentro de la bomba son simétricos al eje, se puede ocupar un solo canal conductor para ahorrar tiempo computacional y mejorar la eficiencia numérica. Por lo tanto, los dominios computacionales del impulsor y el difusor pueden ser divididos en 1/6 y 1/8 respectivamente, como se muestra en la **Figura 4.3**.

El incremento de presión suministrado por una sola etapa es calculado obteniendo la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la tercera etapa, mientras que el incremento de presión total simulado es calculado con la diferencia de presión

en la entrada de la primera etapa y la presión total en la descarga de la séptima etapa.

La calidad del mallado es muy importante para la simulación CFD, ya que afecta la precisión computacional y la eficiencia de convergencia para obtener la solución de las ecuaciones discretizadas de Navier-Stokes por medio de algoritmos numéricos. Las mallas estructuradas hexaédricas para la geometría simplificada multi-etapa se muestran en la **Figura 4.3** incluyendo un canal de flujo del impulsor y difusor. Cada dominio es mallado de manera refinada en las superficies cerca del álabe. Los dominios del impulsor están establecidos a un sistema de referencia en rotación, y los dominios del difusor están establecidos a un sistema de referencia estacionario. Para calcular la interacción entre el impulsor y el difusor en cada etapa, se utiliza la técnica de rotor congelado.

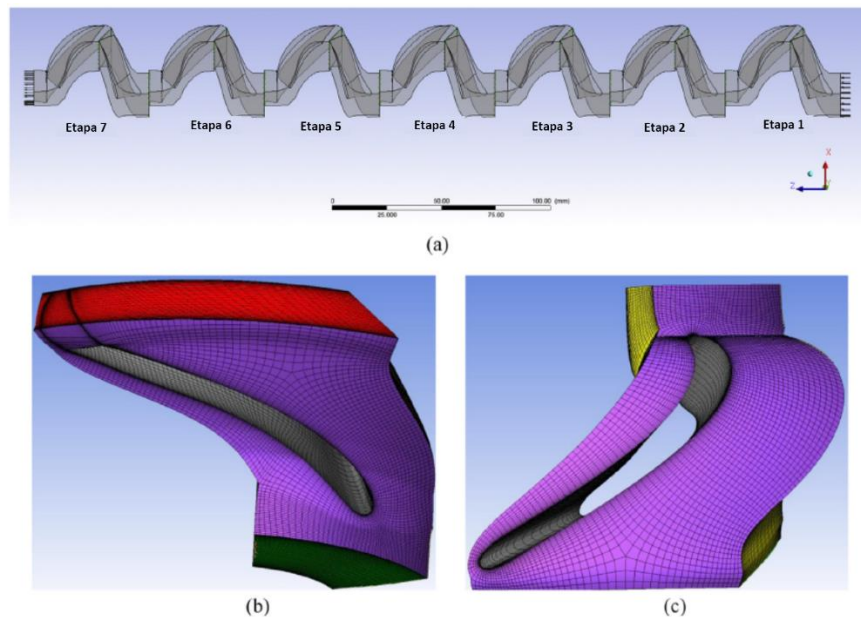


Figura 4.3 Generación de la malla **(a)** arreglo de las siete etapas **(b)** canal del impulsor **(c)** canal del difusor.

4.1.2.2 Ecuaciones que gobiernan el fenómeno

En la simulación CFD se resuelven conjunto de ecuaciones de conservación. En esta simulación, la condición isotérmica es aplicada para el fluido en el dominio, por lo que se omite la ecuación de conservación de la energía. La ecuación de conservación de la masa está dada por:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

Donde:

ρ = Densidad del líquido.

\vec{u} = Vector de velocidad.

La ecuación de conservación de momento ocupada para esta simulación es:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + S \quad (4.2)$$

Donde:

\vec{g} = Vector de gravedad.

$\bar{\tau}$ = Tensor de los esfuerzos.

S = Fuerzas externas.

En este caso, las fuerzas externas son: la suma de la fuerza de Coriolis y la fuerza centrífuga $S = S_{Cor} + S_{cf g}$. Para un sistema de referencia estacionario (difusor) $S_{Cor} = S_{cf g} = 0$. Mientras que, para un sistema de referencia en rotación (impulsor) con velocidad angular constante (Ω), $S_{Cor} = -2\rho \vec{\Omega} \times \vec{V}$ y $S_{cf g} = -\rho \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})$, donde $\vec{\Omega}$ es la velocidad angular y \vec{r} el vector de posición.

$$\bar{\tau} = \mu(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T) + \left(\lambda - \frac{2}{3}\mu\right) \nabla \cdot \vec{u} \bar{I} \quad (4.3)$$

4.1.2.3 Esquemas numéricos y condiciones de frontera

Debido a las geometrías simplificadas del impulsor y el difusor, las mallas en la interface no empatan, en consideración a esto, se emplea un mallado de conexiones de interface. Para esta simulación CFD se ocupan dos tipos de interfaces. En la primera, el modelo general de conexión de interface es empleado en cada par de interfaces del impulsor y el difusor, que tiene la capacidad de conectar las mallas que no empatan. En total, se generan 13 pares de conexiones generales de interfaces, 7 dentro de las etapas y 6 entre cada etapa (ver **Figura 4.3 (a)**). En el segundo tipo, las interfaces periódicas se encuentran dentro de cada dominio del impulsor y el difusor, resultando en 14 pares de interfaces periódicas. El algoritmo de rotor congelado se emplea para simular las interacciones a lo largo de las interfaces entre los impulsores y difusores. Este modelo trata cada componente del dominio computacional con un sistema de referencia individual, mientras mantiene

la orientación relativa de estos componentes a lo largo de la interface fijada. Esto requiere de un esfuerzo computacional menor comparado con otros modelos de interface y una eficiencia numérica aceptable.

Las condiciones de frontera se especifican de acuerdo a la configuración experimental de la bomba BEC desde la succión hasta la descarga.

Las funciones de pared estándar requieren de especial atención en el modelo de turbulencia para regiones cercanas a la pared con bajos N_{Re} y paredes rugosas. En este estudio, la simulación cambia automáticamente de las funciones estándar de pared a una formulación de bajos N_{Re} a medida que la malla es refinada. El criterio de convergencia es satisfecho si el residuo de la media cuadrática es menor a 10^{-4} .

4.1.3 Análisis de los resultados

Los incrementos de presión simulados numéricamente son presentados y comparados con los resultados experimentales, bajo diferentes condiciones de flujo. Para conducir las mediciones experimentales y la simulación CFD se ocupan cuatro velocidades de rotación: 3500, 3000, 2500 y 2000 (rpm). También se ocupan cuatro aceites de distintas viscosidades: 56, 98, 180 y 220 (cp).

Primero, la simulación CFD es comparada con los resultados experimentales manejando agua con el fin de validar la metodología numérica. Posteriormente, las condiciones experimentales de flujo de aceite de alta viscosidad son incorporadas en la simulación numérica. Los resultados, después de la simulación CFD, incluyen:

- Incremento de presión producido por la bomba.
- Líneas de flujo.
- Distribución de presión.
- Campos de velocidad.

4.1.3.1 Validación del mallado y modelo de turbulencia

La calidad de la malla depende de la distancia adimensional (y^+) en el primer punto de la malla cercano a la pared. La velocidad adimensional (u^+) es una función logarítmica de y^+ fuera de la pared, que también es referida como función de pared estándar, y aplica para $y^+ < 100$. Por lo tanto, la primera capa de malla debe ser lo suficientemente fina para satisfacer los requerimientos de la función de pared.

Como se puede observar en la **Figura 4.4**, el incremento de presión simulado de una etapa se vuelve constante cuando el número de elementos de malla es de 200000, donde el valor promedio de y^+ en la superficie de los álabes es menor a 30. Entonces, las mallas usadas para simplificar las secciones del impulsor y el difusor consisten de 158,976 y 124,296 elementos respectivamente. Las mallas totales de

las siete etapas completas del dominio computacional contienen 1,982,904 elementos, que son suficientes para garantizar la independencia de la malla.

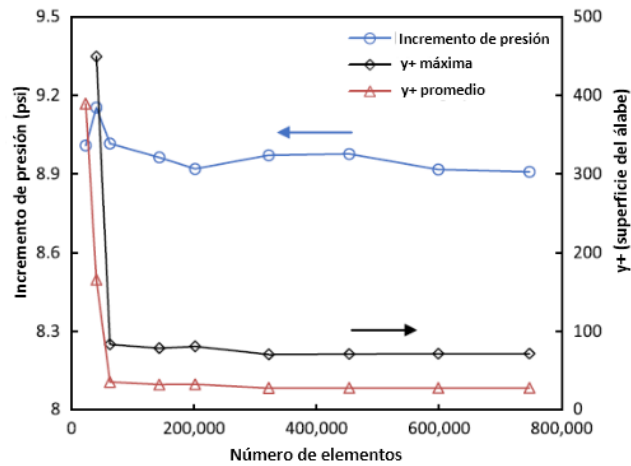


Figura 4.4 Validación de la malla y funciones de pared.

La **Figura 4.5** muestra el efecto del modelo de turbulencia en el incremento de presión producido por la bomba y la comparación con los resultados experimentales manejando agua. La selección del modelo de turbulencia es un punto clave para la simulación CFD, que también compromete el esfuerzo computacional y la precisión numérica. El modelo de turbulencia SST, antes mencionado es usado debido a su ventaja para ser ocupado como modelo para bajos N_{Re} sin requerir de funciones adicionales.

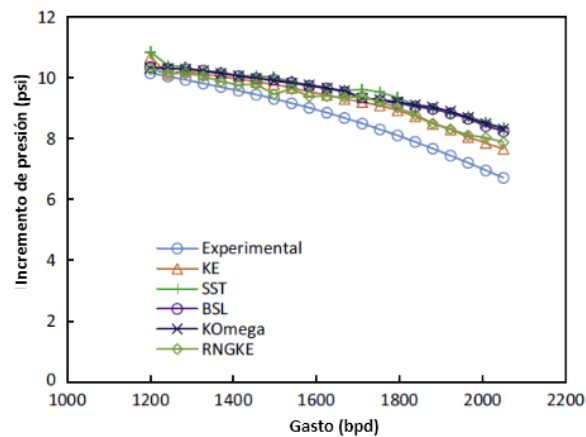


Figura 4.5 Influencia del modelo de turbulencia en la simulación con agua.

4.1.3.2 Comparación con las curvas de catálogo

La **Figura 4.6** muestra la comparación de los resultados de las simulaciones de una sola fase con las curvas de catálogo en el rango operativo. En general, se puede observar una buena relación entre ambos resultados. Sin embargo, los resultados de eficiencia son un poco más altos debido a que el flujo que fuga en el espacio entre el difusor y el impulsor, es despreciado. Por otro lado, suponer paredes lisas también contribuye a la desviación ya que reduce los efectos de los esfuerzos de corte provocados por las paredes.

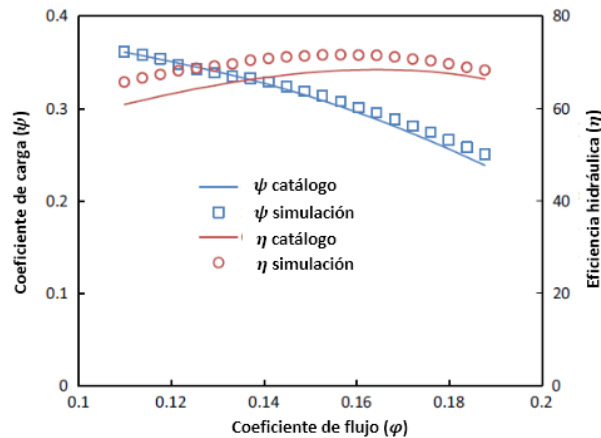


Figura 4.6 Comparación de los resultados numéricos contra las curvas de catálogo.

4.1.3.3 Comparación con los datos experimentales

En la **Figura 4.7** se muestra la comparación entre los resultados experimentales y las simulaciones numéricas para el incremento de presión total ejercido por las siete etapas de la bomba BEC. Las mediciones experimentales son tomadas con los transductores de presión diferencial que abarcan de la succión del primer impulsor, a la descarga del séptimo difusor. Por otro lado, el incremento de presión correspondiente simulado numéricamente es calculado como:

$$\Delta P = P_{stat,2} - P_{stat,1} + \frac{1}{2}\rho(\vec{V}_2^2 - \vec{V}_1^2) \quad (4.4)$$

Donde:

P_{stat} = Presión estática.

\vec{V} = Velocidad absoluta.

Los subíndices 1 y 2 representan la succión y la descarga.

La curva sólida en la **Figura 4.7** representa las mediciones experimentales del incremento de presión total generado por la bomba BEC, mientras que las curvas con símbolos representan los resultados de la simulación CFD. Se puede observar una buena relación para el caso del agua. Sin embargo, la simulación numérica sobrestima el incremento de presión total para aceites viscosos con un error de alrededor de 15%.

El cálculo del incremento de presión obtenido por la simulación CFD a bajas velocidades de rotación (2000 y 2500 rpm) muestra mejores resultados, comparado con aquellos obtenidos a velocidades más altas (3000 y 3500 rpm). La tendencia de incremento de presión contra los gastos es bien reproducida por las simulaciones numéricas. A medida que la viscosidad del aceite incrementa, el incremento de presión total disminuye. También se puede observar que, a viscosidades más altas y menor gasto, la tendencia se vuelve más lineal, esto es debido a que el régimen de flujo cambia dentro de la bomba BEC de turbulento a laminar.

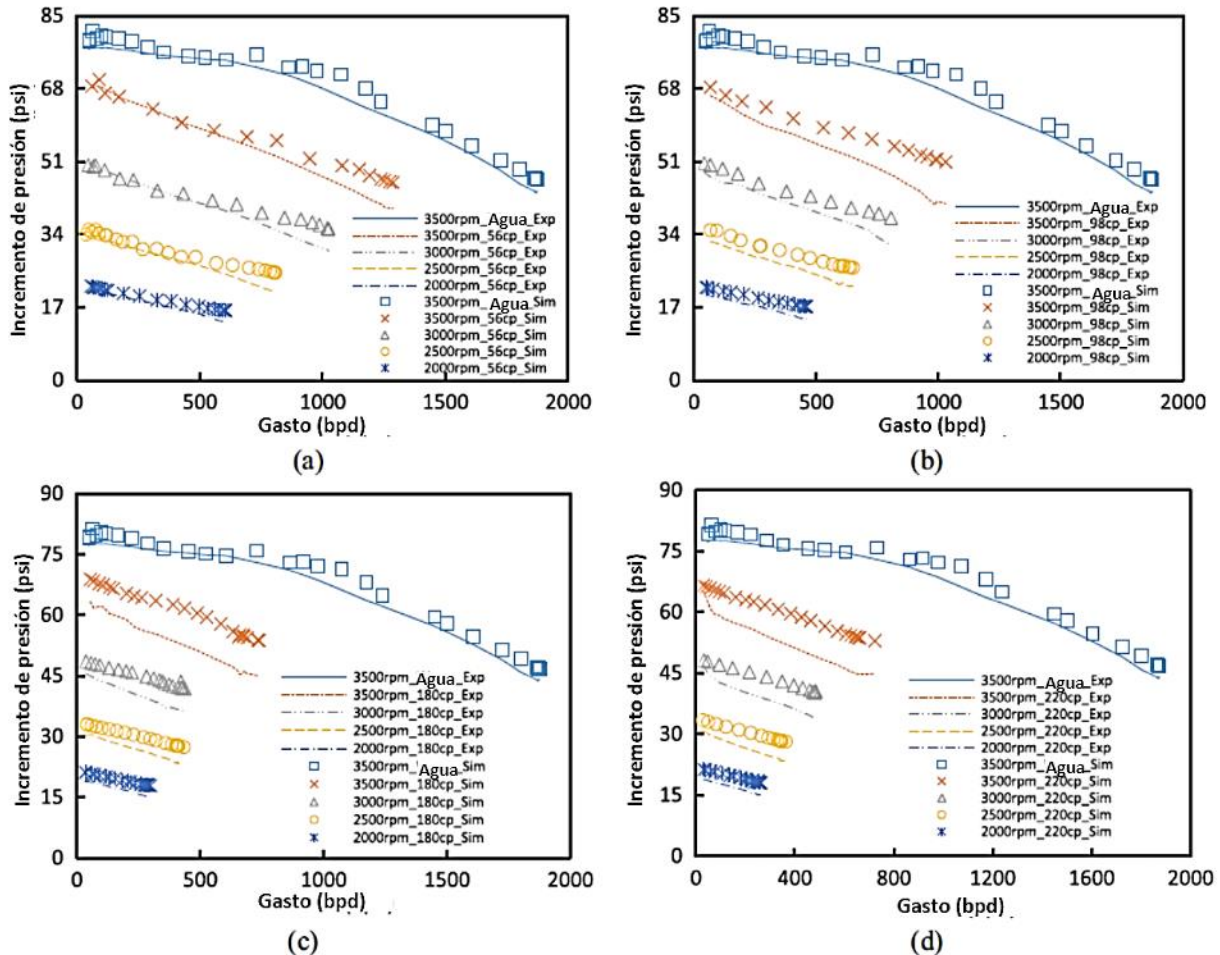


Figura 4.7 Comparación del desempeño de la bomba BEC simulado en CFD con los resultados experimentales para diferentes viscosidades:

(a) 56 cp, (b) 98 cp, (c) 180 cp, (d) 220 cp.

En la **Figura 4.8**, las coordenadas horizontales corresponden a los resultados experimentales y las verticales a los resultados obtenidos a partir de la simulación. Como se puede ver, la simulación numérica predice el incremento de presión de una etapa con un error menor al 15% comparado con los resultados experimentales. La desviación se debe probablemente al desgaste de la bomba después de años de uso.

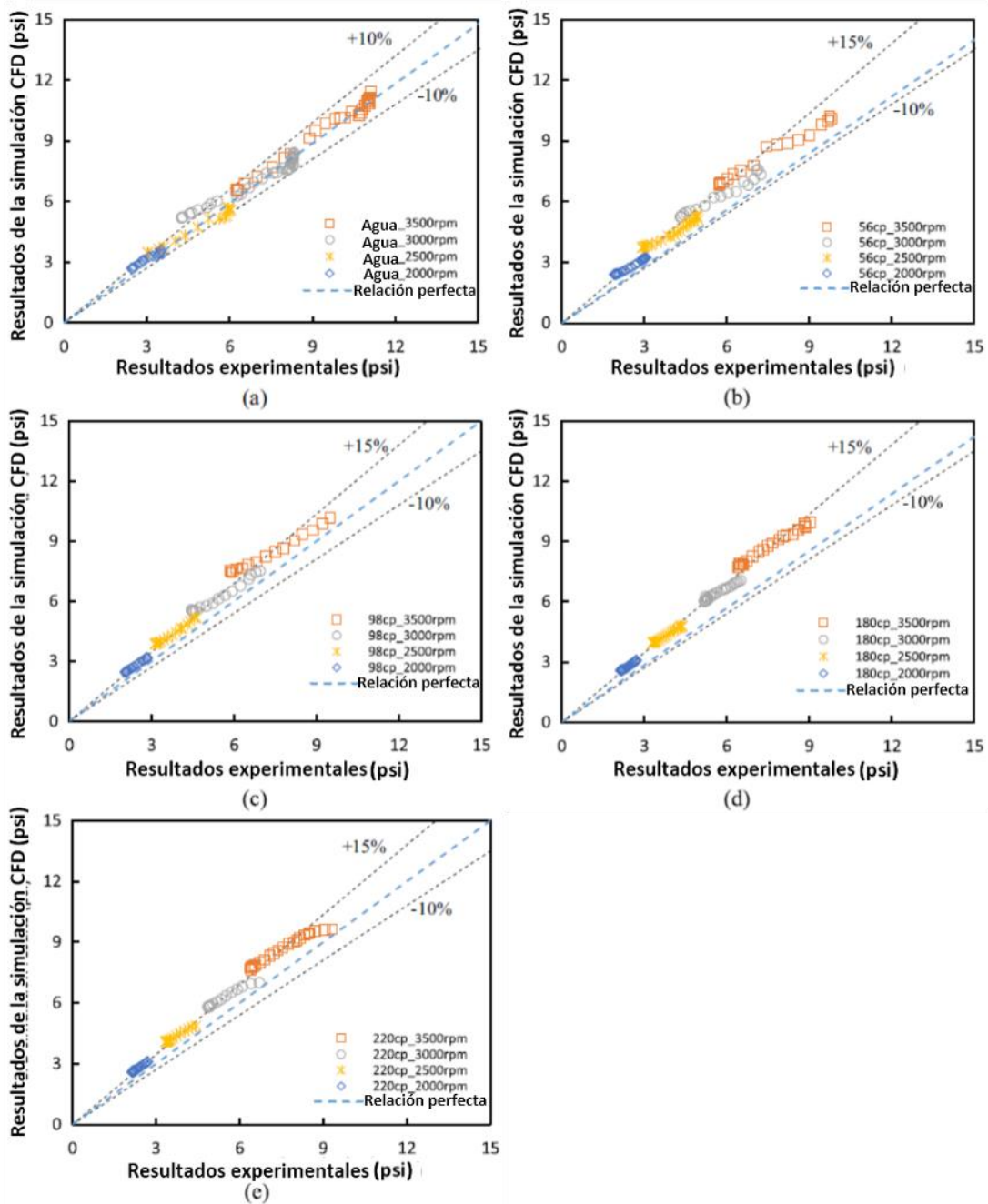


Figura 4.8 Comparación de los resultados del desempeño de la tercera etapa simulados con CFD y mediciones experimentales para diferentes viscosidades:

(a) agua, (b) 56 cp, (c) 98 cp, (d) 180 cp, (e) 220 cp.

4.1.3.4 Análisis de los campos de flujo y presión

En la **Figura 4.9** se observan las líneas de flujo bajo diferentes condiciones dentro de la tercera etapa. La recirculación que se observa cerca de los bordes de los álabes del impulsor contribuye a la gran pérdida hidráulica. Existen dos factores hidráulicos que afectan la recirculación del flujo. Primero debido a la alta viscosidad, el régimen de flujo cambia de flujo turbulento a flujo laminar causando recirculación dentro del impulsor (ver **Figura 4.9 (b,d,f)**). Segundo, bajo condiciones operativas fuera de diseño, las velocidades del fluido en la descarga del impulsor se desvían del ángulo del álabe, provocando la salida adicional de líneas de flujo del camino diseñado. Entonces, se induce recirculación adicional y disipación potencial de presión.

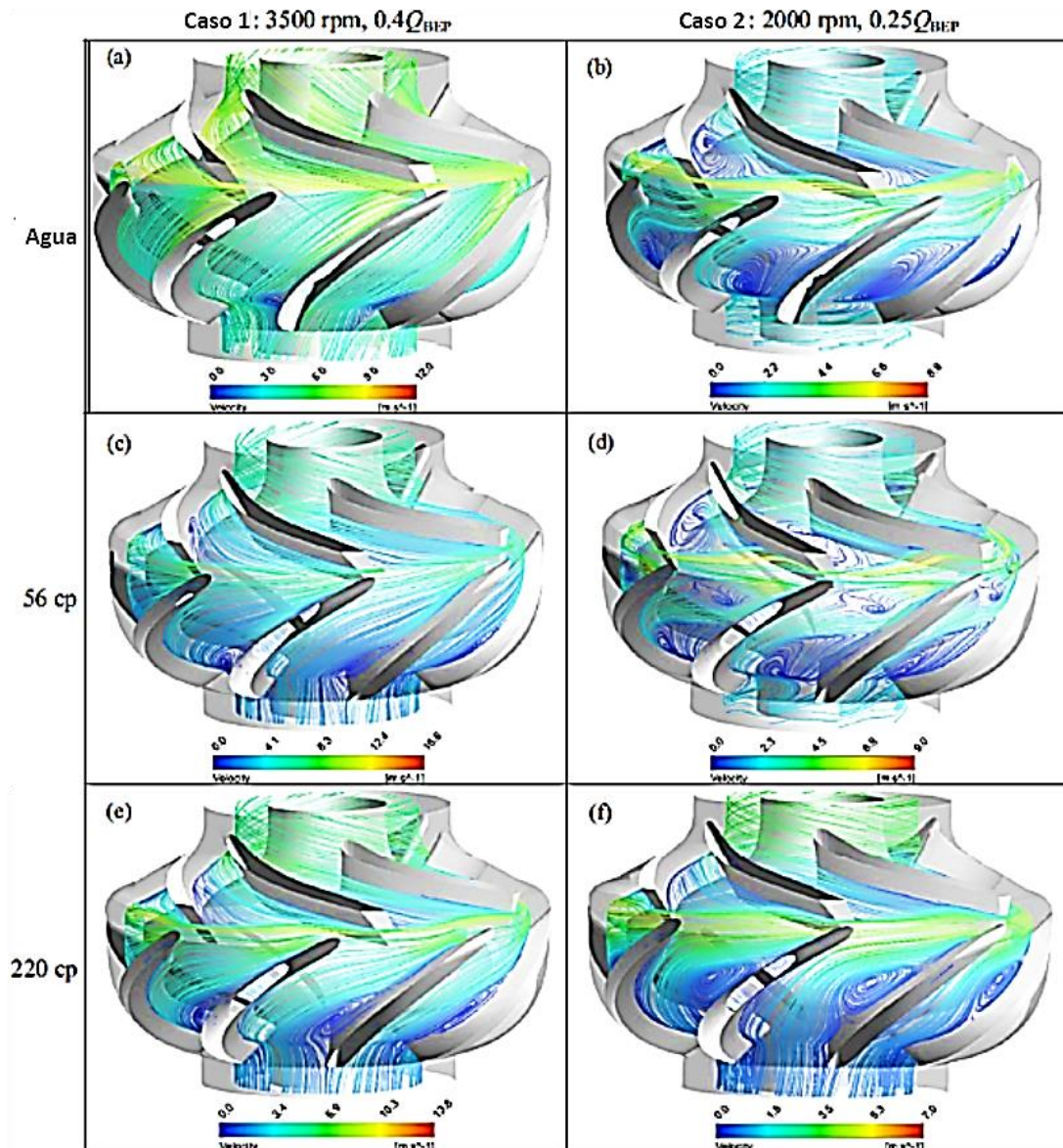


Figura 4.9 Comparación de las líneas de flujo bajo diferentes condiciones en la tercera etapa.

4.2 Estudio experimental y modelado mecánico del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC

(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)

El inicio del fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión (pressure surging) es definido como la transición de régimen de flujo de burbujas dispersas a flujo burbujeante. Este fenómeno, afecta el incremento de presión producido por las etapas de la bomba BEC en condiciones de flujo con gas, provocando que su operación sea inestable y acortando la vida útil del equipo. Para evitar esto, es necesario predecir la fracción volumétrica de gas (GVF) a la cual inicia el punto de inflexión en la caída de presión dentro de la bomba BEC. La predicción del inicio de este fenómeno es una tarea complicada debido a la geometría compleja de la bomba, asociado con el arreglo multi-etapa, los canales del impulsor y el difusor. Existen correlaciones y modelos empíricos para predecir el inicio del punto de inflexión en la caída de presión, pero la falta de bases teóricas en estas correlaciones restringe sus aplicaciones en campo. Debido a esto, el uso de un modelo mecánico resulta más confiable para predecir el inicio del fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC, ya que considera un amplio rango de condiciones de flujo, que incluyen:

- Densidad del fluido.
- Viscosidad.
- Diámetro del impulsor.
- Velocidad de rotación.
- Gasto de líquido.

Esto permitiría tomar precauciones antes de que los valores de GVF causen una caída drástica de presión e inestabilidad en el sistema BEC.

Como herramienta remedial, un separador puede ser instalado antes de la bomba para mejorar la capacidad del sistema BEC para manejar mezclas de gas-líquido. Actualmente, el diseño del separador se basa en reglas empíricas con respecto a la eficiencia de separación. Sin embargo, un modelo mecánico para predecir el inicio del fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión puede ser una base teórica para determinar el criterio de diseño de un separador. Después de la separación, la GVF de succión debe ser menor a la GVF crítica (a la cual comienza el fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión), de otra manera, el desempeño de la bomba será deteriorado y su operación se volverá inestable debido al mal diseño del separador.

Basado en mediciones experimentales, se ha determinado que cuando el volumen de gas excede el 10% a bajas presiones de succión (P_i), comienza a haber una degradación severa en el desempeño de la bomba. Por otro lado, se ha observado que una bomba de tipo mixto puede manejar mayores GVF que una bomba de tipo radial.

4.2.1 Arreglo experimental

Las instalaciones experimentales para probar el desempeño de la bomba BEC en una y dos fases consiste de un circuito cerrado de agua y un circuito abierto para el flujo de aire comprimido. La capacidad del circuito en general es de 9.47 (kg/s) de gasto de agua y 1.78 (kg/s) de flujo de aire a 1.5 (mPa). En la **Figura 4.11 (a)**, las flechas negras representan las tuberías que transportan el líquido o gas, mientras que las líneas grises discontinuas representan los cables de señal de los sensores.

El circuito de acero inoxidable es conectado a un separador horizontal gas-líquido de 24m³, la presión máxima de separación es de 4.83 (mPa). Esta presión es controlada por una válvula de alivio para regular la presión del circuito y la presión de succión de la bomba BEC.

Para medir el gasto másico y la densidad del líquido (agua), se coloca un medidor de flujo tipo Coriolis antes de la bomba BEC. El flujo de aire, presurizado por un compresor, es regulado por una válvula de control en el circuito de gas. El flujo másico de aire y su densidad también son medidos por un medidor de tipo Coriolis. Debido a la compresibilidad del gas, la densidad del aire es diferente en el medidor de flujo y en la succión de la bomba. Por lo tanto, la densidad de gas in-situ en la succión de la bomba BEC se determina usando correlaciones para calcular las propiedades de aire húmedo, basado en la presión y temperatura local. El aire es mezclado con agua dentro de una junta T antes de la succión de la bomba BEC. Después de que fluye a través de la sección de prueba de la bomba BEC y pasa la válvula de control después de la bomba, la mezcla gas-líquido es descargada en un separador bifásico horizontal, donde el excedente de aire es ventilado a la atmósfera y el líquido continúa su circulación.

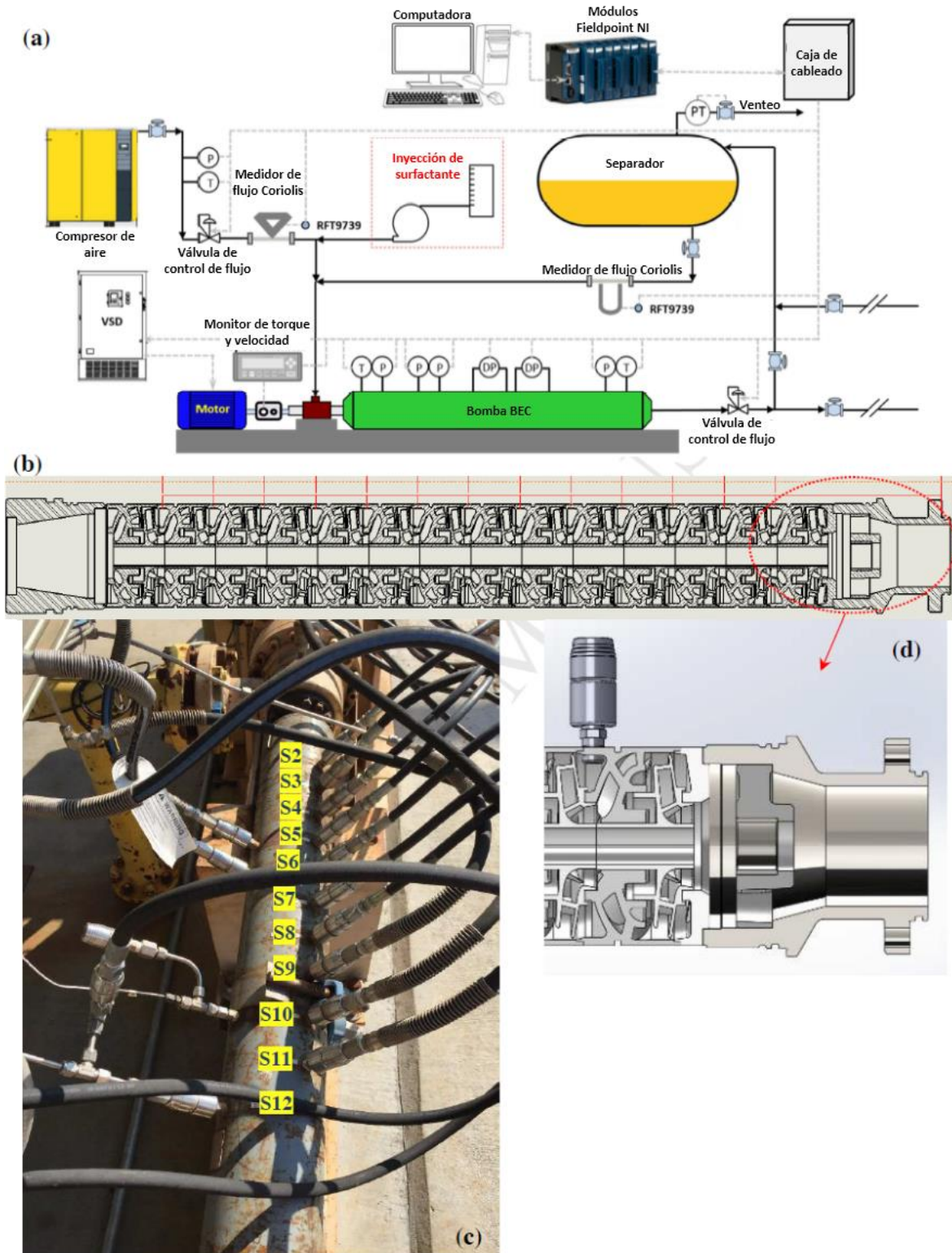


Figura 4.10 Arreglo experimental: **(a)** esquema del circuito de dos fases, **(b)** vista frontal de la sección de la bomba BEC, **(c)** puertos de medición de presión por etapa, **(d)** descarga de la bomba.

La sección de prueba consiste en una bomba BEC multi-etapa, motor, variador de velocidad (VSD) y equipo eléctrico para la operación de la bomba. La bomba consta de 14 etapas y las condiciones operativas en su punto de mejor eficiencia (BEP) son: 0.005 (m³/s) a 3500 (rpm), produciendo un incremento de presión por etapa de 155 (kPa).

La presión absoluta por etapa (AP) y la presión diferencial (DP) son medidos por transductores de presión. El motor y la bomba BEC son conectados a una cámara de empuje que toma esta fuerza y permite que el eje rote. La velocidad de rotación y el torque del eje son medidos con un sensor y un monitor como se puede ver en la **Figura 4.11 (a)**. El sistema de adquisición de datos consiste en una serie de módulos de señales analógicas e interfaces de comunicación. (transductores de presión, transmisores de temperatura y medidores de flujo) que son conectados a los módulos de entrada, donde las señales de corriente eléctrica de los sensores pueden ser escaladas a unidades ingenieriles. Todas las señales son transferidas a la computadora de procesamiento de datos a través de un cable ethernet.

En las pruebas de una fase, la curva de desempeño H-Q es obtenida a presión del separador y velocidad de rotación constante. El flujo de líquido es controlado reduciendo la apertura de la válvula de control después de la bomba BEC. Los datos de incremento de presión en cada etapa son guardados por el sistema de adquisición de datos.

En dos fases (gas-líquido), las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión son conducidas para medir el incremento de presión de la bomba BEC bajo condiciones de flujo con gas. En estas pruebas, los gastos de líquido son mantenidos constantes, mientras que los gastos de gas incrementan de manera continua de cero a un valor donde la bomba BEC se aproxime a un desempeño nulo. Durante este proceso, la presión del separador y la velocidad rotacional de la bomba permanecen sin cambios.

4.2.2 Modelado del inicio del punto de inflexión en la caída de presión

En el estudio de este fenómeno, se han observado tres regímenes bajo condiciones de flujo de dos fases:

El régimen de flujo homogéneo es caracterizado por pequeñas y finas burbujas dispersas dentro de los canales de la bomba BEC, donde las burbujas son arrastradas junto con la fase líquida. Posteriormente, a un incremento mayor de GVF el flujo cambia a régimen burbujeante, donde se generan burbujas de tamaños desiguales y el resbalamiento entre fases debe ser considerado. Un incremento aún mayor de GVF provoca la colisión y agregación entre las burbujas provocando la formación de bolsas de gas.

El punto de inflexión en la caída de presión es un indicador de la transición de régimen de flujo de burbujas dispersas a flujo burbujeante dentro del impulsor del BEC, la frontera de transición para los patrones de flujo antes mencionados es modelada como:

$$d_{max} = d_{CD} \quad (4.5)$$

Donde d_{max} es el tamaño de burbuja máximo en un campo con flujo turbulento y d_{CD} es el diámetro de burbuja crítico al cual comienza la coalición entre las burbujas para formar burbujas más grandes.

En flujo multifásico dentro de la bomba BEC, las burbujas están sujetas a deformación, rompimiento y coalescencia, provocado por fuerzas turbulentas y tensión superficial. Las fuerzas turbulentas (τ) actúan en la superficie de la partícula de fluido como un mecanismo disruptivo que induce al rompimiento de las burbujas. Por otro lado, la tensión superficial (σ) provoca la coalescencia de las burbujas. Por lo tanto, si las fuerzas de turbulencia son lo suficientemente altas, las burbujas se romperán, y no se aglomerarán fácilmente, así el régimen de flujo de burbujas dispersas prevalece.

El análisis para el rompimiento y mecanismos de coalescencia en el flujo de tuberías puede ser aplicado para estudiar la transición de flujo de burbujas dispersas a flujo burbujeante dentro de la bomba BEC. De acuerdo a esto, los cálculos de d_{max} y d_{CD} en el impulsor de la bomba BEC bajo condiciones de flujo multifásico deben ser modificados. Para el desarrollo del modelo mecánico se ocupa el mismo modelo de predicción de tamaño representativo de las burbujas en flujo turbulento centrífugo mencionado en el capítulo anterior (**ecuación 3.27**). Para las unidades ocupadas en este experimento, la ecuación antes mencionada puede ser reescrita como:

$$d_{max} = 10.056\lambda_G \left(\frac{\sigma}{\rho_c}\right)^{3/5} \left(\frac{\Delta P q}{\rho_c V}\right)^{-2/5} \left(\frac{\rho_c}{\rho_d}\right)^{1/5} \quad (4.6)$$

Basado en los estudios de Barnea et al. (1982), el diámetro crítico de burbuja en flujo centrífugo multifásico puede ser modificado como:

$$d_{CRIT} = 2 \left[\frac{0.4 \sigma}{(\rho_L - \rho_G) \Omega^2 R_I} \right]^{0.5} \quad (4.7)$$

Donde:

d_{CRIT} = Diámetro crítico de la burbuja en flujo centrífugo multifásico.

R_I = Diámetro representativo del impulsor.

El término de aceleración centrífuga $\Omega^2 R_I$ representa la fuerza de cuerpo dominante en la bomba BEC. Una burbuja estable ascendiendo se encuentra sujeta a un balance de fuerzas de arrastre y flotación de manera vertical. En la bomba BEC con flujo multifásico que se encuentra rotando, la fuerza de arrastre debe ser balanceada con flotación centrífuga en dirección radial, debido al efecto despreciable de la aceleración gravitacional comparado con la aceleración centrífuga.

Sustituyendo las tres ecuaciones anteriores, el modelo mecánico para predecir el GVF crítico (λ_c) a la cual ocurre el punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC, está dado por:

$$\lambda_c = \frac{2 \left[\frac{0.4 \sigma}{(\rho_L - \rho_G) \Omega^2 R_I} \right]^{0.5}}{10.056 \left(\frac{\sigma}{\rho_c} \right)^{3/5} \left(\frac{\Delta P q}{\rho_c V} \right)^{-2/5} \left(\frac{\rho_c}{\rho_d} \right)^{1/5}} \quad (4.8)$$

4.2.3 Análisis de los resultados para una fase

Las pruebas realizadas para medir el incremento de presión producido por la bomba BEC usando agua como fluido circulante son realizadas a presión constante de separación (689 kPa) y distintas velocidades de rotación (1800, 2400, 3000, y 3500 rpm). La **Figura 4.12** presenta la comparación entre los resultados experimentales de incremento de presión en la sexta etapa bajo condiciones de flujo de una fase y las curvas de desempeño de catálogo.

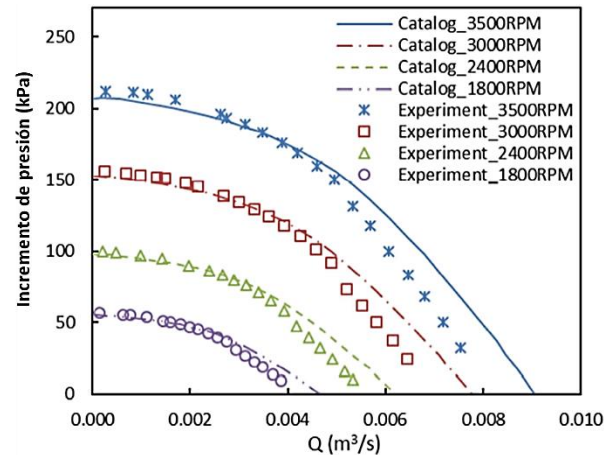


Figura 4.11 Curva de desempeño de la sexta etapa para una fase

En la figura anterior, se puede observar que existe una buena correlación entre los resultados experimentales y las curvas de catálogo a bajos gastos de líquido ($< Q_{BEP}$). Sin embargo, a mayores gastos de líquido ($> Q_{BEP}$) el incremento de

presión medido (ΔP) para una sola etapa se encuentra por debajo de las curvas de catálogo. Esto puede ser debido a las condiciones deterioradas en las superficies internas de la bomba BEC resultan en fricciones hidráulicas adicionales y pérdidas locales.

4.2.4 Análisis de los resultados para dos fases

Las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión son conducidas bajo diferentes presiones de separación, (344, 689, 1034 kPa). En la **Figura 4.13** se muestran los resultados de la prueba de punto de inflexión en la caída de presión a un gasto constante $Q_L = 0.005 \text{ (m}^3\text{/s)}$, velocidad de rotación $N = 3500 \text{ (rpm)}$ y presión de separación de $P_{sep} = 689 \text{ (kPa)}$, que es regulada por la válvula montada en el separador. El eje horizontal denota la GVF de succión con las densidades de aire calculadas mediante correlaciones. El gasto de flujo volumétrico de gas puede ser obtenido a partir del flujo másico medido por $Q_G = \dot{m}_G / \rho_G$. Mientras que el gasto de volumétrico de líquido es calculado como $Q_L = \dot{m}_L / \rho_L$. Entonces, la GVF de succión es calculada por:

$$GVF = Q_G / (Q_G + Q_L). \quad (4.9)$$

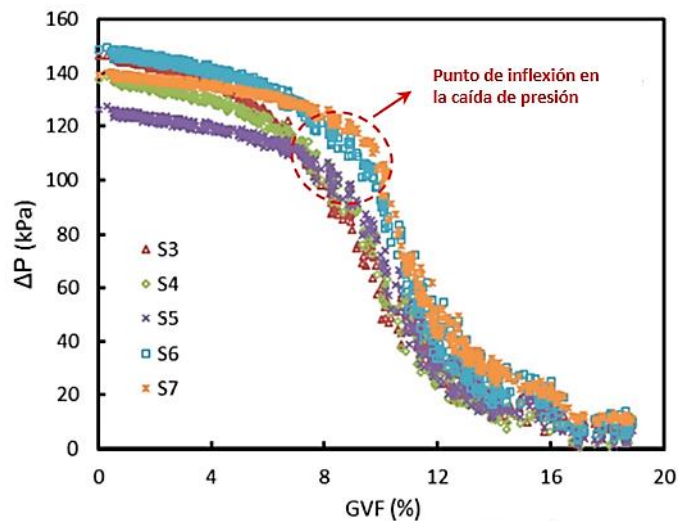


Figura 4.12 Prueba de punto de inflexión en la caída de presión $N = 3500 \text{ rpm}$ $Q_L = 0.005 \text{ m}^3\text{/s}$ $P_{sep} = 689 \text{ kPa}$

El incremento de presión por etapa disminuye de manera lineal si la GVF de succión se mantiene menor a 6%, donde la degradación del incremento de presión producido por etapa es moderada. A un incremento mayor de GVF, el incremento de presión producido por la etapa sufre una caída drástica, que se muestra circulada

por la línea punteada en la **Figura 4.13**. Esta condición crítica, llamada inicio del punto de inflexión en la caída de presión, es un indicador de la transición de régimen de flujo burbuja disperso a flujo burbujeante dentro de la bomba BEC. También, implica el inicio de la operación inestable de la bomba BEC con gastos e incrementos de presión oscilantes que son determinantes para la vida operativa de la bomba. En el flujo burbuja disperso, las pequeñas y finas burbujas se encuentran dispersas en el campo de flujo centrífugo. El resbalamiento entre las fases líquido y gas puede ser despreciado. Entonces, la mezcla gas-líquido puede ser tratada como un fluido homogéneo.

En el flujo burbujeante, el resbalamiento de entre fases prevalece, y está asociado con la generación de burbujas distribuidas de manera dispereja, ya que grandes burbujas tienden a ser dejadas atrás por las pequeñas, debido a la fuerza de flotación centrífuga en la bomba BEC. Con el incremento de la GVF de succión, se acumulan burbujas cada vez más grandes cerca de la succión del impulsor de la bomba BEC, provocando la formación de bolsas de gas. Entonces, el incremento de presión se deteriora drásticamente después de que inicia el punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC.

La predicción del inicio del punto de inflexión en la caída de presión es importante para caracterizar el desempeño de la bomba BEC manejando mezclas gas-líquido. Sin embargo, debido a los múltiples factores involucrados como: gastos de gas, gastos de líquido, propiedades de los fluidos, presión y temperatura, resulta complicado de calcular de manera precisa.

En la **Figura 4.13** se muestra que la ubicación de la etapa también afecta el inicio del fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión. El punto de inflexión en la caída de presión inicia a valores de GVF más altos que cuando inicia el fenómeno en etapas anteriores a valores de GVF menores. Por ejemplo, el punto de inflexión en la caída de presión, en la tercera etapa, ocurre cuando la GVF es igual a 6%, mientras que, en la séptima etapa, el punto de inflexión en la caída de presión inicia cuando la GVF es de 8%. El efecto de la etapa en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC puede ser explicado con el modelo mecánico.

Debido al efecto de incremento en la presión hidrostática de la bomba BEC, la presión local en las etapas finales es mayor que en las etapas que se encuentran al principio. De acuerdo a la **ecuación 4.6**, alta presión corresponde a altas densidades de gas y tamaños de burbuja menores, resultando en un mayor λ_c de acuerdo a la **ecuación 4.8**. Como se puede observar en la **Figura 4.13**, el incremento de presión medido para cada etapa difiere muy poco, debido a que las condiciones mecánicas de la bomba BEC varían por etapa. Por ejemplo, el incremento de presión en la quinta etapa es menor que el de la tercera etapa, lo que indica que la quinta etapa puede estar sufriendo un desgaste mecánico mayor que la tercera.

La presión de separación también juega un papel importante en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC, la **Figura 4.14** muestra las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión en diferentes etapas de la bomba BEC, variando las presiones de separación (P_{sep}). El gasto de líquido y la velocidad de rotación se encuentran ajustadas a $Q_L = 0.005 \text{ (m}^3\text{/s)}$ y $N = 3500 \text{ (rpm)}$ respectivamente. El flujo de gas es incrementado gradualmente desde cero. Se puede observar que el punto de inflexión en la caída de presión inicia antes cuando la $P_{sep} = 344 \text{ (kPa)}$ comparado con $P_{sep}=1034 \text{ (kPa)}$. Esto puede ser explicado con el modelo mecánico ya que mayor presión de succión resulta en mayor densidad del gas y menor tamaño de las burbujas (**ecuación 4.6**), además, el resbalamiento entre las fases es reducido. Por lo tanto, el inicio del punto de inflexión en la caída de presión dentro de la bomba BEC es retardado.

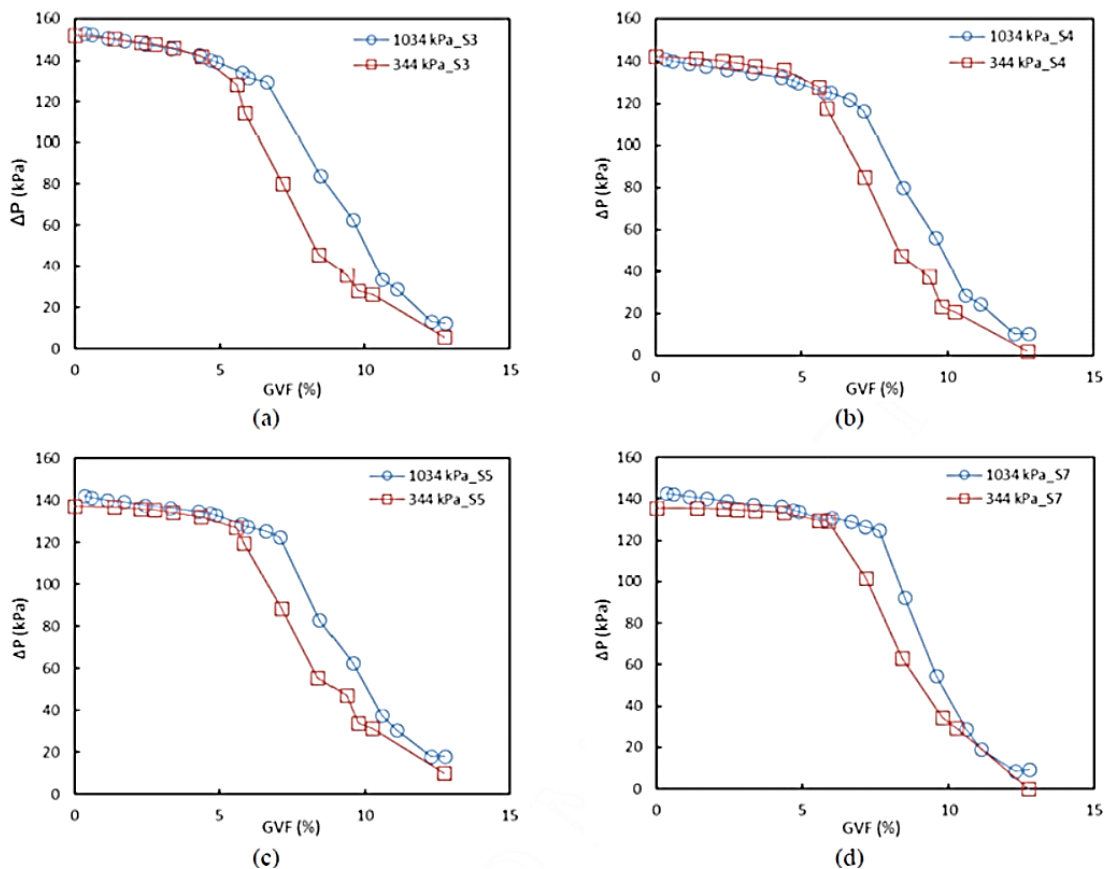


Figura 4.13 Comparación de las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión bajo diferentes presiones de separación a $N = 3500 \text{ rpm}$ $Q_L = 0.005 \text{ m}^3\text{/s}$ (a) etapa 3 (b) etapa 4 (c) etapa 5 (d) etapa 7

4.2.5 Validación del modelo mecánico

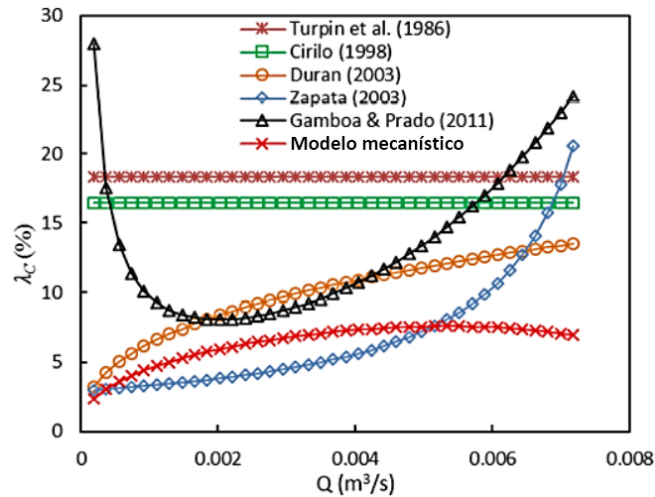


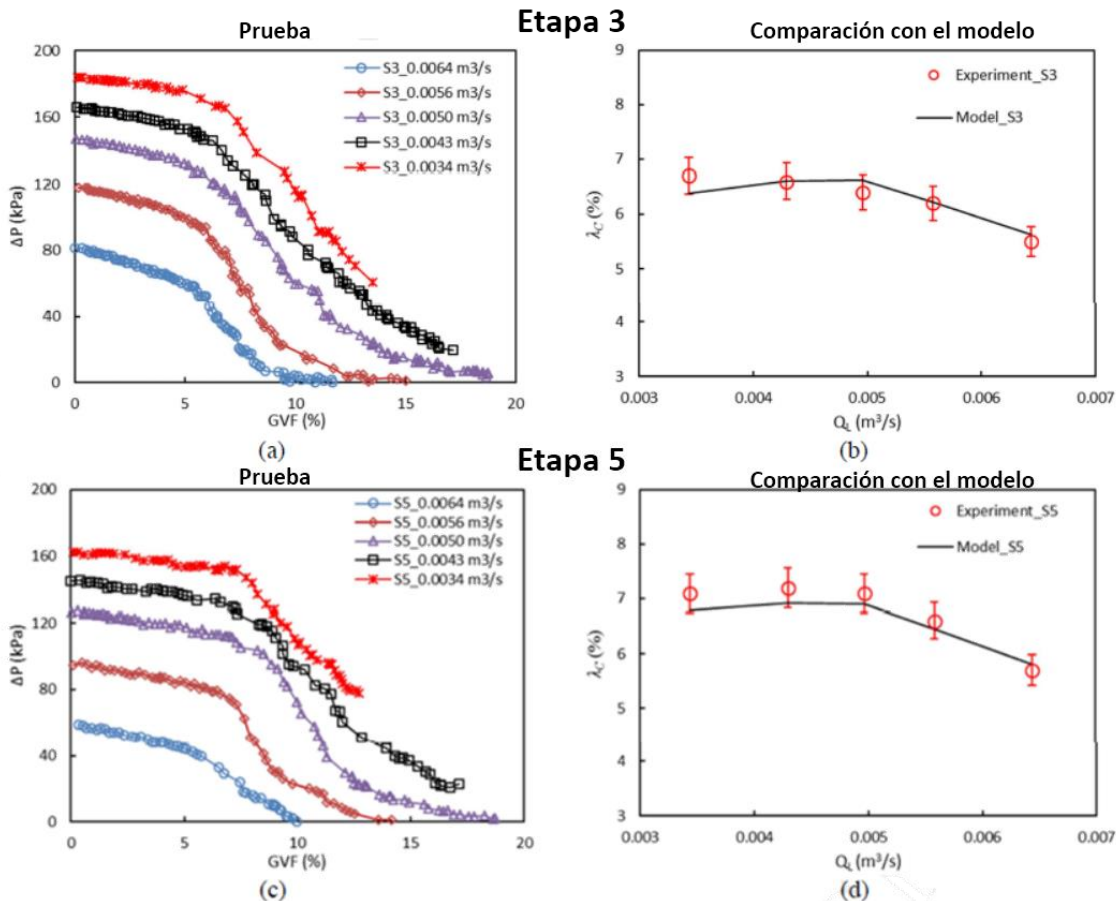
Figura 4.14 Comparación de los modelos de inicio del punto de inflexión en la caída de presión a $N = 3500$ rpm $P_{sep} = 1034$ kPa

La **Figura 4.15** muestra la comparación de las correlaciones existentes para el cálculo de la GVF crítica (λ_c) que da inicio al punto de inflexión en la caída de presión dentro de la bomba BEC. Las mismas condiciones de flujo, con velocidad de rotación $N = 3500$ (rpm) y presión de separación de $P_{sep} = 1034$ (kPa) son aplicadas a todos los cálculos. Se puede observar que estos resultados varían de una manera significativa, lo que implica que el mecanismo dominante en el estudio del inicio del punto de inflexión en la caída de presión aun no es bien comprendido. Es muy cuestionable extender la aplicación de correlaciones a diferentes bombas bajo diferentes condiciones de flujo, ya que al formular estas correlaciones se incluyeron factores empíricos.

En la **Figura 4.15**, la curva roja de asteriscos es obtenida a partir del modelo mecánico, y exhibe una forma de domo con la λ_c máxima a un Q_L cercano al BEP. A bajos Q_L la energía cinética turbulenta en el impulsor de la bomba BEC es baja, por lo que la coalescencia resulta fácil para las burbujas y forman grandes bolsas de gas. La transición del patrón de flujo y el punto de inflexión en la caída de presión ocurren más pronto a bajos λ_c . A altos Q_L , la carga hidráulica de la bomba BEC es cercana a cero (ver **Figura 4.12**) entonces, la energía cinética turbulenta de los fluidos también es baja. De esta manera, las burbujas son más propensas a la coalescencia para así formar burbujas más grandes, provocando la degradación del incremento de presión producido por la bomba, si incrementa el flujo de gas de succión. Por estas razones, la forma de domo de la curva de λ_c contra Q_L obtenida a partir del modelo mecánico es razonable.

La **Figura 4.16** presenta la validación del modelo mecánico comparándolo con los datos experimentales a las condiciones de flujo de mejor eficiencia (BEP). La presión de separación es mantenida constante a 689 (kPa). En las figuras se muestra el incremento de presión de las etapas 3, 5 y 7 a cinco gastos de líquido (0.0034, 0.0043, 0.005, 0.0056 y 0.0064 m³/s). Los valores experimentales de λ_c son obtenidos a partir de las curvas de prueba de punto de inflexión en la caída de presión en la **Figura 4.16 (a), (c), (e)**. Se considera que inicia el fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión si el incremento de presión se desvía un 5% de la sección lineal a bajos GVF.

Como se muestra en las **Figuras 4.16 (b), (d), (f)**, la curva sólida representa la GVF crítica (λ_c) predicha por el modelo, mientras que los círculos rojos son obtenidos por las curvas de prueba de punto de inflexión en la caída de presión. El error de $\pm 5\%$ se encuentra delimitado en rojo en cada punto para mostrar el error experimental de medición. A partir de estas figuras, se puede observar una buena correlación entre la λ_c calculada por el modelo, con los resultados experimentales. Además, se puede observar la curva en forma de domo que presenta el modelo en los resultados experimentales. El valor máximo de λ_c es alcanzado a Q_L cercano al BEP.



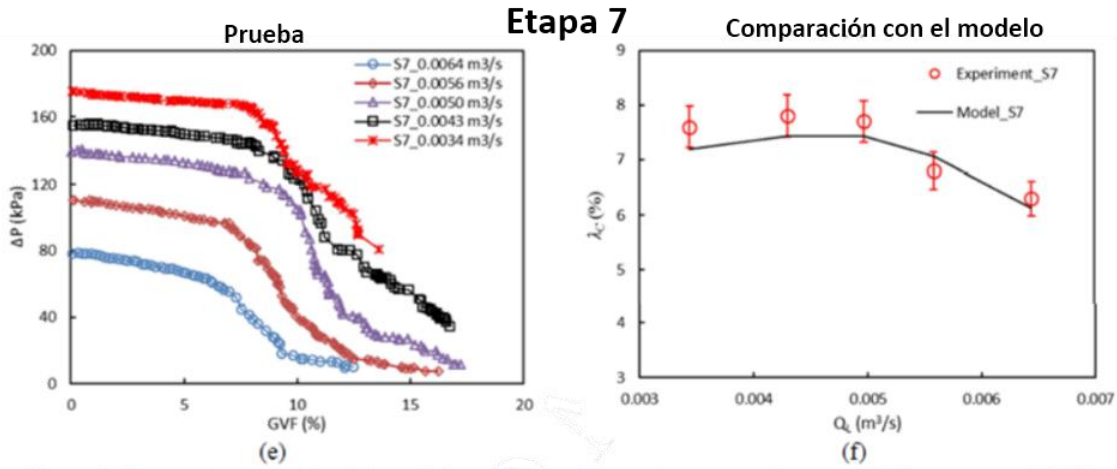


Figura 4.15 Comparación de las predicciones del modelo mecánico **(b, d, f)** con los resultados de las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión **(a, c, e)** a $N = 3500$ rpm $P_{sep} = 689$ kPa.

En la **Figura 4.17** se presenta otra comparación de la GVF crítica predicha por el modelo ($\lambda_{C,M}$), contra los resultados de la prueba de punto de inflexión en la caída de presión ($\lambda_{C,E}$) a diferentes presiones del separador. Ambos resultados muestran una buena correlación entre sí para las dos diferentes presiones de separación. Como la predicción del modelo es mayormente limitada por un error de $\pm 5\%$, la aplicación del modelo mecánico es validada. El punto de inflexión en la caída de presión en la bomba a $P_{sep} = 345$ (kPa) inicia a valores mas bajos de λ_C , que a una presión de separación mayor $P_{sep} = 1034$ (kPa).

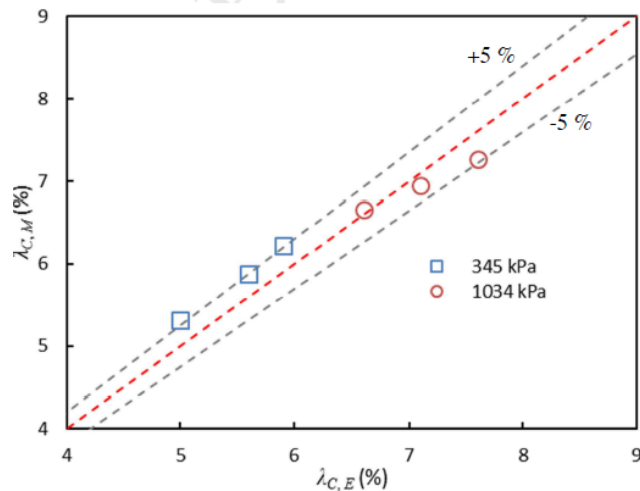


Figura 4.16 Comparación de las predicciones del modelo con los resultados experimentales bajo distintas presiones de separación.

4.2.6 Estudio de los parámetros

Para predecir el inicio del fenómeno de punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC, existen múltiples parámetros hidráulicos que son críticos, como: presión de succión de la etapa, densidad del gas, tensión superficial entre las fases gas y líquido, gastos de líquido, y velocidad rotacional de la bomba. Es importante saber cómo afectan estos factores en los resultados calculados por el modelo para predecir el inicio del punto de inflexión en la caída de presión dentro de la bomba BEC.

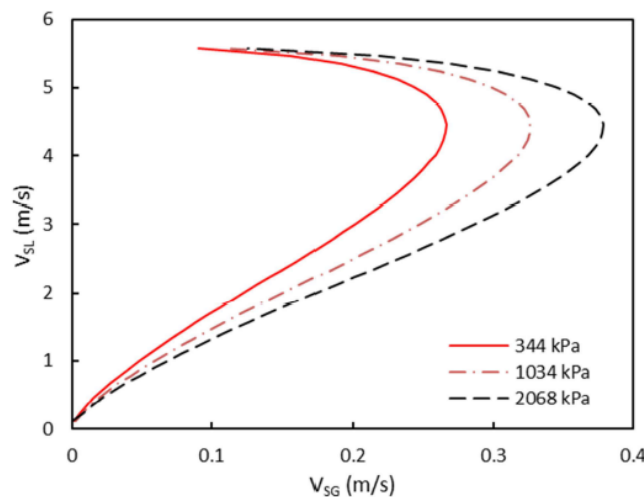


Figura 4.17 Efecto de la presión de succión en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC

La **Figura 4.18** compara los efectos de la presión de succión en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC. El eje vertical es la velocidad superficial del líquido (V_{SL}), y el horizontal, es la velocidad superficial del gas crítica (V_{SG}) a la cual inicia el punto de inflexión en la caída de presión. La V_{SG} crítica indica la frontera de transición entre el flujo de burbuja disperso y el flujo burbujeante en la bomba BEC. En la **Figura 4.18**, el lado izquierdo de cada curva corresponde al régimen de flujo de burbujas disperso, mientras que el lado derecho al régimen de flujo burbujeante. Las tres presiones de succión: 344, 1034 y 2068 (kPa), corresponden a las densidades de gas de: 5.3, 13.5, 25.9 (kg/m^3) respectivamente. Concluyendo, a mayor presión de succión resultan valores más grandes de V_{SG} , lo que extiende el régimen de flujo de burbujas dispersas.

La tensión superficial (σ) es otro parámetro crítico que afecta el rompimiento y coalescencia de las burbujas en el flujo de dos fases inmiscibles. Para aire puro y agua, el valor de σ es de 0.07 (N/m). La **Figura 4.19** muestra el efecto de la tensión

superficial en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión. Para una V_{SL} fija, la V_{SG} calculada con una σ de 0.07 (N/m) es menor que con aquella calculada para una σ de 0.03 (N/m), lo que indica que el inicio del punto de inflexión en la caída de presión ocurrirá más pronto. La alta tensión superficial favorece la coalescencia de las burbujas, provocando el inicio del punto de inflexión en la caída de presión y deteriorando el incremento de presión producido por la bomba BEC. Por otro lado, a una σ menor, se puede retrasar el punto de inflexión en la caída de presión a un alto valor de V_{SG} manteniendo burbujas pequeñas y así extender el régimen de flujo de burbujas dispersas.

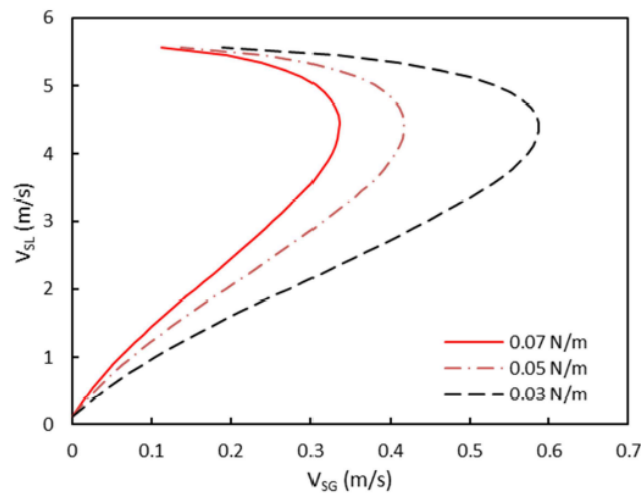


Figura 4.18 Efecto de la tensión superficial en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC.

La **Figura 4.20** presenta el efecto de la velocidad de rotación de la bomba (N) en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión. Como parámetro principal para determinar el incremento de presión, la velocidad de rotación tiene influencia en el punto de inflexión en la caída de presión de distintas maneras:

- La velocidad de rotación cambia la capacidad de flujo de la bomba a través de las leyes de afinidad (**ecuaciones 1.50-1.52**).
- El tamaño máximo de la burbuja d_{max} es determinado por la velocidad de rotación debido a la energía cinética turbulenta que cambia con N en un campo de flujo centrífugo.
- La velocidad de rotación también altera el tamaño crítico de la burbuja d_{crit} en la **ecuación 4.7** a través del término de aceleración centrífuga.

El modelo mecánico incorpora el efecto de velocidad de rotación para calcular inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba. En la **Figura 4.20** se comparan tres velocidades de rotación: 3500, 2500 y 1500 (rpm). Se observa que, bajas V_{SL} , los valores de V_{SG} calculados a diferentes velocidades de rotación son muy parecidos, por otro lado, a altos valores de V_{SL} existe una gran diferencia

en la V_{SG} calculada a distintas velocidades de rotación. Con el incremento de la velocidad de rotación, el V_{SG} crítico es mayor, lo que significa que el inicio del punto de inflexión en la caída de presión ocurre a altos valores de λ_c si N es más grande. Entonces, la capacidad de la bomba BEC para manejar mezclas de gas-líquido es mejor a altas velocidades de rotación con grandes flujos de líquido.

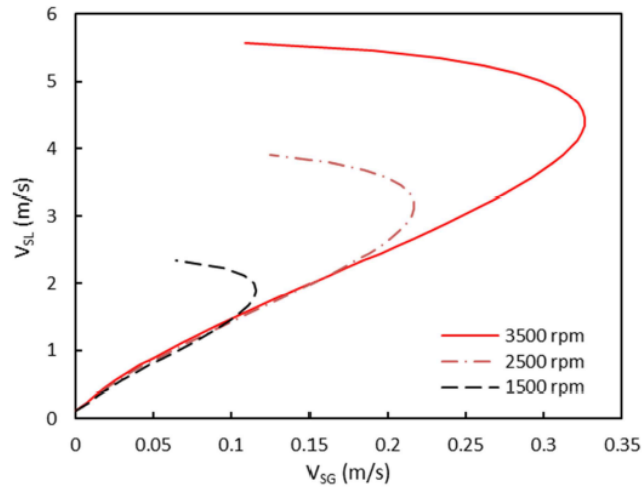


Figura 4.19 Efecto de la velocidad de rotación en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC.

Capítulo V

PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN A LAS PROBLEMÁTICAS EXISTENTES

5.0 Introducción

Como se mencionó en capítulos anteriores, uno de los factores principales que afecta el desempeño de la bomba BEC es el gas presente en el fondo del pozo que es succionado por la bomba. Recientemente se ha trabajado en un nuevo diseño de la bomba para el mejorar su capacidad de manejar gas. Con ayuda de la dinámica de fluidos computacional (CFD) este proceso de diseño es acelerado, ahorrando costos y obteniendo resultados aproximados del desempeño de la bomba prototipo.

Otro problema común que provoca fallos en el sistema BEC es la erosión por arenas. Con el uso de CFD es posible observar las regiones dentro de la etapa de la bomba que son más afectadas por este fenómeno, así como predecir la erosión provocada en un periodo de tiempo a ciertas condiciones de flujo.

5.1 CFD y FEA aplicado en el diseño de la bomba BEC para pozos con producción de gas

(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)

La aplicación de simulaciones avanzadas por computadora en el proceso de diseño de la etapa de la bomba, agiliza el diseño y la evaluación de su desempeño de una manera eficiente. A partir de estas simulaciones también es posible obtener el comportamiento estructural, el análisis de la temperatura y el desempeño bajo distintos regímenes de flujo. El análisis por elemento finito (FEA) y CFD pueden ser aplicados en conjunto, volviéndose una herramienta más eficiente que el método tradicional de prueba y error, ya que permite acelerar el proceso de diseño de las nuevas etapas de la bomba BEC.

Generalmente, el sistema BEC no es considerado como un buen método artificial de producción en pozos con alta producción de gas, sin embargo, existe el requerimiento intrínseco de que la bomba BEC pueda manejar altas fracciones de volumen de gas (GVF) en el caso de pozos que se encuentran en su etapa de declinación, donde los fluidos en la succión de la bomba se encuentran a una presión cercana al punto de burbuja.

Se ha logrado que el sistema BEC maneje altos valores de GVF mediante la aplicación de un separador antes de la bomba, haciendo fluir el gas a través del espacio anular. Sin embargo, su manejo a través de la bomba BEC, tiene la ventaja que el gas puede ayudar a descargar el líquido después de la bomba BEC, con un efecto parecido al que produce el bombeo neumático.

Como se ha mencionado en capítulos anteriores, existen diversos factores en el fondo del pozo que impactan la capacidad de la bomba BEC para manejar gas. La **Figura 5.1** indica que, con una presión de succión mayor, la capacidad de manejar

gas puede ser mejorada, el área que se encuentra del lado izquierdo de la curva es el rango adecuado para el bombeo. Existen otros parámetros de la bomba BEC que también tienen gran influencia en la capacidad de la bomba para el manejo de gas, como: velocidad de rotación, número de etapas y tipos de etapas.

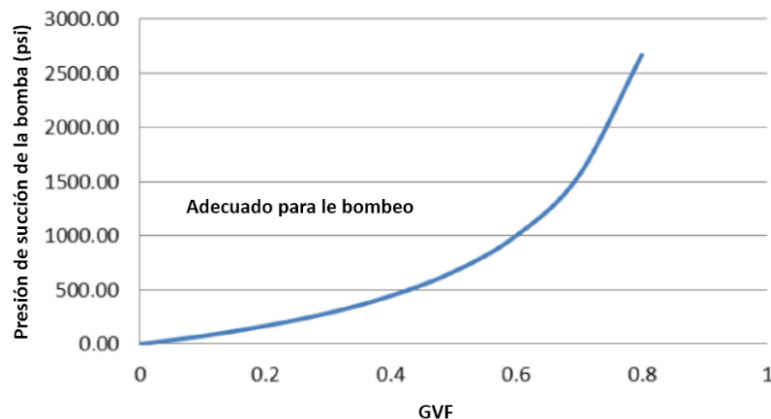


Figura 5.1 Curva de Turpin.

Existen distintos tipos de etapas que pueden manejar gas en las bombas BEC, ya que tienen la capacidad de manejar altos GVF, por ejemplo: impulsores de flujo axial, bombas multi venas (MVP) y bombas helico-axiales (HAP). Generalmente los canales de flujo radial crean fuerzas centrífugas mayores y por ende mayor carga que los pasajes de flujo axial para un rango de gasto menor. Sin embargo, la alta fuerza centrífuga de una etapa radial y sus pasajes angostos pueden incrementar la separación de fases y causar atrapamiento de gas entre los canales. Estas etapas que manejan gas, generalmente son usadas antes que la bomba principal para reducir la GVF.

La capacidad de manejo de gas en una bomba centrífuga es mejorada por factores como:

- Mejora en el mezclado de las fases – Esto se puede lograr con etapas cortas, incrementando el número de etapas y canales divididos.
- Incrementar la carga – Usando un alto ángulo del álabe en la salida, mayor diámetro, canales de flujo radial y mixto.
- Menor separación de flujo – Mediante álabes largos (impulsor helicoidal).
- Menor fuerza centrífuga – Con canales de flujo axial.

Es complicado analizar las características de la bomba BEC y la influencia de estos factores en su capacidad para manejar gas, ya que algunos de los factores antes mencionados se contradicen con otros, por ejemplo “Alta carga” y “Menor fuerza centrífuga”.

5.1.1 Manejo de gas en la bomba BEC

La afirmación que una bomba centrífuga no es buena para el manejo de gas no es del todo correcta, ya que encubre el verdadero problema. Lo que ocurre es que con flujo multifásico (gas-líquido), la dinámica de fluidos dentro de la etapa se vuelve diferente, las bolsas de gas comienzan a formarse y la carga producida por la bomba disminuye.

Para analizar este problema, hay que recordar que la bomba centrífuga es un dispositivo dinámico que imparte velocidad a un fluido para producir energía y así levantar una columna de fluido a la superficie. Cuando la bomba opera, la energía es añadida al eje en forma de energía mecánica. En el impulsor, es convertida a la carga total, que incluye energía interna (presión estática) y energía cinética (velocidad). Cuando un fluido, como el agua (no muy viscoso) es bombeado, la carga es independiente del fluido bombeado, como se describe a través de la ecuación de Euler en el primer capítulo (**ecuación 1.35**).

En esta ecuación queda claro que la carga producida no es afectada por la densidad del fluido. Esto significa que, para la misma bomba a la misma velocidad de rotación, la carga de una fase líquida es igual a la carga de una fase de gas. Sin embargo, la presión total generada es muy diferente debido a que la densidad de gas es mucho menor que la del líquido (**ecuación 1.7**).

Mientras que el flujo se mantenga en una fase, puede ser bombeado de manera eficiente. El flujo de dos fases en estado homogéneo, es el mismo caso que en el bombeo de una fase, pero este estado es difícil de mantener. La segregación entre las fases es la causa de mayor pérdida durante el proceso de conversión de energía mecánica a carga, así que todos los esfuerzos que puedan ayudar a mezclar u homogeneizar el flujo de dos fases mejoran la capacidad de manejo de gas en la etapa.

Los factores que ayudan al manejo de gas en la etapa son:

- Alto flujo volumétrico (Q) - Para cierta geometría de la bomba, un alto gasto implica un alto número de Reynolds, lo que indica que las fuerzas viscosas son pequeñas y que el flujo esencialmente es no viscoso. Un alto número de Reynolds resulta en un estado turbulento y homogenización. En la **Figura 5.2** se muestra la curva de carga de una etapa de flujo mixto, se puede observar que en presencia de gas existe una pequeña reducción de la carga en la región de alto flujo.

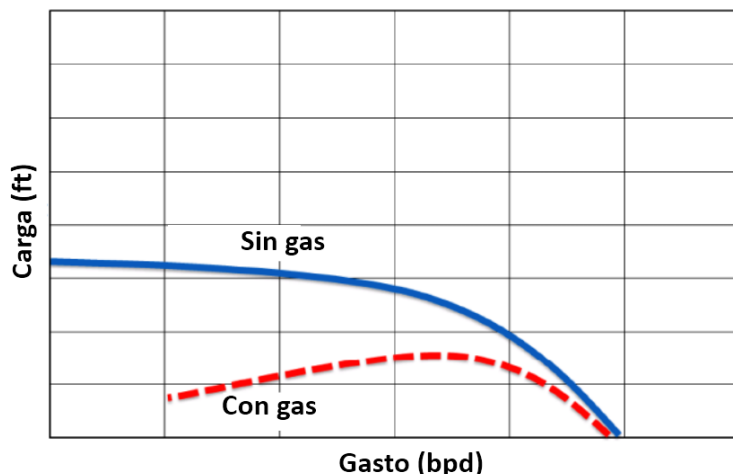


Figura 5.2 Impacto del gas en la curva de carga.

- Baja carga (h) - Los movimientos de las burbujas de gas en un líquido fluyente dentro del impulsor de la bomba dependen del arrastre del líquido y el gradiente de presión en ese campo. A menor presión (carga), menos resbalamiento entre el gas y el líquido, lo que mantiene la homogeneización de las dos fases. En la **Tabla 5.1** se muestra una carga típica de una bomba de 4" en su punto de mejor eficiencia (BEP).

Etapa de flujo radial	Etapa de flujo mixto	Etapa de flujo axial
≈ 30 ft	≈ 22 ft	≈ 12 ft

Tabla 5.1 Carga típica en el BEP para una bomba de 4".

- Alta velocidad (n) – A altas velocidades de rotación se puede obtener un mejor mezclado de las fases.
- Velocidad específica (N_s) - (**ecuación 1.49**) A medida que la velocidad específica incrementa, el diseño de la bomba cambia de radial (a bajas N_s) a axial (a altas N_s). En un impulsor de tipo radial, la carga es desarrollada por acción de la fuerza centrífuga y la descarga es en dirección radial. En un impulsor de flujo mixto, es debido a la fuerza centrífuga y el empuje del álabe, y la descarga es en parte radial y axial. Por último, en un impulsor de tipo axial la carga desarrollada se debe prácticamente al empuje de los álabes y el flujo es axial.
- Efecto de viscosidad- Este efecto provee de mayor arrastre a la fase de gas para contrarrestar el gradiente de presión que causa el resbalamiento. Sin embargo, la homogeneización se vuelve más difícil debido al pequeño número de Reynolds. Estos dos fenómenos trabajan en conjunto, resultando en un impacto incierto en la capacidad de manejo de gas.

- Etapa HAP- En este tipo de bombas, el impulsor aplica menor fuerza centrífuga al flujo. El arrastre del líquido-gas está alineado en dirección opuesta al gradiente de presión, lo que reduce el resbalamiento de las dos fases.

La capacidad de una bomba para manejar gas, está relacionada con su habilidad para homogeneizar la mezcla líquido-gas.

5.1.2 Modelo homogéneo de dos fases

Existen varios regímenes de dos fases, y la bomba centrífuga generalmente es capaz de manejar el régimen de burbuja, pero si la GVF crítica es excedida, el gas bloquea los canales y la carga cae drásticamente.

El régimen de burbuja dispersas puede ser idealizado como un arreglo periódico de muchas células unitarias, como se muestra en la **Figura 5.4**, los círculos verdes representan las burbujas de gas y el área gris representa la fase líquida.

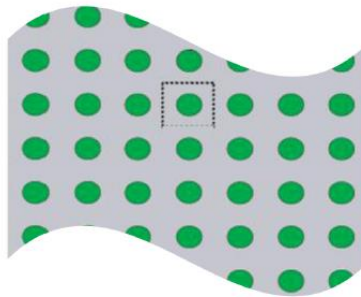


Figura 5.3 Modelo de flujo burbuja en 2D.

La **Figura 5.5** muestra los diferentes arreglos de GVF en un cubo, con el objetivo de ilustrar la pequeña porción de líquido que queda a altas GVF, y por ende la dificultad de mantener el régimen de burbuja homogéneo durante el bombeo.

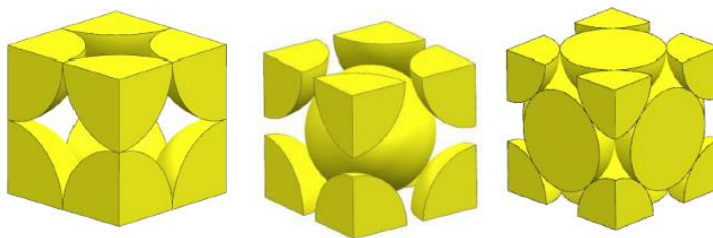


Figura 5.4 Celda unitaria 3D. GVF 52%, 68% y 74%.

Como se mostró en el tercer capítulo, el tamaño de la burbuja, es un factor clave en la simulación CFD para estudiar la capacidad de la bomba de manejar gas. También favorece que se mantenga el régimen de burbujas dispersas, donde existe poco movimiento relativo entre fases y las burbujas se encuentran distribuidas de manera uniforme.

5.1.3 Diseño de la etapa híbrida

En 2007 se introdujo el concepto de añadir una etapa de recarga a la etapa primaria con el objetivo de mezclar ambas fases y mantener la homogeneidad de flujo a través de la bomba. Finalmente, esta idea fue desarrollada obteniendo el primer prototipo de 4" de etapas híbridas, como se muestra en la **Figura 5.6**.

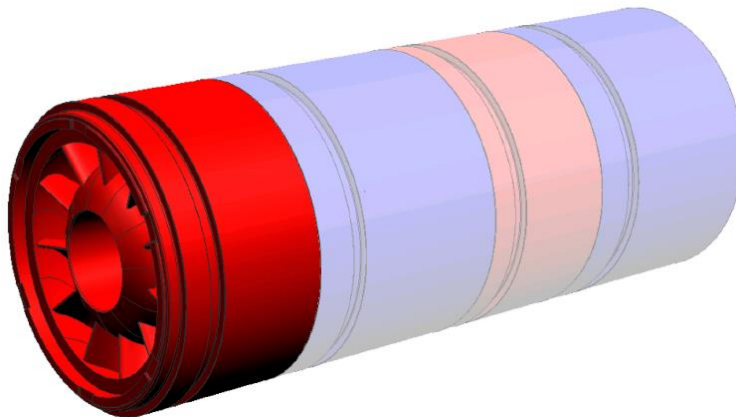


Figura 5.5 Etapa híbrida (rojo: etapa de recarga; azul: etapa primaria).

El prototipo consiste en dos tipos de etapas, primero, la etapa de recarga provee alto corte en las capas de frontera, donde las grandes burbujas son reventadas en burbujas más pequeñas, lo que ayuda en el mezclado de las fases y no permite que el gas se acumule a lo largo de los canales. La turbulencia y la tensión superficial que actúan en las burbujas pequeñas, tienden a crear una distribución relativamente uniforme de burbujas.

La etapa primaria es de tipo flujo mixto. Esta etapa suministra de mayor energía a los fluidos que la etapa de recarga y previene la separación de las fases evitando la degradación del desempeño de la bomba. Cada etapa tiene diferentes BEP, y en conjunto, crean una curva de eficiencia que hace más amplio el rango operativo con alta eficiencia. Combinando estos dos diferentes tipos de etapa para crear una bomba híbrida, mejora la capacidad de manejo de gas y levantamiento de fluidos.

Para el diseño hidráulico de la etapa híbrida, se ocupó el software ANSYS Fluent and Turbo Design. La **Figura 5.7** muestra los pasos que se siguieron para la optimización de la etapa híbrida. En cada simulación de flujo se produce una

predicción del desempeño hasta que muestre los resultados deseados. El impulsor es diseñado antes del difusor, posteriormente, la interacción entre la descarga del difusor y la succión del impulsor fue simulada para su optimización.

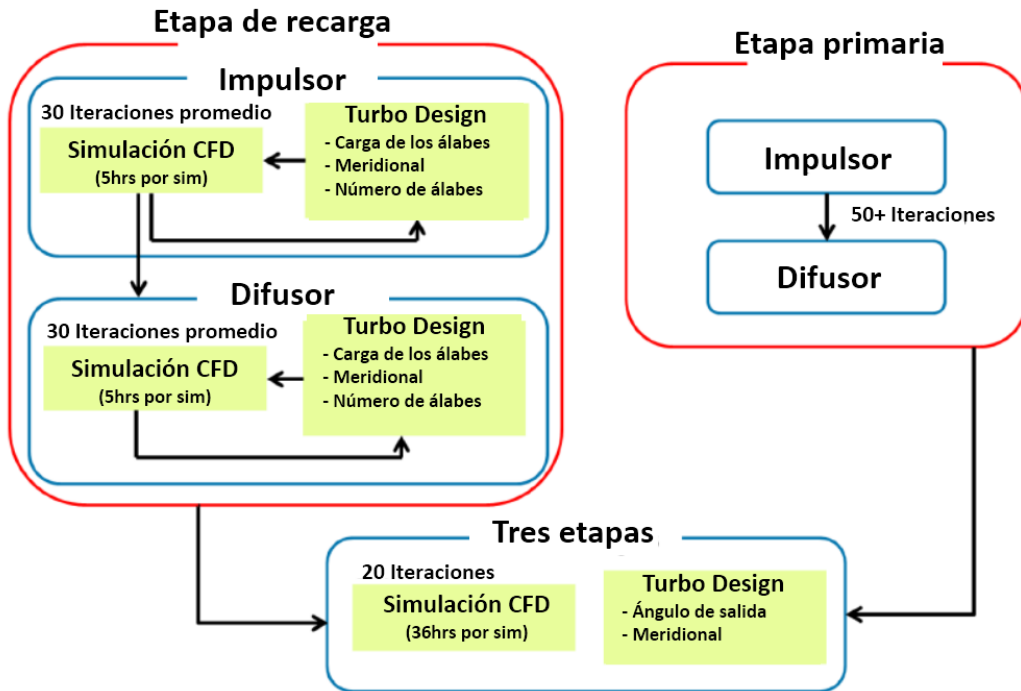


Figura 5.6 Pasos para la optimización del diseño hidráulico en CFD.

La **Tabla 5.2** muestra la información resumida del mallado y CFD empleado en la fase de diseño y optimización. Este arreglo fue validado con los resultados de otras pruebas en el pasado.

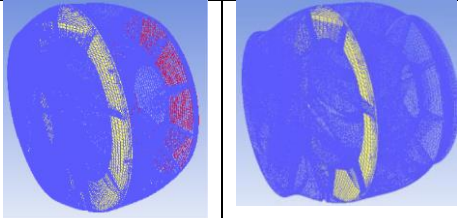
Arreglo CFD		Mallado		
Fluido	Agua		Recarga	Primaria
Flujo	3500 BPD (Recarga)	Tipo de malla	Hex	Hex
	4200 BPD (Primaria)	Número de celdas en la malla	365136	322640
Velocidad	3500 RPM	Imagen del mallado		
Modelo de Turbulencia	$k - \varepsilon$ estándar con funciones de pared estándar			
Solver	Transiente basado en presión			
Acoplamiento velocidad presión	Simple			
Discretización del espacio	<div style="border: 1px solid gray; padding: 5px;"> <p>Spatial Discretization</p> <p>Gradient Green-Gauss Node Based</p> <p>Pressure Second Order</p> <p>Momentum Second Order Upwind</p> <p>Turbulent Kinetic Energy First Order Upwind</p> <p>Turbulent Dissipation Rate First Order Upwind</p> <p>Transient Formulation First Order Implicit</p> <p><input type="checkbox"/> Non-Iterative Time Advancement</p> <p><input type="checkbox"/> Frozen Flux Formulation</p> <p><input type="checkbox"/> High Order Term Relaxation Options...</p> <p>Default</p> </div>			

Tabla 5.2 Información del mallado.

Este diseño ayuda a realizar un prototipo de la bomba híbrida con ANSYS Mechanical para su impresión en 3D y la realización de pruebas manejando gas.

5.1.4 Creación de la etapa híbrida

El método de impresión 3D en metal, fue seleccionado para evitar cualquier posible restricción en el diseño (como canales torcidos). La pieza a imprimir es construida a partir de muchas capas delgadas en una cama plana. Una cabeza de impresión se mueve a lo largo de la cama y desposta selectivamente un material líquido adhesivo basado en el modelo 3D.



Figura 5.7 Impulsores impresos

Estas partes son sujetas a la infiltración de bronce para lograr la dureza deseada, la **Figura 5.9** muestra la etapa de recarga después de la infiltración.



Figura 5.8 Difusor de recarga.

Finalmente, el arreglo de la bomba para la prueba se muestra en la **Figura 5.10**.



Figura 5.9 Bomba BEC híbrida.

5.1.5 Desempeño de la bomba híbrida manejando gas

La **Figura 5.11** muestra el circuito experimental de la bomba híbrida. En este circuito se realizó una prueba de una fase (agua) y 8 pruebas de flujo multifásico (agua y nitrógeno) a 3540 (rpm) y presiones de succión de 400, 200, 100 (psi).



Figura 5.10 Circuito de gas de alta presión.

En pruebas de flujo de dos fases, el flujo de líquido y la presión de succión son ajustadas al rango deseado antes de la prueba. Posteriormente, el gas es introducido en incrementos de 5% de GVF. Los datos son guardados después de que el flujo es estabilizado, y este proceso es repetido hasta que carga de la bomba se vuelve cero.

La **Figura 5.12** es un ejemplo de los datos obtenidos en la prueba de desempeño con flujo multifásico. Esta prueba comienza cuando el gasto de líquido fue ajustado a 4500 (BPD). En la curva se puede observar que cuando el gas comienza a ser inyectado en la succión de la bomba, la GVF (curva roja) incrementa hacia la izquierda, y la presión diferencial de la bomba (curva negra) comienza a disminuir. Esta prueba fue detenida cuando el diferencial de presión cae a cero, a este valor la GVF alcanzó el 85%. Otras dos pruebas fueron realizadas arrojando los mismos resultados, como se muestra en la **Figura 5.12** las curvas correspondientes a éstas se superponen, lo que valida la consistencia de la prueba de flujo multifásico.

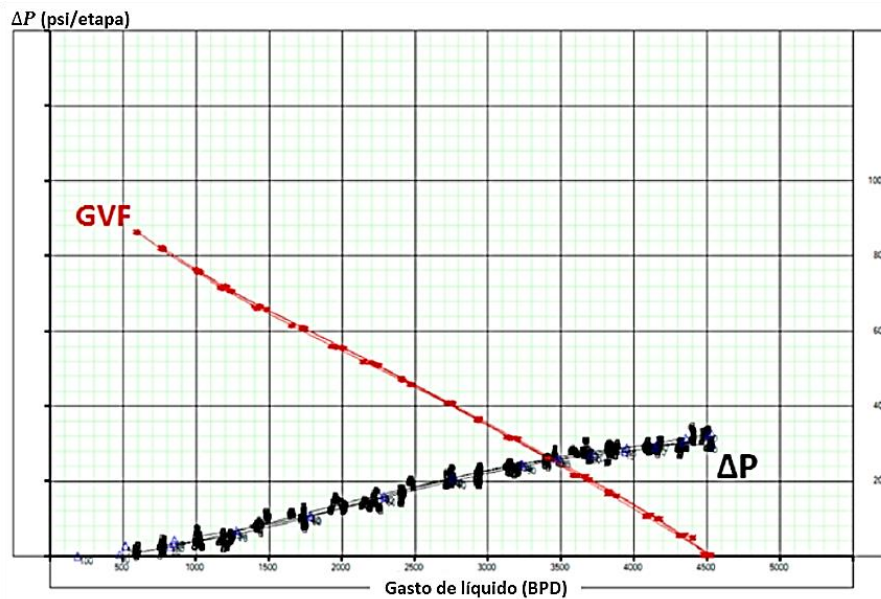


Figura 5.11 Resultados de la prueba de dos fases.

En las siguientes pruebas se repitieron los mismos procedimientos para los gastos deseados, todos los datos obtenidos fueron combinados en una serie de curvas. Las **Figuras 5.13 y 5.14** muestran los mapas de gas de la etapa híbrida a una presión de succión de 100 y 400 (psi) respectivamente. Cada curva representa la misma GVF y entre cada una de estas hay un incremento de 5% en su GVF.

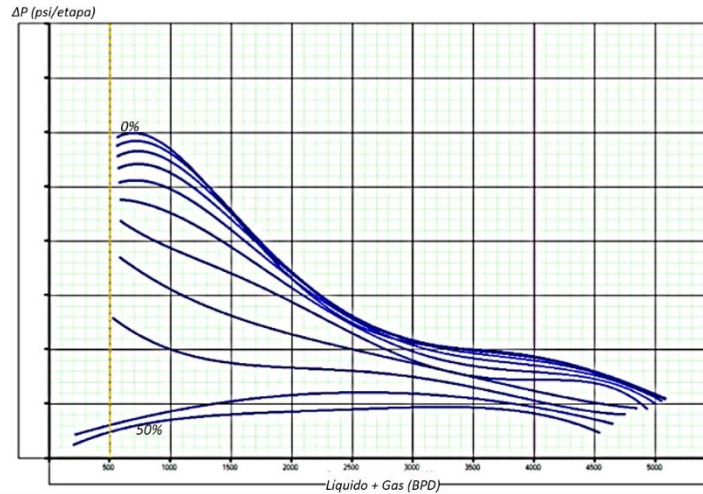


Figura 5.12 Mapa de gas de la bomba híbrida a presión de succión de 100 (psi)

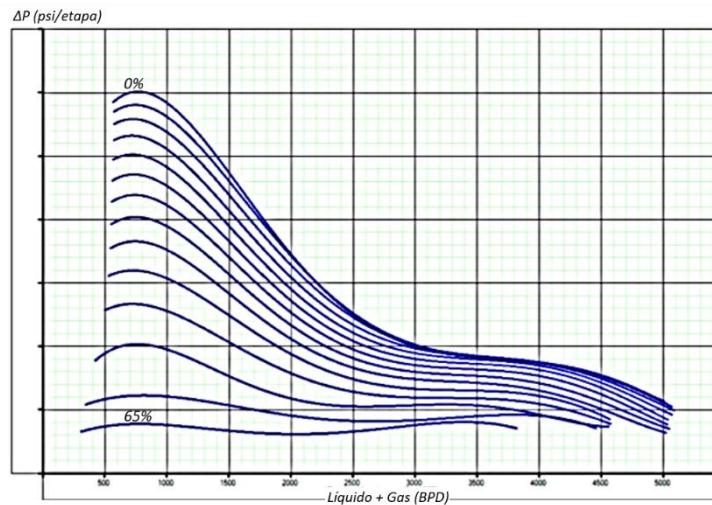


Figura 5.13 Mapa de gas de la bomba híbrida a presión de succión de 400 (psi).

A medida que la GVF incrementa, la presión diferencial de la bomba decrece debido al cambio en la densidad del fluido, compresión adiabática de la fase gaseosa y pérdidas adicionales en el mezclado de las dos fases. A partir del análisis de las curvas de GVF y diferencial de presión, se puede decir que, a mayor gasto, el factor dominante es la densidad del fluido. Por otro lado, a menor gasto, los otros dos factores son los que causan que el desempeño de la bomba disminuya a mayores GVF.

El efecto de la presión de succión en la bomba híbrida sigue una tendencia parecida a la mostrada en la curva de Turpin (**Figura 5.1**), pero con un mejor desempeño. Como se puede observar en las figuras anteriores, la capacidad de manejo de GVF incrementa 15 puntos porcentuales cuando la presión de succión aumenta de 100 a 400 (psi). La capacidad de manejo de gas de la etapa híbrida llega a ser mayor a 75% de GVF, como se muestra en la **Figura 5.12**.

5.2 CFD aplicado en el problema de erosión de la bomba BEC

(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)

La presencia de arena es un problema inevitable en la producción de hidrocarburos, ya que existen partículas de arena muy finas que escapan de la malla y continúan fluyendo con los fluidos del pozo a pesar de los dispositivos empleados para su control. A lo largo de la vida operativa del sistema BEC, esta arena producida causa un daño sustancial por erosión en la bomba.

En el pasado, se han desarrollado modelos numéricos basados en pruebas experimentales que intentan estudiar éste fenómeno. A partir de 1990, CFD es empleado con el mismo objetivo, ya que ésta herramienta permite realizar un análisis de flujo a través de geometrías complejas y fenómenos de flujo multifásico donde las partículas de arena son modeladas dentro del campo de flujo.

5.2.1 Erosión por arena

Las partículas de arena causan erosión dentro de la bomba BEC, provocando que su vida útil sea reducida. Este fenómeno de erosión depende de propiedades de la partícula como:

- Tamaño
- Forma
- Dureza
- Densidad
- Velocidad
- Ángulo de impacto

Y de otros factores como:

- Material de la pared
- Densidad y viscosidad del fluido

La velocidad de la partícula es el factor dominante que contribuye a la erosión, por ende, la tasa de erosión es proporcional a la velocidad de flujo y concentración de arena.

En la simulación CFD de erosión por arena, es muy complicado modelar toda la física involucrada en el fenómeno, como el giro de la partícula y otras fuerzas que no son modeladas. Generalmente se eligen los factores dominantes y se toman en cuenta en fórmulas empíricas. Estas aproximaciones dan como resultado modelos de erosión CFD que pueden simular de manera precisa este fenómeno cuando se

aplica el modelo a diferentes geometrías con condiciones de flujo y materiales similares.

El ángulo de impacto es un factor importante que a veces no es considerado en los modelos CFD. Por ejemplo, cuando una partícula colisiona con un ángulo positivo en una pared plana, crea un cráter con un perímetro levantado, haciendo que una segunda partícula que fluya paralela a la pared, impacte y remueva el material protuberante. Al no considerar funciones de ángulo de impacto $f(\theta)$, algunos modelos pueden bajo estimar la tasa de erosión en flujo paralelo. Sin embargo, en la mayoría de las veces, la erosión se encuentra concentrada en lugares específicos que si son capturados por los modelos de erosión comunes.

Otro factor importante es el gradiente de los parámetros cercanos a la pared que afectan la ecuación de erosión, por ejemplo: el cambio de velocidad y la variación del flujo de arena. Por lo tanto, el tipo de modelo multifásico y malla ocupados en las regiones cercanas a la pared son de suma importancia.

Una de las ecuaciones más comunes de erosión ocupada en CFD es la siguiente:

$$E = AV_p^n f(\theta) \quad (5.1)$$

Donde:

E = Pérdida de masa por erosión / masa de las partículas impactando.

A = Constante determinada experimentalmente.

n = Constante determinada experimentalmente.

V_p = Velocidad de la partícula.

$f(\theta)$ = Función de ángulo de impacto.

Los modelos más empleados en la simulación de erosión CFD son los de Russell 2003 y 2008, ya que implementan técnicas para reducir la influencia de gradientes cercanos a la pared y funciones de ángulo de impacto. El modelo de Russell 2008 es una modificación de su modelo anterior que incluye bajas velocidades de flujo.

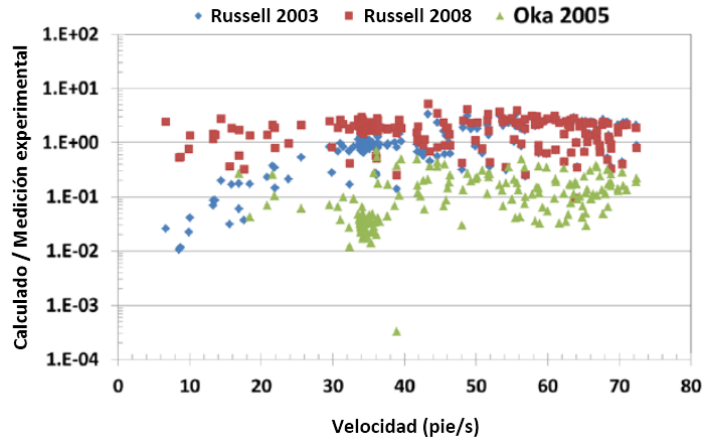


Figura 5.14 Comparación de los resultados de los modelos contra las pruebas experimentales.

5.2.2 Modelo hidrodinámico

En la **Figura 5.16** se muestra una la bomba multi venas empleada en la simulación CFD que consta de un impulsor de siete álabes y difusor de ocho. Su modelo es primero validado calculando su desempeño teórico para que, posteriormente, se puedan aplicar en ella los modelos de erosión antes mencionados.



Figura 5.15 Modelo de bomba multi venas.

Para realizar una simulación, la bomba debe ser modelada y mallada por completo ocupando únicamente una sola etapa. El líquido ocupado en la prueba de flujo y la simulación CFD es agua, con gastos de 20000 y 25000 (bpd) a una velocidad de rotación de 3600 (rpm).

La malla de la bomba BEC fue elaborada usando elementos hexaédricos en 3D, ya que este tipo de elementos reducen el número de nodos para la misma geometría. El modelo de la etapa de la bomba consta de 4.3 millones de nodos. Para simular el flujo dentro de la bomba BEC, se ocupa el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$, ya que representa correctamente los fenómenos relacionados con turbo maquinaria.

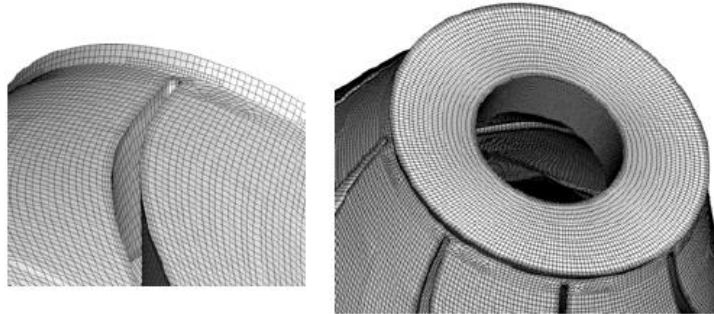


Figura 5.16 Malla de la bomba BEC.

5.2.2.1 Validación del modelo hidrodinámico

En el estudio de independencia del mallado se determinó que con 4.3 millones de elementos, la variación de los factores monitoreados como carga, empuje y torque era menor al 2% comparado con un mallado con un número mayor de elementos. Los resultados simulados fueron comparados con datos experimentales de la bomba (**Figura 5.18**), el máximo error de los modelos CFD fue de 8.9% comparado con datos experimentales.

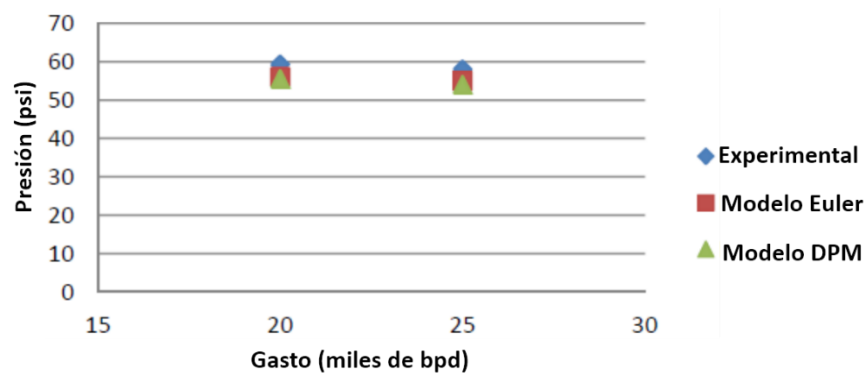


Figura 5.17 Carga determinada por CFD y datos experimentales.

5.2.3 Modelado de la erosión

Para estudiar la erosión provocada por el flujo de partículas de arena se aplicaron dos modelos: modelo de fase discreta (DPM) y el modelo multifásico granular de Euler. El modelo de fase discreta consiste en flujo por separado, es decir que después de que el campo de flujo es resuelto, se inyectan un cierto número de partículas en el dominio del fluido. Por otro lado, el modelo granular de Euler es un modelo multifásico que simula el flujo de fluido del líquido y la fase granular simultáneamente. El modelo de fase discreta es mucho más rápido, pero el modelo granular de Euler puede proporcionar una mejor estimación del flujo, además, en el modelo DPM no pueden ser implementadas altas fracciones volumétricas de arena.

5.2.4 Efecto de los gradientes en las regiones cercanas a la pared.

La tasa de erosión calculada depende principalmente de las propiedades, concentración y velocidad de la arena cuando impacta la pared erosionada. La concentración en el modelo DPM es usualmente mayor en las paredes, además la velocidad dentro de la capa límite es mucho menor que la velocidad del flujo después de la capa límite. El cambio en estos parámetros, cerca de la pared, afecta la precisión de ambos modelos.

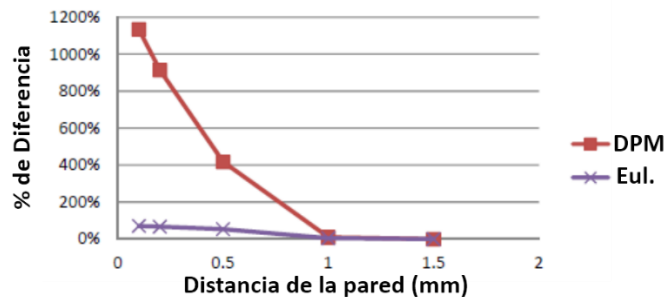


Figura 5.18 Variación de la máxima concentración de arena.

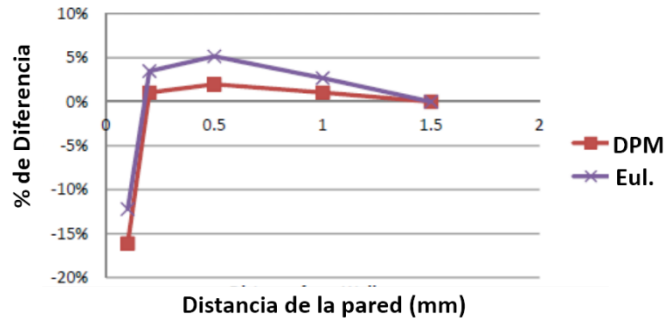


Figura 5.19 Variación de la máxima velocidad de flujo.

5.2.5 Análisis de los resultados

El tamaño de arena usado en la simulación fue de 53 micrómetros, con una concentración de 1 libra de arena por 1000 barriles de líquido y un incremento de tiempo equivalente a 1 grado de rotación.

Para el caso del modelo DPM, el software CFD ejecuta la simulación de flujo a una fase con la malla en movimiento hasta que la solución converge, posteriormente cambia a un sistema de referencia en movimiento para poder rastrear la partícula de arena en el marco de referencia en movimiento. El modelo discreto rastrea la cantidad requerida de partículas en el flujo a un paso de tiempo mediante la inyección de partículas en la succión de la bomba y calcula la tasa de erosión basada en los modelos de Russell 2003 y 2008.

En el modelo granular de Euler, el software CFD inicia con la simulación de ambas fases a través del dominio, el modelo CFD es ejecutado hasta que converge en una solución y calcula la tasa de erosión basado en los modelos de Russell 2003 y 2008.

En la simulación se hacen dos consideraciones principales para la formulación del modelo. Primero, el modelo de erosión depende de la velocidad relativa entre las partículas y la pared de impacto, no la velocidad absoluta. Segundo, la capa frontera es modelada en esta bomba con un mallado fino en las regiones cercanas a las paredes.

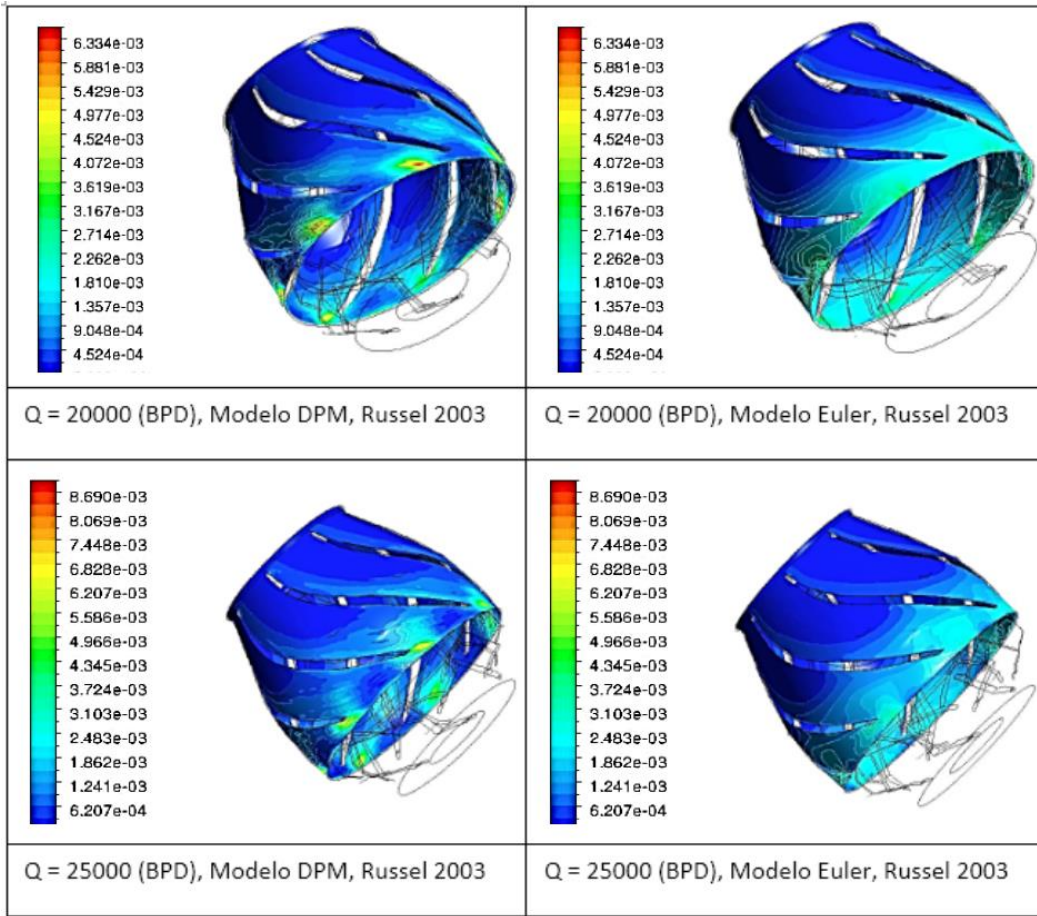


Figura 5.20 Erosión en la etapa de la bomba con el modelo de Russell 2003 (in/año).

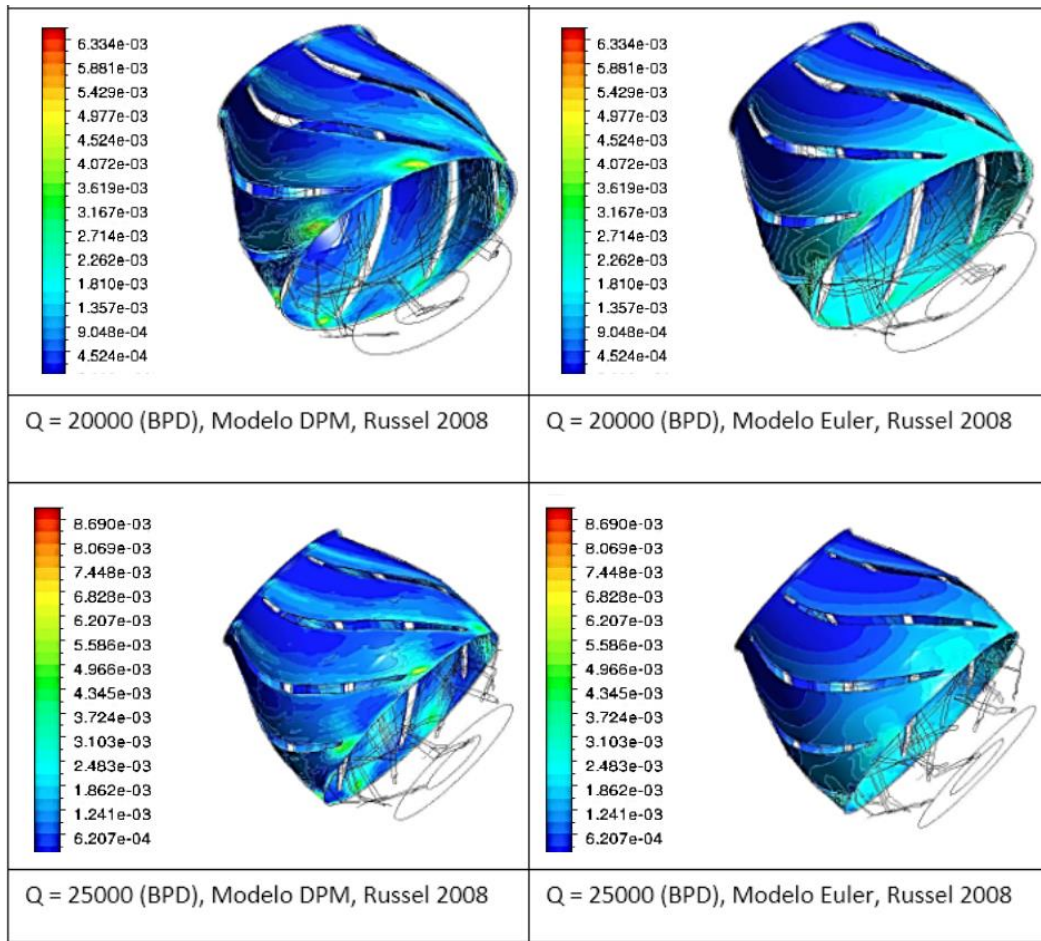


Figura 5.21 Erosión en la etapa de la bomba con el modelo de Russell 2008 (in/año).

Como se puede observar en las figuras anteriores, el modelo DPM muestra que la erosión está concentrada principalmente en siete puntos específicos que corresponden al extremo de los álabes del impulsor. Por otro lado, el modelo Euler muestra una menor erosión, pero con una distribución más homogénea a lo largo de la circunferencia de la carcasa del difusor. La razón principal es que el modelo DPM trata el campo de flujo instantáneamente y no captura el flujo de fluido promedio. Por otro lado, el modelo de Euler simula ambas fases desde el comienzo de la simulación y resuelve para la distribución de arenas en cada iteración de la solución. Entonces, a partir de este modelo se puede obtener una distribución más precisa de las partículas de arena.

Se puede observar en las **Figuras 5.19** y **5.20** que en el modelo DPM, la concentración de arena es mayor cerca de la pared debido a la reflexión de las partículas de la superficie. También, dentro de la capa frontera, la velocidad es reducida en la región cercana a la pared.

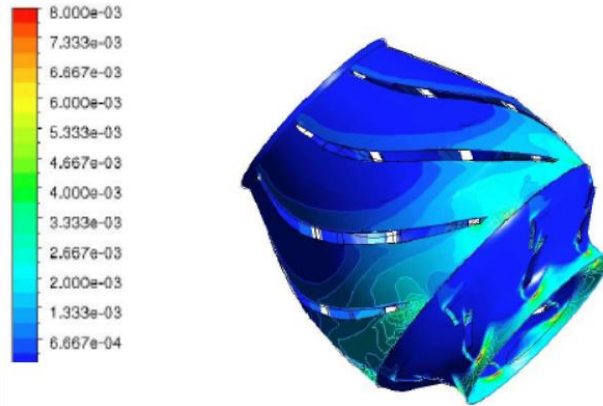


Figura 5.22 Tasa de erosión (in/año)

Q= 25000 (BPD), Modelo de Euler, Russel 2003.

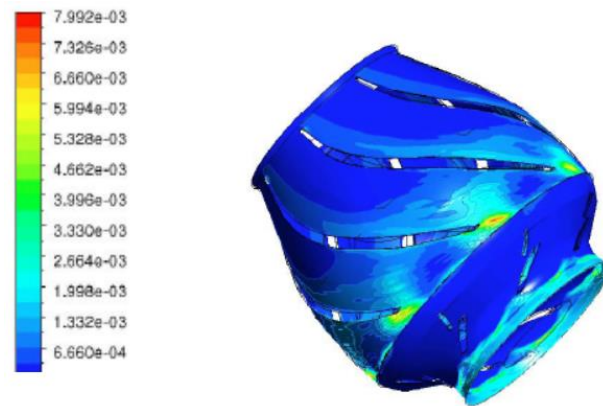


Figura 5.23 Tasa de erosión (in/año)

Q= 25000 (BPD), Modelo DPM, Russel 2003.

Los resultados de las simulaciones muestran que la carcasa del difusor, el lado de alta presión de los álabes del impulsor y la orilla del álabe del difusor cercana a la carcasa, presentan las tasas más altas de erosión, estos resultados concuerdan con los resultados de campo, ya que estas son las partes de la bomba que se erosionan primero. Al conocer estos datos, los operadores pueden estimar el daño provocado por la producción de arenas en cierto periodo de tiempo y tomar sus precauciones.

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

- El sistema artificial de producción BEC tiene la capacidad de llevar grandes volúmenes de líquido a superficie de manera efectiva y económica bajo diversas condiciones de pozo.
- A gasto constante, el incremento de presión producido por la bomba disminuye cuando se maneja un líquido de mayor viscosidad.
- A medida que aumenta la entrada de gas en la bomba BEC, ocurre una reducción moderada del incremento de presión hasta llegar al punto de inflexión, donde ocurre una disminución drástica en el incremento de presión suministrado a los fluidos.
- La clave para el manejo de gas en la bomba es la homogenización de las fases líquido y gas.
- Una bomba híbrida muestra mejor desempeño manejando gas que una bomba convencional.
- Las simulaciones CFD son empleadas para estudiar fenómenos de flujo que no pueden ser observados directamente de manera experimental.
- CFD es una herramienta que requiere de usuarios con experiencia, equipos computacionales de gran capacidad y licencias de software que son costosas.
- Con el uso de CFD es posible determinar la tasa de erosión en la bomba y las regiones que son más afectadas.
- Un modelo mecánico es una simplificación de la realidad que describe el fenómeno tomando en cuenta los mecanismos por los cuales ocurre un cambio en el sistema. Este modelo es tan bueno como las suposiciones con las cuales haya sido elaborado.
- Los resultados obtenidos a partir de una simulación CFD o un modelo mecánico, deben ser ajustados y validados con datos experimentales para poder ser aplicados posteriormente en otras investigaciones de fenómenos de flujo.

Recomendaciones

- Realizar nuevos estudios para analizar la factibilidad de implementar el sistema BEC con componentes de nueva generación, en pozos de alta productividad en México.
- Generar un modelo computacional de cada bomba para que el usuario pueda conocer su desempeño bajo diferentes condiciones de operación, a partir de simulaciones CFD.
- Construir circuitos de prueba en instituciones de investigación para comprobar la validez de modelos mecánicos o simulaciones CFD.
- Invertir en la capacitación de estudiantes e ingenieros, equipos de cómputo y licencias de software CFD, por ser una herramienta con mucho potencial y aplicación en la industria petrolera.
- Emplear CFD en el estudio del flujo dentro de sistemas artificiales de producción híbridos.
- Verificar la validez de la simulación CFD y los resultados del modelo mecánico usando hidrocarburos en las pruebas experimentales.
- Tener clara la aplicación del modelo y el fenómeno que representa antes de aplicar un modelo mecánico.
- Realizar simulaciones CFD en el separador del sistema BEC para identificar los fenómenos de flujo que pueden ocasionar problemas en su operación.

Índice de figuras

Capítulo I

Figura 1.1	Esfuerzos sobre una superficie.		3
Figura 1.2	Presión hidrostática		4
Figura 1.3	Comportamiento de un fluido entre placas paralelas		8
Figura 1.4	Fluidos newtonianos y no newtonianos		9
Figura 1.5	Regímenes de flujo		9
Figura 1.6	Trayectoria de flujo dentro de una bomba centrífuga.		13
Figura 1.7	Diagramas de velocidades de entrada y salida en un impulsor.		14
Figura 1.8	Curva característica de una bomba	(Brown, 1977)	20
Figura 1.9	Carga dinámica total		25
Figura 1.10	Componentes del aparejo de bombeo electrocentrífugo	Modificado de (Takacs, 2009)	26
Figura 1.11	Construcción básica de un motor BEC	Modificado de (Takacs, 2009))	27
Figura 1.12	Dos motores BEC conectados de manera independiente	Modificado de (Takacs, 2009)	28
Figura 1.13	Esquema de un protector BEC	Modificado de (Takacs, 2009)	29
Figura 1.14	Esquema de un separador de gas BEC convencional	Modificado de (Takacs, 2009)	30
Figura 1.15	Partes principales de una bomba BEC	Modificado de (Takacs, 2009)	32
Figura 1.16	Cable conductor eléctrico	Modificado de (Takacs, 2009))	34
Figura 1.17	Componentes superficiales del BEC	Modificado de (Takacs, 2009)	35
Figura 1.18	Distribución de los campos Ayatsil, Maloob, Zaap, Ek-Balam y Takin ubicados entre 80 y 130 (km) al NO de Ciudad del Carmen, Campeche	(PEMEX, 2011)	39

Capítulo II

Figura 2.1	Diagrama de flujo de las etapas de un modelado.	(Marion, 2008)	47
Figura 2.2	Conservación de una variable general de flujo (ϕ).	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	51
Figura 2.3	Malla no ortogonal estructurada.	(Ferziger & M., 2002)	54
Figura 2.4	Malla estructurada en bloques.	(Ferziger & M., 2002)	54
Figura 2.5	Malla no estructurada.	(Ferziger & M., 2002)	54
Figura 2.6	Elemento de fluido.	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	57

Figura 2.7	Componentes de esfuerzo en dirección x	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	60
Figura 2.8	Componentes del vector de flujo de calor.	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	62
Figura 2.9	Ecuación de transporte para una propiedad ϕ .	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	65
Figura 2.10	Volumen de control en tres dimensiones con sus nodos vecinos.	(Versteeg & Malalasekera, 2007)	66

Capítulo III

Figura 3.1	Malla computacional para las bombas (a), (b) y (c) generada en CFX-Build	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	80
Figura 3.2	Historial de convergencia para la bomba (a) ($n = 2900$ rpm)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	81
Figura 3.3	Historial de convergencia para la bomba (b) ($n = 2900$ rpm)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	82
Figura 3.4	Historial de convergencia para la bomba (b) ($n = 2900$ rpm)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	82
Figura 3.5	Curva para la bomba (a) (1) $n = 2900$ rpm (2) $n = 1450$ rpm	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	82
Figura 3.6	Curva para la bomba (b) (1) $n = 2900$ rpm (2) $n = 1450$ rpm	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	83
Figura 3.7	Curva para la bomba (c) (1) $n = 2900$ rpm (2) $n = 1450$ rpm	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	83
Figura 3.8	Distribución de presión y velocidad, bomba (a) $n = 2900$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	83
Figura 3.9	Distribución de presión y velocidad, bomba (a) $n = 1450$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	84
Figura 3.10	Distribución de presión y velocidad, bomba (b) $n = 2900$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	84
Figura 3.11	Distribución de presión y velocidad, bomba (b) $n = 1450$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	84
Figura 3.12	Distribución de presión y velocidad, bomba (c) $n = 2900$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	85
Figura 3.13	Distribución de presión y velocidad, bomba (c) $n = 1450$ rpm (2)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	85
Figura 3.14	Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (b) $n = 2900$ rpm (1) $Q = 420$ m³/hr. (2) $Q = 210$ m³/hr. (3) $Q = 120$ m³/hr. (4) Flujo inverso	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	86
Figura 3.15	Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (b)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	86

	n= 1450 rpm (1) Q=225 m³/hr. (2) Q=135 m³/hr. (3) Q=45 m³/hr. (4) Flujo inverso		
Figura 3.16	Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (c)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	87
	n= 2900 rpm (1) Q=100 m³/hr. (2) Q=60 m³/hr. (3) Q=40 m³/hr. (4) Flujo inverso		
Figura 3.17	Vectores de velocidad en el plano de álabe a álabe de la bomba (c)	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	87
	n= 1450 rpm (1) Q=50 m³/hr. (2) Q=30 m³/hr. (3) Q=20 m³/hr. (4) Flujo inverso		
Figura 3.18	Balance de fuerzas en dirección radial de una burbuja de gas en un campo de flujo	(Zhu & Zhang, 2016)	92
Figura 3.19	Curva de desempeño del BEC bajo condiciones de flujo de una fase.	(Zhu & Zhang, 2016)	95
Figura 3.20	Incremento de presión simulado en CFD y tamaños de burbuja a N=3500 rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	96
Figura 3.21	Incremento de presión simulado en CFD y tamaños de burbuja a N=1500 rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	97
Figura 3.22	(BEP) Distribución de la α_G simulada y líneas de flujo bajo diferentes condiciones de flujo	(Zhu & Zhang, 2016)	98
	N=3500 rpm $Q_L=2700$ bpd		
Figura 3.23	(condiciones fuera de diseño) Distribución de la α_G simulada y líneas de flujo bajo diferentes condiciones de flujo	(Zhu & Zhang, 2016)	98
	N=1500 rpm $Q_L=1153$ bpd		
Figura 3.24	Caso 2 (BEP) Distribución de la presión estática simulada bajo diferentes condiciones de flujo	(Zhu & Zhang, 2016)	99
	N=3500 rpm $Q_L=2700$ bpd		
Figura 3.25	Caso 2 (condiciones fuera de diseño) Distribución de la presión estática simulada bajo diferentes condiciones de flujo	(Zhu & Zhang, 2016)	100
	N=1500 rpm $Q_L=1153$ bpd		
Figura 3.26	Comparación de la α_G predicha por el modelo con la obtenida por la simulación CFD	(Zhu & Zhang, 2016)	100
Figura 3.27	Comparación del modelo mecánico con las correlaciones empíricas a N=3500 rpm contra la simulación CFD	(Zhu & Zhang, 2016)	101
Figura 3.28	Comparación del modelo mecánico con las	(Zhu & Zhang, 2016)	102

	correlaciones empíricas a $N=1500$ rpm contra la simulación CFD		
Figura 3.29	Efectos de la variación de los modelos tamaño de la burbuja para la predicción de α_G a $N=3500$ rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	103
Figura 3.30	Efectos de la variación de los modelos tamaño de la burbuja para la predicción de α_G a $N=1500$ rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	103
Figura 3.31	Efectos de los modelos de coeficiente de arrastre en la predicción de α_G . a $N=3500$ rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	104
Figura 3.32	Efectos de los modelos de coeficiente de arrastre en la predicción de α_G . a $N=1500$ rpm	(Zhu & Zhang, 2016)	104

Capítulo IV

Figura 4.1	Esquema de las instalaciones experimentales.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	107
Figura 4.2	Geometría de una etapa (a) álabes del impulsor, (b) álabes del difusor (c) arreglo en 3D de la etapa.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	109
Figura 4.3	Generación de la malla (a) arreglo de las siete etapas (b) canal del impulsor (c) canal del difusor.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	110
Figura 4.4	Validación de la malla y funciones de pared.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	113
Figura 4.5	Influencia del modelo de turbulencia en la simulación con agua.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	113
Figura 4.6	Comparación de los resultados numéricos contra las curvas de catálogo.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	114
Figura 4.7	Comparación del desempeño de la bomba BEC simulado en CFD con los resultados experimentales para diferentes viscosidades: (a) 56 cp, (b) 98 cp, (c) 180 cp, (d) 220 cp.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	115
Figura 4.8	Comparación de los resultados del desempeño de la tercera etapa simulados con CFD y mediciones experimentales para diferentes viscosidades: (a) agua, (b) 56 cp, (c) 98 cp, (d) 180 cp, (e) 220 cp.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	116

Figura 4.9	Comparación de las líneas de flujo bajo diferentes condiciones en la tercera etapa.	(Zhu, Banjar, Xia, & Zhang, 2016)	117
Figura 4.10	Arreglo experimental (a) esquema del circuito de dos fases (b) vista frontal de la sección de la bomba BEC (c) puertos de medición de presión por etapa (d) descarga de la bomba.	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	120
Figura 4.11	Curva de desempeño de la sexta etapa para una fase	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	123
Figura 4.12	Prueba de punto de inflexión en la caída de presión $N = 3500$ rpm $Q_L = 0.005$ m ³ /s $P_{sep} = 689$ kPa	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	124
Figura 4.13	Comparación de las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión bajo diferentes presiones de separación a $N = 3500$ rpm $Q_L = 0.005$ m ³ /s (a) etapa 3 (b) etapa 4 (c) etapa 5 (d) etapa 7	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	126
Figura 4.14	Comparación de los modelos de inicio del punto de inflexión en la caída de presión a $N = 3500$ rpm $P_{sep} = 1034$ kPa	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	127
Figura 4.15	Comparación de las predicciones del modelo mecánico (b, d, f) con los resultados de las pruebas de punto de inflexión en la caída de presión (a, c, e) a $N = 3500$ rpm $P_{sep} = 689$ kPa	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	129
Figura 4.16	Comparación de las predicciones del modelo con los resultados experimentales bajo distintas presiones de separación.	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	129
Figura 4.17	Efecto de la presión de succión en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	130
Figura 4.18	Efecto de la tensión superficial en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	131
Figura 4.19	Efecto de la velocidad de rotación en el inicio del punto de inflexión en la caída de presión en la bomba BEC.	(Jianjun, Guo, Liang, & Zhang, 2017)	132

Capítulo V

Figura 5.1	Curva de Turpin	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	135
Figura 5.2	Impacto del gas en la curva de carga	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	137
Figura 5.3	Modelo de flujo burbuja en 2D	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	138
Figura 5.5	Celda unitaria 3D. GVF 52%, 68% y 74%	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	138
Figura 5.6	Etapa híbrida (rojo: etapa de recarga; azul: etapa primaria).	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	139
Figura 5.7	Pasos para la optimización del diseño hidráulico en CFD	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	140
Figura 5.8	Impulsores impresos	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	142
Figura 5.9	Difusor de recarga	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	142
Figura 5.10	Bomba BEC híbrida	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	143
Figura 5.11	Circuito de gas de alta presión	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	143
Figura 5.12	Resultados de la prueba de dos fases	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	144
Figura 5.13	Mapa de gas de la bomba híbrida a presión de succión de 100 (psi)	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	145
Figura 5.14	Mapa de gas de la bomba híbrida a presión de succión de 400 (psi)	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	147
Figura 5.15	Comparación de los resultados de los modelos contra las pruebas experimentales	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	149
Figura 5.16	Modelo de bomba multi venas	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	149
Figura 5.17	Malla de la bomba BEC	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	150
Figura 5.18	Carga determinada por CFD y datos experimentales	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	150
Figura 5.19	Variación de la máxima concentración de arena	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	151
Figura 5.20	Variación de la máxima velocidad de flujo	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	152
Figura 5.21	Erosión en la etapa de la bomba con el modelo de Russell 2003 (in/año)	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	153
Figura 5.22	Erosión en la etapa de la bomba con el modelo de Russell 2008 (in/año)	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	154
Figura 5.23	Tasa de erosión (in/año) Q= 25000 (BPD), Modelo de Euler, Russel 2003	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	155
Figura 5.24	Tasa de erosión (in/año) Q= 25000 (BPD), Modelo DPM, Russel 2003	(Marsis, Ronnie, & Baker, 2013)	155

Índice de tablas

Capítulo I

Tabla 1.1	Clasificación de crudos de acuerdo a su densidad API.	(IMP, 2014)	6
Tabla 1.2	Características del hidrocarburo y selección del SAP de los campos Ku, Maloob y Zaap.	(PEMEX, 2011)	40
Tabla 1.3	Características del hidrocarburo y selección del SAP del campo Ayatsil.	(PEMEX, 2011)	40
Tabla 1.4	Características del hidrocarburo y selección del SAP de los campos Ek y Balam.	(PEMEX, 2011)	41
Tabla 1.5	Características del hidrocarburo y selección del SAP de los campos Takin y Akal.	(PEMEX, 2011)	41
Tabla 1.6	Equipos instalados por compañía de 1960 a 2006	(PEMEX, 2011)	43

Capítulo II

Capítulo III

Tabla 3.1	Geometría en tres dimensiones para las bombas (a), (b) y (c).	(Zhou, Zhao, T.S., & S.H., 2003)	80
-----------	---	----------------------------------	----

Capítulo IV

Capítulo V

Tabla 5.1	Carga típica en el BEP para una bomba de 4".	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	137
Tabla 5.2	Información del mallado.	(Ye, Risa, Ignacio, Emanuel, & Baker, 2016)	141

Referencias Bibliográficas

1. Ángel, G. C., & Navarrete Álvarez, C. J. (Octubre de 2015). Bombeo Electrocentrifugo Sumergido (BEC o BES). Ciudad de México, México.
2. Arredondo, F. S., Bautista Fragoso, S., & Ruiz García, J. A. (2007). *EL BEC EN MÉXICO, RETROSPECTIVA 1960 - 2006*. Ciudad de México: PEP-IMP.
3. Bokil, V. A. (Primavera de 2009). Introduction to Mathematical Modeling. Oregon, EUA.
4. Brown, K. E. (1977). *The Technology of Artificial Lift Methods*. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
5. Cengel, Y. A., & Cimbala, J. (2014). *Fluid Mechanics*. New York: McGraw-Hill.
6. Ferziger, J. H., & M., P. (2002). *Computational Methods fo Fluid Dynamics*. New York: Springer.
7. Flatern, R. v. (2015). *Schlumberger*. Obtenido de http://www.slb.com/-/media/Files/resources/oilfield_review/defining_series/Defining-ESP.pdf?la=en&hash=CD7B3A0D52EE0AEC154FF643CD92A0B1F6834B39
8. Huerta, J. L., & Salas Munguía, J. (s.f.). *Análisis de Operación y Mantenimeinto de Bombas Centrífugas en Pemex, Gas y Petroquímica Básica*. Distrito Ferederal: Facultad de Ingeniería UNAM.
9. IMP. (9 de Diciembre de 2014). *Tipos de Petróleo*. Obtenido de www.imp.mx/petroleo/imp=tipos
10. Jianjun, Z., G. X., L. F., & Z. H.-Q. (2017). Experimental study and mechanistic modeling of pressure surging in electrical submersible pump. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*.
11. Jr., W. D. (1990). *The Properties of Petroleum Fluids*. Tulsa Oklahoma: PennWell.
12. Juenjin. (2010). Introduction to CFD. *Training Manual* (pág. 16). ANSYS.
13. Marion, G. (2008). An Introduction to Mathematical Modelling. *Bioinformatics and Statistics*, (pág. 25). Scotland.
14. Marsis, E., R. R., & B. H. (2013). A State-of-the-Art Computational Fluid Dynamics Simulation for Erosion Rates Prediction in a Bottom Hole Electrical Submersible Pump. *SPE Heavy Oil Conference* (pág. 14). Alberta: SPE.

15. PEMEX. (15 de Abril de 2011). Aseguramiento de Flujo con Sistema Artificial BEC Incluyendo el Equipo Superficial y Subsuperficial. México.
16. Shoham, O. (2005). *Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes*. Society of Petroleum Engineers (SPE).
17. Takacs, G. (2009). *Electrical Submersible Pumps Manual*. Burlington MA: Gulf professional publishing Elsevier.
18. Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Harlow: Pearson Prentice Hall.
19. Y. Z., R. r., I. M., E. M., & B. H. (2016). CFD and FEA-Bases, 3D Metal Printing Hybrid Stage Prototype on Electric Submersible Pump ESP Sysyem for High-Gas Wells. *SPE*, 13.
20. Zertuche, D. (2003). *Bombeo Electrocentrífugo Sumergido*. Distrito Federal: Ediciones Gráficas Zeta.
21. Zhang, H. (2017). Mechanistic Modeling of Single-Phase and Multiphase ESP Performance. *Sistemas de bombeo electrocentrífugo sumergido*, (pág. 45). Ciudad de México.
22. Zhou, W., Z. Z., T. L., & S. W. (2003). *Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics*. Singapore: International Journal of Rotating Machinery.
23. Zhu, J., & Z. H.-Q. (2016). *Mechanistic modeling and numerical simulation of in-situ gas void fraction inside ESP impeller*. Tulsa: Journal of Natural Gas Science and Engineering.
24. Zhu, J., B. H., X. Z., & Z. H.-Q. (2016). CFD simulation and experimental study of oil viscosity effect on multi-stage electrical submersible pump (ESP) performance. *Journal of Petroleum Sciencie and Engineering*, 735-745.