



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“APLICACIÓN DE MODELOS MECANÍSTICOS  
PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DIÁMETRO  
DE TUBERÍAS FLEXIBLES COMO SARTAS  
DE VELOCIDAD”

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO PETROLERO

PRESENTA:

**SERGIO ALBERTO SOSA SOLÍS**



DIRECTOR DE TESIS:

DR. EDGAR RAMÍREZ JARAMILLO

CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO, D.F. 2010

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi madre, la mujer más importante de mi vida y la mejor madre del mundo. Gracias por tu amor y apoyo incondicional, gracias por sacarnos adelante. A ti te dedico esta tesis, porque sin ti nada de esto sería realidad. Te amo mamá.

A mi padre, porque los momentos mas difíciles sentí su abrazo. Desde el cielo me cuidó y me seguirá cuidando. Te extraño papá.

A mi hermana, por su amor y apoyo. Se que nunca permitirás que desvíe mi camino. Te adoro hermanita.

A toda mi familia, porque con su calor y cariño siempre me hacen sentir como en casa. Gracias por creer en mí y sobre todo por ser la mejor familia que alguien pudiera desear.

A mi abuelo Eleazar, se que desde arriba sonrío orgulloso de mí. Tu sabiduría siempre me hará falta abuelo.

A mis verdaderos amigos, aunque estemos lejos, se que siempre podre contar con ustedes y ustedes conmigo. Gracias a todos de verdad.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, mi alma máter, de la cual siempre estaré agradecido. Daré mi mayor esfuerzo para devolver al menos, una parte de lo mucho que me dio.

*“Lo único que necesita el mal para triunfar, es que los hombres buenos no hagan nada”*

*Edmund Burke.*

## ÍNDICE TEMÁTICO

<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>1. ANTECEDENTES</b>	<b>3</b>
<b>1.1 Flujo multifásico en tuberías</b>	<b>3</b>
1.1.1 Definiciones básicas para flujo multifásico	5
1.1.1.1 Colgamiento de líquido	5
1.1.1.2 Colgamiento de gas	5
1.1.1.3 Colgamiento de líquido sin resbalamiento	6
1.1.1.4 Densidad de líquidos	6
1.1.1.5 Densidad bifásica	6
1.1.1.6 Velocidad	7
1.1.1.7 Viscosidad	8
1.1.1.8 Tensión superficial	8
1.1.2 Patrones de flujo	9
1.1.2.1 Patrones de flujo para flujo vertical y fuertemente inclinado	9
1.1.3 Flujo multifásico en tuberías verticales	12
1.1.4 Correlaciones empíricas de flujo multifásico en tuberías verticales	14
1.1.4.1 Correlación de Poettman & Carpenter	14
1.1.4.2 Correlación de Hagedorn & Brown	15

1.1.4.3	Correlación de Duns & Ros	15
1.1.4.4	Correlación de Orkiszewski	17
1.1.4.5	Correlación de Azis, Govier & Fogarasi	17
1.1.4.6	Correlación de Chierici, Ciucci & Fogarasi	17
1.1.4.7	Correlación de Beggs & Brill	18
1.1.5	Modelos mecánicos	18
1.1.6	Selección y ajuste del método de cálculo de gradientes de Presión	20
<b>1.2</b>	<b>Flujo en espacios anulares</b>	<b>21</b>
<b>1.3</b>	<b>Tubería flexible</b>	<b>23</b>
1.3.1	Características y proceso de fabricación de la tubería flexible común	23
1.3.2	La tubería flexible en el mundo	25
1.3.3	Operaciones con tubería flexible	26
1.3.4	Ventajas y desventajas	27
1.3.5	Vida útil	28
1.3.6	Descripción del equipo y componentes principales del equipo	29
1.3.6.1	Unidad de potencia (equipo de suministro de energía)	29
1.3.6.2	Carrete de tubería	31

1.3.6.3	Cabina de control	33
1.3.6.4	Cabeza inyectora	34
1.3.6.5	Equipo para el control del pozo	35
<b>1.4</b>	<b>Nomenclatura</b>	<b>36</b>
<b>2.</b>	<b>ESTADO DEL ARTE</b>	<b>38</b>
<b>2.1</b>	<b>Sartas de velocidad con tubería flexible</b>	<b>38</b>
2.1.1	Como funciona una sarta de velocidad	41
2.1.2	Diseño de sartas de velocidad	41
2.1.2.1	Comportamiento de afluencia del yacimiento	42
2.1.2.2	Comportamiento en la tubería	43
2.1.2.3	Evaluación y diseño	44
2.1.2.4	Comparación de diseño	46
<b>2.2</b>	<b>Nuevas tecnologías para sartas de velocidad</b>	<b>48</b>
2.2.1	Tubería flexible de polímero y acero	49
2.2.1.1	Ventaja estructural y de instalación	50
2.2.2	Sistema mejorado de sarta de velocidad	52
<b>2.3</b>	<b>Evaluación de los modelos mecánicos</b>	<b>54</b>
2.3.1	Modelos homogéneos seleccionados	55
2.3.2	Modelos mecánicos seleccionados	56
2.3.3	Modelos de correlación seleccionados	57
2.3.4	Base de datos experimentales	57

2.3.5	Desempeño de los modelos seleccionados	58
2.3.6	Síntesis y conclusiones de la evaluación	62
<b>2.4</b>	<b>Antecedentes al modelo utilizado</b>	<b>63</b>
<b>2.5</b>	<b>Nomenclatura</b>	<b>65</b>
<b>3.</b>	<b>DESARROLLO DEL MODELO MECANÍSTICO</b>	<b>66</b>
<b>3.1</b>	<b>Introducción</b>	<b>66</b>
<b>3.2</b>	<b>Alcance del modelo</b>	<b>66</b>
<b>3.3</b>	<b>Definición de los patrones de flujo</b>	<b>67</b>
3.3.1	Parámetros geométricos del espacio anular	67
3.3.2	Fronteras de transición	68
3.3.2.1	Transición de flujo burbuja a flujo bache	68
3.3.2.2	Transición a flujo burbuja dispersa	69
3.3.2.3	Transición a flujo anular	70
<b>3.4</b>	<b>Predicción de comportamiento de flujo</b>	<b>72</b>
3.4.1	Modelo para flujo burbuja	72
3.4.2	Modelo para el flujo burbuja dispersa	73
3.4.3	Modelo para flujo bache	74
3.4.4	Modelo para flujo Anular	79
<b>3.5</b>	<b>Evaluación del modelo</b>	<b>82</b>
3.5.1	Datos a pequeña escala	83
3.5.2	Dato a gran escala	88

3.5.3 Conclusiones del desempeño del modelo	92
<b>3.6 Nomenclatura</b>	<b>93</b>
<b>4. PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO</b>	<b>95</b>
4.1 Determinación de las condiciones de presión y temperatura	95
4.2 Cálculo de las propiedades de los fluidos	99
4.3 Determinación de los patrones de flujo	113
4.4 Cálculo de los gradientes de presión	122
4.4.1 Flujo burbuja	122
4.4.2 Flujo burbuja dispersa	125
4.4.3 Flujo bache	128
4.4.4 Flujo anular	135
4.5 Nomenclatura	141
<b>5. APLICACIÓN DEL MODELO</b>	<b>144</b>
5.1 Introducción	144
5.2 Caso de estudio 1	144
5.3 Caso de estudio 2	154
5.4 Nomenclatura	164
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>165</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>166</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Flujo burbuja en una tubería vertical.	10
1.2	Flujo tapón o bache para tuberías verticales.	11
1.3	Flujo transición para tuberías verticales.	11
1.4	Flujo anular para tuberías verticales.	12
1.5	Regiones para la correlación de Duns & Ros.	16
1.6	Equipos de TF por región, fuente: ICoTA, enero de 2005.	25
1.7	Equipo de tubería flexible.	29
1.8	Componentes principales de la unidad de tubería flexible.	30
1.9	Unidad de potencia.	31
1.10	Carrete de tubería flexible.	32
1.11	Carrete de tubería flexible y sus principales componentes.	32
1.12	Cabina de control.	33
1.13	Cabeza inyectora y sus componentes.	34
1.14	Preventores y sus principales componentes.	35
2.1	TF usada como sarta de velocidad con inyección de fluidos.	39
2.2	Arreglo de sarta de velocidad con producción por la tubería flexible de Schlumberger.	40
2.3	Relación de comportamiento de afluencia del yacimiento (IPR).	42
2.4	Curva de comportamiento en la tubería (Curva J).	43

2.5	Intersección a la derecha del gasto de gas mínimo.	<b>44</b>
2.6	Intersección entre el punto de inflexión y el gasto mínimo de gas.	<b>45</b>
2.7	Curva IPR y curva J sin intersección.	<b>46</b>
2.8	Comparación de la IPR con las curvas J para la tubería de producción con y sin sarta de velocidad.	<b>47</b>
2.9	Comparación de las curva J de dos diseños de sarta de velocidad con la IPR actual y la IPR futura.	<b>48</b>
2.10	Instalación de un aparejo de tubería flexible.	<b>49</b>
2.11	Materiales de la tubería flexible ThermoFlex <sup>®</sup> de PolyFlow.	<b>51</b>
2.12	Estructura de la tubería FleexSteel <sup>™</sup> .	<b>51</b>
2.13	Terminación de TF con acoplamiento.	<b>52</b>
2.14	Sistema mejorado EVSS a condiciones de carga.	<b>54</b>
2.15	Sistema mejorado EVSS a condiciones de descarga del bache.	<b>54</b>
2.16	Sistema mejorado EVSS a condiciones de descarga tipo Jet.	<b>54</b>
2.17	Sistema mejorado EVSS a condiciones de producción a velocidad.	<b>54</b>
2.18	Gradiente de presión calculado vs. experimental de los 10 modelos o correlaciones con mejor desempeño para todos los datos experimentales.	<b>62</b>
3.1	Mapa de patrones de flujo para anulares.	<b>71</b>
3.2	Estructura del flujo bache.	<b>78</b>
3.3	Geometría de flujo anular.	<b>82</b>

3.4	Parámetros de comparación completos, para la mezcla aire-agua.	<b>86</b>
3.5	Parámetros de comparación completos, para la mezcla aire-keroseno.	<b>86</b>
3.6	Caídas de presión para la mezcla aire-agua.	<b>87</b>
3.7	Caídas de presión para la mezcla aire-keroseno.	<b>87</b>
3.8	Instalación de experimentación a gran escala.	<b>89</b>
3.9	Gradiente de presión medido y calculado, para inyección por sarta de perforación.	<b>89</b>
3.10	Comparación de la presión para la inyección parasito.	<b>91</b>
3.11	Comparación de la presión para la inyección por sarta de perforación.	<b>91</b>
4.1	Diagrama de flujo para el cálculo de las condiciones de presión y temperatura.	<b>98</b>
4.2	Diagrama de flujo para la determinación de los patrones de flujo.	<b>121</b>
5.1	Curva de comportamiento de afluencia o IPR.	<b>146</b>
5.2	IPR con curvas “J” para diferentes diámetros de TF y la TP.	<b>149</b>
5.3	Perfil de presión para las sartas de velocidad y la TP a gasto estable.	<b>151</b>
5.4	Perfil de presión para las sartas de velocidad y la TP a gasto inestable.	<b>152</b>
5.5	Reducción de la profundidad de aparición del flujo bache lograda con la sarta de velocidad de 1 pg.	<b>153</b>
5.6	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.	<b>157</b>
5.7	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1.5 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.	<b>159</b>

5.8	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1.75 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.	<b>161</b>
5.9	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.	<b>162</b>
5.10	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.	<b>162</b>
5.11	Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.	<b>163</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

2.1	Modelos homogéneos seleccionados y sus respectivos acrónimos.	<b>56</b>
2.2	Modelos mecanísticos seleccionados y sus respectivos acrónimos.	<b>56</b>
2.3	Correlaciones empíricas seleccionadas y sus respectivos acrónimos.	<b>57</b>
2.4	Resumen de la base de datos experimentales usados.	<b>58</b>
2.5	Comparación de la precisión de los datos determinados por los 30 modelos o correlaciones de diferentes autores contra los 74 datos experimentales.	<b>61</b>
3.1	Parámetros de comparación para flujo burbuja.	<b>84</b>
3.2	Parámetros de comparación para flujo burbuja dispersa.	<b>84</b>

3.3	Parámetros de comparación para flujo bache.	<b>85</b>
3.4	Parámetros de comparación para flujo anular.	<b>85</b>
3.5	Parámetros de comparación para los datos a gran escala.	<b>90</b>
5.1	Presiones de fondo fluyendo correspondientes a gastos de aceite del pozo hipotético 1.	<b>145</b>
5.2	Datos de producción del pozo hipotético 1.	<b>146</b>
5.3	Datos obtenidos del análisis del comportamiento de flujo en la tubería de producción, a una Pwh fija y diferentes gastos.	<b>147</b>
5.4	Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.	<b>147</b>
5.5	Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1.25 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.	<b>148</b>
5.6	Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1.5 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.	<b>148</b>
5.7	Gasto de aceite óptimo y gasto de aceite inestable para los diámetros de TF propuestos.	<b>150</b>
5.8	Gasto de aceite óptimo y gasto de aceite inestable para la TP.	<b>150</b>
5.9	Datos de producción del pozo hipotético 2.	<b>155</b>
5.10	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].	<b>155</b>
5.11	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].	<b>156</b>

5.12	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].	<b>156</b>
5.13	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].	<b>157</b>
5.14	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].	<b>158</b>
5.15	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].	<b>158</b>
5.16	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].	<b>159</b>
5.17	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].	<b>160</b>
5.18	Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].	<b>160</b>

# INTRODUCCIÓN

El entendimiento de los fenómenos que ocurren durante el flujo multifásico en tuberías es de suma importancia, debido a la gran cantidad de aplicaciones que tiene en la industria petrolera, a pesar de esto, la forma común de abordar los problemas de flujo multifásico no es del todo satisfactoria ya que no se toman en cuenta muchos de los fenómenos físicos que ocurren durante el flujo de dos fases, si a esto le sumamos la ocurrencia en un espacio anular, la complejidad aumentara en gran medida.

El flujo ascendente a través de espacios anulares se presenta en distintas aplicaciones no solo en el mundo del petróleo, de manera contradictoria, los esfuerzos de investigación y el número de estudios encontrados en la literatura no concuerdan con la cantidad de usos industriales que se le pueden dar. En el pasado, el interés de la industria petrolera sobre éste tema fue restringido al estudio de algunos pozos de alta productividad con producción a través de espacio anular TR-TP y algunos otros con bombeo mecánico.

En la presente tesis, con el uso de un modelo mecanístico desarrollado para espacios anulares se busca una determinación más real y precisa de los patrones de flujo existentes, así como de las caídas de presión que ocurren en el espacio anular durante el flujo multifásico, para su uso en problemas particulares de campo. Debido a que el enfoque mecanicista o fenomenológico ésta soportado por las leyes básicas de la mecánica de fluidos, los resultados pueden ser extendidos para condiciones diferentes a las aquí usadas.

Éste trabajo tiene como objetivo primordial, más no único, presentar una herramienta útil para la selección del diámetro óptimo de la tubería flexible que se debe usar como sarta de velocidad, esto como método preventivo o correctivo en aquellos pozos que presentan disminución total o parcial de la producción.

En éstas páginas encontraremos una recopilación de la manera clásica de abordar el flujo en tuberías, con los métodos típicos comúnmente usados en la industria petrolera, basados en datos estadísticos y desarrollos empíricos, así como su comparación con los modelos mecanísticos. Se presentan también los

rasgos principales de la tubería flexible y las operaciones llevadas a cabo con ella, al igual que los aspectos más importantes de las sartas de velocidad y su implementación.

Cabe mencionar que la aplicación dada en la presente a los modelos mecánicos es solo una de las tantas posibilidades dentro de nuestra industria, y se deja a criterio del lector su posterior uso en alguna otra operación compatible con las características de los mismos.

# 1. ANTECEDENTES

## 1.1 FLUJO MULTIFÁSICO EN TUBERÍAS<sup>1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13</sup>

El flujo multifásico en tuberías es el movimiento concurrente de gases y líquidos dentro de las mismas. La mezcla puede existir en varias formas o configuraciones: como una mezcla homogénea, en baches de líquido con gas empujándolo o pueden ir viajando paralelamente uno con otro, entre otras combinaciones que se pueden presentar.

El flujo bifásico se presenta en la industria petrolera principalmente durante la producción y transporte de aceite y gas, tanto en tuberías horizontales como en inclinadas y verticales. El estudio del flujo multifásico en tuberías permite, por ejemplo, estimar la presión requerida en el fondo del pozo para transportar un determinado gasto de producción hasta la superficie. Los problemas de diseño que implican el uso de modelos o correlaciones para flujo multifásico, se encuentran de manera frecuente en el campo de operación de la ingeniería petrolera.

Es común que muchos de los conceptos y correlaciones que fueron desarrollados para su aplicación dentro de la ingeniería del petróleo, sean generalizados para su empleo con otros fluidos diferentes al aceite y gas natural, lo que ha favorecido que tengan actualmente diversas áreas de aplicación y una amplia investigación sobre el tema (oleoductos y gasoductos, producción de petróleo y gas costa afuera, la explotación de la energía geotérmica, etc.).

En el flujo de dos fases, el problema básico de ingeniería, es calcular la distribución de la presión en el conducto en cuestión, cuya dependencia puede ser esquematizada de la siguiente manera:

- La geometría del conducto (tubería)
- Las propiedades físicas de las fases
- Las condiciones prevalecientes en el sistema
- La ubicación espacial de la tubería

- El empleo del método adecuado que permita calcular el perfil de presiones a lo largo de la tubería

El flujo bifásico involucra un gran número de variables, entre las cuales se encuentran los gastos de flujo, las propiedades físicas del sistema, los diámetros y ángulos de inclinación de las tuberías. El problema se complica a causa de la presencia de muchos procesos como el deslizamiento y colgamiento entre fases, los patrones de flujo, el movimiento en la interface gas-liquido, y la posible transferencia de calor y masa.

Debido a la complejidad del proceso, se han hecho correlaciones empíricas, con las cuales se busca una solución aproximada al problema, estas correlaciones han contribuido al diseño de los sistemas de dos fases. Sin embargo, fueron diseñadas a partir de experimentos prácticos, usualmente sin ninguna base física, que a pesar de contar con la ayuda de las computadoras, no lograron dar solución a varios problemas, sobre todo aquellos que involucran variables tales como: los gastos de operación, la geometría de flujo y las propiedades de los fluidos. Además, en algunos casos se consideró a las dos fases como una mezcla homogénea y por consiguiente, el colgamiento era inadecuado para los diferentes tipos de flujo. Se encontró también, que las fronteras de los mapas de patrones de flujo, las cuales comúnmente se definían únicamente en función de los ritmos de flujo (velocidades superficiales), en realidad son muy sensibles a otros parámetros.

Con el aumento de la demanda de un conocimiento mucho más profundo de la tecnología del flujo multifásico, ésta fue tomando cada vez mayor importancia y se llegó a la conclusión de que requeriría de un análisis combinado de los aspectos teóricos y experimentales. Se tuvo entonces acceso a mayor cantidad y calidad de software, hardware e instrumentación, con lo que realizaron pruebas que permitieron medir con más precisión las variables importantes y así lograr un mejor entendimiento de los mecanismos dinámicos complejos existentes en el flujo de dos fases, dando así la pauta al desarrollo de los modelos mecánicos.

### 1.1.1 Definiciones básicas para flujo multifásico

El flujo multifásico en tuberías, como ya se definió anteriormente, es el movimiento conjunto de gas y líquido a través de las mismas. El gas y el líquido pueden existir como una mezcla homogénea o fluir conjuntamente como fases separadas, generando de esta forma lo que se denomina patrones de flujo, entendiendo por ello las diferentes configuraciones que tienen el líquido y el gas en su movimiento a través de las tuberías. La distribución de una fase con respecto a la otra es muy importante para poder hacer una distinción entre los diversos patrones de flujo. El gas puede estar fluyendo junto con dos diferentes líquidos, normalmente aceite y agua, existiendo de tal forma, la posibilidad de que éstos se encuentren emulsificados.

Es necesario el conocimiento de la velocidad y de las propiedades de los fluidos, tales como densidad, viscosidad y en algunos casos, tensión superficial, para los cálculos de los gradientes de presión. Cuando estas variables son calculadas para flujo bifásico, se utilizan ciertas reglas de mezclado y definiciones únicas para estas aplicaciones.

A continuación se presentan las definiciones básicas para flujo multifásico y la forma de calcular estos parámetros.

#### 1.1.1.1 Colgamiento de líquido

Es la fracción de líquido, definida como la razón del volumen de un segmento de tubería ocupado por el líquido con respecto al volumen total de la tubería. Varía a partir de cero para flujo monofásico de gas hasta uno para cuando se tiene flujo de líquido únicamente.

$$H_L = \frac{\text{Volumen de líquido en un segmento de tubería}}{\text{Volumen del segmento de tubería}}$$

#### 1.1.1.2 Colgamiento de gas

El remanente del segmento de tubería es ocupado por gas, el cual es referido con un colgamiento de gas y es igual a la unidad menos el colgamiento de líquido.

$$H_G = 1 - H_L$$

### 1.1.1.3 Colgamiento de líquido sin resbalamiento

La fracción de líquido sin resbalamiento, también conocido como colgamiento sin resbalamiento o contenido de líquido de entrada, es definida como la razón del volumen de líquido en un segmento de tubería dividido para el segmento de tubería, considerando que el gas y el líquido viajaran a la misma velocidad.

$$\lambda_L = \frac{q_L}{q_L + q_G} = \frac{v_{Ls}}{v_M}$$

donde  $q_G$  y  $q_L$  son los gastos de gas y de líquido en sitio, respectivamente. El colgamiento de gas sin deslizamiento es definido como:

$$\lambda_G = 1 - \lambda_L = \frac{q_G}{q_G + q_L} = \frac{v_{Gs}}{v_M}$$

Podemos observar que la diferencia entre el colgamiento del líquido y el colgamiento sin resbalamiento es una medida del grado de deslizamiento entre las fases gas y líquido.

### 1.1.1.4 Densidad de líquidos

La densidad total del líquido se puede calcular usando un promedio ponderado por volumen entre las densidades del aceite y del agua, las cuales pueden ser obtenidas de correlaciones matemáticas, para ello se requiere del cálculo de la fracción de agua y de aceite a través de los gastos en sitio.

$$\rho_L = \rho_o \cdot F_o + \rho_w \cdot F_w$$

$$F_o = \frac{q_o \cdot B_o}{q_o \cdot B_o + q_w \cdot B_w}$$

$$F_w = 1 - F_o$$

### 1.1.1.5 Densidad bifásica

El cálculo de la densidad bifásica requiere conocer el factor de colgamiento del líquido, con o sin resbalamiento.

$$\rho_s = \rho_L \cdot H_L + \rho_G \cdot H_g$$

$$\rho_n = \rho_L \cdot \lambda_L + \rho_G \cdot \lambda_G$$

$$\rho_k = \frac{\rho_L \cdot \lambda_L^2}{H_L} + \frac{\rho_G \cdot \lambda_G^2}{H_G}$$

$$\rho_f = \frac{\rho_M^2}{\rho_s} = \frac{[\rho_L \cdot \lambda_L + \rho_G(1 - \lambda_L)]^2}{\rho_L \cdot H_L + \rho_G \cdot (1 - H_L)}$$

La primera de las ecuaciones es usada por la mayoría de los investigadores para determinar el gradiente de presión debido al cambio de elevación.

Algunas correlaciones son basadas en la suposición de que no existe resbalamiento y por eso usan la segunda de las ecuaciones para calcular la densidad bifásica.

Las últimas correlaciones son presentadas por algunos investigadores como Hagedorn & Brown para definir la densidad utilizada en las pérdidas por fricción y número de Reynolds.

#### 1.1.1.6 Velocidad

Muchas de las correlaciones de flujo bifásico están basadas en una variable llamada velocidad superficial. La velocidad superficial de una fase fluyente está definida como la velocidad que esta fase tendría si fluyera sola a través de toda la sección transversal de la tubería.

La velocidad superficial del gas está dada por:

$$v_{Gs} = \frac{q_G}{A}$$

La velocidad real del gas es calculada con:

$$v_G = \frac{q_G}{A \cdot H_G} = \frac{v_{Gs}}{H_G}$$

donde  $A$  es el área transversal de la tubería.

La velocidad superficial del líquido esta dada por:

$$v_{LS} = \frac{q_L}{A}$$

La velocidad real del líquido se calcula con:

$$v_L = \frac{q_L}{A \cdot H_L} = \frac{v_{LS}}{H_L}$$

La velocidad superficial bifásica esta dada por:

$$v_M = v_{LS} + v_{Gs}$$

La velocidad de resbalamiento es definida como la diferencia entre las velocidades reales del gas y del líquido:

$$v_s = v_G - v_L = \frac{v_{Gs}}{H_G} - \frac{v_{LS}}{H_L}$$

#### 1.1.1.7 Viscosidad

La viscosidad del fluido, es usada para calcular el número de Reynolds y otros números adimensionales usados como parámetros de correlación. El concepto de una viscosidad bifásica es incierto y es definida de forma diferente por varios autores.

La viscosidad de una mezcla agua-aceite es generalmente calculada usando la fracción de agua y del aceite como un factor de peso:

$$\mu_L = F_o \cdot \mu_o + F_w \cdot \mu_w$$

La siguiente ecuación ha sido usada para calcular una viscosidad bifásica.

$$\mu_m = \lambda_L \cdot \mu_L + \lambda_G \cdot \mu_G \quad (\text{Sin resbalamiento})$$

$$\mu_s = \mu_L^{H_L} \cdot \mu_G^{H_G} \quad (\text{Con resbalamiento})$$

#### 1.1.1.8 Tensión superficial

Cuando la fase líquida contiene agua y aceite se utiliza:

$$\sigma_L = F_o \cdot \sigma_o + F_w \cdot \sigma_w$$

donde:

$\sigma_o$ : Tension superficial del aceite

$\sigma_w$ : Tension superficial del agua

### 1.1.2 Patrones de flujo

La diferencia básica entre flujo de una sola fase y el flujo de dos fases es que en este último, la fase gaseosa y líquida pueden estar distribuidas en la tubería en una variedad de configuraciones de flujo, las cuales difieren unas de otras por la distribución espacial de la interface, resultando en características diferentes de flujo, tales como los perfiles de velocidad y colgamiento.

La existencia de patrones de flujo en un sistema bifásico dado, depende principalmente de las siguientes variables:

- Parámetros operacionales, es decir, gastos de gas y líquido.
- Variables geométricas incluyendo diámetro de la tubería y ángulo de inclinación.
- Las propiedades físicas de las dos fases, tales como: densidades, viscosidades y tensiones superficiales del gas y del líquido.

La determinación de los patrones de flujo es un problema medular en el análisis de un sistema multifásico. Todas las variables de diseño son frecuentemente dependientes del patrón existente. Estas variables son: la caída de presión, el colgamiento de líquido, los coeficientes de transferencia de calor y masa, etc.

#### 1.1.2.1 Patrones de flujo para flujo vertical y fuertemente inclinado

En este rango de ángulos de inclinación, el patrón estratificado desaparece y es observado un nuevo modelo de flujo: el flujo transición (churn). Generalmente los patrones de flujo son más simétricos alrededor de la dirección axial, y menos dominados por la gravedad.

### *Flujo burbuja*

La fase gaseosa está dispersa en pequeñas burbujas, teniendo una distribución aproximadamente homogénea a través de la sección transversal de la tubería. Este patrón comúnmente está dividido en flujo burbuja, el cuál ocurre a gastos de líquido relativamente bajos y es caracterizado por el deslizamiento entre la fase gaseosa y líquida. El flujo burbuja dispersa, en cambio, ocurre a gastos relativamente altos de líquido, logrando así que la fase gaseosa en forma de burbujas sea arrastrada por la fase líquida, de tal forma que no existe el deslizamiento entre las fases.



**Fig. 1.1 Flujo burbuja en una tubería vertical.**

### *Flujo tapón o bache*

El patrón de flujo bache es simétrico alrededor del eje de la tubería. La mayoría de la fase gaseosa se encuentra en bolsas de gas, con forma de una gran bala llamada “burbuja de Taylor”, con un diámetro casi igual al diámetro de la tubería. El flujo consiste de una sucesión de burbujas de Taylor separadas por baches de líquido. Una delgada película fluye contra la corriente entre la burbuja y la pared de la tubería. La película penetra en el siguiente bache de líquido y crea una zona de mezcla aireada por pequeñas burbujas de gas.



**Fig. 1.2 Flujo tapón o bache para tuberías verticales.**

*Flujo transición (churn)*

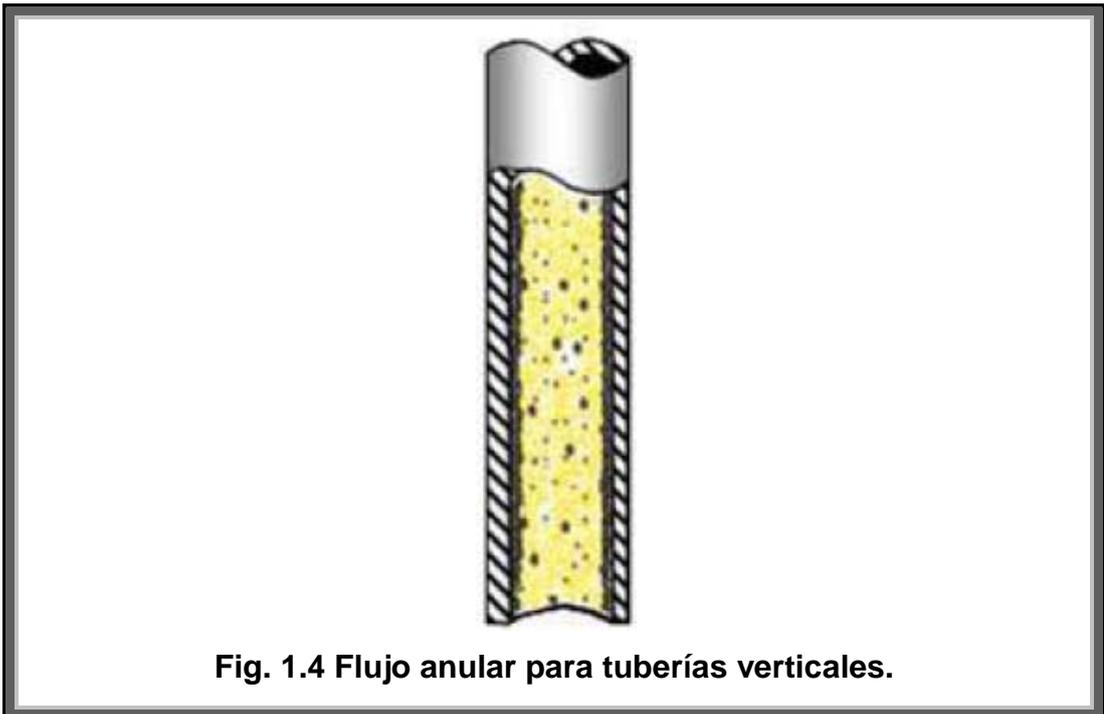
Es caracterizado por un movimiento oscilatorio, es similar al flujo bache y los límites no están muy claros entre las fases. Ocurre a mayores tasas de flujo de gas, donde el bache de líquido en la tubería llega a ser corto y espumoso.



**Fig. 1.3 Flujo transición para tuberías verticales.**

### *Flujo anular (niebla)*

En tuberías verticales, debido a la simetría de flujo, el espesor de la película de líquido alrededor de la pared de la tubería es casi uniforme. Como en el caso horizontal, el flujo es caracterizado por un rápido movimiento de gas en el centro. La fase líquida se mueve más lenta, como una película alrededor de la pared de la tubería y como gotas arrastradas por el gas. La interface está altamente ondeada, resultando en un alto esfuerzo de corte interfacial. En el flujo vertical hacia abajo, el patrón anular existe también a bajos gastos, con forma de una película descendente. El patrón de flujo bache, fluyendo de manera descendente es similar al de flujo hacia arriba, excepto que generalmente la burbuja Taylor es inestable y está localizada excéntricamente al eje de la tubería. La burbuja Taylor podría ascender o descender, dependiendo de los gastos de cada fase.



**Fig. 1.4 Flujo anular para tuberías verticales.**

#### **1.1.3 Flujo multifásico en tuberías verticales**

El problema de predecir con precisión las caídas de presión en la tubería de producción (TP), ha ido incrementando la necesidad de muchas soluciones especializadas para condiciones limitadas. La razón para estas muchas

soluciones es que el flujo multifásico es complejo y se dificulta su análisis incluso para las correlaciones existentes de condiciones limitadas.

Al pasar los fluidos provenientes del yacimiento a través de la tubería de producción, se consume la mayor parte de la presión disponible para llevarlos del yacimiento a las instalaciones de separación, por lo que es de suma importancia realizar una evaluación precisa de la distribución de la presión a lo largo de la tubería. Al hacerlo conjuntamente con un análisis integral del sistema de producción, es posible:

1. Diseñar las tuberías de producción y líneas de descarga.
2. Determinar la necesidad o no de sistemas artificiales de producción en el pozo.
3. Obtener la presión de fondo fluyendo sin intervención en el pozo.
4. Determinar la vida fluyente del pozo.
5. Calcular el efecto de los estranguladores sobre el gasto.
6. Corroborar los datos obtenidos con las correlaciones para su ajuste.

En la literatura han aparecido un gran número de métodos que pueden utilizarse para predecir el comportamiento de flujo de gases y líquidos a través de tuberías, sin embargo, debemos reconocer que debido a la complejidad del comportamiento del sistema en cuestión no existe hasta ahora una correlación que pueda emplearse en forma general. Todos los métodos disponibles hoy en día están sujetos a una gran variedad de grados de error, dependiendo del sistema en el que se empleen y por ende se requiere un análisis profundo de los resultados para determinar si es correcto su uso. En la mayoría de los casos es necesaria la utilización de dos o más métodos para poder determinar cuál de ellos es el que mejor representa el comportamiento del sistema.

Existen muchas correlaciones empíricas generalizadas para predecir los gradientes de presión, dichas correlaciones se clasifican en:

- **Las correlaciones Tipo A.** Están basadas en el mismo enfoque y difieren únicamente en la correlación usada para calcular el factor de fricción. Estas correlaciones consideran que no existe deslizamiento

entre fases y no establecen patrones de flujo, entre ellas: Poettman & Carpenter, Baxendel & Thomas y Fancher & Brown.

- **Las correlaciones tipo B.** Consideran que existe deslizamiento entre las fases, pero no toman en cuenta los patrones de flujo, dentro de ésta categoría se encuentra el método de Hagedorn & Brown.
- **Las correlaciones tipo C,** todos los métodos incluidos en esta categoría consideran esencialmente los mismos tres patrones de flujo, con excepción de Beggs & Brill. Algunos de los estudios involucran únicamente un cambio en el procedimiento de cálculo en uno o más regímenes de flujo, con respecto a métodos previamente publicados. Estas correlaciones consideran que existe deslizamiento entre las fases y diferentes patrones de flujo, entre ellas se encuentran: Duns & Ros, Orkiszweski, Aziz & colaboradores, Chierici & colaboradores, y Beggs & Brill.

#### **1.1.4 Correlaciones empíricas de flujo multifásico en tuberías verticales**

Las correlaciones empíricas son aquellas en las que sus autores proponen una serie de ajustes de datos experimentales para correlacionar una variable determinada. Estas correlaciones pueden considerar tanto el deslizamiento entre las fases como la existencia de patrones de flujo; por tanto, requieren de métodos para determinar el patrón de flujo presente. Una vez que se ha determinado el patrón de flujo correspondiente a unas condiciones dadas, se determina la correlación apropiada para el cálculo del factor de fricción así como para el colgamiento de líquido con o sin deslizamiento, las cuales, generalmente, son distintas dependiendo del patrón.

##### 1.1.4.1 Correlación de Poettman & Carpenter

Poettman y Carpenter desarrollaron un método semiempírico en el cual se incorpora a la ecuación general de energía. Usaron datos de 34 pozos fluyentes y 15 pozos con bombeo neumático, con diámetros de tubería de 2, 2 ½ y 3 pulgadas. El aceite, gas y agua fueron considerados como fases simples, no intentaron establecer una correlación para el colgamiento e ignoraron los patrones de flujo. Todas las pérdidas de energía, incluyendo los efectos de resbalamiento, están consideradas dentro de un factor de pérdida de energía,

el cuál se tomó como constante en toda la longitud de la tubería. Asumieron que el flujo multifásico vertical del aceite, gas y agua, era totalmente turbulento.

#### 1.1.4.2 Correlación de Hagedorn & Brown

Fue hecha por Hagedorn y Brown para determinar una correlación general, la cual incluye prácticamente todos los rangos de flujo, un amplio rango de relaciones gas-líquido, todos los tamaños de tubería usados ordinariamente y los efectos de las características de los fluidos. Los datos fueron tomados para diámetros de tubería a partir de 1 pulgada a 2.5 pulgadas. Esta es una correlación general para un amplio rango de condiciones. Los aspectos principales de dicha correlación son:

- I. La ecuación de gradiente de presión incluye el término de energía cinética y considera que existe resbalamiento entre las fases.
- II. No considera patrones de flujo.
- III. El factor de fricción para flujo bifásico se calcula utilizando el diagrama de Moody.
- IV. La viscosidad del líquido tiene un efecto importante en las pérdidas de presión en el flujo bifásico.
- V. El colgamiento de líquido o fracción del volumen de la tubería ocupado por líquido es función de cuatro números adimensionales: número de velocidad del líquido, número de velocidad del gas, número del diámetro de la tubería y el número de la viscosidad del líquido (introducidos por Duns & Ros).

#### 1.1.4.3 Correlación de Duns & Ros

Este método es el resultado de una investigación de laboratorio a gran escala con modificaciones y ajustes usando datos de campo. Duns & Ros eligieron un enfoque un poco diferente que la mayoría de los investigadores. El gradiente de presión es expresado como una fracción del gradiente hidrostático del líquido. Ellos definieron arbitrariamente el gradiente de presión estática como el peso del volumen por la densidad in-situ y desarrollaron correlaciones para la fricción en la pared de la tubería, de sus extensos datos de laboratorio para cada una de las tres amplias regiones de flujo. Aunque usaron en un

punto específico un balance de presión en lugar de un balance de energía, sus ecuaciones son un balance de energía termodinámico. El gradiente total incluye un gradiente estático, un gradiente de fricción y un gradiente por aceleración. Los efectos de resbalamiento entre el gas y el líquido son incorporados en el gradiente estático y se mantienen separados de los efectos debidos a la fricción. Los regímenes de flujo fueron definidos en función de números adimensionales. Ellos separaron el flujo dentro de tres tipos de regiones y prepararon correlaciones separadas para el resbalamiento y fricción en las tres. Las tres regiones son:

- Región 1: La fase líquida es continua, y el flujo burbuja, flujo tapón y parte del flujo bache existen en este régimen.
- Región 2: En esta región las fases de líquido y gas se alternan. La región por lo tanto cubre el patrón de flujo bache y el resto del flujo burbuja.
- Región 3: En esta región el gas es la fase continua por lo que en ésta región se encuentra el flujo neblina.

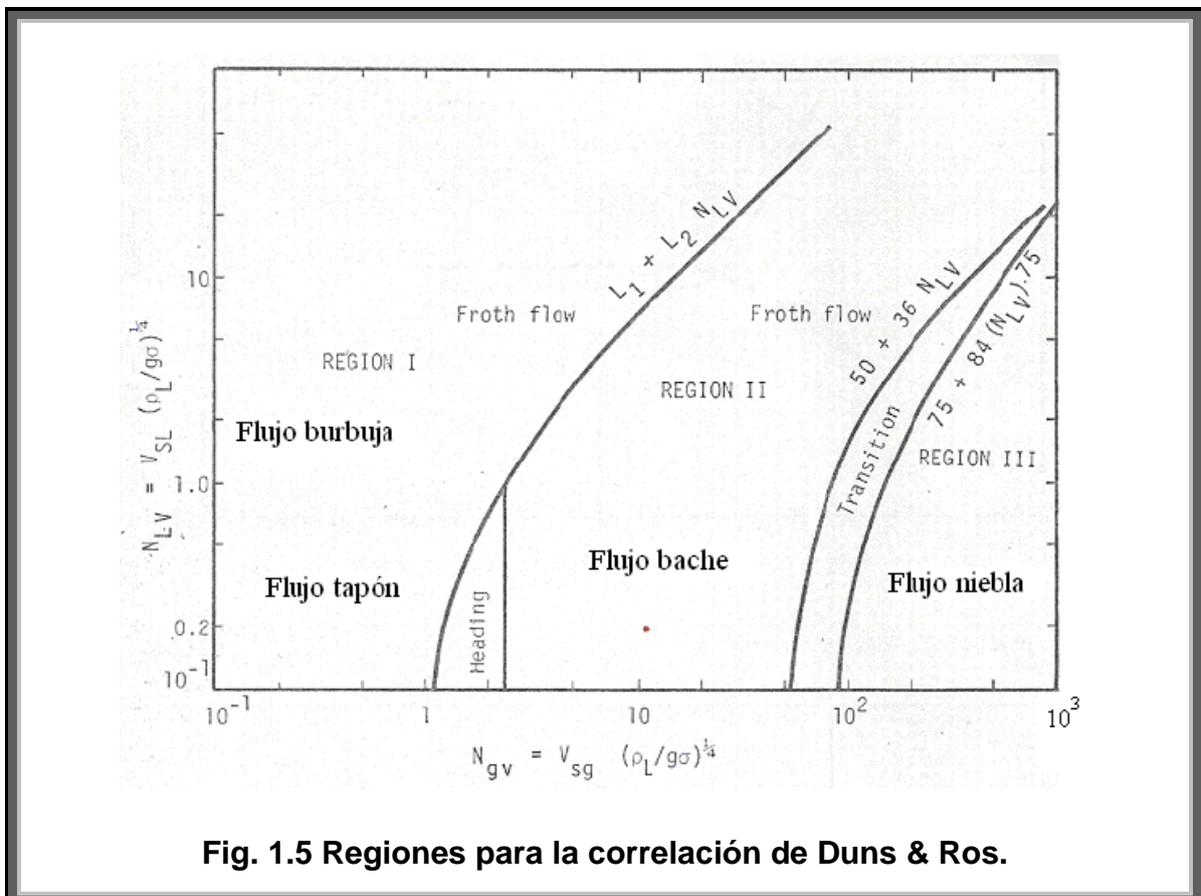


Fig. 1.5 Regiones para la correlación de Duns & Ros.

#### 1.1.4.4 Correlación de Orkiszewski

El método de Orkiszewski es el resultado del análisis y comparación de muchos de los métodos publicados, para determinar si a través de alguno de ellos se podía calcular las caídas de presión, para un amplio rango de condiciones prevalecientes en los pozos utilizados en las pruebas. Orkiszewski enfatizó que el colgamiento del líquido fuera derivado del fenómeno físico observado y que el gradiente de presión fuera relacionado a la distribución geométrica de líquido y gas, por lo que se concluyó que la densidad de la mezcla se determinara mediante el colgamiento, considerando el resbalamiento entre fases. Ellos seleccionaron las correlaciones que consideraban más precisas para flujo burbuja y flujo niebla, y propusieron una nueva correlación para flujo bache. La correlación de flujo bache fue desarrollada usando la información de Hagedorn & Brown. Seleccionaron el método de Griffith & Walls para flujo burbuja y el método de Duns & Ros para flujo niebla. Estos métodos fueron clasificados basándose en similitudes en los conceptos teóricos. Se establecieron los siguientes parámetros de clasificación:

- 1) Si el colgamiento de líquido es considerado en los cálculos de la densidad.
- 2) La manera como se manejan las pérdidas de presión por fricción.
- 3) Si se hace consideración de los patrones de flujo.

#### 1.1.4.5 Correlación de Azis, Govier & Fogarasi

Azis y colaboradores propusieron un método en 1972 el cual es dependiente de los regímenes de flujo y presenta nuevas correlaciones para el flujo burbuja y el flujo bache. Para el flujo niebla fue usado el método de Duns & Ros y también se usó el método de interpolación de Duns & Ros para el flujo de transición.

#### 1.1.4.6 Correlación de Chierici, Ciucci & Fogarasi

Chierici y colaboradores usaron el mismo enfoque que Orkiszewski para el cálculo de los gradientes de presión para dos fases, pero ellos presentaron una modificación la cual es aplicada únicamente en el régimen de flujo bache. Ellos también usaron diferentes definiciones de regímenes de flujo.

#### 1.1.4.7 Correlación de Beggs & Brill

La correlación de Beggs & Brill fue desarrollada de 548 pruebas tomadas con datos obtenidos experimentalmente, de una prueba con un arreglo a pequeña escala. Esta correlación es aplicable para un amplio rango de condiciones de flujo. Las pruebas se hicieron en secciones de tuberías de acrílico de 1 y 1.5 pulgadas de diámetro y 90 pies de longitud, la cual tenía un mecanismo que podía inclinar la tubería de horizontal a vertical y los fluidos utilizados fueron aire y agua. Beggs y Brill llevaron a cabo investigaciones sobre flujo bifásico, realizando una variación en el ángulo de inclinación de las tuberías empleadas en las pruebas, de  $-90^\circ$  a  $+90^\circ$ . Para cada diámetro de tubería, los gastos de líquido y gas variaban, por lo que se pudieron observar todos los patrones de flujo cuando la tubería estaba en posición horizontal. Una vez establecido cada patrón de flujo, procedieron a variar el ángulo de inclinación, así que se pudo observar como el ángulo de inclinación afectaba el colgamiento y el gradiente de presión. El colgamiento y el gradiente de presión fueron medidos en ángulos que variaban entre 5, 10, 15, 20, 35, 55, 75 y 90 grados, y se encontró que el colgamiento llegaba a su valor máximo en  $+50$  grados y a su valor mínimo en  $-50$  grados. El mapa de patrones de flujo original que obtuvieron Beggs y Brill fue ligeramente modificado para poder incluir la zona de transición entre el patrón de flujo segregado y el intermitente. Como resultado de los experimentos, obtuvieron una ecuación generalizada, que puede ser utilizada para el cálculo de los gradientes de presión en tuberías verticales en las que exista flujo multifásico, siendo útil también para las tuberías horizontales.

#### **1.1.5 Modelos mecánicos**

El flujo multifásico en tuberías se caracteriza por involucrar un gran número de variables y por presentar diferentes características como: los diferentes patrones de flujo, resbalamiento entre fases, movilidad de la interface gas-líquido así como transferencias de masa y de calor. Debido a la complejidad del análisis, la forma inicial de abordar este problema fue desarrollar las correlaciones empíricas a partir de experimentos prácticos, generalmente carentes de bases físicas. Estas correlaciones presentan varios problemas,

principalmente en cuanto a los rangos de aplicación respecto de las variables de control, como lo son: los gastos de operación, la geometría de flujo y las propiedades de los fluidos. Por otra parte, las fronteras de los mapas de patrones de flujo, las cuales se definían únicamente en función de las velocidades superficiales, en realidad son muy sensibles a otros parámetros. También se notó que las correlaciones para determinar el colgamiento en los diferentes tipos de flujo eran inadecuadas para todo el rango, así como la consideración de que las dos fases fluyen como una mezcla homogénea.

De ahí la necesidad de introducir los mecanismos físicos básicos que intervienen en el proceso, para mejorar la exactitud de las predicciones y obtener un mejor análisis.

Los modelos mecanísticos son modelos realistas de una parte de un sistema natural o de un comportamiento determinado. En ellos existe una relación de correspondencia entre las variables y los fenómenos naturales observables en el mismo.

Los modelos mecanísticos o fenomenológicos consisten básicamente en el planteamiento de un modelo físico simplificado del problema, al que se le aplica un análisis matemático, desarrollando las ecuaciones que representan el fenómeno, introduciendo el mayor número de variables de control que permitan las simplificaciones. De esta manera, al sustentarse estos modelos en teorías previamente establecidas, es posible tener un mejor control sobre dichas variables y además, los rangos de éstas solo estarán limitados por las simplificaciones planteadas por el mismo modelo.

En otras palabras, los modelos mecanísticos o mecanicistas intentan modelar matemáticamente la física del fenómeno en estudio aplicando principios fundamentales, como el de conservación de la masa, de cantidad de movimiento lineal y de energía, a volúmenes de control que por lo general consideran promedios espaciales y temporales de las propiedades, y velocidades de los fluidos.

La gran ventaja sobre los modelos tradicionales es que, cuando esto se consigue, es posible realizar una experimentación intensiva, sistemática y

automatizable sobre el modelo en lugar de hacerlo sobre el sistema natural. Pueden mejorar nuestra capacidad de predecir la caída de presión y el colgamiento en las tuberías, especialmente en situaciones que no fácilmente se puede modelar en un laboratorio y para las cuales no están disponibles correlaciones empíricas fiables.

Actualmente, aun cuando las correlaciones empíricas continúan siendo la principal herramienta de diseño utilizada, es inminente que serán desplazadas por los modelos mecanísticos, mismos que continúan progresando y validándose.

Como ya se mencionó anteriormente, los modelos mecanísticos tratan de determinar y modelar matemáticamente la física del fenómeno en estudio. Un postulado fundamental en el modelado mecanístico del flujo bifásico a través de una tubería, es la existencia de varias configuraciones espaciales de las fases o patrones de flujo. El primer objetivo de este tipo de modelado es determinar el patrón de flujo existente, para unas condiciones dadas. Posteriormente, se formulan modelos hidrodinámicos separados para cada uno de los posibles patrones de flujo.

Entre los modelos mecanísticos más conocidos para flujo bifásico en tuberías verticales se encuentran:

- Ansari et al.
- Gomez et al.
- Ouyang
- Taitel y Barnea

#### **1.1.6 Selección y ajuste del método de cálculo de gradientes de presión**

Para calcular las caídas de presión en tuberías, se seleccionara el método que permita reproducirlas con mayor aproximación en base a los valores medidos en campo. Sin embargo, generalmente es necesario realizar algunos ajustes para lograr mayor precisión en los resultados. Si se observa una variación sistemática entre los valores calculados y los medidos, el ajuste consistirá en modificar el valor de la rugosidad de la tubería, hasta lograr una

mejor aproximación. Otra forma de lograr el ajuste sería con un factor de corrección.

## 1.2 FLUJO EN ESPACIOS ANULARES <sup>1,14,15,16,</sup>

Los efectos del flujo multifásico en espacios anulares son muy similares a los observados en el flujo en tuberías y en muchos casos estudiados de la misma manera. Estrictamente esta consideración no es correcta, ya que los fenómenos que se presentan cuando el líquido y el gas fluyen a través de espacios anulares tienen diferentes rangos de ocurrencia que los que se presentan en tuberías.

En la industria petrolera el flujo bifásico de gas y líquido en espacios anulares puede encontrarse en una gran variedad de situaciones de campo, desde la perforación, producción por espacio anular o con sarta de velocidad, hasta la inyección de fluidos al pozo, entre otras. Por lo tanto, es de gran importancia estudiar el comportamiento del flujo de dos fases en un anular y así interpretar correctamente situaciones como estas.

Ninguna de las correlaciones que se discutieron anteriormente en este capítulo, fueron desarrolladas específicamente para flujo en anulares. Las correlaciones son generalmente aplicadas a un espacio anular mediante el uso del concepto de radio hidráulico. De acuerdo con este concepto, el diámetro de un conducto de sección transversal circular es igual a cuatro veces el radio hidráulico, donde el radio hidráulico está definido como el área de la sección transversal abierta al flujo dividido por el perímetro mojado.

$$r_h = \frac{\text{área de la sección transversal}}{\text{perímetro mojado}}$$

Aplicado a anulares, se convierte en

$$r_h = \frac{\pi(d_i^2 - d_o^2)/4}{\pi(d_i + d_o)} = \frac{d_i - d_o}{4}$$

donde:

$d_i =$  Diámetro interior de la tubería exterior

$d_o =$  Diámetro exterior de la tubería interior

Esto implica que el diámetro hidráulico que será usado en anulares es:

$$d_h = d_i - d_o$$

El área que se usara para el cálculo de las velocidades es por lo tanto:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_o^2)$$

Sanchez realizó una prueba comparativa usando cuatro de las correlaciones para flujo vertical, para predecir la medida de la caída de presión de los datos de 87 pozos de campo. Las correlaciones probadas fueron las de Bexendell & Thomas, Hagedorn & Brown, Duns & Ros y Orkiszewski. Las conclusiones de este estudio, junto con áreas de aplicación recomendadas están listadas a continuación (no son dadas las definiciones de “alto” y “bajo”).

1. Ningún método es lo suficientemente exacto y preciso para cubrir todas las regiones de flujo y condiciones para flujo multifásico en anulares.
2. El método de Bexendell es el más preciso para rangos completos de diámetros de tubería y regímenes de flujo. La determinación del diámetro hidráulico que será usado requiere datos de campo que no siempre están disponibles.
3. El método de Hagedorn & Brown resultó ser el segundo más preciso y ofrece una mejor base para encontrar una correlación general para flujo en anulares que con otras correlaciones.
4. La correlación de Duns & Ros debe ser usada con discreción. Sin embargo, para flujo burbuja y grandes gastos su precisión es excelente.

En general, se reconoció que para el flujo de una sola fase en un espacio anular, el concepto del diámetro hidráulico es válido para  $d_o/d_i < 0.3$ . El concepto de diámetro hidráulico puede ser usado para pozos direccionales con precaución, ya que la tubería de producción probablemente toque la tubería de revestimiento en muchos puntos, resultando esto en un anular excéntrico.

Cornish dedujo que la rugosidad absoluta del anular puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \varepsilon_i \left( \frac{d_i}{d_i + d_o} \right) + \varepsilon_o \left( \frac{d_o}{d_o + d_i} \right)$$

donde:

$\varepsilon_i$  = Rugosidad de la superficie interior de la tubería exterior

$\varepsilon_o$  = Rugosidad de la superficie exterior de la tubería interior

### 1.3 TUBERÍA FLEXIBLE <sup>17,18,19</sup>

#### 1.3.1 Características y proceso de fabricación de la tubería flexible común

La tubería flexible es una tubería electro-soldada, fabricada con una costura longitudinal única, formada por soldadura de inducción de alta frecuencia, sin adición de metal de relleno.

El primer paso en el proceso de fabricación típico de la TF, involucra la adquisición de materia prima de acero, abastecido en planchas de 48 pulgadas de ancho, las cuales vienen envueltas en rollos de aproximadamente 3500 pies. Cuando se selecciona el diámetro de la tubería flexible que se va a fabricar, la plancha de acero se corta en una tira continua de un ancho dado, para formar la circunferencia del tubo especificado. La faja plana de acero es luego soldada en sesgo a otro segmento de tira, para formar un rollo continuo de lamina de acero. El área soldada se desbasta hasta que quede suave, se limpia y luego se inspecciona con rayos X, para asegurarse que la soldadura este libre de defectos. Una vez que se ha enrollado una suficiente longitud de tira continua de acero en la bobina maestra, entonces, el proceso de fresado del tubo puede comenzar. El acero es luego corrido a través de cuños de rodillo que trabajan mecánicamente la faja plana, dándole la forma de tubo. Puesto que los bordes de la tira de acero se prensan juntos mecánicamente, el proceso de soldadura longitudinal se provee con una bobina de inducción de alta frecuencia, colocada unas cuantas pulgadas al frente del ultimo juego de

rodillos formadores. La bobina de inducción de alta frecuencia genera el calor para soldar por la resistencia al flujo de la corriente eléctrica. El flash de soldadura expuesto en el exterior del tubo se retira y la costura soldada es anillada a temperaturas de aproximadamente 1650 °F (899 °C). Se deja enfriar el tubo y luego se corren pruebas no destructivas de estación, para inspeccionar el cuerpo del tubo. El proceso de fresado continúa a medida que se corre el tubo a través de una fresa que le da tamaño, la misma que reduce ligeramente el diámetro después de la soldadura y trabaja la tubería, desbastándola al diámetro exterior requerido y llevándola a las tolerancias de redondez. En este momento, la tubería pasa por un tratamiento de calor sobre el cuerpo entero, utilizando bobinas de inducción. El propósito del tratamiento de calor es el de aliviar los esfuerzos de tensión interna de todo el tubo a temperaturas entre los 1100 °F (593 °C) y 1400 °F (760 °C), con lo cual se logra aumentar la ductilidad del acero. Se deja que la tubería se enfríe, primero gradualmente con el aire y después dentro de un baño de líquido. Este proceso da por resultado el desarrollo de los tamaños adecuados de grano de perlita y ferrita dentro de la micro estructura del acero. El tubo nuevo se envuelve en un carrete de servicio o un tambor de madera para su transporte y su posterior prueba a presión.

Hay procesos alternativos de fabricación de tubería flexible que pueden requerir que se construya una sarta, soldando tope a tope las secciones de tubo. La técnica de soldado a tope puede ser efectuada usando prácticas de soldadura TIG o MIG y cada soldadura de extremo debe ser inspeccionada con rayos X para evaluar la calidad de la misma. Nótese que la superficie exterior de la soldadura a tope no se desbasta o perturba de ninguna manera, lo cual pudiera reducir el ciclo de vida, y la resistencia en tramos de varios pies anteriores y posteriores a la soldadura. La sarta de tubería se envuelve luego sobre un carrete de servicio o tambor de transporte según se requiera.

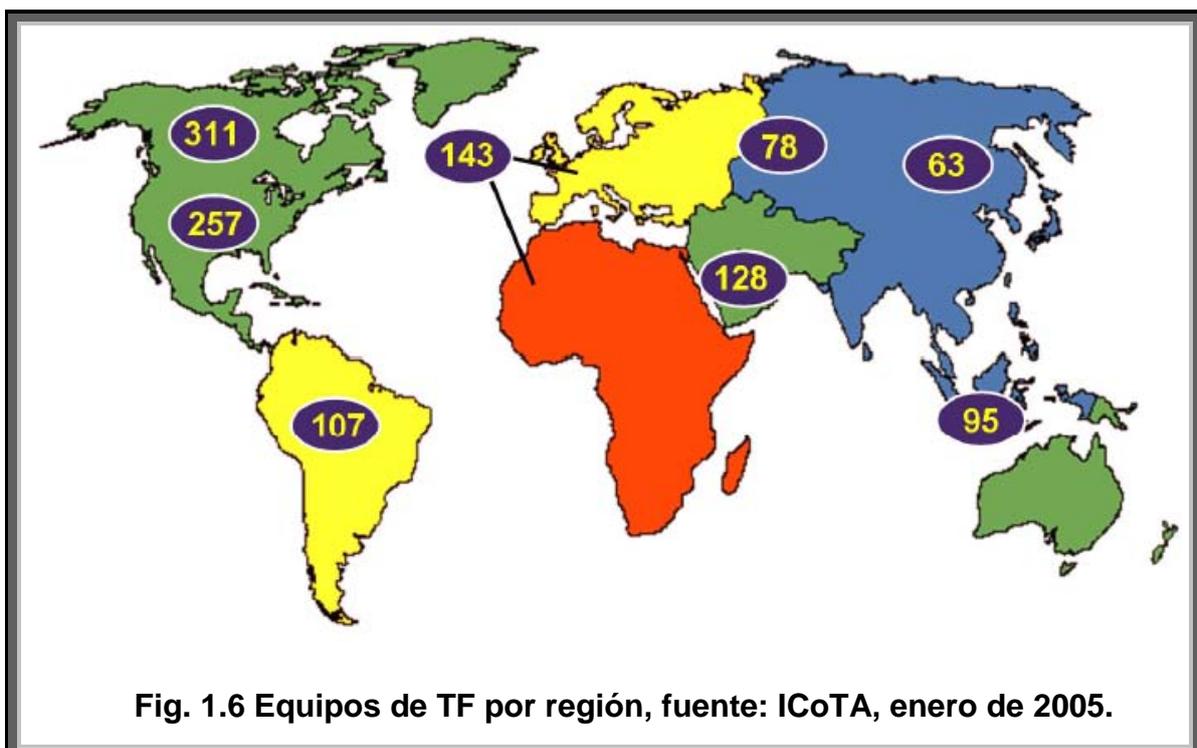
Pueden fabricarse sartas escalonadas de tubería flexible, cambiando el espesor de la tubería dentro de la longitud de un carrete individual, mientras que se mantiene un diámetro exterior constante. Esto se hace para aumentar las propiedades de rendimiento de la TF en secciones seleccionadas, al mismo tiempo que se minimiza el peso total de la sarta.

### 1.3.2 La tubería flexible en el mundo

La industria de la tubería flexible continúa siendo uno de los segmentos con mayor crecimiento del sector de servicios petroleros. El crecimiento de la TF ha sido manejado por una economía atractiva, continuos avances en tecnología y el aumento de las operaciones donde se puede emplear.

La industria de la tubería flexible actualmente es un negocio global y multimillonario que se encuentra en la corriente principal de la alta tecnología para la extracción de energéticos.

El costo de los pozos petroleros se incrementa continuamente cuando se usan equipos convencionales para realizar intervenciones. Esto ha derivado en una búsqueda de alternativas para lograr ahorros substanciales con equipos más versátiles; por lo cual se originó la necesidad de desarrollar tecnologías que permitan ser transportadas, instaladas e intervenir pozos con mayor eficiencia y seguridad; como lo es el equipo de tubería flexible. En los últimos 15 años, la TF ha alcanzado un gran desarrollo tecnológico en la industria petrolera alrededor del mundo, quizás la contribución más grande en el mercado ha sido la promoción, y desarrollo de nuevas aplicaciones y herramientas.



El desarrollo de la tubería flexible data de los años 60's, y se ha convertido en un componente integral de muchos servicios y procesos en pozos como el que nos compete en este trabajo. Si bien el servicio a pozos y las aplicaciones de reacondicionamiento siguen representando más del 75% del uso de TF, los avances tecnológicos siguen incrementando su uso en diversas áreas.

En agosto de 2005 se estimaba que un poco más de 1,060 unidades de tubería flexible estaban disponibles alrededor del mundo. El número total de unidades trabajando había crecido verticalmente a partir de 850 aproximadamente, reportadas en febrero del 2001. En el 2007 el mercado internacional tenía a su disposición una flota aproximada de 556 unidades de TF; Canadá y los Estados Unidos se estimó que contribuían con 254 y 253 unidades adicionales, respectivamente. Estas cifras han continuado en aumento hasta la actualidad según lo indican los reportes de nuevas órdenes de trabajo.

### **1.3.3 Operaciones con tubería flexible**

El uso de la tubería flexible continúa en crecimiento, más allá de su empleo en la típica limpieza y la estimulación con ácido. Este crecimiento puede atribuirse a una gran cantidad de factores, incluyendo los avances de la tecnología y desarrollo de nuevos materiales, así como el énfasis cada vez mayor de perforar pozos con secciones horizontales o altamente desviadas. La relación de los usos de la tubería flexible que se presenta a continuación, tiene como objetivo adicional, ser un desafío al pensamiento para crear operaciones alternativas e innovadoras en las cuales puede ser benéfica para los futuros trabajos de campo.

#### *Utilizaciones avanzadas*

- Perforación
- Fracturamiento
- Operaciones submarinas
- Pozos profundos
- Oleoductos, gasoductos y líneas de flujo

### *Utilizaciones rutinarias*

- Descarga de pozos
- Limpieza
- Acidificaciones o estimulaciones
- Sartas de velocidad
- Operaciones de pesca
- Desplazamiento de herramientas
- Registro de pozos (en tiempo real o con memorias)
- Asentamiento o recuperación de tapones

La habilidad para desempeñar el trabajo en un pozo fluyente, es la clave asociada con el buen desarrollo de la tubería flexible. Para cumplir con este hecho, se tienen que vencer tres retos técnicos importantes:

- Debe ser una tubería continua capaz de ser insertada dentro del pozo.
- Una media corrida y la recuperación de la TF dentro y fuera del pozo mientras esta bajo presión (cabeza inyectora).
- Un aparato capaz de proveer un sello dinámico alrededor de la cadena del tubo (stripper).

### **1.3.4 Ventajas y desventajas**

#### *Ventajas*

- ✓ Pequeños tiempos de viaje dentro y fuera del pozo
- ✓ No es requerida una torre de trabajo (mástil) adicional
- ✓ Se pueden operar en pozos fluyentes
- ✓ Bajos costos de movilización
- ✓ Reparaciones en pozos fluyentes
- ✓ Operaciones en el interior de la tubería de producción (TP)
- ✓ Menor costo de operación
- ✓ Menor personal para el manejo del equipo
- ✓ Seguridad con bajo impacto al medio ambiente

### *Desventajas*

- No se puede rotar
- Necesita constante monitoreo de la vida útil de la tubería
- Hay mayores caídas de presión por fricción en la TF
- Longitud limitada de tubería

### **1.3.5 Vida útil**

El concepto de las operaciones de servicios en pozos con tubería flexible, requiere que la longitud continua de tubería se sujete a ciclos repetidos de tendido y envoltura durante su vida útil. La tubería almacenada en un carrete de servicio se desenvuelve dentro del pozo a la profundidad designada; luego se recupera de regreso al carrete de servicio, para su almacenamiento y transporte a la próxima ubicación de trabajo. La vida útil de trabajo de la TF puede ser definida como la duración del servicio que puede brindar una sarta de tubería continua, cuando es sometida a los siguientes factores:

- Ciclo de fatiga por doblado
- Carga de presión interna
- Carga axial aplicada
- Corrosión
- Daños mecánicos

Todos los factores anteriores actúan sobre la tubería flexible de una u otra manera, durante algún tipo de servicio y contribuyen a la eventual falla mecánica del tubo.

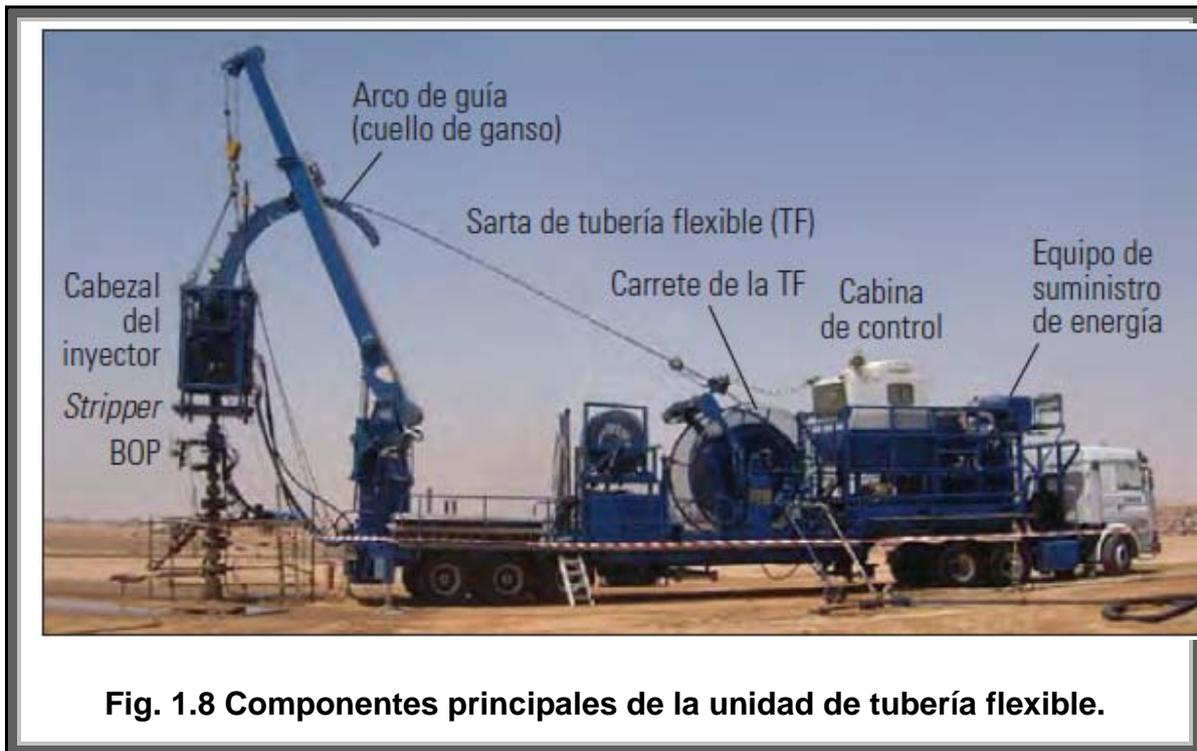
Para garantizar operaciones confiables y seguras en el sitio del pozo, el usuario debe entender el comportamiento único de la tubería flexible y así minimizar sus posibilidades de falla. Se deben tomar numerosas decisiones durante la vida útil de una sarta para lograr maximizarla. Desde este enfoque, la decisión de retirar de servicio la tubería, debe tomarse sobre la base de las condiciones reales en las que se encuentra y su historial de servicio.

### 1.3.6 Descripción y componentes principales del equipo

- a) Unidad de potencia
- b) Carrete de tubería
- c) Cabina de control
- d) Cabeza inyectora
- e) Equipo de control de pozo



**Fig. 1.7** Equipo de tubería flexible.



**Fig. 1.8 Componentes principales de la unidad de tubería flexible.**

#### 1.3.6.1 Unidad de potencia (equipo de suministro de energía)

Está conformada por un motor de combustión interna diesel, el cuál puede tener un arreglo de 6 u 8 cilindros en “V” o en línea, con una transmisión para acoplar las bombas hidráulicas que suministran la potencia requerida mediante mangueras de alta presión, para operar los componentes del equipo de tubería flexible (sistema de control de presión, motores hidráulicos de la cabeza inyectora y carrete). Cuenta con válvulas de control de presión, filtros, intercambiadores de calor y controles de emergencia para mantener represionados todos los sistemas en caso de que fallara el motor (Fig. 1.9).

El sistema, gracias a su diseño, permite alimentar a un generador de corriente alterna que suministra la energía a los componentes eléctricos y al sistema de alumbrado. La unidad de potencia cuenta con un compresor el cual suministra aire para operar los sistemas neumáticos de la unidad (bomba que acciona el stripper, la lubricación de las cadenas de la cabeza inyectora y el sistema de arranque del motor).

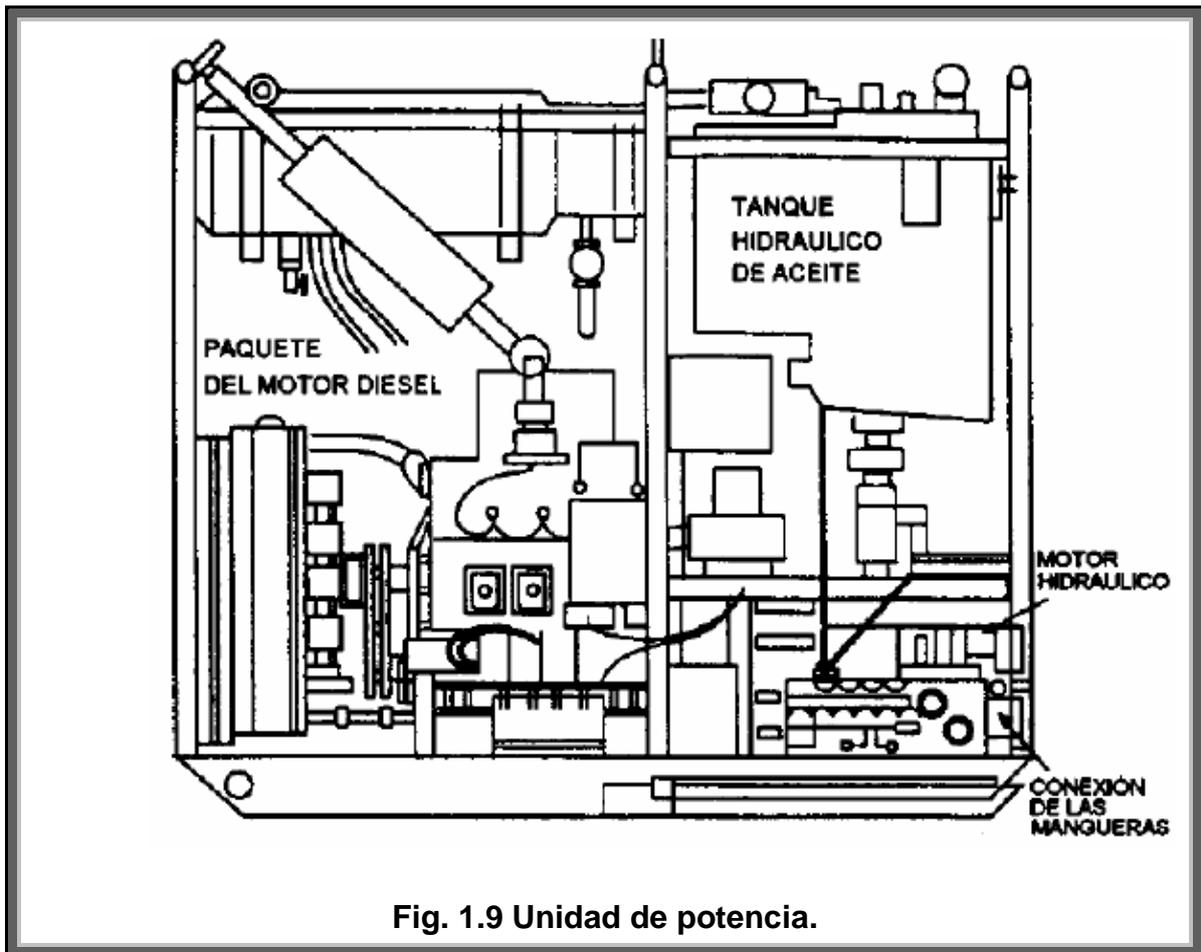
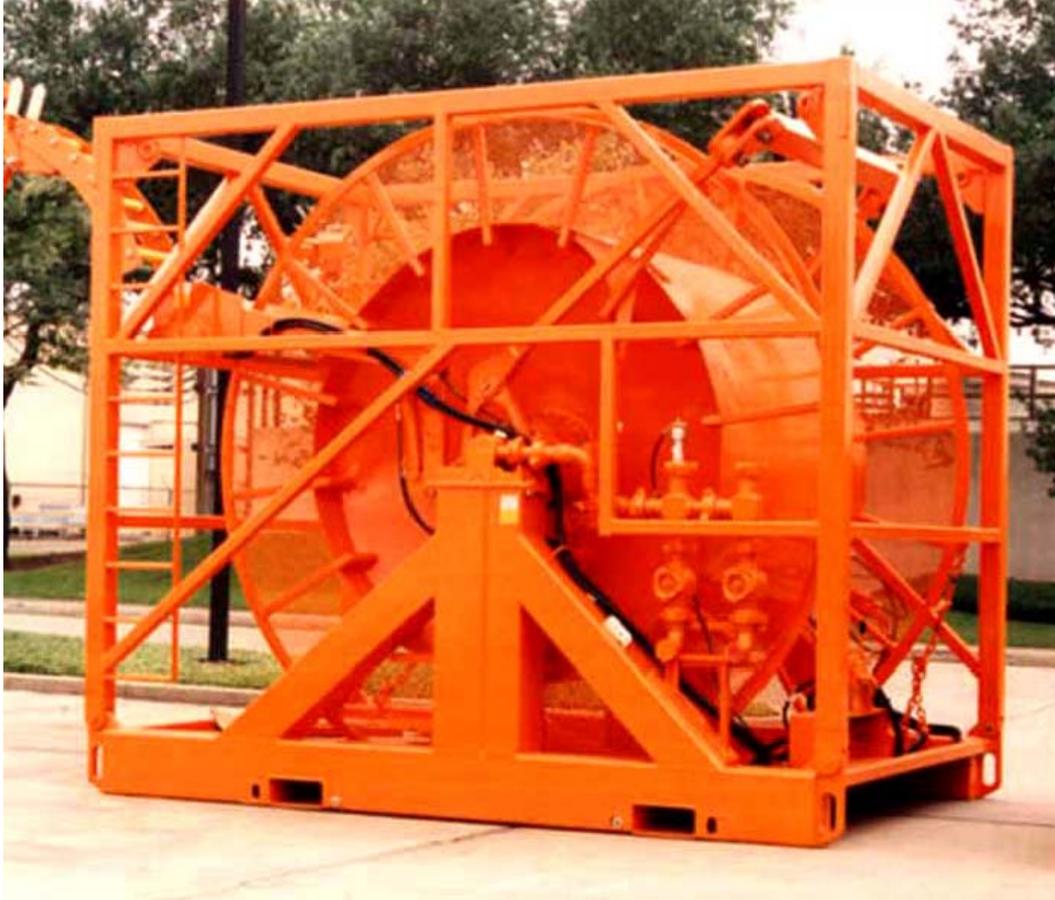


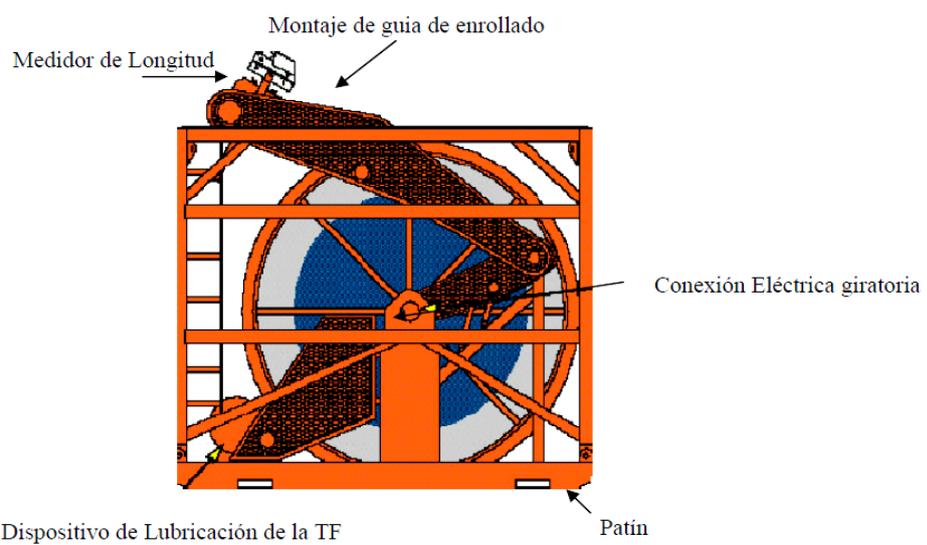
Fig. 1.9 Unidad de potencia.

#### 1.3.6.2 Carrete de tubería

Cuenta con varios elementos y mecanismos, los cuales facilitan el embobinado y operación de la tubería, estos elementos combinados proporcionan un método eficiente de tensión a la tubería flexible cuando esta es enrollada en el carrete. Se opera por medio de un motor hidráulico que imprime la tracción necesaria a través de un conjunto de cadenas y catarinas (sprockets). Cuenta con un tambor central, con diámetros que varían de 48 a 92 pulgadas, de acuerdo a los diámetros de la tubería que se manejará. El carrete no suministra fuerza para introducir y recuperar la tubería dentro del pozo, sin embargo, actualmente algunos diseños cuentan con carretes dotados con motor para girar de manera sincronizada durante el enrollado. Los componentes principales del carrete son: unión giratoria, guía de enrollado, lubricador de tubería y medidor de profundidad (Fig. 1.11).



**Fig. 1.10 Carrete de tubería flexible.**

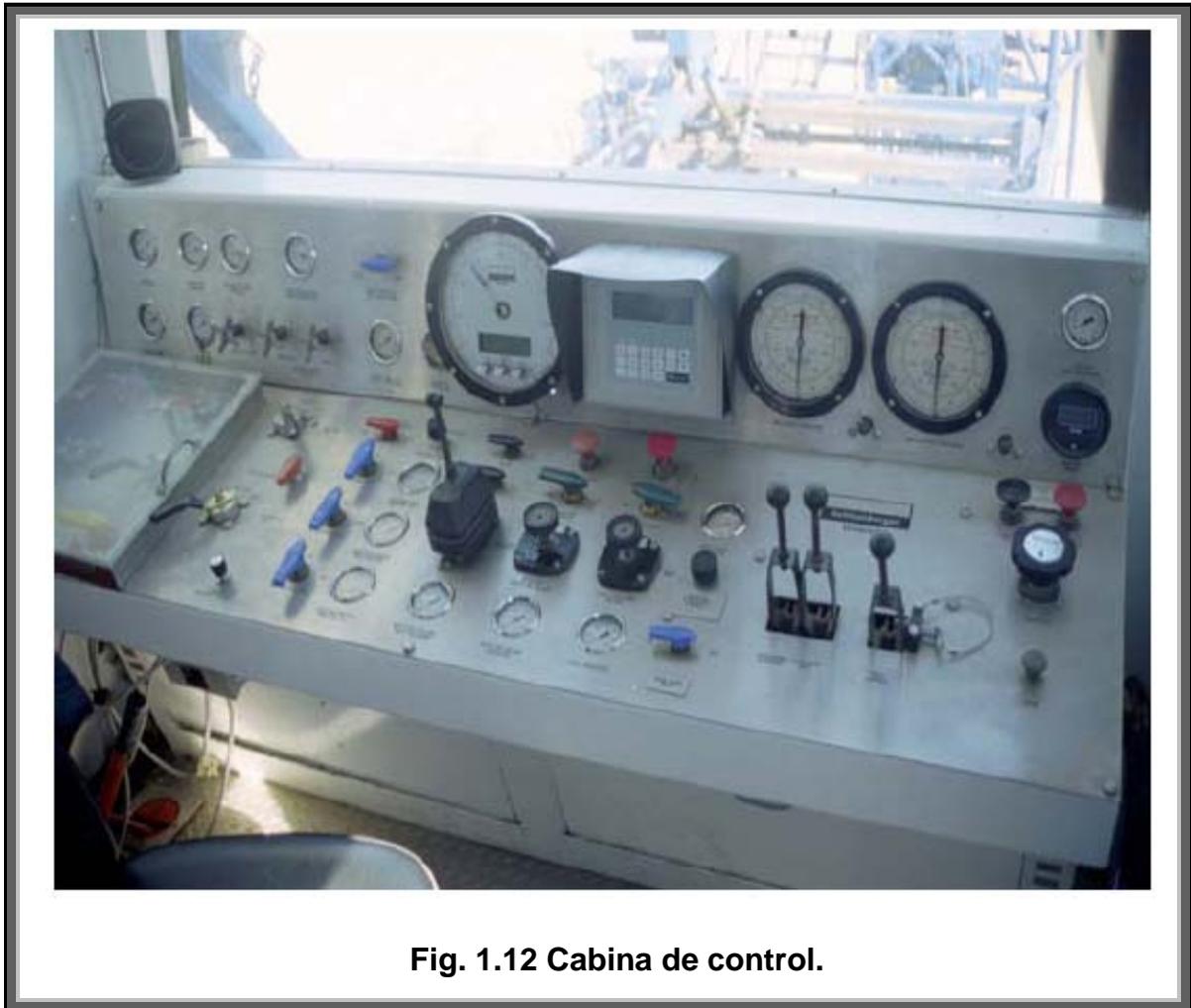


**Fig. 1.11 Carrete de tubería flexible y sus principales componentes.**

### 1.3.6.3 Cabina de control

Contiene todos los controles e instrumentos de cada componente del equipo que interviene para una operación segura y eficiente de la sarta de TF, cuando ésta se introduce al pozo. Dependiendo de la configuración y tipo de unidad de tubería flexible o de las condiciones de diseño que el cliente establece, será la ubicación de la cabina.

La cabina de control puede elevarse de su posición original mediante un sistema de gatos neumáticos, para facilitar el trabajo al operador con la visibilidad amplia y garantizar el funcionamiento confiable, efectivo y seguro de los componentes externos de la tubería (carrete de tubería, cabeza inyectora, etc.) y de la operación.



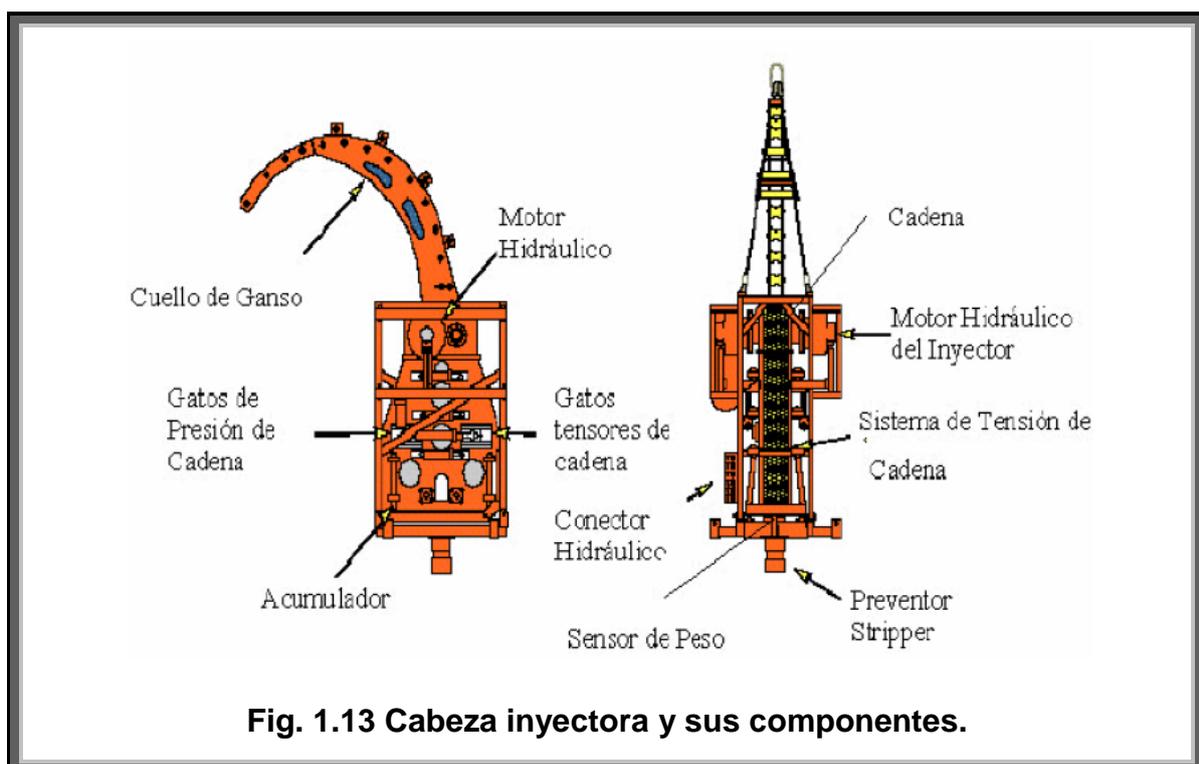
**Fig. 1.12 Cabina de control.**

Los mandos principales para operar los componentes de la unidad son los siguientes: manómetros para indicar las condiciones de todos los sistemas del equipo y pozo (presión de circulación y presión del pozo), válvulas de control e indicadores de la tensión de las cadenas de la cabeza inyectora, indicadores del peso de la sarta de tubería dentro del pozo, válvula de control de la velocidad de introducción o extracción, freno del carrete, sistemas para el control de enrollamiento de la tubería en el carrete, válvulas y manómetros para mantener la presión adecuada al lubricador de tubería, control para cerrar o abrir los arietes del conjunto de preventores (BOP's), paro automático de emergencia, control de la unidad de potencia y equipo electrónico (Fig. 1.12).

#### 1.3.6.4 Cabeza inyectora

Es el componente más importante de la unidad de tubería flexible. Su función es la de introducir y extraer la sarta al pozo. Está provista de diferentes partes mecánicas y sistemas hidráulicos, que permiten suministrar la potencia requerida para operar con un alto grado de control, eficiencia y sin riesgos de daño al equipo en general.

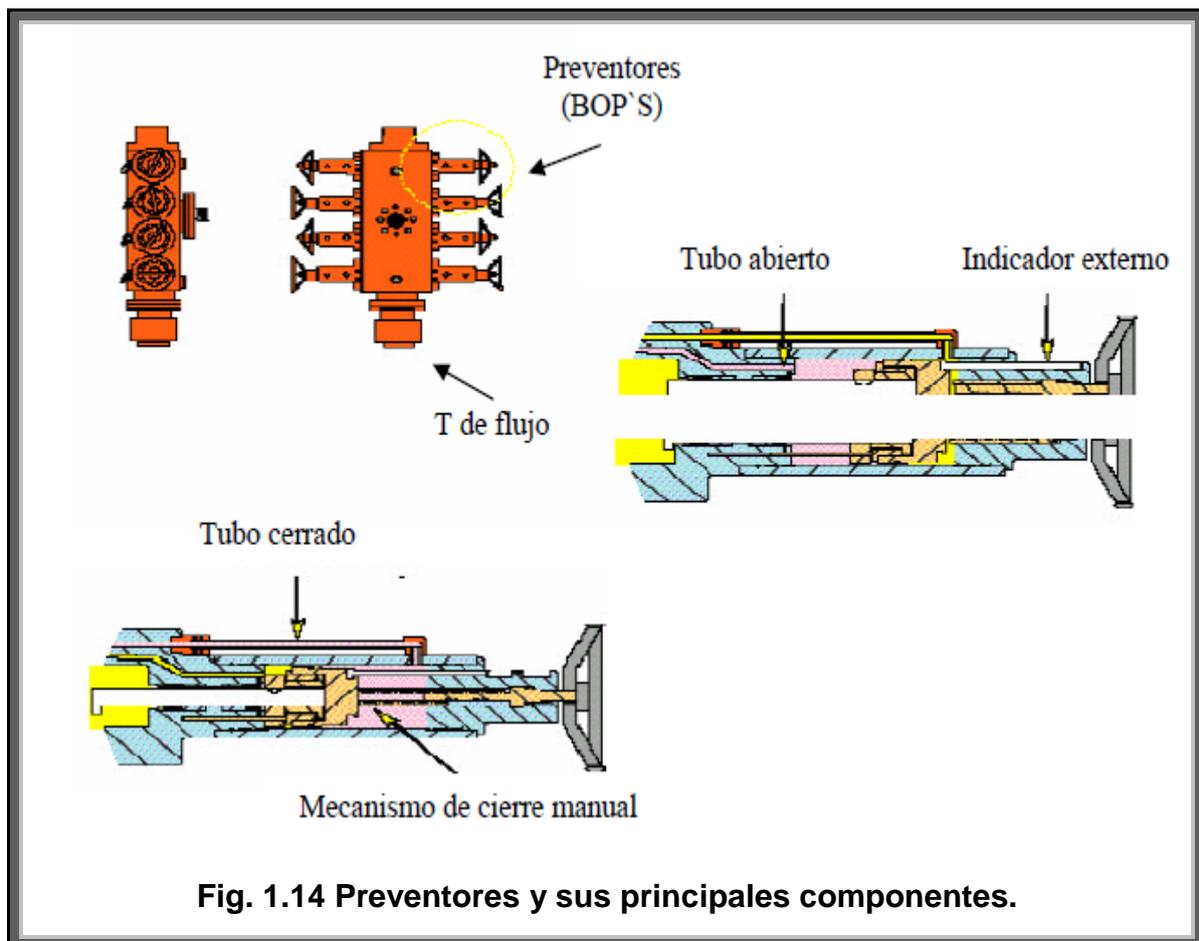
La cabeza inyectora tiene los siguientes componentes: cuello de ganso, cadenas, motores hidráulicos e indicador de peso (Fig. 1.13).



**Fig. 1.13 Cabeza inyectora y sus componentes.**

### 1.3.6.5 Equipo para el control del pozo

Se llaman preventores y su función es proporcionar un medio de control eficiente y seguro de las presiones del pozo, durante cualquier operación. La configuración de los rams del preventor y el puerto de matar facilitan las operaciones de control en diferentes situaciones, el más común es de 3 pulgadas de diámetro interior, para presiones de trabajo de 10,000 psi y resistente al ácido sulfhídrico. El conjunto de preventores está equipado con cuatro juegos de rams y se instalan sobre el árbol de válvulas o sobre la mesa rotaria en equipos convencionales. Son operados desde la cabina de control a través de un sistema hidráulico y de un acumulador neumático. Para cierres de emergencia, los acumuladores proporcionan la energía requerida para activar el juego de rams que permiten el control del pozo, o bien pueden ser cerrados manualmente (Fig. 1.14).



## 1.4 NOMENCLATURA

$A$	Área transversal de la tubería
$B_o$	Factor de volumen del aceite
$B_w$	Factor de volumen del agua
$d_h$	Diámetro hidráulico del anular
$d_i$	Diámetro interior de la tubería exterior del anular
$d_o$	Diámetro exterior de la tubería interior del anular
$F_o$	Fracción de aceite en el líquido
$F_w$	Fracción de agua en el líquido
$H_G$	Colgamiento de gas
$H_L$	Colgamiento de líquido
$q_G$	Gasto de gas
$q_o$	Gasto de aceite
$q_w$	Gasto de agua
$r_h$	Radio hidráulico
$v_G$	Velocidad real del gas
$v_{Gs}$	Velocidad superficial del gas
$v_L$	Velocidad real líquido
$v_{LS}$	Velocidad superficial del líquido
$v_M$	Velocidad superficial de la mezcla bifásica
$v_s$	Velocidad de resbalamiento
$\varepsilon$	Rugosidad absoluta
$\varepsilon_i$	Rugosidad de la tubería interior
$\varepsilon_o$	Rugosidad de la tubería exterior
$\lambda_G$	Colgamiento de gas sin resbalamiento
$\lambda_L$	Colgamiento de líquido sin resbalamiento
$\mu_G$	Viscosidad del gas
$\mu_M$	Viscosidad de la mezcla bifásica sin resbalamiento
$\mu_L$	Viscosidad del líquido
$\mu_o$	Viscosidad del aceite
$\mu_s$	Viscosidad de la mezcla bifásica con resbalamiento
$\mu_w$	Viscosidad del agua

$\rho_f$	Densidad bifásica (usada por algunos autores)
$\rho_G$	Densidad del gas
$\rho_k$	Densidad bifásica (usada por algunos autores)
$\rho_L$	Densidad del líquido
$\rho_M$	Densidad de la mezcla líquido-gas
$\rho_n$	Densidad bifásica sin resbalamiento
$\rho_o$	Densidad del aceite
$\rho_s$	Densidad bifásica con resbalamiento
$\rho_w$	Densidad del agua
$\sigma_L$	Tensión superficial del líquido
$\sigma_o$	Tensión superficial del aceite
$\sigma_w$	Tensión superficial del agua

## 2. ESTADO DEL ARTE

### 2.1 SARTAS DE VELOCIDAD CON TUBERÍA FLEXIBLE<sup>20,21,22,23,24,25,26,27,28</sup>

Muchos pozos fluentes de aceite y gas experimentan disminución de la producción a través del tiempo y eventualmente pueden dejar de producir por completo. Entre los factores causantes de éste problema se encuentran la declinación de la presión de yacimiento y velocidades de gas, así como el incremento de la producción de agua.

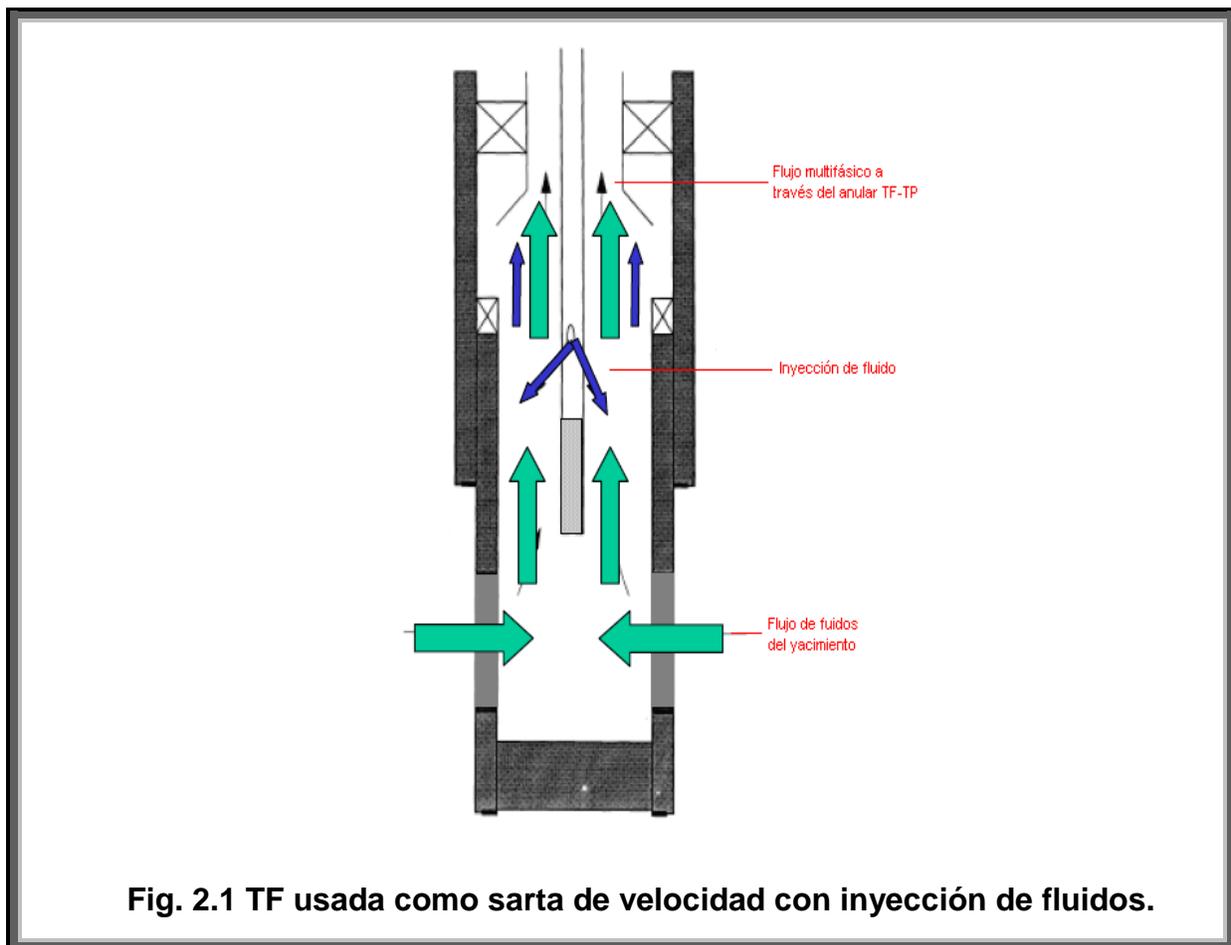
La presencia de líquidos (agua de formación y/o condensado) en pozos de gas, o de bacheo en pozos de aceite con alta RGA, pueden perjudicar la producción. Los tapones o baches de líquido en la corriente de flujo tienen un impacto significativo sobre las características de fluidez y además deben ser llevados por el gas a la superficie para evitar la acumulación del mismo dentro del pozo. Una carga o acumulación de líquido en el fondo del pozo evita la entrada de los fluidos del yacimiento al mismo. La razón de éste fenómeno también llamado “carga de líquido”, que eventualmente provocará que se mate el pozo, es la falta de energía de transporte dando como resultado un aumento de la presión de fondo fluyendo y la disminución de la producción.

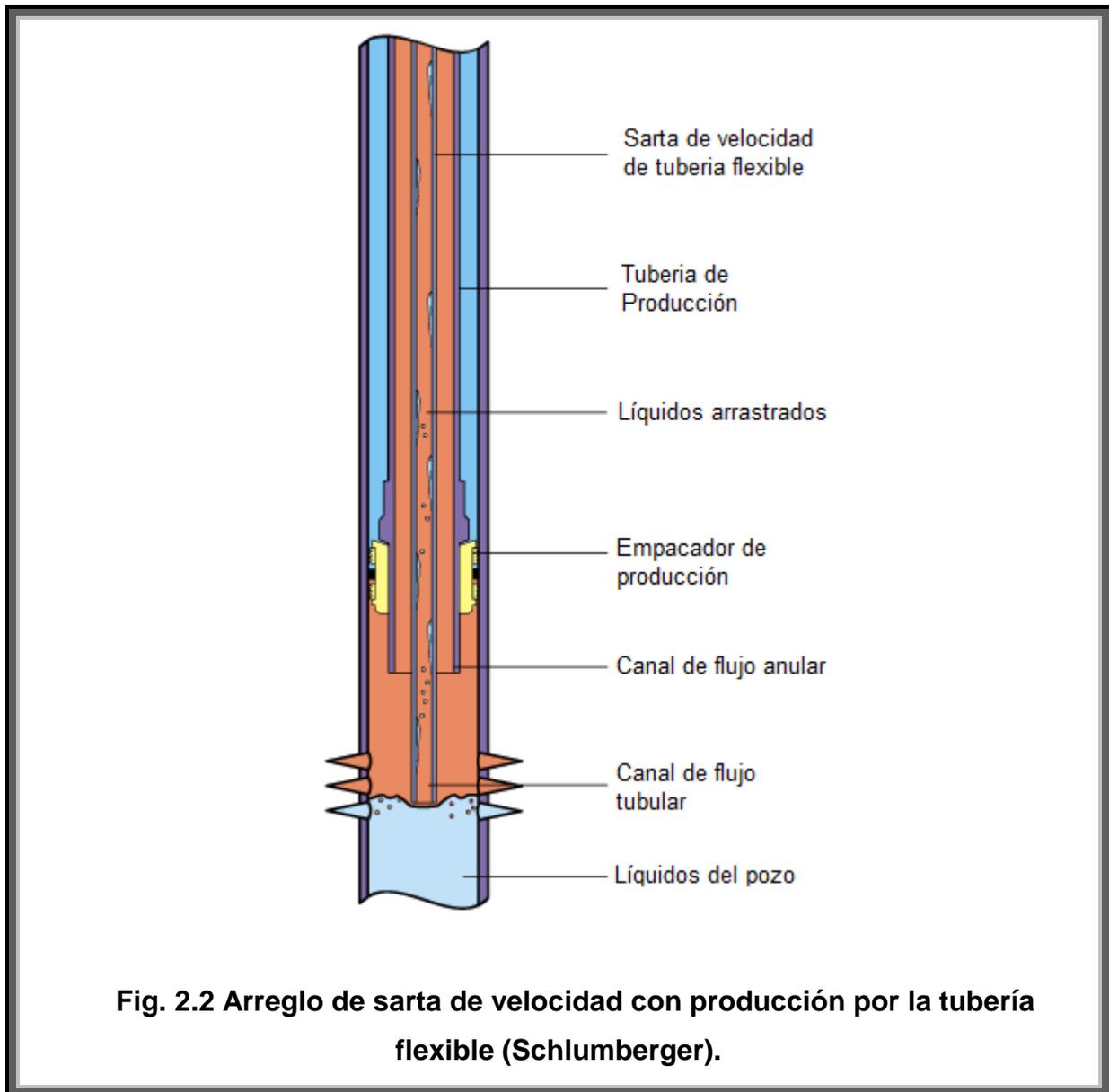
Se puede detectar una carga de líquido si se observan caídas bruscas durante el análisis de una curva de declinación; si se tienen arremetidas de baches de líquido en la cabeza del pozo; creciente diferencia con el tiempo entre la presión de flujo en la tubería producción y/o la presión de flujo en la tubería de revestimiento; y cambios bruscos del gradiente en un perfil de presiones de flujo. Una manera común de identificar carga de líquido es mediante el análisis del historial de producción del pozo, pero la forma más exacta de detección es obteniendo periódicamente los gradientes de presión estático y dinámico.

Un método para restaurar la producción de hidrocarburos en un pozo que presenta carga de líquido, es la reducción del diámetro de flujo mediante el uso de tubería flexible como sarta de velocidad, ya sea para flujo a través de la TF o del espacio anular TP-TF con o sin inyección de fluidos.

La desventaja de la sarta de velocidad es el incremento en la pérdida de presión debido a la fricción, perjudicando la producción. De ahí la importancia de elegir el diámetro óptimo de la tubería flexible que se instalará, ya que, si el sistema es bien diseñado e identificado logra ser más económico que cualquier otra forma de adicionar energía al pozo o sistema artificial de producción.

Ha habido un gran avance en el desarrollo de nuevos materiales de fabricación de TF, los cuales además de económicos son más resistentes a la corrosión por fluidos del yacimiento o tratamientos químicos, así como a las fuerzas presentes durante el trabajo, tienen menor resistencia al flujo por fricción debido al diseño de su superficie, no presentan adhesión de parafinas o sal y soportan las altas temperaturas del yacimiento. Tomando en cuenta todo lo anterior, suena más atractiva la implementación de una sarta de velocidad en pozos con problemas de carga de líquido.





Numerosos parámetros (presiones de yacimiento actuales y futuras, gastos de líquido y gas, diámetro y profundidad de la TF, presión de fondo fluyendo y en la cabeza del pozo, etc.) gobiernan el desempeño de la sarta de velocidad. Para evaluar si el diseño de la sarta de velocidad restaurará la producción del pozo y conocer que tanto la sostendrá, se tiene que comparar la curva IPR con la curva de comportamiento de la presión en la TP (curva J).

### 2.1.1 Como funciona una sarta de velocidad

La justificación para la implementación de una sarta de velocidad de tubería flexible, con diámetro menor a la tubería de producción, es reducir el área de la sección transversal de flujo. Una menor área de flujo incrementa la velocidad del gas en la tubería, una mayor velocidad del gas provee más energía de transporte para levantar el líquido y llevarlo fuera del pozo, con esto ya no se acumula en el fondo y la producción se mantiene.

La velocidad del gas debe cumplir o exceder un mínimo o velocidad crítica para prevenir que se presente carga de líquido en el fondo del pozo. Hay dos métodos muy populares para determinar la velocidad del gas mínima requerida: el primero es una “regla de campo” muy aceptada en la industria petrolera y el segunda es una correlación teórica realizada por Turner et al.

La regla de campo fija el valor mínimo de la velocidad del gas como 10 pies/seg, así cuando la velocidad del gas en el fondo del pozo alcanza un valor por encima de éste, se puede recuperar la condición de pozo fluyente.

La correlación presentada por Turner et al. usa un análisis teórico del patrón de flujo. Con el fin de prevenir la carga de líquido en el fondo del pozo, el líquido en la tubería debe estar suspendido como una niebla (fracciones de gas por encima del 0.95) o el patrón de flujo en la tubería debe estar entre el flujo anular y el flujo niebla. En éstos patrones de flujo, siempre y cuando la velocidad del gas exceda la velocidad de asentamiento de las burbujas de líquido, las altas velocidades de gas forzarán al líquido a subir a través de la tubería.

### 2.1.2 Diseño de sartas de velocidad

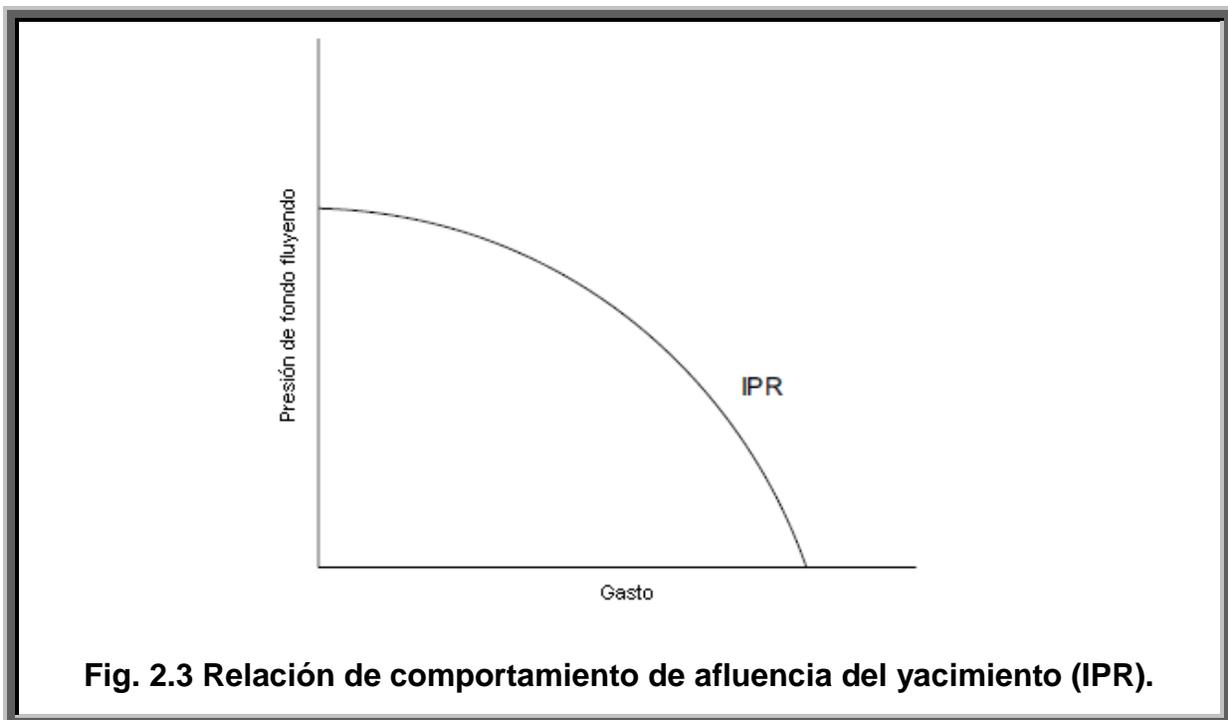
El objetivo del diseño de la sarta de velocidad es encontrar el diámetro óptimo de la tubería flexible a utilizar y la profundidad a la que ésta restablecerá el flujo del pozo, de manera que las pérdidas de presión debido al flujo sean mínimas y la producción se maximice. El pozo debería continuar produciendo lo suficiente como para compensar el costo de la implementación de la sarta de velocidad.

Para diseñar la sarta de velocidad que regresará al pozo a un estado fluyente y saber cuanto tiempo mantendrá la producción, se comparan dos curvas:

- La relación del comportamiento de afluencia del yacimiento (IPR), el cual describe el comportamiento de los fluidos entrando al pozo desde el yacimiento.
- La característica del comportamiento de la presión en la tubería (curva J), la cual describe el flujo de los fluidos a través de la tubería de producción.

### 2.1.2.1 Comportamiento de afluencia del yacimiento

La relación de comportamiento de afluencia del yacimiento (IPR) muestra la relación que existe entre la presión de fondo fluyendo y el gasto de fluidos que entra al pozo proveniente del yacimiento (Fig. 2.3).

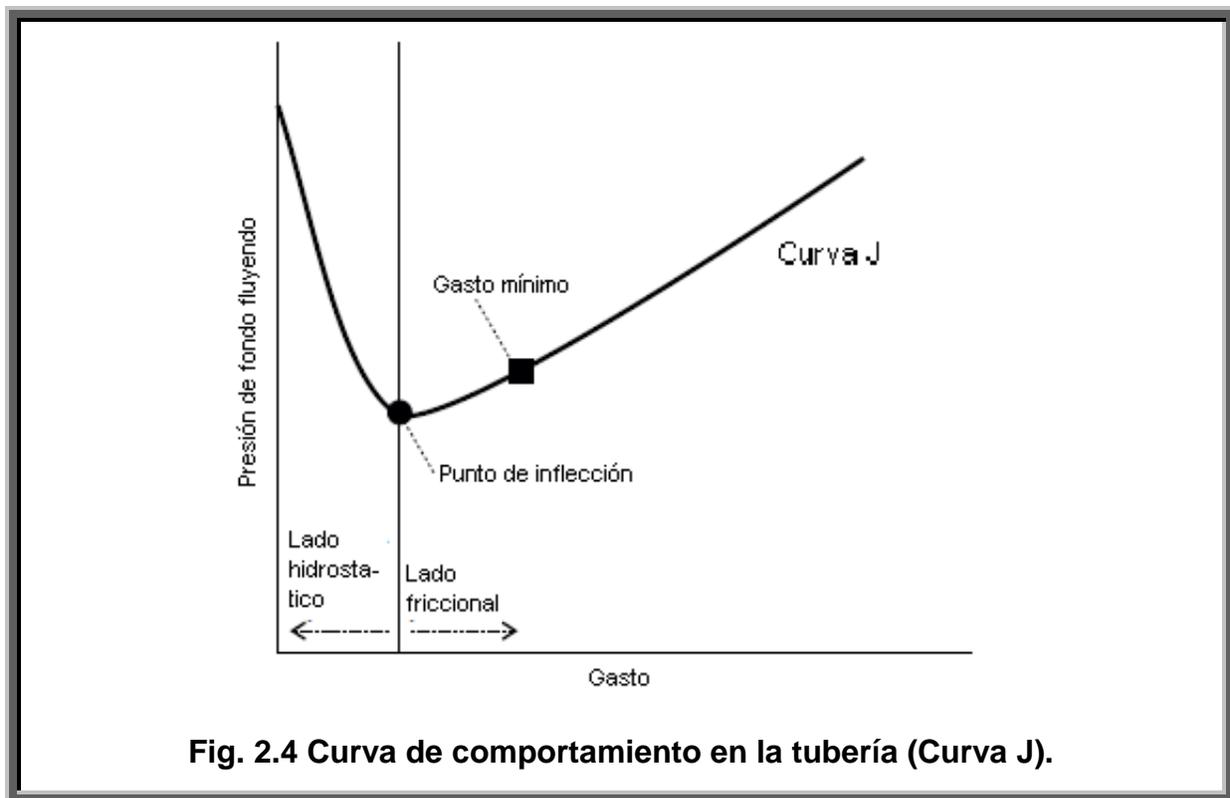


Se encuentran disponibles en la literatura varios métodos para calcular la IPR en pozos de aceite y gas. Muchos de estos modelos construyen la IPR basándose en la ecuación de Darcy para pozos de aceite, esto puede ser una limitante debido a que muchas sargas de velocidad son instaladas en pozos de gas con altas relaciones de gas líquido (RGL).

Se debe tener en cuenta que la IPR es determinada completamente por las propiedades del yacimiento, especialmente por la presión de yacimiento, y es independiente de la curva de comportamiento en la tubería.

### 2.1.2.2 Comportamiento en la tubería

La curva de comportamiento en la tubería describe el desempeño de un tamaño de tubería específico, canal de flujo elegido (diámetro), profundidad y condiciones en la cabeza del pozo. Por lo tanto, ésta es diferente para cada diseño de sarga de velocidad. Ésta curva muestra la relación entre la presión de fondo fluyendo y el gasto de fluido a través del pozo, y es llamada “curva J” debido a su forma.



**Fig. 2.4 Curva de comportamiento en la tubería (Curva J).**

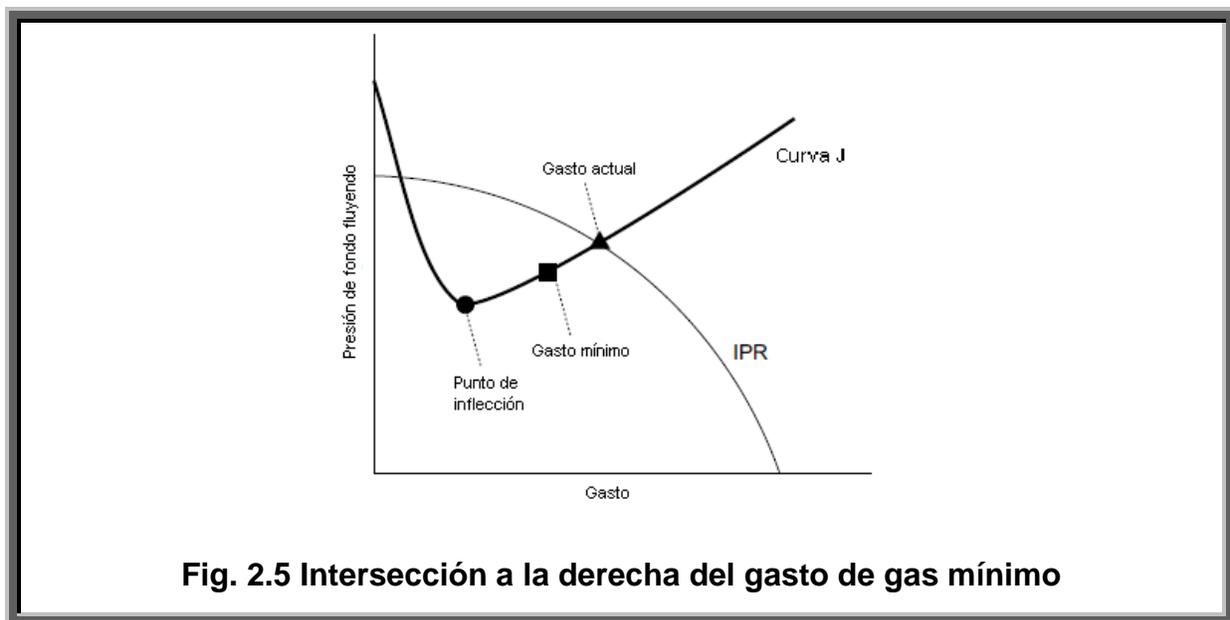
La curva J es dividida en dos partes por el punto de inflexión (carga), donde la pendiente se hace cero. A la izquierda está la contribución debida a la presión hidrostática y a la derecha la contribución por fricción en la tubería. El gasto mínimo correspondiente a la velocidad mínima (determinada por la regla de campo o la correlación de Turner et al.) también aparece en la curva J (Fig. 2.4).

Existe una gran cantidad de modelos multifásicos disponibles para obtener la curva de comportamiento en la tubería, para pozos de gas y pozos de aceite, éstos modelos aplican para diferentes rangos de condiciones, por eso es necesario seleccionar el que se ajuste de manera más adecuada a las condiciones presentes en el pozo.

### 2.1.2.3 Evaluación y diseño

Un pozo fluye al gasto donde se intercepta la curva J con la IPR. Se compara éste punto de intersección con el gasto de gas mínimo en la curva J para ver cual de las tres situaciones se producirá.

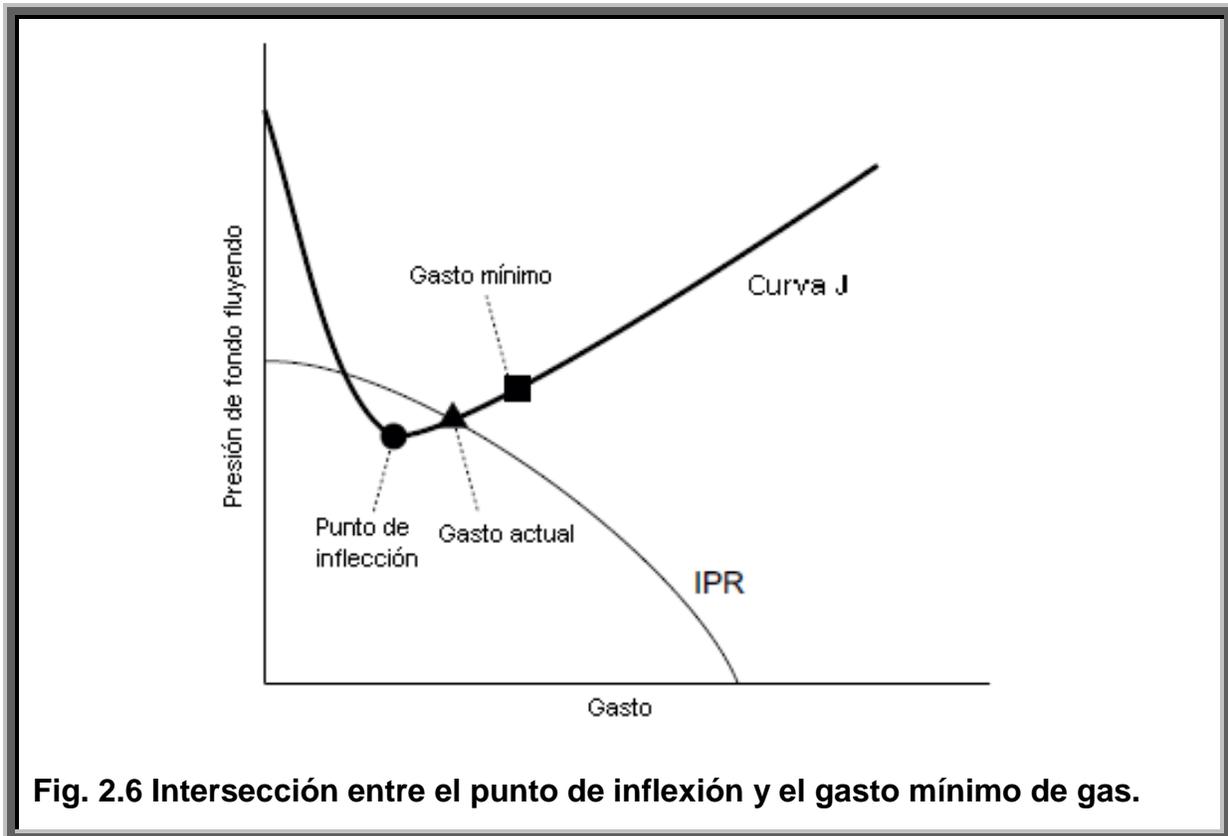
- El pozo fluiría sin presentar carga de líquido.
- El pozo fluiría pero cargara líquido y eventualmente dejara de producir.
- El pozo no fluiría.



**Fig. 2.5 Intersección a la derecha del gasto de gas mínimo**

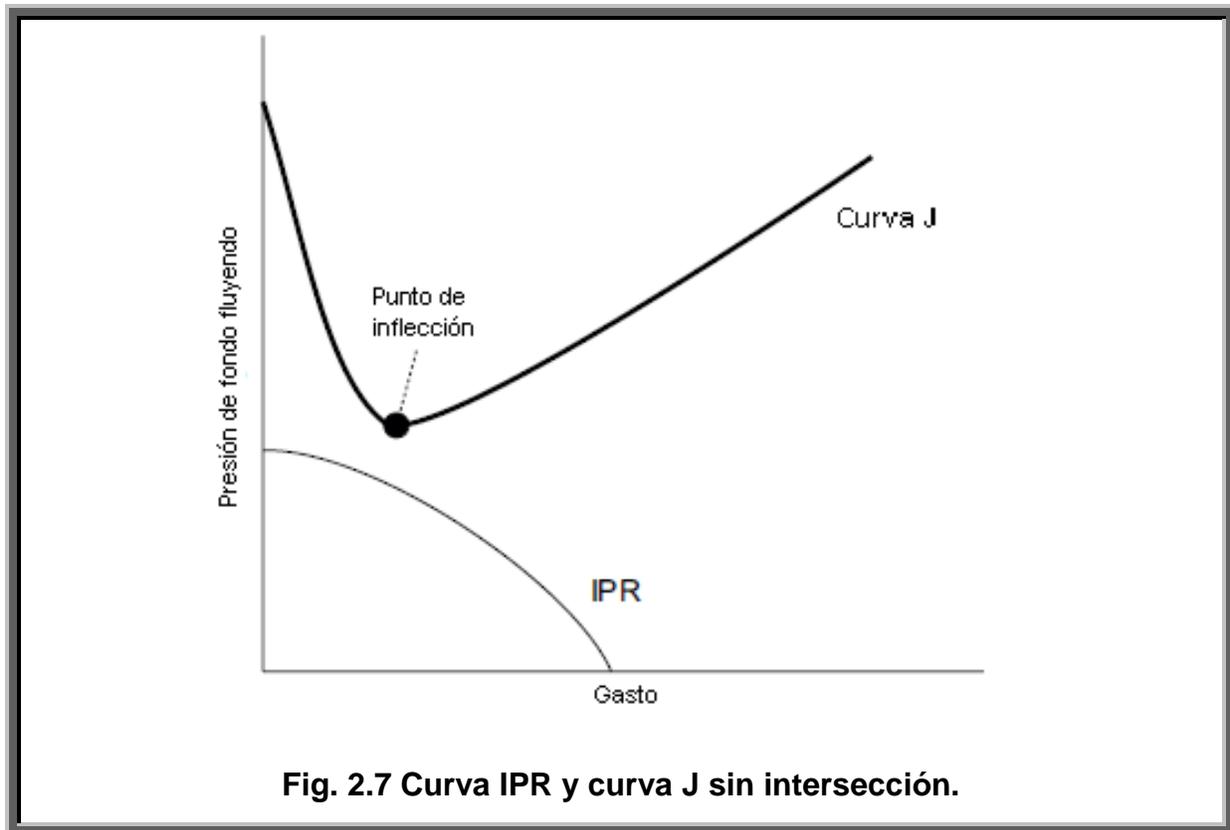
Si el punto de intersección está a la derecha del gasto de gas mínimo, el pozo fluye más rápido que éste gasto y no ocurre la carga de líquido (Fig. 2.5).

Si el punto de intersección está entre el punto de inflexión y el gasto mínimo de gas, ocurre la carga de líquido. Hay flujo, pero eventualmente se matará el pozo (Fig. 2.6).



**Fig. 2.6 Intersección entre el punto de inflexión y el gasto mínimo de gas.**

Si la IPR y la curva J no se interceptan, o si lo hacen a la izquierda del punto de inflexión, la presión de fondo fluyendo es demasiado baja para que exista el flujo a través de una tubería a esas condiciones particulares de diámetro, profundidad y presión en la cabeza del pozo, por lo tanto, se debe considerar otro diseño de sarta de velocidad (Fig. 2.7).



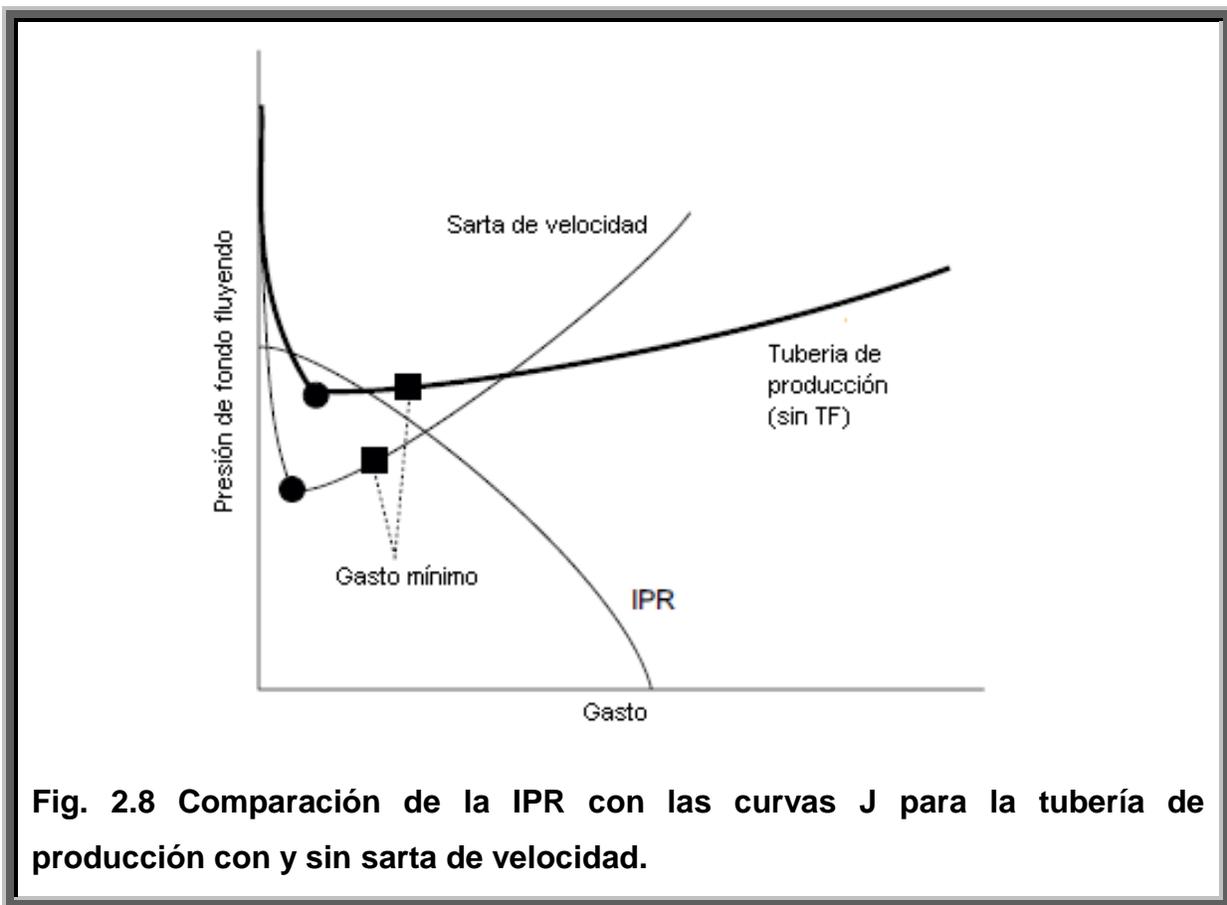
#### 2.1.2.4 Comparación de diseño

Es importante hacer primero una evaluación del comportamiento de flujo a través del aparejo de producción existente produciendo por sí mismo, esto para justificar la instalación de una sarta de velocidad. Para evaluar la tubería de producción existente, basta con obtener la curva J que la modele sin tubería flexible instalada dentro de ella, y compararla con la IPR. Si ya ha comenzado a presentarse carga de líquido, entonces se debería instalar una sarta de velocidad apropiada antes de que se mate el pozo (Fig. 2.8).

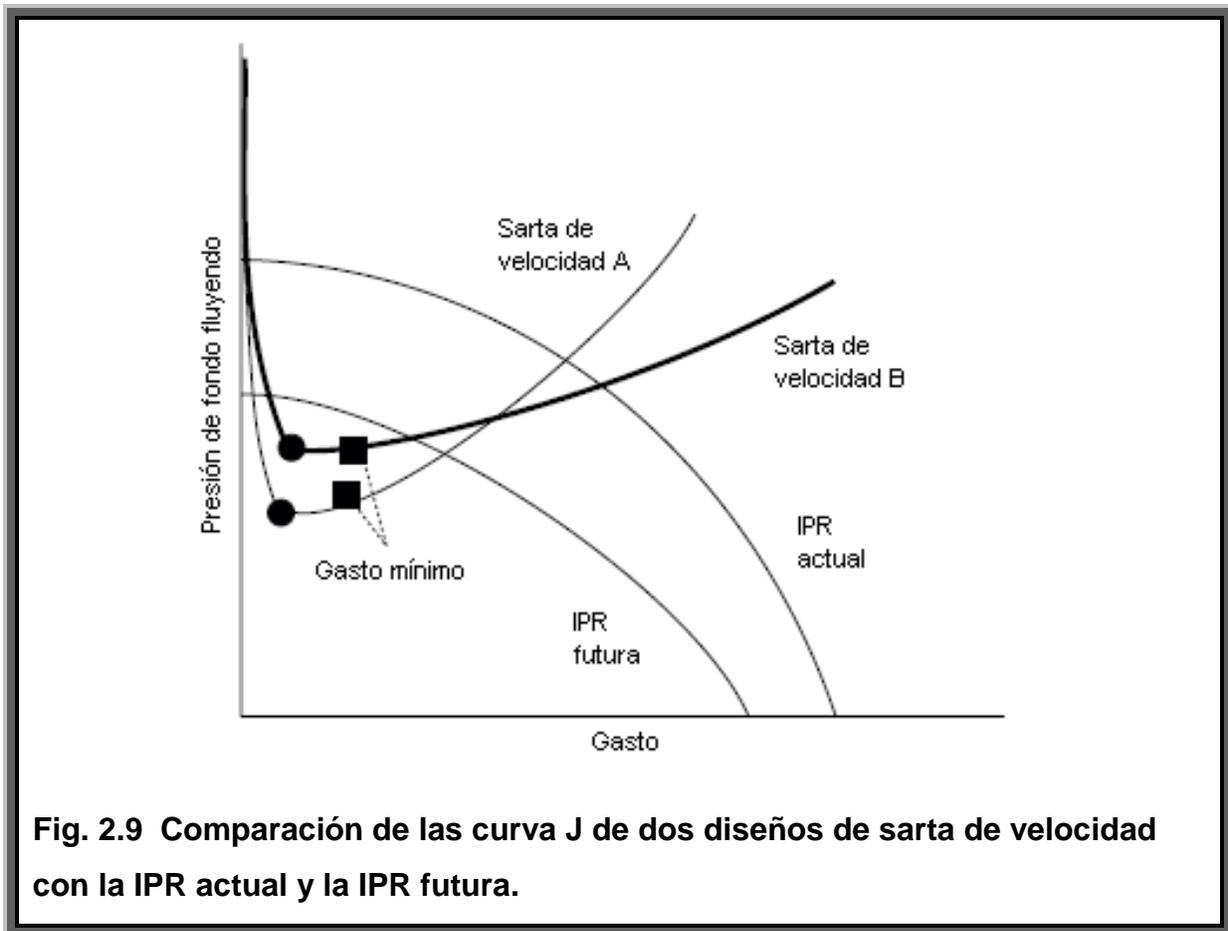
Ya que la presión de yacimiento seguirá cayendo, es importante asegurarse que la sarta de velocidad diseñada mantendrá el pozo fluyente el tiempo suficiente para recuperar el costo de la instalación. Para ver el desempeño futuro de la sarta de velocidad, se debe crear la IPR correspondiente a la presión de yacimiento futura predicha y compararla con la curva J de la sarta de velocidad. Se debe

asegurar que el punto de intersección con la IPR futura sigue estando a la derecha del gasto mínimo requerido para asegurar el flujo (Fig. 2.9).

A menudo se utiliza un simulador hidráulico de fondo de pozo para estimar el comportamiento de la sarta dentro de un rango de condiciones de operación esperadas. Ésta simulación puede ayudar a diseñar una sarta de velocidad que incremente al máximo la producción del pozo. Sin embargo, para pozos agotados, la selección del diámetro de la TF y las herramientas que se instalarán, puede depender en forma considerable de los precios y la disponibilidad.



**Fig. 2.8 Comparación de la IPR con las curvas J para la tubería de producción con y sin sarta de velocidad.**



**Fig. 2.9 Comparación de las curva J de dos diseños de sarta de velocidad con la IPR actual y la IPR futura.**

La sarta de velocidad, muchas veces considerada un sistema artificial de producción, es una solución sencilla y rápida a los problemas de declinación de la producción, dado que solo es necesario un equipo de tubería flexible y del análisis de flujo multifásico para la selección del diámetro de mayor beneficio, según los criterios que tenga la compañía que opere el pozo.

## 2.2 NUEVAS TECNOLOGÍAS PARA SARTAS DE VELOCIDAD<sup>26,27,28,29</sup>

Aunque el estudio de las nuevas tecnologías usadas en la técnica de sarta de velocidad no es el objetivo principal de éste trabajo, es conveniente tener un panorama del alcance que puede tener en conjunto con el uso de metodologías más exactas para el diseño de la sarta de velocidad, como lo son los modelos

mecánicos de flujo multifásico. Se presentan a continuación propuestas innovadoras en cuanto a materiales de tubería flexible y herramientas de campo, y las ventajas que presentan en su aplicación como sarta de velocidad.



**Fig. 2.10 Instalación de un aparejo de tubería flexible.**

### **2.2.1 Tubería flexible de polímero y acero**

Presentamos el ejemplo de FleexSteel™, la cual es una nueva tecnología en tubería flexible de tipo enrollable, desarrollada pensando en aplicaciones de tierra y aguas someras, el objetivo fue combinar las ventajas de fabricación, traslado e instalación de las tuberías flexibles con las ventajas de un “alma interior de acero” y la resistencia a la corrosión que brindan los revestidores de polímero. Existen

otros fabricantes de tubería flexible a base de polímero y acero como PolyFlow con su modelo Thermoflex®.

### 2.3.1.1 Ventaja estructural y de instalación

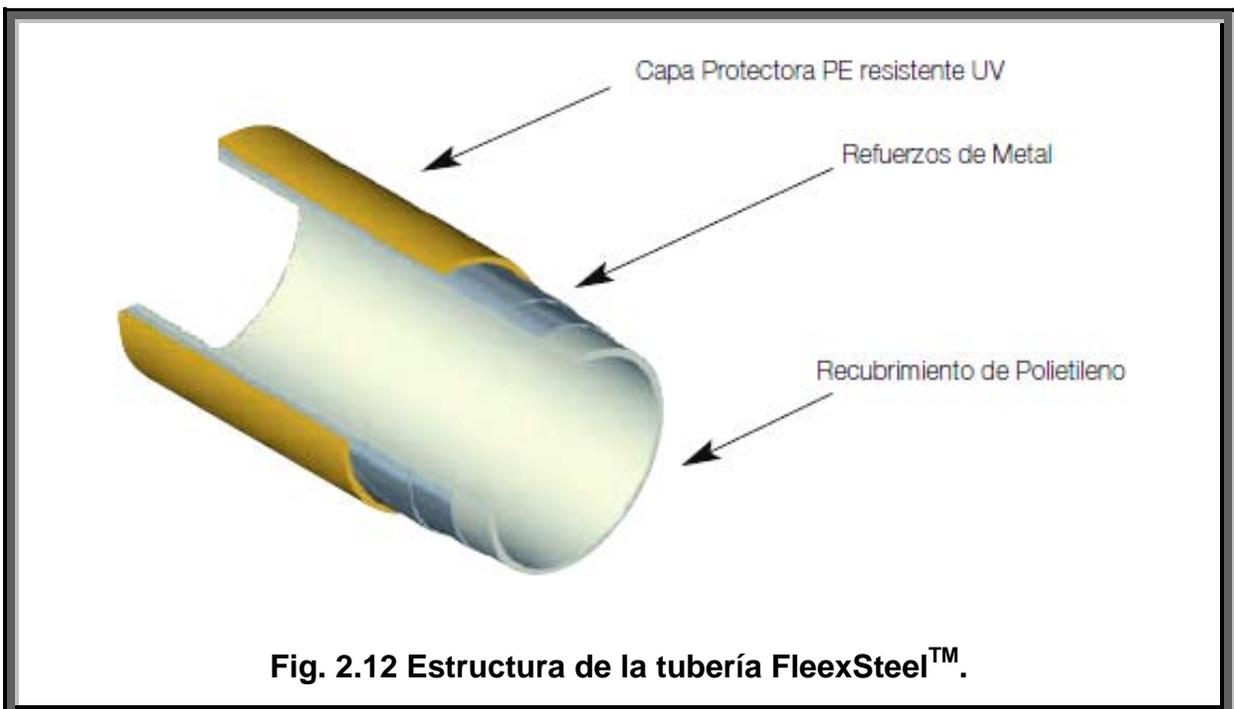
La tubería FleexSteel™ está diseñada, fabricada y evaluada en conformidad con la norma API 17J y los conectores entre carretes y finales en conformidad con la norma API 17K. Todas las tuberías FleexSteel™ se someten a pruebas hidrostáticas en planta a una presión igual a 1.3 veces la presión de diseño para garantizar su calidad e integridad.

- **Revestimiento interno de polietileno.** Se reducen los costos de mantenimiento debido a que se eliminan los problemas de corrosión interna. No necesita costosos programas de inhibición química ni programas de monitoreo de integridad. Debido a las grandes longitudes de tubería que se pueden entregar por carrete, se reduce la posibilidad de fugas por soldadura. La superficie lisa de polietileno reduce las pérdidas por fricción y aumenta la capacidad de flujo.
- **Refuerzo de acero.** Cuatro capas de acero enrolladas y entrelazadas en direcciones opuestas en forma helicoidal, diseñadas para soportar altas presiones y aumentar la flexibilidad de la tubería. Continuidad eléctrica en todo el sistema de tubería. Eliminación del uso de alambre trazador para localizaciones en líneas futuras.
- **Forro externo de polietileno.** Proporciona alta resistencia y durabilidad en condiciones adversas. Elimina el problema de corrosión externa. Fácil instalación en terrenos de difícil acceso. Tiene una rugosidad específica o absoluta de  $5 \times 10^{-6}$  pies ( $1.5 \times 10^{-6}$  m) y un Coeficiente de Hazen-Williams  $C=150$ .
- **Capacidades de presiones medias.** Se puede introducir en pozos tanto como sarta de velocidad, con producción a través de la misma o por el espacio anular TF-TP, a rangos de presión de operación entre 500 psi y 2500 psi. Puede sustituir tuberías de producción fallidas, y las convierte en tuberías nuevas al instante sin mayores intervenciones y pérdidas de flujo,

con las capacidades de presión de FleexSteel™ ya no se requiere la integridad estructural de la tubería fallida. Reducción del costo al hacer uso del sistema previamente instalado.



**Fig. 2.11 Materiales de la tubería flexible ThermoFlex® de PolyFlow.**



**Fig. 2.12 Estructura de la tubería FleexSteel™.**

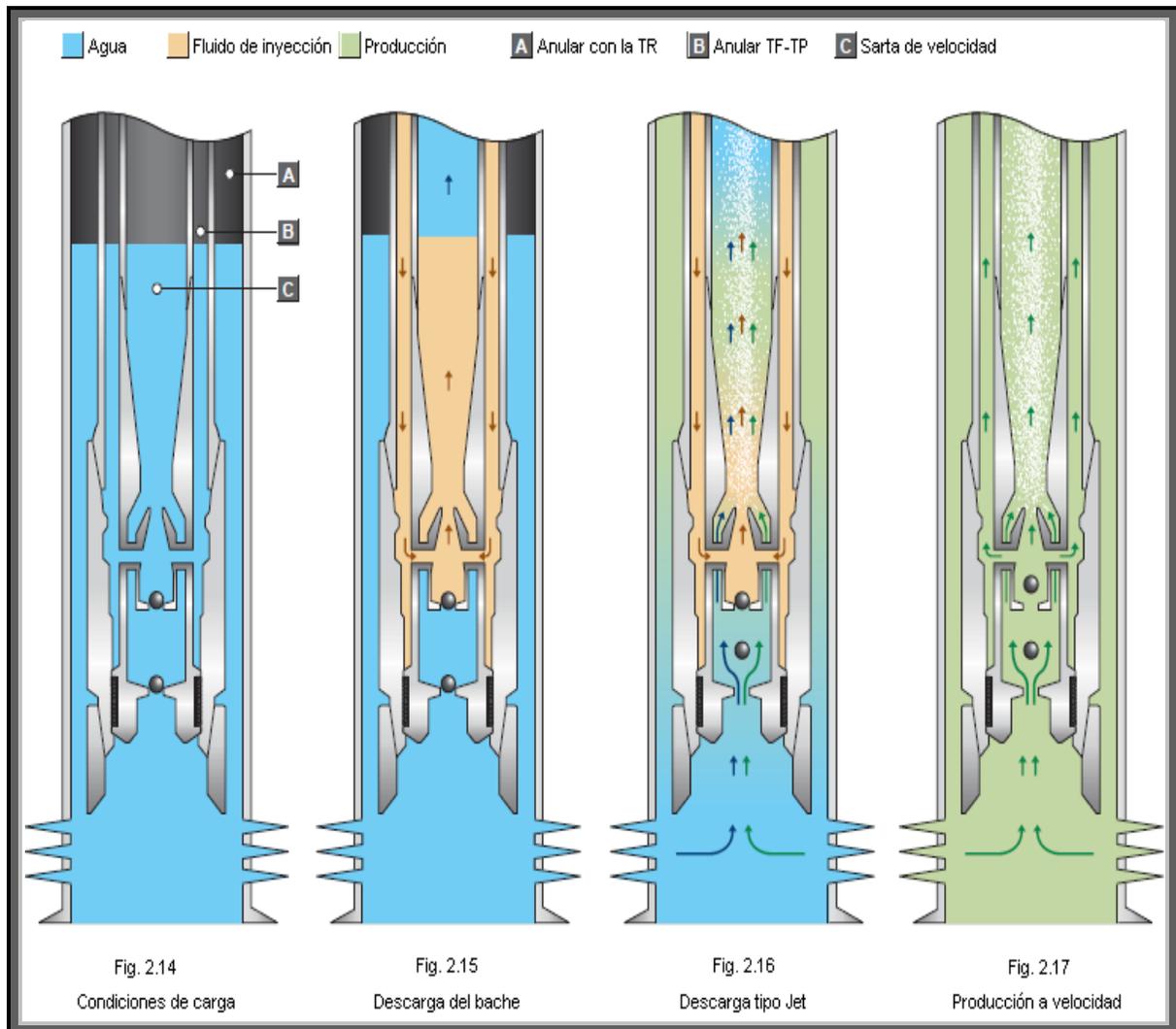


### 2.2.2 Sistema mejorado de sarta de velocidad

El sistema mejorado de sarta de velocidad EVSS por sus siglas en inglés, es un enfoque diferente de diseño para optimizar la configuración de pozos. El sistema se diseña para extender la vida económica de pozos de gas que comienzan a tener carga de líquidos. El propósito del EVSS es configurar el pozo para permitir una serie de diversos escenarios de producción; estos escenarios pueden incluir cualquier combinación como descarga de bache, levantamiento de fluido asistido por jet, y producción con sarta de velocidad de múltiples canales de flujo.

Una instalación típica de EVSS, como se representa a continuación, muestra un pozo cargado con agua (Fig. 2.14). El primer paso para regresar a la producción un pozo de gas cargado con líquido sería descargar el bache de líquido fuera del

mismo (Fig. 2.15). El proceso de descarga de un bache requiere de la inyección de gas dentro del anular TF-TP, a una presión mayor que la presión de yacimiento para hacer circular el líquido y producirlo. Cuando el gas es inyectado para descargar el pozo, una válvula chek en la parte de abajo de la sarta de tubería flexible cierra, impidiendo que los fluidos sean regresados al yacimiento.



Una vez que el bache de líquido ha sido descargado del pozo, se puede continuar inyectando gas en el anular TF-TP para remover cualquier otro líquido remanente, esto se logra mediante la herramienta de asistencia jet que es corrida en el pozo como parte del EVSS (Fig. 2.16). Ésta herramienta funciona pasando el

gas inyectado a través de una boquilla, la cual produce una presión diferencial negativa entre el fondo de la tubería de producción y el interior de la sarta de tubería flexible. Ésta diferencial de presión, desasienta la válvula check que se encuentra en el fondo de la TF y extrae el fluido del pozo que está fuera de la tubería hacia el interior de la sarta de tubería flexible. Una vez dentro de la TF, el líquido es arrastrado a la superficie por el gas.

Cuando todo el líquido cargado ha sido removido del pozo y si la presión de yacimiento es lo suficientemente fuerte, el pozo puede ser puesto en modalidad de producción con sarta de velocidad (Fig. 2.17). Los múltiples canales de producción disponibles permiten optimizar la velocidad de flujo, según como la energía del yacimiento se va agotando durante la vida del pozo.

Un EVSS es diseñado para dar al operador un número de opciones de como asegurar que pozos de gas que han comenzado a cargar líquidos puedan ser descargados y producidos económicamente por mucho tiempo.

### **2.3 EVALUACIÓN DE LOS MODELOS MECÁNISTICOS<sup>8</sup>**

Es conveniente tener un panorama completo del papel que desempeñan los modelos mecanísticos en la industria petrolera. Para esto, es necesario realizar una comparación de los mismos, contra los métodos más comunes de determinación de las características del flujo multifásico en tuberías.

Con el fin de resolver los problemas relacionados al flujo bifásico, se han desarrollado modelos simplificados, tales como los modelos homogéneos, las correlaciones empíricas, además de los modelos mecanísticos.

En un modelo de flujo homogéneo, el flujo bifásico es supuesto como un fluido pseudo homogéneo con una velocidad y propiedades físicas promedio de la mezcla. Entre estos modelos se cuenta el denominado modelo de flujo homogéneo de Wallis.

Las correlaciones empíricas, han sido la herramienta de uso común para la solución de problemas asociados al flujo multifásico. Éstas correlaciones ofrecen una manera eficaz de evaluar las características asociadas con éste tipo de flujo; tanto es así, que muchas de ellas fueron desarrolladas en la década de los años 40 y siguen siendo una herramienta de cálculo usada en la industria petrolera mundial, incluso en modernos paquetes de computadora. Ejemplo de éste tipo de correlaciones son las de Lockhart & Martinelli, Dukler et al. y Beggs & Brill, entre otras.

Los modelos mecanísticos, por su parte, intentan representar matemáticamente la física del fenómeno en estudio, aplicando principios fundamentales como el de conservación de la masa, de cantidad de movimiento lineal y de energía, a volúmenes de control que por lo general consideran promedios espaciales y temporales de las propiedades, y velocidades de los fluidos. Entre estos modelos se destacan los desarrollados por Ansari et al. y Gomez et al.

Annabella Cravino, Al Duban Pérez, Francisco García, evaluaron en el 2007, el desempeño de los modelos mecanísticos contra los modelos homogéneos y las correlaciones empíricas, en el cálculo de las caídas de presión para flujo bifásico de gas y líquido en tuberías verticales.

### **2.3.1 Modelos homogéneos seleccionados**

La mayoría de estos modelos consideran el flujo como una mezcla homogénea en donde las fases se mueven a la misma velocidad a través de tuberías de diámetros específicos, por tanto no consideran la presencia de patrones de flujo. Algunos de estos modelos sí toman en cuenta el resbalamiento entre las fases; por consiguiente, estos modelos proponen una correlación para determinar la fracción de líquido con resbalamiento. En la Tabla 2.1, se presentan los nueve modelos homogéneos que fueron evaluados por Annabella Cravino et al.

Tabla 2.1 Modelos homogéneos seleccionados y sus respectivos acrónimos.

<b>Modelos homogéneos</b>	<b>Acrónimo</b>
Wallis	MHW
Mc Adams et al.	MHMc
Poettman & Carpenter	CPC
Cicchitti	MHC
Baxendell & Thomas	CBT
Fancher & Brown	CFB
Oliemans	COL
Beattie & Whalley	CBW
Ouyang	MHO

### 2.3.2 Modelos mecánicos seleccionados

Los modelos mecánicos tratan de determinar y modelar matemáticamente la física del fenómeno en estudio. Un postulado fundamental de estos modelos de flujo bifásico a través de una tubería, es la existencia de varias configuraciones espaciales de las fases o patrones de flujo. El primer objetivo de éste tipo de modelado es determinar el patrón de flujo existente para unas condiciones dadas. Posteriormente, se formulan modelos hidrodinámicos separados para cada uno de los posibles patrones de flujo. En la Tabla 2.2, se presentan los cuatro modelos mecánicos evaluados.

Tabla 2.2 Modelos mecánicos seleccionados y sus respectivos acrónimos.

<b>Modelos mecánicos</b>	<b>Acrónimo</b>
Ansari et al.	MAN
Gomez et al.	MGO
Ouyang	MMO
Taitel & Barnea	MTB

### 2.3.3 Modelos de correlación seleccionados

Los modelos de correlación son aquellos en los que sus autores proponen una serie de ajustes de datos experimentales, para correlacionar una variable determinada. En la Tabla 2.3 se presentan las 17 correlaciones empíricas seleccionadas por Annabella Cravino et al:

Tabla 2.3 Correlaciones empíricas seleccionadas y sus respectivos acrónimos.

Correlaciones empíricas	Acrónimo
Lockhart & Martinelli	CLM
Reid et al.	CRE
Hoogendor	CHO
Griffith & Wallis	CGW
Duns & Ros	CDR
Dukler et al.	CDU
Hagedorn & Brown	CHB
Eaton et al.	CEA
Orkiszewski	COR
Aziz et al.	CAZ
Beggs & Brill	CBB
Griffith et al.	CGR
Chierici et al.	CCHi
Kadambi	CKA
Müller & Heck	CMH
Chen et al.	CCH
García et al.	CGA

### 2.3.4 Base de datos experimentales

Para realizar la comparación, Annabella Cravino et al., procesaron una base de datos para flujo de gas y líquido en tuberías verticales, utilizando como fuente los

datos experimentales para flujo de aire y agua, en tuberías verticales lisas reportados por Govier & Leigh, y Brown et al. Procesaron 74 conjuntos de datos experimentales contra los cuales se corrieron los 30 modelos seleccionados (Tabla 2.4).

Tabla 2.4 Resumen de la base de datos experimentales usados.

Fuente	Puntos	Fluidos	$v_{Gs}[m/s]$	$v_{Ls}^*[m/s]$	$D_i[m]$	$\varepsilon[m]$	FP
Govier & Leigh	11	Aire/Agua	0.600-8.110	0.259-0.266	0.0160	0	SL
	11		0.419-8.404		0.0260		FR
	13		0.489-9.836		0.0381		RI
	11		0.524-4.560		0.0635		AN
Brown et al.	28	Aire/Agua	0.432-8.842	0.265	0.0381	0	SL FR RI

\*Valores aproximadamente constantes, según los respectivos autores

### 2.3.5 Desempeño de los modelos seleccionados

Para hacer la comparación de los gradientes de presión predichos por los modelos y correlaciones, con los gradientes de presión obtenidos experimentalmente, Annabella Cravino et al. emplearon los siguientes ocho parámetros estadísticos comúnmente utilizados. Estos parámetros están definidos como:

- Error porcentual promedio  $E_1$

$$E_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n r_i$$

- Error porcentual absoluto promedio  $E_2$

$$E_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |r_i|$$

- Desviación porcentual estándar  $E_3$

$$E_3 = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (r_i - E_1)^2}$$

- Raíz del promedio del error porcentual al cuadrado  $E_4$

$$E_4 = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (r_i)^2}$$

- Error promedio  $E_5$

$$E_5 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_i$$

- Error absoluto promedio  $E_6$

$$E_6 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i|$$

- Desviación estándar  $E_7$

$$E_7 = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (e_i - E_5)^2}$$

- Raíz del promedio del error al cuadrado  $E_8$

$$E_8 = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (e_i)^2}$$

donde:

$$r_1 = \left[ \frac{\left(\frac{dp}{dx}\right)_{pred} - \left(\frac{dp}{dx}\right)_{exp}}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_{exp}} \right] 100$$

$$e_i = \left(\frac{dp}{dx}\right)_{pred} - \left(\frac{dp}{dx}\right)_{exp}$$

y  $n$  es el número de datos experimentales.

El error porcentual promedio  $E_1$  es una medida de la concordancia entre los valores calculados y experimentales. Éste indica en promedio, el grado de sobrepredicción (valores positivos) o subpredicción (valores negativos) de los valores calculados con respecto a los experimentales. De manera similar, el error porcentual absoluto promedio  $E_2$  es una medida de la concordancia entre los valores calculados y experimentales. Sin embargo, los errores positivos y

negativos no se cancelan entre sí. Por ésta razón, el error porcentual absoluto promedio es considerado un parámetro clave para evaluar la capacidad de predicción de un conjunto de modelos y correlaciones. La desviación estándar del error porcentual promedio  $E_3$  indica el grado de dispersión de los errores con respecto al promedio. La raíz cuadrada del promedio del error porcentual al cuadrado  $E_4$  indica el grado de dispersión entre los valores calculados y los valores experimentales. Los parámetros estadísticos  $E_5$ ,  $E_6$ ,  $E_7$  y  $E_8$  son similares a  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  y  $E_4$ , la diferencia es que no están basados en el error relativo del gradiente de presión experimental.

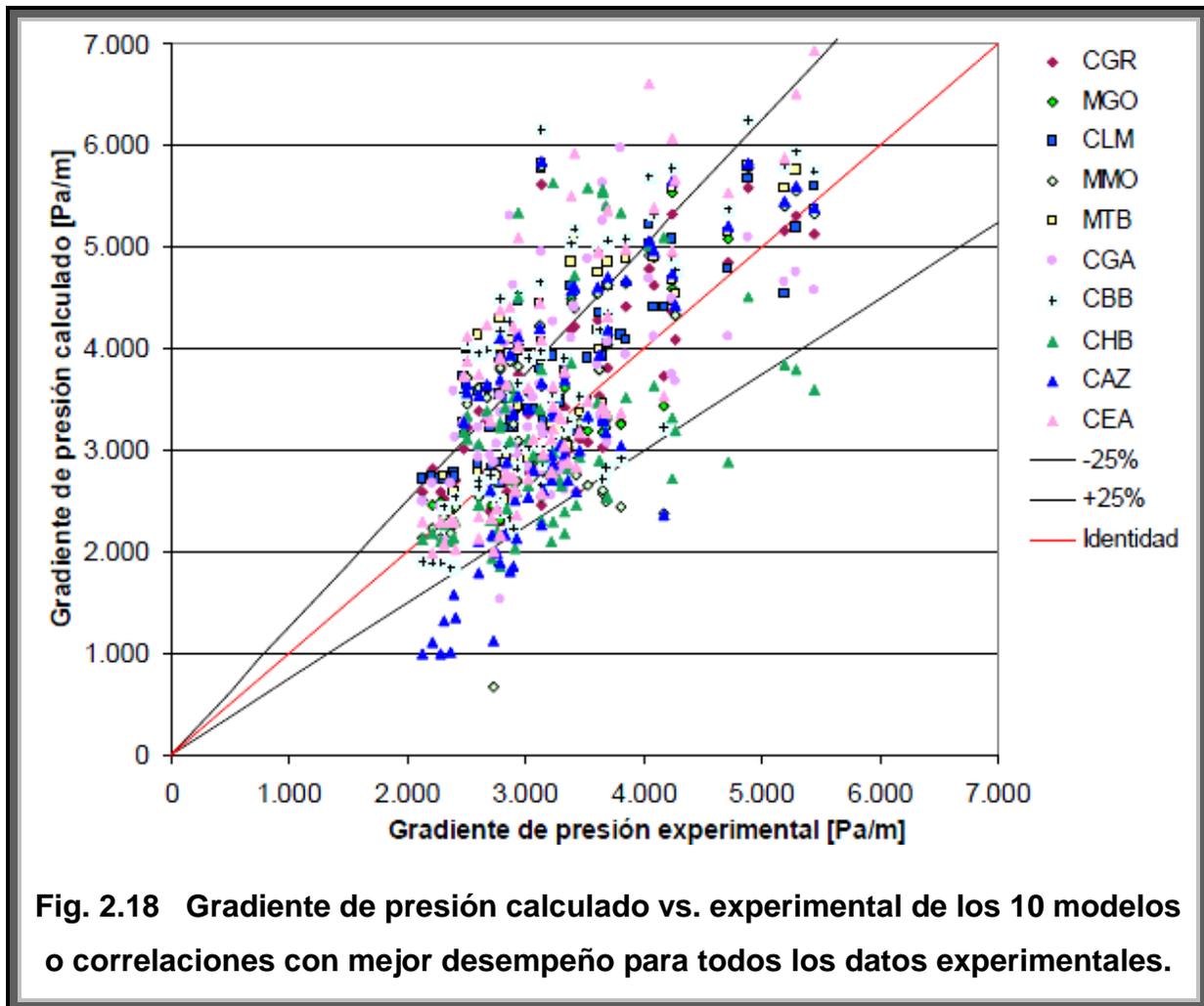
La jerarquización de los modelos y correlaciones fue realizada por los autores en función del error porcentual absoluto promedio  $E_2$ . Los resultados de ésta evaluación se presentan en la Tabla 2.5, donde también se incluyeron los demás parámetros estadísticos.

En la evaluación general de toda la base de datos, se observa que la correlación de Griffith et al. presenta el mejor desempeño de la predicción del gradiente de presión, con un error absoluto promedio de 14.0%, seguido del modelo de Gomez con un error absoluto promedio del 16.5%, el tercer mejor desempeño lo tiene la correlación de Lockhart y Martinelli con un error de 17.6%. El peor desempeño lo obtiene el modelo de Baxendell y Thomas con más de 2000% de error absoluto promedio.

La distribución de los resultados de los 10 modelos con el mejor desempeño se presenta en la Fig. 2.14, en ésta gráfica la línea roja representa la igualdad entre el gradiente de presión experimental y el calculado, y las líneas negras corresponden a una variación de  $\pm 25\%$ .

Tabla 2.5 Comparación de la precisión de los datos determinados por los 30 modelos o correlaciones de diferentes autores contra los 74 datos experimentales.

Modelo o correlación	Parámetros estadísticos							
	$E_1$ [%]	$E_2$ [%]	$E_3$ [%]	$E_4$ [%]	$E_5$ [Pa/m]	$E_6$ [Pa/m]	$E_7$ [Pa/m]	$E_8$ [Pa/m]
CGR	4.4	14.0	18.0	18.5	120.8	435.2	558.3	571.3
MGO	9.1	16.5	20.7	22.6	268.5	514.7	632.7	688.0
CLM	16.2	17.6	17.8	24.2	483.3	538.3	531.8	720.8
MMO	3.5	18.1	24.4	24.6	108.1	583.9	775.8	783.4
MTB	15.2	18.6	21.3	23.8	483.2	592.2	653.5	739.0
CGA	11.8	21.2	25.2	27.9	342.6	678.1	837.9	906.1
CBB	11.4	22.1	27.1	29.4	378.5	707.5	846.0	927.9
CBH	-0.1	22.5	27.9	27.9	-42.5	760.9	964.8	965.7
CAZ	-1.4	24.6	29.8	29.8	7.7	740.6	875.1	875.1
CEA	16.0	25.1	30.8	34.8	547.8	823.8	994.7	1137.4
CDR	-10.1	25.6	28.3	30.1	-290.3	783.3	872.6	920.2
CDU	-25.8	27.0	18.2	31.7	-858.2	893.5	622.5	1064.9
MAN	1.8	28.2	32.5	32.5	99.7	895.3	1043.0	1047.8
CGW	-25.8	29.4	25.9	33.3	-810.9	927.9	807.1	1041.6
COR	7.0	36.4	58.4	58.8	284.9	1251.2	2151.1	2170.2
CCHi	39.1	39.2	37.0	54.0	1161.8	1165.2	1045.5	1568.9
COL	-37.9	39.4	21.8	43.9	-1178.8	1226.5	658.1	1357.1
MHC	-43.1	43.7	15.7	46.2	-1376.2	1394.3	508.3	1475.9
CCH	-43.1	44.8	21.5	48.4	-1378.5	1424.6	656.0	1535.2
CMH	-47.1	47.7	16.1	50.1	-1499.6	1517.3	510.3	1593.7
MHMc	-47.8	48.3	16.5	50.8	-1516.0	1534.0	516.3	1611.3
MHO	48.6	48.6	23.4	54.2	1473.2	1473.2	574.2	1590.5
CBW	-48.4	49.0	16.9	51.5	-1534.6	1552.7	526.0	1632.2
CRE	-49.3	49.9	17.1	52.5	-1561.0	1578.7	525.6	1657.2
MHW	-50.8	51.4	17.7	54.1	-1609.9	1627.4	548.1	1711.0
CHO	55.6	56.3	38.4	67.9	1799.6	1825.7	1211.9	2179.8
CKA	67.1	75.8	65.5	90.9	1801.1	2193.3	1781.4	2454.0
CFB	315.5	332.3	694.2	763.4	10815.9	11443.2	25742.7	27951.3
CPC	1088.7	1097.6	2263.2	2514.7	37420.1	37741.8	84815.9	92807.2
CBT	2226.1	2226.1	3164.9	3878.1	75757.6	75757.6	119698.1	141934.8



### 2.3.6 Síntesis y conclusiones de la evaluación

Annabella Cravino et al. evaluaron el desempeño de cuatro modelos mecánicos, nueve modelos homogéneos y 17 correlaciones empíricas, para el cálculo de la caída de presión para flujo bifásico de gas y de líquido a través de tuberías verticales. La evaluación se realizó comparando los resultados obtenidos por los diferentes modelos frente a datos experimentales reportados en la literatura especializada.

La correlación de Griffith et al. obtuvo el mejor desempeño con un error absoluto promedio de 14% seguido del modelo mecánico de Gomez et al. con un error absoluto promedio de 16.5%. Es importante destacar que aunque el

modelo mecanístico de Gomez et al. considera la configuración espacial de las fases y aplica modelos hidrodinámicos para cada patrón de flujo, la correlación de Griffith et al. obtuvo mejor desempeño en el intervalo de operación estudiado. Al analizar los primeros 10 modelos con mejor desempeño, cuyos errores fueron menores al 25.5%, se observa que tres de los cuatro modelos mecanísticos están incluidos.

Aunque la correlación de Lockhart & Martinelli fue desarrollada para flujo horizontal, ésta obtuvo el tercer mejor desempeño con un error absoluto promedio de 17.6%. De los 30 modelos estudiados, 14 presentan errores absolutos promedio inferiores al 30%.

#### **2.4 ANTECEDENTES AL MODELO UTILIZADO**<sup>30,31,32,33,34,35,36,39</sup>

Sadatomí et al. realizaron experimentos en un anular de 0.59 pg. x 1.18 pg. y evaluaron las velocidades de elevación de la burbuja. Utilizaron la correlación de Lockhart & Martinelli para el estudio de las caídas de presión, sin embargo su investigación no abarca todas las configuraciones de flujo.

Caetano desarrollo un modelo mecanístico para hacer frente al flujo vertical ascendente de dos fases en anulares concéntricos y excéntricos. También realizó una amplia investigación experimental en un espacio anular de 1.66 pg. x 3 pg. Usando mezclas aire-agua y aire-keroseno. Éste fue un estudio extenso, pero aun así el trabajo sigue necesitando mejoras. El submodelo para el régimen de flujo anular, por ejemplo, tiende a sobrestimar el gradiente total de presión. Como un ejemplo, el modelo predice los gradientes totales de presión 66% mayores en promedio que los valores medidos para la mezcla aire-keroseno.

Kellessidis & Dukler investigaron el mapa de patrones de flujo para el flujo ascendente de dos fases. Ellos también desarrollaron una prueba experimental en un conducto anular de 2 pg. x 3 pg., aunque el estudio se limitó a la definición de los patrones de flujo.

Nakoriakov et al. estudiaron el flujo ascendente de dos fases en espacios anulares estrechos. En otras palabras, su investigación se puede aplicar a espacios anulares cuyo ancho es menor que la constante capilar definida por siguiente ecuación:

$$W_{cc} = \left[ \frac{2\sigma_L}{(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{0.5}$$

Para los anulares cuyo ancho es menor al dado por la ecuación anterior, las fuerzas capilares son las que definen la estructura bifásica. Sin embargo, las configuraciones comunes para espacios anulares en la industria petrolera implican canales mucho mayores al definido por la constante capilar. En consecuencia, las variables de flujo mantienen la analogía con las tuberías circulares donde las fuerzas capilares no son muy relevantes.

Papadimitriou y Shoham presentaron algunas mejoras al modelo mecánico de Caetano. Sin embargo, limitaron su investigación a los patrones de flujo burbuja y flujo bache.

Hassan y Kabir se centraron en la predicción de los patrones de flujo, velocidades de resbamiento y la fracción de gas.

El modelo desarrollado por Caetano es usado como punto de partida para el modelo de Antonio C.V.M. Lage et al., el cual es utilizado en ésta tesis. Desde éste punto de referencia todos los submodelos del trabajo de Caetano fueron actualizados por los autores con otros desarrollos mecánicos para mejorar las predicciones, sin embargo, como la mayoría de los estudios cuyo objetivo es el flujo bifásico en tuberías, fueron necesarias las adaptaciones para espacio anular.

## 2.5 NOMENCLATURA

$C$	Coeficiente de Hazen-Williams
$E_1$	Error porcentual promedio
$E_2$	Error porcentual absoluto promedio
$E_3$	Desviación porcentual estándar
$E_4$	Raíz del promedio del error porcentual al cuadrado
$E_5$	Error promedio
$E_6$	Error absoluto promedio
$E_7$	Desviación estándar
$E_8$	Raíz del promedio del error al cuadrado
$e_i$	Diferencia algebraica entre el gradiente predicho y el experimental
$g$	Aceleración de la gravedad
$r_1$	Error porcentual
$n$	Número de datos experimentales
$W_{cc}$	Constante capilar
$\rho_G$	Densidad del gas
$\rho_L$	Densidad del líquido
$\sigma_L$	Tensión superficial
$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{pred}$	Gradiente de presión predicho
$\left(\frac{dp}{dx}\right)_{exp}$	Gradiente de presión experimental

## 3. DESARROLLO DEL MODELO MECANÍSTICO

### 3.1 INTRODUCCIÓN<sup>30</sup>

El modelo mecanístico para predecir las condiciones de flujo utilizado en éste trabajo, es el desarrollado por Antonio C.V.M. Lage & Rune W. Time, el cual fue formulado para condiciones de flujo de una mezcla de dos fases fluyendo de manera ascendente a través de un espacio anular concéntrico. Está constituido de un procedimiento para predecir los patrones de flujo y un conjunto de modelos mecanísticos independientes para el cálculo del colgamiento de gas y las caídas de presión en flujo burbuja, burbuja dispersa, bache y anular.

Datos experimentales a pequeña escala de la literatura, validaron el modelo mecanístico aquí presentado, también fue realizada por los autores una investigación experimental a gran escala, para completar la evaluación del modelo. Los experimentos fueron desarrollados en un pozo vertical de 1278 metros, parte de una instalación de investigación de Petrobras en Taquipe, Brasil, con un espacio anular de 3.5 x 6.276 pulgadas. La prueba cubrió una amplia gama de posibles combinaciones de gastos de inyección de líquido y gas, para una operación en una geometría similar. El comportamiento general de los valores obtenidos con éste modelo, concuerda en buena forma con los datos experimentales y la comparación realizada por los autores, contra el modelo de Caetano muestra un mejor desempeño del presente.

### 3.2 ALCANCE DEL MODELO<sup>30,32</sup>

El objetivo principal de éste modelo mecanístico, el cual aplica a anulares mayores a la constante capilar, es la predicción de los patrones de flujo, lo cual es el primer paso. El segundo y último paso es el cálculo de las pérdidas de presión y la fracción de gas, tomando en cuenta el patrón de flujo predicho.

El modelo consiste básicamente de dos partes, una de ellas contiene criterios para predecir los patrones de flujo y la otra contiene una serie de submodelos para el trato específico de cada patrón de flujo.

### 3.3 DEFINICIÓN DE LOS PATRONES DE FLUJO<sup>30,32,33,40,41,42</sup>

El sistema desarrollado por Taitel et al. es la base para la definición de los criterios de transición. En su trabajo, ellos consideran cinco diferentes configuraciones de flujo (burbuja, burbuja dispersa, bache, transición o “churn” y anular) para tuberías con flujo ascendente de dos fases y también formularon las fronteras entre ellos. Caracterizaron el flujo transición como un fenómeno de región de entrada asociado con la existencia de flujo bache a lo largo de la tubería. En otras palabras, si se presenta el flujo bache en una sección experimental a pequeña escala, el patrón de flujo cercano a la entrada será el churn. Además, la distancia a la que la agitación puede ser observada antes de que tome lugar el flujo bache estable depende de los gastos y el tamaño de la tubería.

Para anulares, las pruebas experimentales a pequeña escala confirmaron la presencia de los mismos patrones de flujo que se presentan en tuberías circulares, aunque en algunos casos sus características son un tanto diferentes de las observadas en éstas. Consecuentemente, la definición del criterio de transición de los patrones de flujo necesitó necesariamente alguna modificación a la formulación original para tuberías.

El flujo transición quedó fuera del alcance del modelo mecánico desarrollado, debido a que la mayoría de las aplicaciones en la industria petrolera están relacionadas con pozos de más de 1000 metros de profundidad, y el flujo transición, el cual es considerado como un fenómeno en la región de entrada, no es relevante como lo es para un modelo a pequeña escala. El modelado del flujo “churn” sigue siendo una meta que no se ha cumplido de forma satisfactoria, incluso para el flujo multifásico en tuberías comunes.

#### 3.3.1 Parámetros geométricos del espacio anular

Es necesario comprobar que el espacio anular es mayor al valor finido por la ecuación (3.1), y que las fuerzas capilares no son relevantes.

$$W_{cc} = \left[ \frac{2\sigma_L}{(\rho_L - \rho_g)g} \right]^{0.5} \dots \dots \dots (3.1)$$

Un anular concéntrico necesita de los siguientes parámetros geométricos para la definición de las propiedades relacionadas a la mecánica de fluidos.

$$K = \frac{D_1}{D_2} \quad , \dots \dots \dots (3.2)$$

$$D_h = D_2 - D_1 \quad , \dots \dots \dots (3.3)$$

$$D_{ep} = D_2 + D_1 \quad , \dots \dots \dots (3.4)$$

donde  $D_1$  es el diámetro exterior de la tubería interior,  $D_2$  es el diámetro interior de la tubería exterior y  $D_{ep}$  se refiere a un diámetro equivalente.

### 3.3.2 Fronteras de transición

#### 3.3.2.1 Transición de flujo burbuja a flujo bache

Cuando la velocidad de ascenso de las burbujas pequeñas es mayor que la velocidad de ascenso de la burbuja de Taylor, el flujo burbuja no tiene lugar. Las burbujas discretas se aproximan a la burbuja de Taylor desde abajo provocando la coalescencia. Ésta condición establece una limitación geométrica para la existencia del flujo burbuja en el espacio anular.

$$D_{ep} \geq 19.7 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G)\sigma_L}{g\rho_L^2} \right]^{0.5} \quad , \dots \dots \dots (3.5)$$

Si el espacio anular presenta un diámetro equivalente  $D_{ep}$  mayor que éste, es decir si se cumple la ecuación (3.5), entonces el mecanismo básico de transición de flujo burbuja a flujo bache es la coalescencia de pequeñas burbujas de gas dentro de grandes burbujas de Taylor. Los experimentos muestran que eso ocurre en una fracción de gas alrededor de 0.25 y velocidades de flujo moderadas para tuberías. En anulares, los experimentos de Kelessidis & Dukler indicaron el comienzo a una fracción de gas un tanto menor que 0.25, además, los experimentos de Caetano mostraron el valor medio de 0.20 como la frontera de transición. Sin embargo, otras investigaciones y el análisis de la base de datos hecho por el autor favoreció el uso del valor original de 0.25. Sobre éste fundamento, la ecuación (3.6) que se

muestra a continuación, da la curva que representa la frontera entre el flujo burbuja y el flujo bache:

$$v_{Ls} = \frac{1 - \alpha}{\alpha} v_{Gs} - (1 - \alpha)v_0 = 3.0v_{Gs} - 0.75v_0 \quad , \dots \dots \dots (3.6)$$

A bajos gastos de líquido, las burbujas son lo suficientemente grandes, de modo que la velocidad de ascenso es menos sensible al tamaño de la burbuja. Harmathy propuso la ecuación (3.7) para la velocidad de ascenso de una sola burbuja subiendo a través de un medio infinito. Está únicamente en función de las propiedades del gas y el líquido.

$$v_{0\infty} = 1.53 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G)g\sigma_L}{\rho_L^2} \right]^{0.25} \quad , \dots \dots \dots (3.7)$$

Sin embargo, Zuber & Hench propusieron que, para un aumento de la burbuja en una nube de burbujas, la ecuación (3.7) puede ser corregida por:

$$v_0 = v_{0\infty}(1 - \alpha)^n \quad , \dots \dots \dots (3.8)$$

donde el exponente  $n$  está en el rango  $0.5 \leq n \leq 2.0$  . En el presente desarrollo se adopta el valor de  $n = 0.5$ .

Las ecuaciones (3.6), (3.7) y (3.8) definen la transición A en la Figura 3.1.

3.3.2.2 Transición a flujo burbuja dispersa

A altas velocidades superficiales de líquido, las fuerzas de turbulencia son responsables del rompimiento de las burbujas grandes y la dispersión del gas en una fase líquida continua. Éste proceso resulta en un flujo de burbujas finamente dispersas, donde la fracción de gas puede ser incluso mayor que 0.25 sin provocar la transición a flujo bache. La ecuación (3.9) define ésta línea de frontera la cual se muestra en la Figura 3.1 como la Transición B:

$$2 \left[ \frac{0.4\sigma_L}{(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{0.5} \left( \frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{0.6} \left( \frac{2f_M}{D_h} \right)^{0.4} v_M^{1.2} = 0.725 + 4.15 \left( \frac{v_{Gs}}{v_M} \right)^{0.5} \quad , \dots \dots \dots (3.9)$$

donde  $f_M$  es el factor de fricción de Fanning basado en la velocidad de la mezcla.

La ecuación (3.9) mejora la formula original propuesta por Taitel et al. considerando la influencia de la fracción de gas en el proceso de coalescencia y ruptura, y en el tamaño resultante de la burbuja.

A altas fracciones de gas, sin importar la cantidad de energía turbulenta disponible en el sistema, el flujo burbuja no puede existir. Las burbujas están aglomeradas de manera muy cercana, lo suficiente para estar continuamente en contacto. En ésta situación, la transición es gobernada por la máxima aglomeración de burbujas necesaria para dar la coalescencia. Para un tamaño de burbuja uniforme, la fracción de gas máxima permisible es 0.52. Valores más altos de fracción de gas provocan la transición a flujo bache, por consiguiente, éste cambio de patrón de flujo puede obtenerse de la ecuación (3.6) considerando que  $v_0$  es insignificante en comparación con las altas velocidades y que 0.52 es el valor límite para la fracción de gas. Así, la ecuación (3.10) expresa ésta frontera correspondiente a la transición C en la Figura 3.1:

$$v_{Ls} = \frac{1 - \alpha}{\alpha} v_{Gs} = 0.92 v_{Gs} \quad , \dots \dots \dots (3.10)$$

### 3.3.2.3 Transición a flujo anular

El criterio de transición para flujo anular se basa en la velocidad del gas necesaria para elevar las gotas de líquido arrastradas en la corriente. Para velocidades de gas bajas, las gotas de líquido retroceden y se acumulan, formando un puente que da origen al flujo bache o al flujo transición. La ecuación (3.11) determina la velocidad del gas mínima requerida para equilibrar las fuerzas de gravedad y de arrastre que actúan en las gotas estables más grandes.

$$v_{Gs} = 3.1 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G) g \sigma_L}{\rho_G^2} \right]^{0.25} \quad , \dots \dots \dots (3.11)$$

La transición D en la Figura 2.1 corresponde a éste criterio. Sin embargo, se deben considerar otros efectos para garantizar la ocurrencia del flujo anular. A altos gastos de líquido, por instancia, una película de líquido gruesa puede crear un puente en el núcleo de gas. Kellessidis & Dukler propusieron y

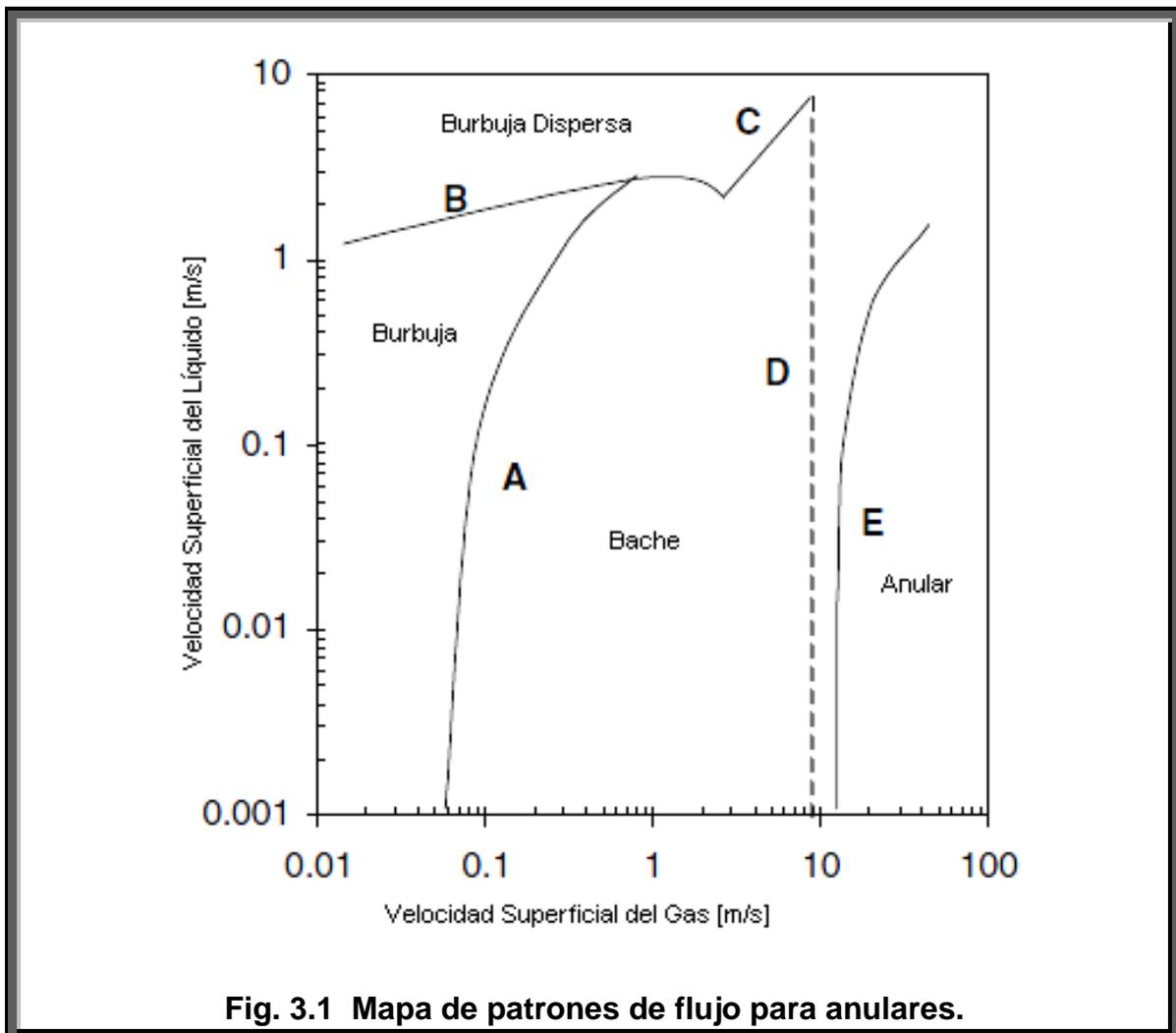
validaron con sus experimentos una manera diferente para el cálculo de ésta transición. Ellos primero evaluaron la fracción de gas suponiendo que el flujo anular es la configuración de flujo real existente, y establecieron que el flujo anular ocurre si el valor calculado para la fracción de gas es mayor que el obtenido por la ecuación (3.12):

$$\alpha = \frac{v_{Gs}}{v_{tb}} \quad , \dots \dots \dots (3.12)$$

donde  $v_{tb}$  es la velocidad de ascenso de la burbuja de Taylor, dada por:

$$v_{tb} = 1.2v_M + 0.35\sqrt{gD_{ep}} \quad , \dots \dots \dots (3.13)$$

La transición E en la Figura 3.1 es representada por éste criterio.



Es interesante notar que el número de cálculos requeridos para una apropiada definición de la Transición E es bastante grande, debido a la naturaleza iterativa del procedimiento. Sin embargo, un procedimiento más eficiente puede ser implementado en tres etapas, primero, existe flujo anular si  $v_{Gs}$  es más grande que el dado por la ecuación (3.11), entonces, se usará el modelo para flujo anular que es presentado en la siguiente sección para calcular los parámetros de flujo. Finalmente, si la fracción de gas calculada por éste modelo es mayor que la definida por la ecuación (3.12) el flujo anular será el patrón de flujo real existente, de lo contrario, en su lugar se producirá el flujo bache.

### 3.4 PREDICCIÓN DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO<sup>30,32,33,35,40,41,42,43,44,45,46</sup>

Después de determinar el patrón de flujo existente, el siguiente paso consiste en calcular los principales parámetros de flujo. Esto da lugar a los diferentes modelos mecánicos individuales (submodelos), para flujo burbuja, burbuja dispersa, bache y anular.

#### 3.4.1 Modelo para flujo burbuja

El aspecto clave a considerar para la determinación de los parámetros de flujo, es el resbalamiento entre la fase líquido y la fase gas. Según lo sugerido por Papadimitriou y Shoham, la velocidad de resbalamiento está definida como la velocidad de ascenso de la burbuja de Taylor con respecto a la velocidad de la mezcla central. La ecuación (3.14) define esto:

$$v_0 = v_G - C_0 v_M \quad , \dots \dots \dots (3.14)$$

Considerando las ecuaciones (3.7) y (3.8) el resultado es una expresión para el cálculo de la fracción de gas:

$$C_0 v_M \alpha - v_{Gs} + v_{0\infty} \alpha (1 - \alpha)^{0.5} = 0 \quad , \dots \dots \dots (3.15)$$

En éste estudio es adoptado el valor de 1.0 para el parámetro  $C_0$ .

Después de resolver la ecuación (3.15), el valor correcto de la fracción de gas y otras propiedades de los fluidos en dos fases pueden ser calculadas con:

$$\rho_M = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha) \quad , \dots \dots \dots (3.16)$$

donde  $\alpha$  es la fracción o colgamiento de gas y el término  $(1-\alpha)$  se refiere a la fracción o colgamiento de líquido.

$$\mu_M = \mu_G \frac{v_{Gs}}{v_M} + \mu_L \frac{v_{Ls}}{v_M} \quad , \dots \dots \dots (3.17)$$

El gradiente de presión total para dos fases consiste de tres términos y está dado por:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_T = \left(\frac{dP}{dL}\right)_H + \left(\frac{dP}{dL}\right)_F + \left(\frac{dP}{dL}\right)_A \quad , \dots \dots \dots (3.18)$$

El gradiente de presión hidrostática está dado por:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_H = \rho_M g \quad , \dots \dots \dots (3.19)$$

La componente de fricción está dada por:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_F = \frac{2f}{D_h} \rho_M v_M^2 \quad , \dots \dots \dots (3.20)$$

donde el factor de fricción de Fanning es obtenido mediante el número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{\rho_M v_M D_h}{\mu_M} \quad , \dots \dots \dots (3.21)$$

El flujo burbuja es dominado por una fase líquida relativamente incompresible, en consecuencia, los cambios en la densidad de la mezcla que fluye no son muy significativos. Ésto mantiene las velocidades casi constantes, lo que da lugar a que el término de pérdida de presión por aceleración sea despreciable.

### 3.4.2 Modelo para flujo burbuja dispersa

El patrón de flujo burbuja dispersa presenta una naturaleza bastante homogénea. Por lo tanto, las velocidades in-situ de gas y líquido son iguales  $v_{sL} = v_{sG}$ , como resultado la fracción de gas es determinada por:

$$\alpha = \frac{v_{Gs}}{v_M} \quad , \dots \dots \dots (3.22)$$

Basándose en éste valor para la fracción de gas, se pueden calcular los principales parámetros de flujo usando de la ecuación (3.16) a la (3.21).

El valor del gradiente de presión por aceleración es también despreciable para el flujo burbuja dispersa, debido a las características de homogeneidad y flujo constante.

### 3.4.3 Modelo para flujo bache

Fernandes et al. formularon el primer modelo fenomenológico para el flujo bache en tuberías verticales. Barnea implemento algunas mejoras para la predicción de los gradientes de presión con buena exactitud, tomando en cuenta la forma de la nariz de la burbuja de Taylor. Su trabajo es la base para el desarrollo de un modelo para flujo bache en un espacio anular.

El cálculo de la caída de presión en flujo bache requiere del conocimiento de los parámetros hidrodinámicos del bache, en otras palabras, para calcular la caída de presión es necesario conocer la longitud de la burbuja de Taylor, la longitud del bache de líquido, la velocidad de la burbuja de Taylor, la fracción de gas (colgamiento) y la velocidad de la película de líquido.

En la Fig. 3.2 se presenta un diagrama esquemático de una unidad de bache idealizada para un espacio anular. Grandes burbujas de Taylor de longitud  $l_{tb}$  se mueven hacia arriba con una velocidad de traslación  $v_{tb}$ , de acuerdo con la ecuación (3.13). Las burbujas de Taylor son seguidas de baches de líquido, los cuales contienen pequeñas burbujas que están distribuidas casi de manera uniforme en la sección transversal del canal de flujo y en la longitud del bache de líquido, con una fracción de gas promedio  $\alpha_{LS}$ . La película de líquido es desacelerada a lo largo de la burbuja de Taylor hasta que alcanza una velocidad de cero y cambia de dirección, cayendo en contra del flujo. Por lo tanto el espesor de la película es continuamente reducido. Si la burbuja de Taylor es lo suficientemente larga, la velocidad y el espesor de la película se estabilizaran bajo la acción de la fuerza de fricción en la pared. En ésta

situación la película alcanza el espesor final  $\delta_{ft}$ , y la correspondiente velocidad terminal  $v_{ft}$ .

En el bache de líquido, el gasto volumétrico total es constante a través de una sección transversal, por lo tanto:

$$v_M = v_{Ls} + v_{Gs} = \alpha_{Ls} v_{GLs} + (1 - \alpha_{Ls}) v_{LLs} \quad , \dots \dots \dots (3.23)$$

En consecuencia, las velocidades insitu de gas y líquido están definidas por:

$$v_{GLs} = v_M + v_{0\infty} \quad , \dots \dots \dots (3.24)$$

$$v_{LLs} = v_M - \frac{v_{0\infty} \alpha_{Ls}}{1 - \alpha_{Ls}} \quad , \dots \dots \dots (3.25)$$

Un balance de masa de líquido en la unidad de bache nos lleva a:

$$v_{Ls} = v_{LLs} (1 - \alpha_{Ls}) \frac{l_{Ls}}{l_{su}} + \int_0^{l_{tb}} (1 - \alpha_f) v_f \frac{dx}{l_{su}} \quad , \dots \dots \dots (3.26)$$

donde  $l_{Ls}$  es la longitud del bache de líquido,  $l_{tb}$  la longitud de la burbuja de Taylor,  $l_{su}$  la longitud de la unidad de bache. Además,  $\alpha_f$  es la fracción de gas local relacionada a la burbuja de Taylor,  $v_f$  es la velocidad promedio de la película y  $x$  la coordenada axial a lo largo de la película. La velocidad de la película,  $v_f$ , es positiva para flujo ascendente y negativa para flujo descendente.

Un balance de masa de líquido relativo al sistema coordinado que se mueve con la velocidad de traslación,  $v_{tb}$ , resulta en:

$$(v_{tb} - v_f)(1 - \alpha_f) = (v_{tb} - v_{LLs})(1 - \alpha_{Ls}) \quad , \dots \dots \dots (3.27)$$

La combinación de las ecuaciones (3.23), (3.26) y (3.27) da como resultado:

$$v_{Gs} = v_{GLs} \alpha_{Ls} + v_{tb} (1 - \alpha_{Ls}) \frac{l_{tb}}{l_{su}} - v_{tb} \int_0^{l_{tb}} (1 - \alpha_f) \frac{dx}{l_{su}} \quad , \dots \dots \dots (3.28)$$

Como se menciona antes, para burbujas de Taylor lo suficientemente largas, la gravedad en la película es equilibrada por las fuerzas de cizallamiento en la pared y la película alcanza un valor terminal constante  $\delta_{ft}$ , el cual es dado por:

$$\delta_{ft} = C_k \left[ \frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{\frac{1}{3}} Re_{ft}^m \quad , \dots \dots \dots (3.29)$$

donde el numero de Reynolds asociado a la película de líquido es:

$$Re_{ft} = \frac{4\rho_L |v_{ft}| \delta_{ft}}{\mu_L} \quad , \dots \dots \dots (3.30)$$

Las constantes  $C_k$  y  $m$  para flujo laminar, es decir  $Re_{ft} < 1000$ , están determinadas como 0.9086 y 1/3 respectivamente. Para flujo turbulento,  $Re_{ft} > 1000$ , Fernandes et al. recomiendan usar  $C_k = 0.0682$  y  $m = 2/3$ .

Caetano propuso la siguiente expresión para la fracción de gas de sección transversal relativa a la posición real  $x$  de la nariz de la burbuja de Taylor:

$$\alpha_f = 1 - \frac{4\delta_f(D_2 - \delta_f)}{(D_2 - D_1)(D_2 + D_1)} \quad , \dots \dots \dots (3.31)$$

La ecuación (3.29) junto con las ecuaciones (3.31), (3.27) y (3.25), pueden ser resueltas para obtener la velocidad terminal de la película  $v_{ft}$ , y el grosor terminal,  $\delta_{ft}$ , o la correspondiente fracción de gas,  $\alpha_{ft}$ .

La burbuja de Taylor consiste de una región nariz donde el líquido es desacelerado bajo la fuerza de gravedad, y una región inferior en la cual la gravedad es equilibrada por el esfuerzo de cizalla y el espesor de la película es constante. La velocidad relativa de la película de líquido en la región de la nariz incrementa de  $v_{r0} = v_{tb} - v_{LLS}$ , en la cima de la burbuja, a  $v_{rx} = v_{tb} - v_f$ , en una distancia  $x$  desde la cima.

Las ecuaciones de momento y de conservación de masa en la película de líquido, relativas a un sistema coordenado moviéndose con una velocidad  $v_{tb}$ , resultan en:

$$v_{rx}^2 = v_{r0}^2 + 2g\rho^*x \quad , \dots \dots \dots (3.32)$$

$$v_{rx}(1 - \alpha_f) = v_{r0}(1 - \alpha_{Ls}) \quad , \dots \dots \dots (3.33)$$

donde  $\rho^* = 1 - \rho_G/\rho_L$ . Entonces las ecuaciones (3.32) y (3.33) conducen a:

$$\alpha_f(x) = 1 - \frac{(1 - \alpha_{LS})}{\sqrt{\frac{2g\rho^*x}{(v_{tb} - v_{LLS})^2} + 1}} \quad , \dots \dots \dots (3.34)$$

la cual es aplicable hasta que la película alcanza su espesor terminal,  $\delta_{ft}$ , a una distancia  $x_t$  desde la parte superior de la burbuja.

La longitud de la burbuja de Taylor se determina utilizando la ecuación (3.28) que corresponde a un balance de masa, pero se consideran dos posibilidades:

1.- La burbuja de Taylor es más chica que  $x_t$ ,

$$v_{Gs} = v_{GLs}\alpha_{LS} + v_{tb}(1 - \alpha_{LS}) \left[ \frac{l_{tb}}{l_{su}} + \frac{(v_{tb} - v_{LLS})^2}{g\rho^*l_{su}} \left( 1 - \sqrt{\frac{2g\rho^*l_{tb}}{(v_{tb} - v_{LLS})^2} + 1} \right) \right]$$

,.....(3.35)

2.- La burbuja de Taylor es más grande que  $x_t$ ,

$$v_{Gs} = v_{GLs}\alpha_{LS} - \frac{v_{tb}}{l_{su}}(1 - \alpha_{ft})(l_{tb} - x_t) + v_{tb}(1 - \alpha_{LS}) \left[ \frac{l_{tb}}{l_{su}} + \frac{(v_{tb} - v_{LLS})^2}{g\rho^*l_{su}} \left( 1 - \sqrt{\frac{2g\rho^*x_t}{(v_{tb} - v_{LLS})^2} + 1} \right) \right]$$

,.....(3.36)

La solución de las ecuaciones (3.35) y (3.36) requiere los valores de  $\alpha_{LS}$  y  $l_{LS}$ . Siguiendo el método propuesto por Barnea y Brauner, la fracción de gas en la zona del bache de líquido  $\alpha_{LS}$  es asumida igual a la que existe en la transición entre el flujo burbuja y el flujo bache, la cual es de 0.25. Además, algunos estudios muestran que la longitud del bache de líquido es bastante constante para el flujo ascendente de dos fases en tuberías. Lo que fue también confirmado para anulares. Así, la longitud de bache de líquido está dada por:

$$\frac{l_{LS}}{D_h} = 16 \quad , \dots \dots \dots (3.37)$$

Después de resolver las ecuaciones anteriores, estarán disponibles todos los parámetros necesarios para calcular las caídas de presión. Como la diferencial de presión es despreciable a lo largo de la burbuja de Taylor, toda la caída de presión para la unidad del bache se supone que ocurra en la zona del bache de líquido. Así, los términos de las caídas de presión, representados en la ecuación (3.18), son determinados para la región del bache de líquido y luego son promediados sobre la unidad de bache.

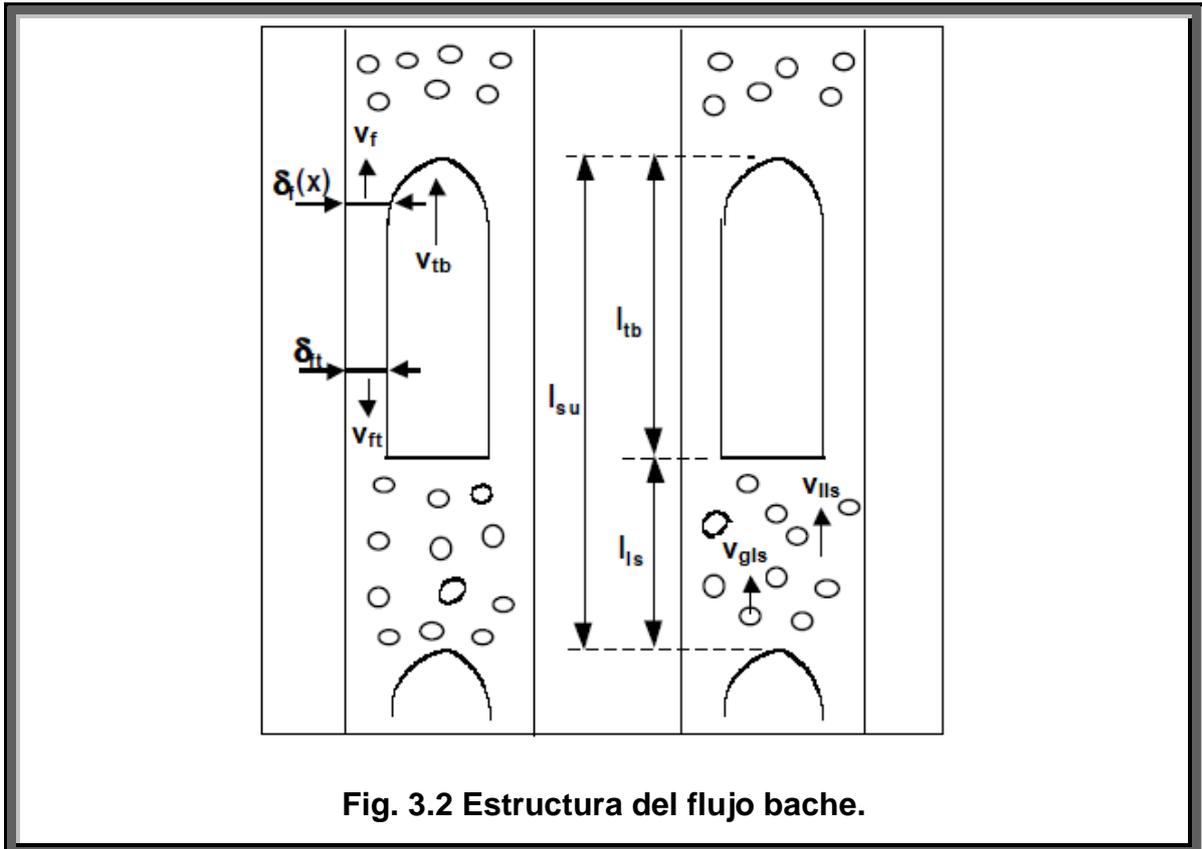


Fig. 3.2 Estructura del flujo bache.

El gradiente de presión hidrostática para la unidad de bache está dado por:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_H = \rho_M g \frac{l_{Ls}}{l_{su}} \quad , \dots \dots \dots (3.38)$$

donde  $\rho_M$  corresponde a:

$$\rho_M = \rho_G \alpha_{Ls} + \rho_L (1 - \alpha_{Ls}) \quad , \dots \dots \dots (3.39)$$

El gradiente de presión por fricción es evaluado en la zona del bache de líquido, usando el mismo procedimiento adoptado para el flujo burbuja:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_F = \frac{2f}{D_h} \rho_M v_M^2 \frac{l_{LS}}{l_{su}} \quad , \dots \dots \dots (3.40)$$

La caída de presión por aceleración corresponde a la fuerza necesaria para acelerar de un movimiento lento de líquido en la película a la velocidad del líquido dentro de la zona del bache:

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_A = \frac{(1 - \alpha_{LS})}{l_{su}} \rho_L (v_{LLS} - v_f)(v_{tb} - v_{LLS}) \quad , \dots \dots \dots (3.41)$$

También es posible calcular la fracción o colgamiento de gas promedio de toda unidad del bache.

$$\alpha_{su} = \frac{v_{Gs} + \alpha_{LS}(v_{tb} - v_{GLS})}{v_{tb}} \quad , \dots \dots \dots (3.42)$$

### 3.4.4 Modelo para flujo anular

Wallis describió ampliamente la hidrodinámica del flujo anular en tuberías, también presento la correlación más comúnmente usada para el arrastre y la tensión interfacial como función del grosor de la película. Basados en éste estudio, Kelessidis y Dukler realizaron unas adaptaciones al modelo para aplicarlo en espacio anular, las cuales son la base para el siguiente desarrollo.

Se asume que los espesores de las películas  $\delta_1$  y  $\delta_2$ , en la superficie exterior de la tubería interior y en la superficie interior de la tubería exterior, respectivamente, son iguales a  $\delta$ . En otras palabras, considerando que  $\delta = \delta_1 = \delta_2$ , el problema queda eliminado de manera efectiva.

El área de flujo de gas y la fracción de gas son dadas respectivamente por:

$$A_G = \frac{\pi}{4} [(D_2 - 2\delta)^2 - (D_1 + 2\delta)^2] \quad , \dots \dots \dots (3.43)$$

$$\alpha = 1 - \frac{4\delta}{(D_2 - D_1)} \quad , \dots \dots \dots (3.44)$$

Además, Lopez y Dukler llegaron a la conclusión que excepto para un rango limitado de altos gastos de líquido, la componente de la caída de presión por aceleración es despreciable. Por lo tanto, considerando un elemento diferencial

para el núcleo de gas de longitud  $L$ , el balance de fuerzas en ausencia de aceleración está dado por:

$$\frac{dP}{dL} + \rho_G g + \frac{Pe_{1G}\tau_{1i} + Pe_{2G}\tau_{2i}}{A_G} = 0 \quad , \dots \dots \dots (3.45)$$

donde,  $P_{1G}$  y  $P_{2G}$  son los perímetros mojados en las interfaces gas-líquido:

$$Pe_{1G} = \pi(D_1 + 2\delta) \quad , \dots \dots \dots (3.46)$$

$$Pe_{2G} = \pi(D_2 - 2\delta) \quad , \dots \dots \dots (3.47)$$

$\tau_{1i}$  y  $\tau_{2i}$  son los esfuerzos cortantes interfaciales. Como la velocidad del gas se supone es mucho mayor que la velocidad del líquido, el esfuerzo cortante interfacial es representado por:

$$\tau_{ji} = \frac{f_{ji}}{2} \rho_G v_G^2 \quad , \quad j = 1,2 \quad , \dots \dots \dots (3.48)$$

donde,  $f_{ji}$  es el factor de fricción interfacial que puede ser calculado por:

$$f_{ji} = 0.005 \left( 1 + 300 \frac{\delta}{D_j} \right) \quad , \quad j = 1,2 \quad , \dots \dots \dots (3.49)$$

En adición, un balance de fuerzas total sobre el mismo elemento diferencial  $dL$  arroja:

$$\frac{dP}{dL} + [\alpha\rho_G + (1 - \alpha)\rho_L]g + \frac{2f}{D_h} \rho_L \bar{v}^2 = 0 \quad , \dots \dots \dots (3.50)$$

donde el último término de la izquierda corresponde a las pérdidas de presión por fricción. Éstas pérdidas pueden ser estimadas asumiendo la existencia de similitud entre el perfil de velocidad en la película de líquido y un flujo monofásico turbulento, el cual es modelado por una expresión de la ley de potencia con el exponente igual a 1/7. Además, la velocidad media  $\bar{v}$  es la velocidad de una sola fase que corresponde a las condiciones de flujo de la película de líquido. Si  $v_1$  y  $v_2$  son las velocidades locales en cada película de líquido,  $v_{Ls}$  está dada por:

$$v_{Ls} = \frac{4}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \left( \int_{r_1}^{x_1} 2\pi r v_1 dr + \int_{x_2}^{r_2} 2\pi r v_2 dr \right) \quad , \dots \dots \dots (3.51)$$

donde  $x_1$  y  $x_2$  , vistas en la Fig. 3.3, corresponden a:

$$x_1 = r_1 + \delta = \frac{r_1 + r_2}{2} + \alpha \frac{r_1 - r_2}{2} \quad , \dots \dots \dots (3.52)$$

$$x_2 = r_2 - \delta = \frac{r_1 + r_2}{2} + \alpha \frac{r_2 - r_1}{2} \quad , \dots \dots \dots (3.53)$$

Asumiendo que los dos perfiles de velocidad,  $v_1$  y  $v_2$ , siguen la ley de potencia, donde el punto de máxima velocidad  $r_m$  coincide con el punto de cero esfuerzo cortante, da como resultado:

$$r_m = r_2 \sqrt{\frac{1 - K}{2 \ln\left(\frac{1}{K}\right)}} \quad , \dots \dots \dots (3.54)$$

$$v_{Ls} = F(\alpha) \bar{v} \quad , \dots \dots \dots (3.55)$$

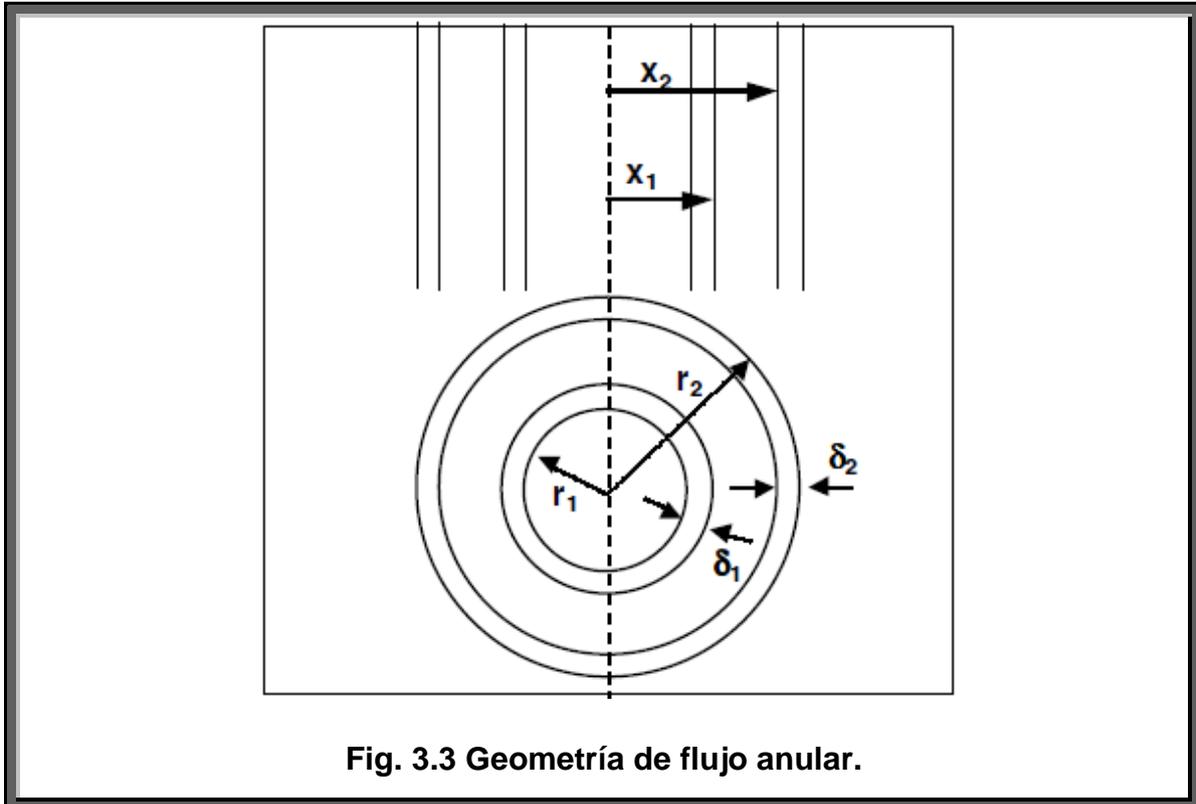
donde:

$$F(\alpha) = \frac{2.288}{(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{7}{(r_m - r_1)^{1/7}} \left[ \frac{r_1(x_1 - r_1)^{8/7}}{8} + \frac{(x_1 - r_1)^{15/7}}{15} \right] + \frac{7}{(r_2 - r_m)^{1/7}} \left[ \frac{r_2(r_2 - x_2)^{8/7}}{8} + \frac{(r_2 - x_2)^{15/7}}{15} \right] \right\} \quad , \dots \dots \dots (3.56)$$

Las ecuaciones (3.55) y (3.56) relacionan a  $v_{Ls}$  y  $\alpha$  para flujo anular en un espacio anular a la velocidad media  $\bar{v}$  que el líquido tendría si fluyera solo. Así, basándose en  $v_{Ls}$  y  $\alpha$ , es posible evaluar las pérdidas por fricción en la ecuación (3.50).

En resumen, el modelo para flujo anular consiste en encontrar el valor adecuado de  $\alpha$ , relacionado a  $\delta$  a través de la ecuación (3.44), lo cual hace que la caída de presión total calculada con la ecuación (3.45) sea igual a la obtenida de la ecuación (3.50). Eso conduce a un proceso iterativo similar al proceso para encontrar las raíces de una función.

Cuando es encontrada la fracción de gas  $\alpha$  correcta, también se habrá encontrado el valor de la caída de presión total, debido a que es un paso intermedio en el proceso de cálculo. Además, los términos del lado izquierdo de la ecuación (3.50) corresponden a las caídas de presión por el efecto gravitacional y por fricción respectivamente.



### 3.5 EVALUACIÓN DEL MODELO<sup>30</sup>

Le evaluación del modelo realizada por los autores consistió en la comparación de dos conjuntos de experimentos. El primer paso fue comparar las caídas de presión predichas contra las mediciones hechas por Caetano en unas instalaciones a pequeña escala. La siguiente comparación la realizaron contra las mediciones de presión obtenidas en instalaciones de investigación a gran escala.

El modelo fue evaluado en términos de los parámetros que se presentan a continuación.

El error porcentual promedio, el cuál es determinado con:

$$E_a = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n e_i \quad \dots \dots \dots (3.57)$$

donde:

$$e_i = \frac{y_{icalc} - y_{imedida}}{y_{imedida}} \quad , \dots \dots \dots (3.58)$$

y  $y$  es la presión o cualquier otro parámetro de flujo, el error porcentual promedio absoluto es:

$$E_{aa} = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n |e_i| \quad , \dots \dots \dots (3.59)$$

La desviación estándar porcentual, que es determinada con:

$$E_{sd} = 100 \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(e_i - E_a)^2}{n - 1}} \quad , \dots \dots \dots (3.60)$$

### 3.5.1 Datos a pequeña escala

Para realizar ésta evaluación, Antonio C.V.M. Lage & Rune W. Time utilizaron los datos obtenidos por Caetano en una instalación a pequeña escala. La sección de prueba que él utilizó fue un anular de 7.62 cm x 4.22 cm y 8.5 m de largo en donde se hizo bombear dos diferentes mezclas, aire-agua y aire-keroseno, en flujo ascendente. Los datos experimentales están distribuidos en cuatro diferentes grupos para cada mezcla correspondientes a cada uno de los patrones de flujo.

La Tabla 3.1 presenta los parámetros de comparación relacionados al gradiente de presión total para el patrón de flujo burbuja. Los errores porcentuales absolutos promedio que muestran que tan largo son los errores en promedio, son menores que 10%, lo cual indica desempeño bastante bueno. En adición, el modelo actuó ligeramente mejor al predecir el comportamiento de la mezcla aire-keroseno. El error porcentual promedio, que indica la tendencia completa de la predicción, es positivo para la mezcla aire-

agua y negativo para aire-keroseno. Por lo tanto, la tendencia es hacia sobrestimar el gradiente de presión para la mezcla aire-agua y a subestimarla para aire-keroseno. Las desviaciones estándar porcentuales, que dan una idea del grado de dispersión de los errores en relación al promedio, están también en un rango razonable. Además, el cotejo con los parámetros de comparación del modelo de Caetano muestra ligeras diferencias entre ellos.

La Tabla 3.2 contiene las variables de comparación para el patrón de burbuja dispersa, éstas muestran un resultado aún mejor que para la predicción del comportamiento del flujo burbuja. El desempeño relacionado a la predicción de los patrones de flujo para la mezcla aire-keroseno es mejor que para la mezcla aire-agua. La comparación con los resultados de Caetano muestra resultados casi idénticos, lo que se esperaba, debido a que los modelos son casi iguales. Por otra parte, el error porcentual absoluto indica que los modelos tienden a subestimar la caída de presión.

Tabla 3.1 Parámetros de comparación para flujo burbuja.

Mezcla de dos fases	Modelo propuesto			Modelo de Caetano		
	$E_a$	$E_{aa}$	$E_{sd}$	$E_{aa}$	$E_a$	$E_{sd}$
Aire-agua (17 corridas)	5.3	9.5	9.8	7.33	8.9	8.7
Aire-keroseno (19 corridas)	-1.1	4.1	5.3	-0.6	3.6	3.4

Tabla 3.2 Parámetros de comparación para flujo burbuja dispersa.

Mezcla de dos fases	Modelo propuesto			Modelo de Caetano		
	$E_a$	$E_{aa}$	$E_{sd}$	$E_{aa}$	$E_a$	$E_{sd}$
Aire-agua (6 corridas)	-3.1	5.0	4.5	-2.5	5.4	5.5
Aire-keroseno (15 corridas)	-3.0	3.0	1.5	2.9	2.9	1.4

Los parámetros de comparación para el flujo bache presentados en la tabla 3.3, también indican una buena concordancia entre las predicciones del modelo y las mediciones. El rendimiento obtenido con la mezcla aire-agua fue un poco mejor que para la combinación aire-keroseno. El modelo aquí utilizado tuvo un

mejor desempeño que el de Caetano, pero ambos presentan tendencia a sobreestimar la caída de presión.

Tabla 3.3 Parámetros de comparación para flujo bache.

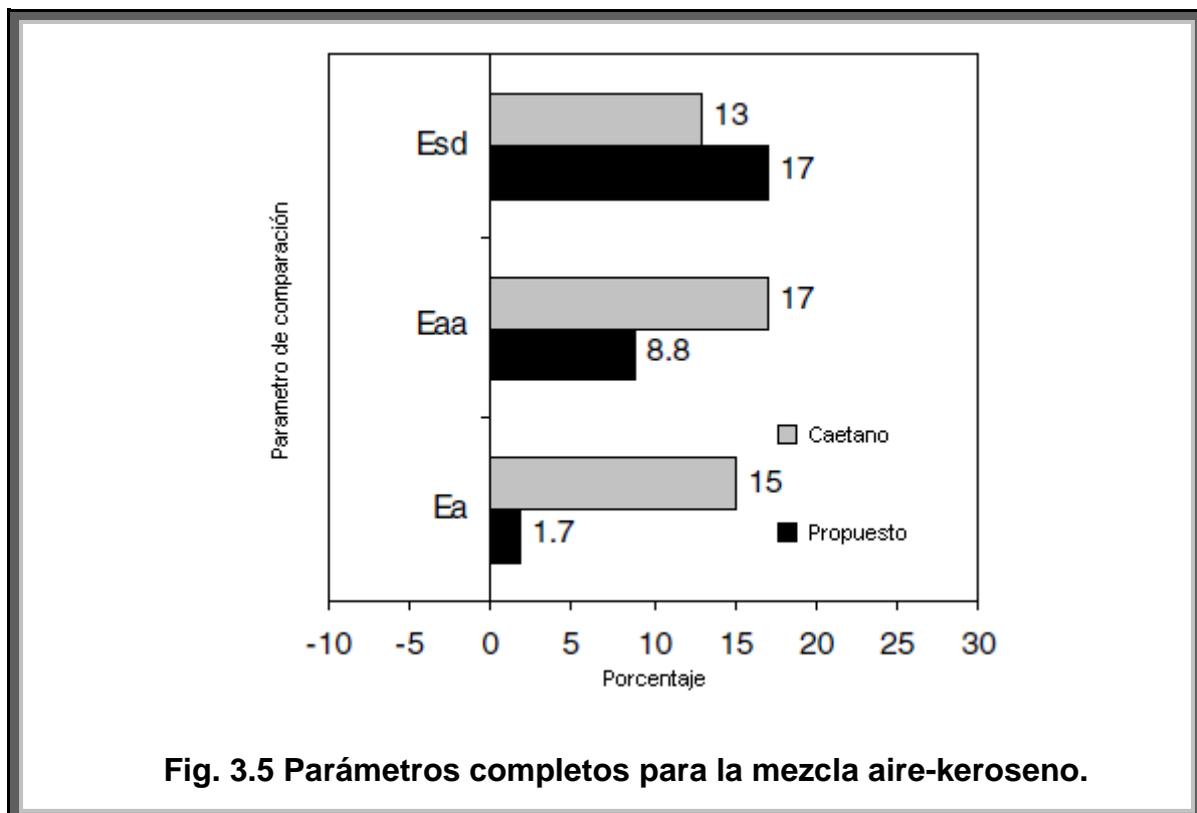
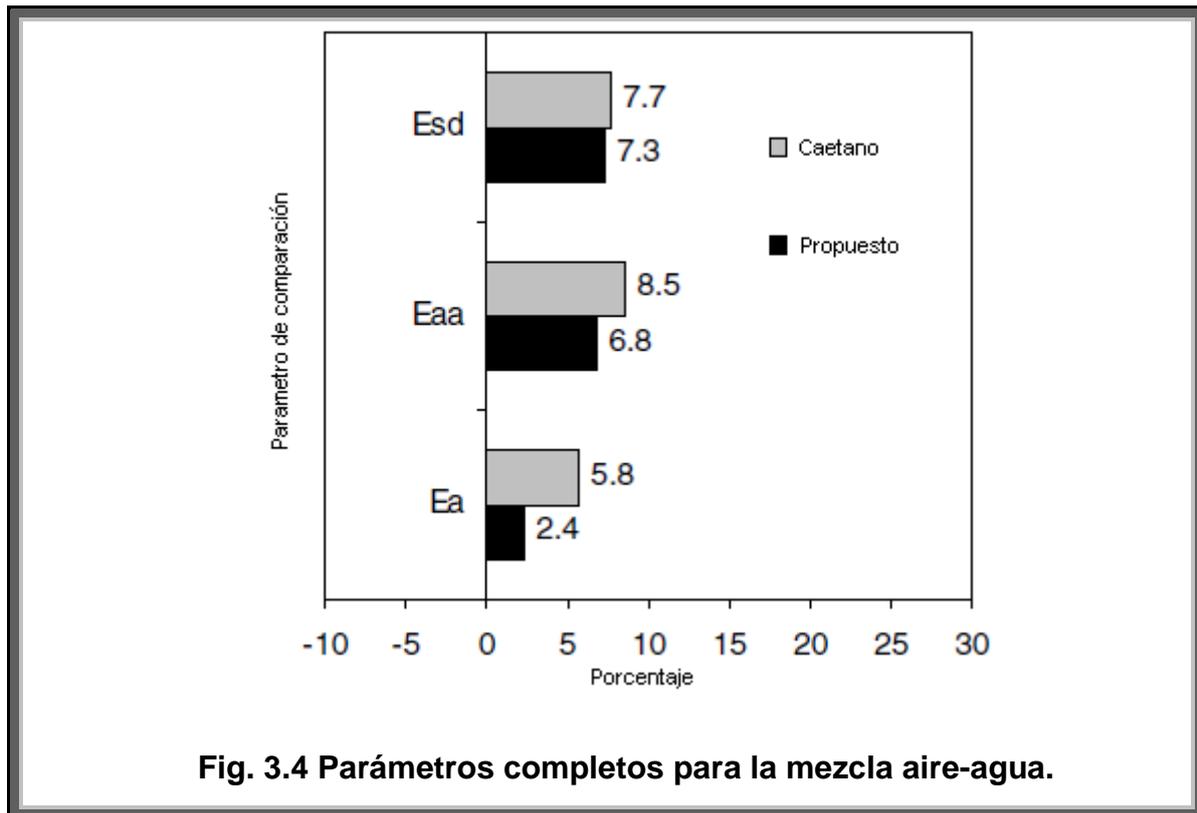
Mezcla de dos fases	Modelo propuesto			Modelo de Caetano		
	$E_a$	$E_{aa}$	$E_{sd}$	$E_{aa}$	$E_a$	$E_{sd}$
Aire-agua (21 corridas)	1.6	5.0	5.7	3.5	6.5	3.3
Aire-keroseno (40 corridas)	1.2	7.3	9.1	5.8	9.7	10

Los parámetros de comparación relacionados con el flujo anular se presentan en la Tabla 3.4. Para la mezcla aire-agua las predicciones concuerdan muy bien con los datos. Sin embargo, los resultados para aire-kerosene indican que sigue siendo necesario hacer investigación para que estos mejoren. De hecho, el modelo usado en ésta tesis tuvo un desempeño significativamente mejor que el de Caetano, pero el error absoluto promedio es todavía alto. También es notable la gran tendencia a sobreestimar las pérdidas de carga por el modelo de Caetano.

Tabla 3.4 Parámetros de comparación para flujo anular.

Mezcla de dos fases	Modelo propuesto			Modelo de Caetano		
	$E_a$	$E_{aa}$	$E_{sd}$	$E_{aa}$	$E_a$	$E_{sd}$
Aire-agua (6 corridas)	2.9	4.1	5.4	17	17	16
Aire-keroseno (16 corridas)	10	22	36	66	66	25

El desempeño general para la mezcla aire-agua y la mezcla aire-keroseno se presenta en las Figuras 3.4 y 3.5, respectivamente. Los parámetros de comparación, en general, indican una buena concordancia con las mediciones. Las predicciones para la mezcla aire-agua son significativamente mejores que para la mezcla aire-keroseno, lo cual parece estar relacionado con el rendimiento del modelo para el flujo anular. En adición, el modelo de Antonio et al. presentó una actuación global considerablemente mejor para ambos casos que el modelo presentado por Caetano.



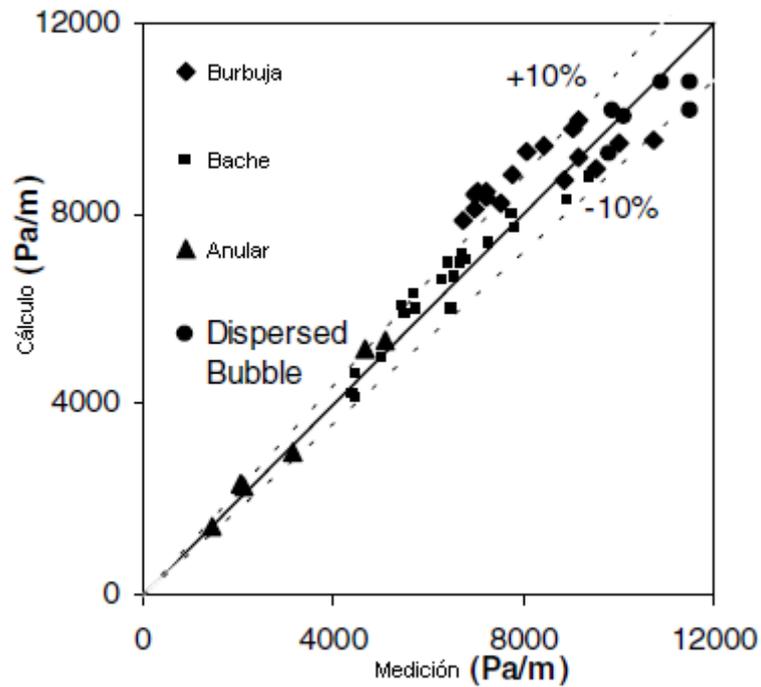


Fig. 3.6 Caídas de presión para la mezcla aire-agua.

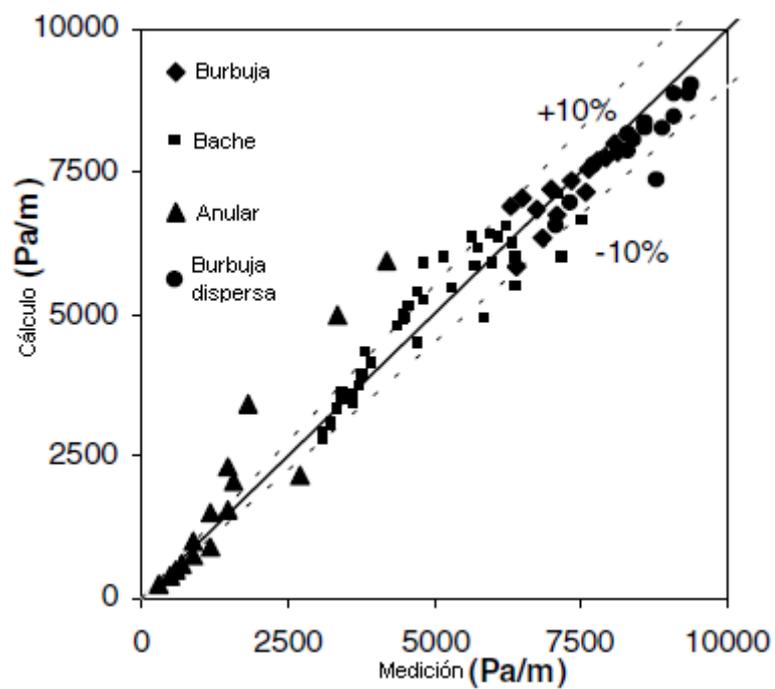


Fig. 3.7 Caídas de presión para la mezcla aire-keroseno.

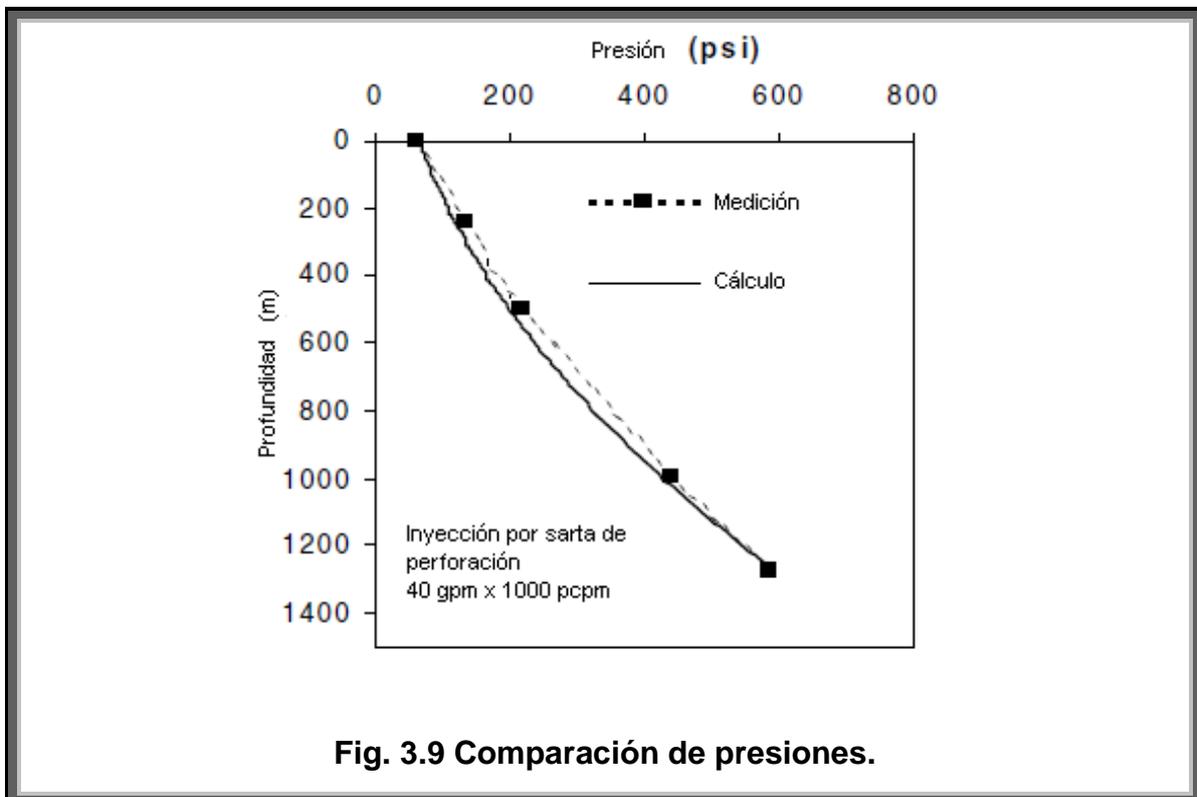
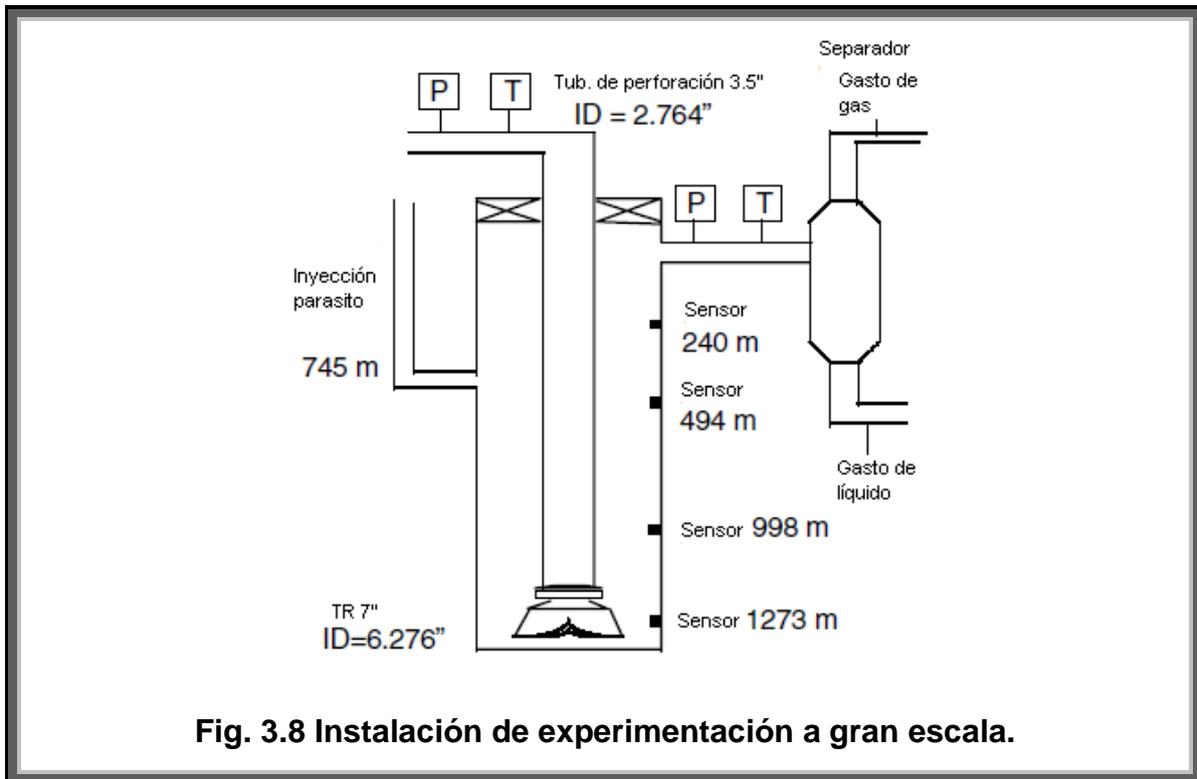
Las caídas de presión calculadas son presentadas en las Figuras 3.6 y 3.7 para aire-agua y aire-keroseno, respectivamente. La buena concordancia entre las predicciones y las mediciones también se puede visualizar en éstas gráficas.

### 3.5.2 Datos a gran escala

Además de los experimentos a pequeña escala los autores del modelo realizaron experimentos a gran escala en un pozo vertical de investigación, ésta instalación es mostrada de manera esquemática en la Fig. 3.8. La tubería de revestimiento que emulaba al pozo, tenía adjuntos 4 sensores de presión y temperatura. El extremo de la sarta de perforación de 3.5 pg. (DI = 2.764 pg.) está localizado en el fondo del pozo a 1275 m de profundidad. El pozo de prueba tenía una tubería de revestimiento de 7 pg. (ID = 6.276 pg.) la cual formó un espacio anular de 6.276 pg. x 3.5 pg. con la tubería de perforación. Además, los fluidos son bombeados dentro del pozo de dos diferentes maneras, inyección a través de la sarta de perforación e inyección parasito de gas. En la inyección por la sarta de perforación, ambos fluidos, líquido y gas se inyectaron al mismo tiempo; diez diferentes combinaciones de gastos de gas y de líquido fueron bombeadas a través de la sarta. El rango de gastos de gas iba desde 300 hasta 1000 pies<sup>3</sup>/min y el de líquido de 40 a 60 gal/min. Por otra parte, para el método de inyección parasito, el gas fue bombeado por una línea de 2.375 pg. a 745 m y el líquido a través de la tubería de perforación, probando más de once diferentes combinaciones de gastos de inyección. El rango de gastos de líquido fue de 80 a 240 gal/min y el gasto de gas varió de 300 hasta 1000 pies<sup>3</sup>/min. Todas las variables de interés fueron medidas y registradas por un sistema de control y adquisición de datos (DAC por sus siglas en ingles). Presiones, temperaturas, gastos de inyección y retorno de líquido y gas fueron obtenidos por sensores en superficie. El sistema DAC también registró las presiones de fondo en tiempo real y las temperaturas de los sensores ubicados a lo largo de la tubería de revestimiento. En adición, el sistema leyó y controló los parámetros operacionales del separador. Se eligió agua fresca y nitrógeno como fase líquida y gaseosa respectivamente.

El modelo se implementó con un programa de computadora donde el pozo fue dividido en secciones de 5 m. Los cálculos comenzaron desde la superficie,

basándose en la presión y temperatura leídas justo antes del separador, y finalizaron en el fondo del pozo.



El gradiente de presión por aceleración, fue considerado entre dos celdas consecutivas mediante el uso del método de Beggs & Brill. Después de cada simulación, los resultados se compararon con los datos experimentales, como en el ejemplo mostrado en la Fig. 3.9, donde los cuadrados negros representan las estaciones de medición.

En la Tabla 3.5 se presenta el resumen de la comparación entre las predicciones del modelo y las mediciones, con los parámetros de comparación para cada uno de los escenarios (tubería de perforación e inyección parasito) además de una estimación global. Los errores porcentuales absolutos promedio, que son menores a 10%, indican una buena concordancia entre las predicciones y las mediciones. También se observa que el modelo funciona mejor para el escenario de inyección con tubería de perforación. Los errores promedio porcentuales muestran que el modelo presentó una tendencia a subestimar la presión en el pozo. Sin embargo, como  $E_a$  y  $E_{aa}$  no son iguales para cada condición, esto es solo una tendencia, lo que significa que en algunos casos la presión también es sobrestimada. En adición, las desviaciones estándar porcentuales son también menores a 10%, lo que significa que la asociación de los errores no está muy dispersa en relación al promedio.

Tabla 3.5 Parámetros de comparación para los datos a gran escala.

Escenarios	$E_a$	$E_{aa}$	$E_{sd}$
<b>Parasito (22 corridas)</b>	-5.7	8.6	9.6
<b>Sarta de perforación (35 corridas)</b>	-3.3	7.0	8.0
<b>Completo (57 corridas)</b>	-4.3	7.7	9.2

En las Figuras 3.10 y 3.11 están graficadas las presiones calculadas por Antonio et al. contra las mediciones obtenidas, para ambos escenarios de inyección, sarta de perforación e inyección parasito, respectivamente. A través de éstos gráficos, también es posible observar algunas de las características que los parámetros de comparación revelan acerca de la distribución de los errores, confirmando la buena aproximación entre el modelo y los datos experimentales.

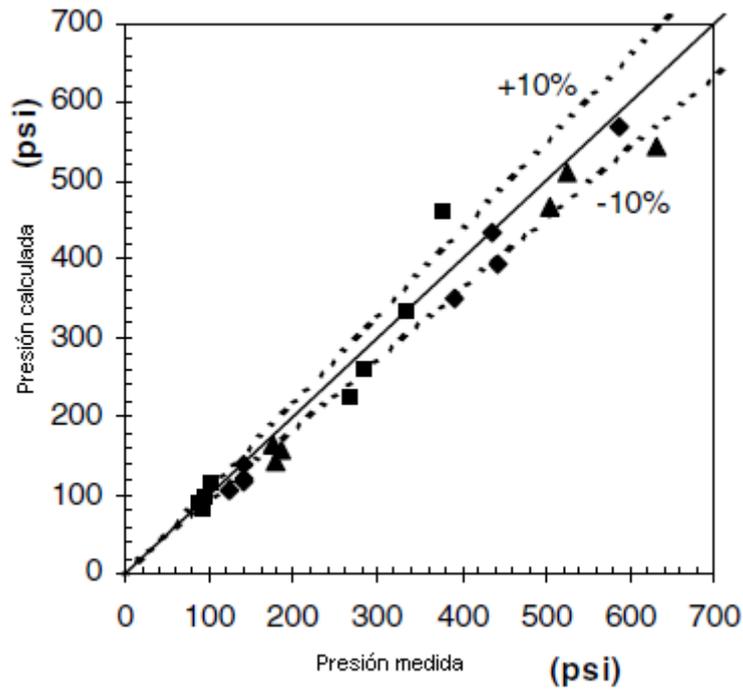


Fig. 3.10 Comparación de la presión para la inyección parasito.

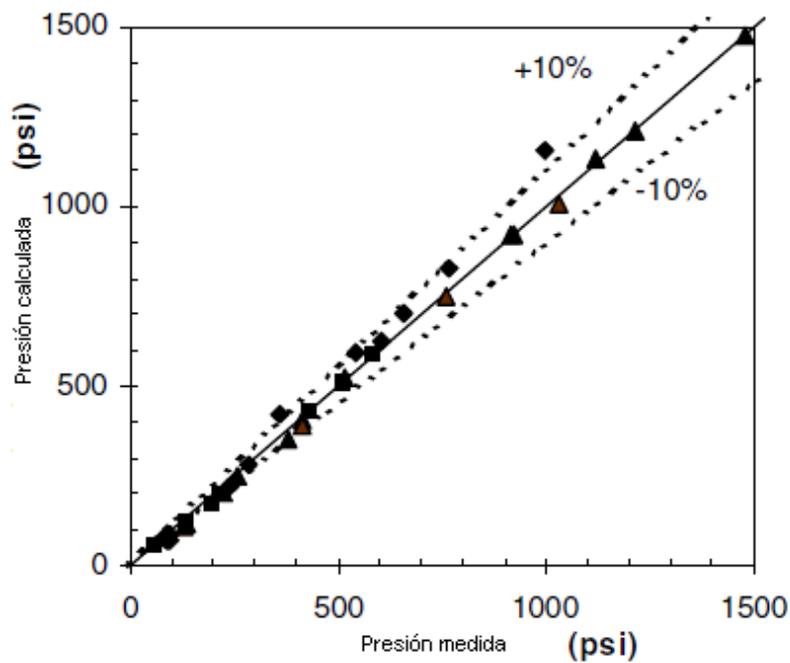


Fig. 3.11 Comparación de la presión para la inyección por sarta de perforación.

### 3.5.3 Conclusiones del desempeño del modelo

El modelo mecanístico propuesto por Antonio et al. está compuesto de un procedimiento para la predicción de los patrones de flujo y de un conjunto de modelos mecanísticos independientes para calcular el colgamiento de gas y la caída de presión para flujo burbuja, burbuja dispersa, bache y anular.

Las predicciones del modelo fueron comparadas con los resultados obtenidos de pruebas experimentales a pequeña escala y a gran escala. Los resultados muestran una buena concordancia entre las mediciones del modelo y los datos experimentales.

El desempeño del modelo fue también evaluado mediante la comparación con el desempeño del modelo de Caetano, mostrando que el modelo aquí usado funcionó mejor. Es necesario realizar más experimentos con otras configuraciones de anulares para probar el modelo, ya que la disponibilidad de datos experimentales es muy limitada.

### 3.6 NOMENCLATURA

$A_G$	Área de flujo de gas
$d$	Diferencial
$D_1$	Diámetro exterior de la tubería interior
$D_2$	Diámetro interior de la tubería exterior
$D_{ep}$	Diámetro equiperimetral
$D_h$	Diámetro hidráulico
$E_a$	Error porcentual promedio
$E_{aa}$	Error porcentual promedio absoluto
$e_i$	Parámetro del error porcentual promedio
$E_{sd}$	Desviación estándar porcentual
$f$	Factor de fricción
$f_M$	Factor de fricción referido a la mezcla
$g$	Aceleración de la gravedad
$K$	Relación de diámetros
$L$	Longitud
$l_{LS}$	Longitud del bache de líquido
$l_{su}$	Longitud de la unidad de bache
$l_{tb}$	Longitud de la burbuja de Taylor
$P$	Presión
$P_e$	Perímetro
$r$	Radio
$Re$	Número de Reynolds
$Re_{ft}$	Numero de Reynolds para la película de líquido
$\bar{v}$	Velocidad media
$v_{0\infty}$	Velocidad de la burbuja de Taylor en un medio infinito
$v_{GLS}$	Velocidad del gas en el bache de líquido
$v_{Gs}$	Velocidad superficial del gas
$v_f$	Velocidad de la película
$v_{ft}$	Velocidad terminal de la película de líquido
$v_{LLS}$	Velocidad del líquido en el bache de líquido
$v_{Ls}$	Velocidad superficial del líquido

$v_M$	Velocidad de la mezcla
$v_{r0}$	Velocidad relativa de la película de líquido en el tope de la región de nariz de la burbuja de Taylor
$v_{rx}$	Velocidad relativa de la película de líquido a una distancia $x$ del el tope de la región de nariz de la burbuja de Taylor
$v_{tb}$	Velocidad de la burbuja de Taylor
$W_{cc}$	Constante de capilaridad
$x$	Distancia
$\alpha$	Fracción o colgamiento de gas
$\alpha_{ft}$	Fracción de gas correspondiente al espesor terminal de la película de líquido
$\alpha_{Ls}$	Fracción de gas en el bache de líquido
$\alpha_{su}$	Fracción de gas en la unidad de bache
$\delta$	Espesor de la película de líquido
$\delta_{ft}$	Espesor terminal de la película de líquido
$\mu_G$	Viscosidad del gas
$\mu_L$	Viscosidad del líquido
$\mu_M$	Viscosidad de la mezcla
$\pi$	Número Pi
$\rho_G$	Densidad del gas
$\rho_L$	Densidad del líquido
$\sigma_L$	Tensión superficial del líquido
$\tau$	Esfuerzo cortante

## 4. PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO

### 4.1 DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA<sup>1,2,30</sup>

**Datos necesarios:**

$P_{wf}$  [psia] ó  $P_{wh}$  [psia]

$q_o$  [pie<sup>3</sup>/día]

$T_y$  [°R]

$\rho_o$  [lb<sub>m</sub>/pie<sup>3</sup>]

$T_{wh}$  [°R]

$u$  [BTU/pie<sup>2</sup> · día · °R]

$L_{total}$  [pie]

$\gamma_o$

$D_2$  [pie]

$n$

$D_1$  [pie]

**Proceso de cálculo:**

1) Calcular  $\Delta L$  [pie] a partir del número de secciones  $n$  en que se desea dividir la tubería

$$\Delta L = \frac{L_{total}}{n}$$

2) Suponer  $\Delta P$  [psi] y  $\Delta T$  [°R]

3) Calcular la Temperatura media  $T_M$  [°F] y  $P_M$  [lb<sub>m</sub>/pg<sup>2</sup>] para un intervalo de longitud  $\Delta L$  [pie]

$$T_{M_{sup}} = \left( T_{ant} + \frac{\Delta T_{sup}}{2} \right) - 459.69$$

$$P_{M_{sup}} = P_{ant} + \frac{\Delta P_{sup}}{2}$$

4) Con  $T_M [^{\circ}F]$  y  $P_M [lb_m/pg^2]$  se calculan las propiedades de los fluidos para determinar el patrón de flujo existente y  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_T$  con el modelo mecánico, así como las variables del modelo de temperatura y  $\Delta T$ .

5) Obtener  $\Delta P_{i_{calc}} [psi]$

$$\Delta P_{i_{calc}} = \Delta L \left(\frac{dP}{dL}\right)_T$$

6) Calcular  $\Delta T_{i_{calc}} [^{\circ}R]$

$$GradTerm = \frac{T_y - T_{wh}}{L_{total}}$$

$$C_f = \frac{0.388 + 0.0045T_y}{\sqrt{\gamma_o}}$$

$$D_h = D_2 - D_1$$

$$\omega_o = q_o \rho_o B_o$$

$$A = 0.2618 \cdot D_h \cdot \frac{u}{\omega_o \cdot C_f}$$

$$\Delta T_{i_{calc}} = (GradTermico \cdot \Delta L) \exp(-\Delta L \cdot A)$$

7) Comparación de  $\Delta P_i [psi]$

$$\text{Si } \left| \Delta P_{i_{sup}} - \Delta P_{i_{calc}} \right| \leq 0.00001$$

entonces  $\Delta P_{i_{calc}}$  es la correcta  $\Delta P_i$  y se seguirá usando, si no,  $\Delta P_{i_{calc}}$  será la nueva  $\Delta P_{sup}$  y se regresa al paso 3

8) Comparación de  $\Delta T_i [^{\circ}R]$

$$\text{Si } \left| \Delta T_{i_{sup}} - \Delta T_{i_{calc}} \right| \leq 0.00001$$

entonces  $\Delta T_{i_{calc}}$  es la correcta  $\Delta T_i$  y se seguirá usando, si no,  $\Delta T_{i_{calc}}$  será la nueva  $\Delta T_{i_{sup}}$  y se regresa al paso 3.

Una vez obtenidos los valores correctos de  $\Delta P_i$  y  $\Delta T_i$ , se puede tener  $P_i$  y  $T_i$ :

- a) Para el análisis del perfil de presiones en el pozo a partir de la presión de fondo fluente  $P_{wf}[psi]$

$$P_i = P_{ant} - \Delta P_i$$

$$T_i = T_{ant} - \Delta T_i$$

\*solo para la primer sección de tubería  $T_{ant} = T_y$  y  $P_{ant} = P_{wf}$

- b) Para el análisis del perfil de presiones en el pozo a partir de la presión en la cabeza del pozo  $P_{wh}[psi]$

$$P_i = P_{ant} + \Delta P_i$$

$$T_i = T_{ant} + \Delta T_i$$

\*solo para la primer sección de tubería  $P_{ant} = P_{wh}$  y  $T_{ant} = T_{wh}$

Para continuar con la siguiente sección de tubería se regresa al paso 1 haciendo:

$$P_{ant} = P_i$$

$$T_{ant} = T_i$$

El proceso termina cuando

$$\sum_{i=1}^n \Delta L = L_{total}$$

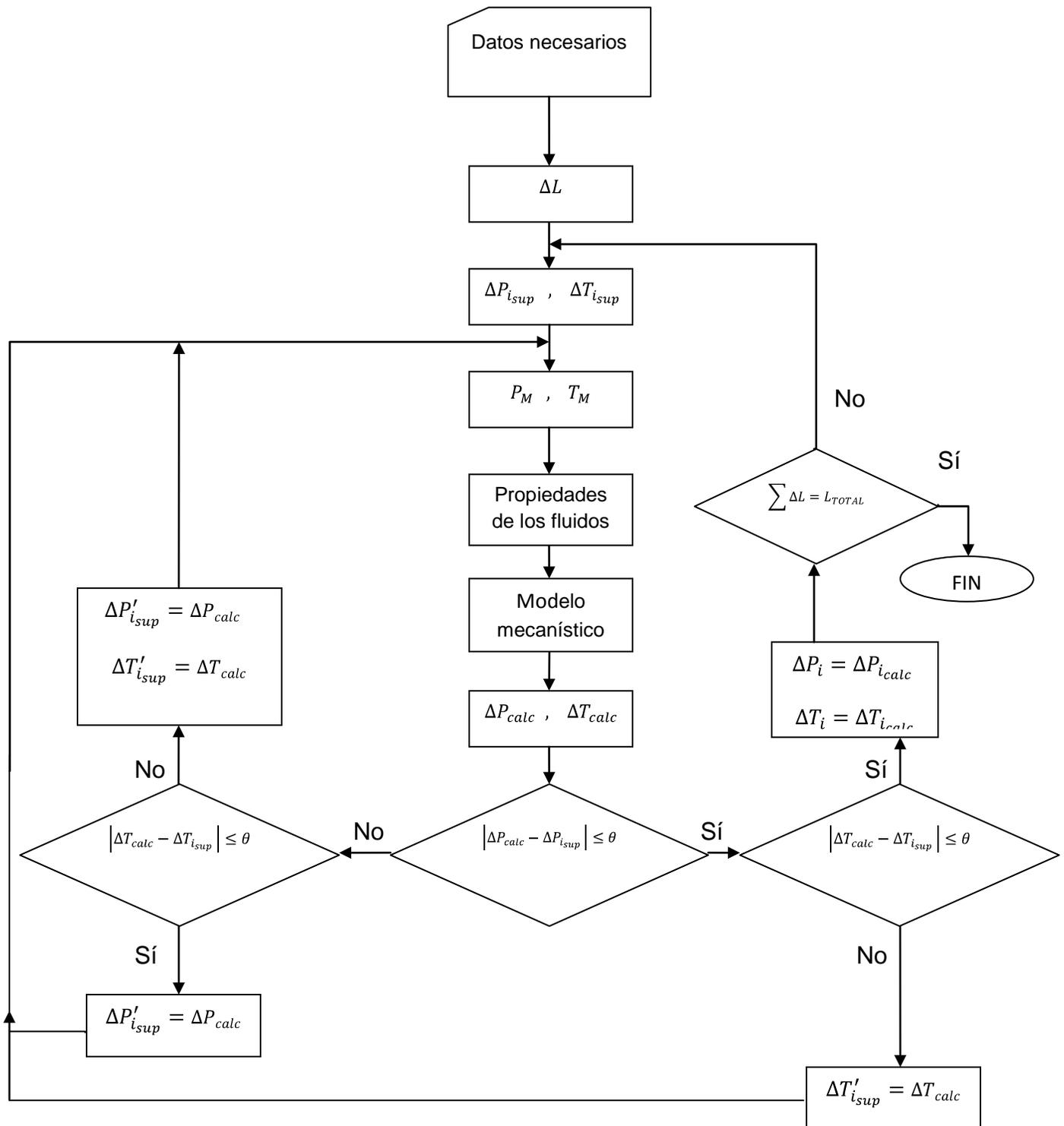


Fig. 4.1 Diagrama de flujo para el cálculo de las condiciones de presión y temperatura.

## 4.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS<sup>2</sup>

Selección de las correlaciones a emplear para el cálculo de  $R_s$  y  $B_o$  (con sus respectivos factores de corrección), y las propiedades del aceite, gas y agua a condiciones de Presión y Temperatura.

### **Datos e información necesarios:**

- Tipo de aceite
- Si hay producción significativa de agua, se requiere el equivalente en porcentaje de NaCl.
- Densidad relativa del gas producido,  $\gamma_g$
- Si el gas producido es seco o húmedo.
- Densidad API del aceite producido.
- Relación gas-aceite producido  $R[pie^3/bl_o]$  de campo
- Presión en la primera etapa de separación,  $P_s[lb/pg^2abs]$
- Temperatura de la primera etapa de separación,  $T_s[^\circ F]$
- Densidad relativa del gas a condiciones de  $T_s$  y  $P_s$ ,  $\gamma_{gp}$  (La cual es igual a  $\gamma_g$  para una sola etapa de separación).
- Análisis PVT:
  - Factor del volumen del aceite en el punto de burbuja, resultante de una separación instantánea,  $B_{ofb}[bls@c.y./bls@c.s.]$
  - Relación de solubilidad en el punto de burbuja, resultante de una separación instantánea,  $R_{sfb}[pies^3/bl_o]$
  - Presión de burbuja,  $P_{bL}[lb/pg^2abs]$
  - Temperatura de burbuja,  $T_{bL}[^\circ F]$
  - Presión de interés  $P[lb/pg^2abs]$
  - Temperatura de interés  $T[^\circ F]$
  - Fracción molar de  $N_2$ ,  $CO_2$  y  $H_2S$

*NOTA: En el punto de burbuja  $\gamma_g = \gamma_{gd}$*

**Selección de las correlaciones (condiciones en el punto de burbuja):**Cálculo de  $R_s$  [ $pie^3@c.s./bl_o@c.s.$ ]**Standing**

$$R_{sA} = \gamma_g \left[ \left( \frac{P_{bL}}{18} \right) 10^{(0.0125API - 0.00091T_b)} \right]^{\frac{1}{0.83}}$$

**Vázquez**

$$\gamma_{gs} = \gamma_{gp} [1 + 5.912 \times 10^{-5} API \times T_s \log(P_s/114.7)]$$

Si  $API \leq 30$ 

$$C_1 = 0.0362$$

$$C_2 = 1.0937$$

$$C_3 = 25.724$$

Si  $API > 30$ 

$$C_1 = 0.0178$$

$$C_2 = 1.1870$$

$$C_3 = 23.931$$

$$R_{sB} = C_1 \gamma_{gs} P_{bL}^{C_2} \exp[C_3 API / (T_b + 460)]$$

**Oistein**Calcular  $P^*$ 

$$P^* = \log^{-1}(-2.57364 + 2.35772 \log P_{bL} - 0.703988 \log^2 P_{bL} + 0.098479 \log^3 P_{bL})$$

*Seleccionar el tipo de aceite*

Para aceite volátil

$$a = 0.130$$

Para aceite negro

$$a = 0.172$$

$$R_{sc} = \gamma_g \left( \frac{P^* API^{0.989}}{T_b^a} \right)^{\frac{1}{0.816}}$$

### Lasater

$$P_f = \frac{P_b \gamma_g}{(T_b + 460)}$$

$$y_g = 419.545 \times 10^{-5} P_f^3 - 591.428 \times 10^{-4} P_f^2 + 334.519 \times 10^{-3} P_f + 169.879 \times 10^{-4}$$

$$\gamma_o = \frac{141.5}{API + 131.5}$$

Si  $15 \leq API < 40$

$$M_o = \frac{63.506 - API}{0.0996}$$

Si  $40 \leq API < 55$

$$M_o = \left( \frac{1048.33}{API} \right)^{1.6736}$$

$$R_{sD} = 132755 \frac{y_g \gamma_o}{(1 - y_g) M_o}$$

### Cálculo de $B_o$

#### Standing

$$\gamma_o = \frac{141.5}{API + 131.5}$$

$$F = R_{sfb} \left( \frac{\gamma_g}{\gamma_o} \right)^{0.5} + 1.25 T_b$$

$$B_{oA} = 0.972 + 0.000147 (F)^{1.175}$$

**Vázquez**

$$\gamma_{gs} = \gamma_{gp} [1 + 5.912 \times 10^{-5} API \times T_s \log(P_s/114.7)]$$

Si  $API \leq 30$ 

$$C_1 = 4.677 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 1.751 \times 10^{-5}$$

$$C_3 = -1.811 \times 10^{-8}$$

Si  $API > 30$ 

$$C_1 = 4.67 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 1.1 \times 10^{-5}$$

$$C_3 = 1.337 \times 10^{-9}$$

$$B_{oB} = 1 + C_1 R_{sfb} + (T_b - 60) (API / \gamma_{gs}) (C_2 + C_3 R_{sfb})$$

**Oistein**

$$B_o^* = R_{sfb} (\gamma_g / \gamma_o)^{0.526} + 0.968 T_b$$

$$a = -6.58511 + 2.91329 \log B_o^* - 0.27683 \log^2 B_o^*$$

$$B_{oC} = 1 + 10^a$$

Cálculo de  $\gamma_{gd}$ 

$$\gamma_{gd} = 0.25 + 0.02 API + R_{sfb} \times 10^{-6} (0.6874 - 3.5864 API)$$

Cálculo de los factores de corrección**Factor de corrección para  $R_s$** 

Standing

$$A_A = \frac{R_{sfb}}{R_{sA}}$$

Vázquez

$$A_B = \frac{R_{sfb}}{R_{sB}}$$

Oistein

$$A_C = \frac{R_{sfb}}{R_{sC}}$$

Lasater

$$A_D = \frac{R_{sfb}}{R_{sD}}$$

*Elegir el valor de B más cercano a 1 y seleccionar la correlación que le corresponde la cual será con la que se calculara  $R_s$  para ese sistema.*

#### **Factor de corrección para $B_o$**

Standing

$$B_A = \frac{B_{ofb}}{B_{oC}}$$

Vázquez

$$B_B = \frac{B_{ofb}}{B_{oC}}$$

Oistein

$$B_C = \frac{B_{ofb}}{B_{oC}}$$

*Elegir el valor de C más cercano a 1 y seleccionar la correlación que le corresponde la cual será con la que se calculara  $B_o$  para ese sistema.*

#### **Factor de corrección para $\gamma_{gd}$**

$$C = \frac{\gamma_g}{\gamma_{gd}}$$

Cálculo de  $\gamma_{gd}$  y  $R_s$  a condiciones elegidas de P y T**Standing**

1. Suponer un valor de  $\gamma_{gd_{sup1}} = \gamma_g$

2. Calcular  $R_s$

$$R_{s1} = \gamma_{gd_{sup1}} \left( \left( \frac{P}{18} \right) 10^{(0.025API - 0.00091T)} \right)^{\frac{1}{0.83}}$$

3. A partir del valor de  $R_{s1}$  obtener  $\gamma_{gd_{calc1}}$

$$\gamma_{gd_{calc1}} = 0.25 + 0.02API + R_{s1} \times 10^{-6}(0.6874 - 3.5864API)$$

4. Si  $|\gamma_{gd_{calc1}} - \gamma_{gd_{sup1}}| \leq 0.0001$  entonces los valores de  $\gamma_{gd_{calc1}}$  y  $R_{s1}$

5. En caso contrario se asigna un nuevo valor de  $\gamma_{gd_{sup2}} = \gamma_{gd_{calc1}}$  y se regresa al paso 2.

El valor final de  $R_s$  se debe multiplicar por su valor de corrección  $A_A$  previamente calculado.

$$A_A = \frac{R_{sfb}}{R_{sA}}$$

El valor final de  $\gamma_{gd}$  se debe multiplicar por el valor de corrección  $C$  previamente calculado.

$$C = \frac{\gamma_g}{\gamma_{gd}}$$

## Vázquez

Se necesita el valor de  $\gamma_{gp}$ , el cual para el caso de una sola etapa de separación es igual a  $\gamma_g$

1. Calcular  $\gamma_{gs}$

$$\gamma_{gs} = \gamma_{gp} [1 + 5.912 \times 10^{-5} API \times T_s \log(P_s/114.7)]$$

2. Calcular  $R_s$  a las condiciones de P y T de interes

Si  $API \leq 30$

$$C_1 = 0.0362$$

$$C_2 = 1.0937$$

$$C_3 = 25.724$$

Sí  $API > 30$

$$C_1 = 0.0178$$

$$C_2 = 1.1870$$

$$C_3 = 23.931$$

$$R_s = C_1 \gamma_{gs} P^{C_2} \exp[C_3 API / (T + 460)]$$

3. A partir del valor de  $R_s$  obtener  $\gamma_{gd}$

$$\gamma_{gd} = 0.25 + 0.02 API + R_s \times 10^{-6} (0.6874 - 3.5864 API)$$

El valor final de  $R_s$  se debe multiplicar por su valor de corrección  $B_B$  previamente calculado.

$$A_B = \frac{R_{sfb}}{R_{sB}}$$

El valor final de  $\gamma_{gd}$  se debe multiplicar por el valor de corrección  $D$  previamente calculado.

$$C = \frac{\gamma_g}{\gamma_{gd}}$$

### Oistein

1. Calcular  $P^*$  a las condiciones de P y T deseadas

$$P^* = \log^{-1}(-2.57364 + 2.35772\log P - 0.703988\log^2 P + 0.098479\log^3 P)$$

Seleccionar el tipo de aceite

Para aceite volátil

$$a=0.130$$

Para aceite negro

$$a=0.172$$

2. Suponer un valor de  $\gamma_{gd} = \gamma_g$  y calcular  $R_s$

$$R_{s1} = \gamma_{gd_{sup1}} \left( \frac{P^* API^{0.989}}{T_b^a} \right)^{\frac{1}{0.816}}$$

3. Con el valor de  $R_{s1}$  se una nueva  $\gamma_{gd}$

$$\gamma_{gd_{calc1}} = 0.25 + 0.02API + R_{s1} \times 10^{-6}(0.6874 - 3.5864API)$$

4. Si  $|\gamma_{gd_{calc1}} - \gamma_{gd_{sup1}}| \leq 0.0001$  entonces los valores de  $\gamma_{gd_{calc1}}$  y  $R_{s1}$ , si no, hacer  $\gamma_{gd_{sup2}} = \gamma_{gd_{calc1}}$  y repetir a partir del paso 2.

El valor final de  $R_s$  se debe multiplicar por su valor de corrección  $B_C$  previamente calculado.

$$A_C = \frac{R_{sfb}}{R_{sC}}$$

El valor final de  $\gamma_{gd}$  se debe multiplicar por el valor de corrección  $D$  previamente calculado.

$$C = \frac{\gamma_g}{\gamma_{gd}}$$

### Lasater

1. Suponer un valor de  $\gamma_{gd_{sup1}} = \gamma_g$
2. Calcular  $P_{f1}$  a las condiciones de P y T deseadas

$$P_{f1} = \frac{P \times \gamma_{gd_{sup1}}}{T + 460}$$

3. Calcular  $y_{g1}$

$$y_{g1} = 419.545 \times 10^{-5} P_{f1}^3 - 591.428 \times 10^{-4} P_{f1}^2 + 334.519 \times 10^{-3} P_{f1} + 169.879 \times 10^{-4}$$

4. Calcular del valor de  $R_{s1}$

$$\text{Si } 15 \leq API < 40$$

$$M_o = \frac{63.506 - API}{0.0996}$$

$$\text{Si } 40 \leq API < 55$$

$$M_o = \left( \frac{1048.33}{API} \right)^{1.6736}$$

$$\gamma_o = \frac{141.5}{API + 131.5}$$

$$R_{s1} = 132755 \frac{y_{g1} \gamma_o}{(1 - y_{g1}) M_o}$$

5. Con el valor de  $R_{s1}$  se una nueva  $\gamma_{gd}$

$$\gamma_{gd_{calc1}} = 0.25 + 0.02API + R_{s1} \times 10^{-6} (0.6874 - 3.5864API)$$

6. Si  $|\gamma_{gd_{calc1}} - \gamma_{gd_{sup1}}| \leq 0.001$  entonces los valores de  $\gamma_{gd_{calc1}}$  y  $R_{s1}$ , si no, hacer  $\gamma_{gd_{sup2}} = \gamma_{gd_{calc1}}$  y repetir a partir del paso 2.

El valor final de  $R_s$  se debe multiplicar por su valor de corrección  $A_D$  previamente calculado.

$$A_D = \frac{R_{sfb}}{R_{sD}}$$

El valor final de  $\gamma_{gd_{cal}}$  se debe multiplicar por el valor de corrección  $D$  previamente calculado.

$$C = \frac{\gamma_g}{\gamma_{gd}}$$

#### Comparación de $\gamma_{gd}$

Sí la densidad del gas disuelto finalmente calculada con la correlación elegida y después de haber sido corregida con el factor de corrección es mayor que la densidad relativa del gas, se usara el valor de la densidad relativa del gas como valor de la densidad relativa del gas disuelto.

$$\gamma_{gd_{corregida}} = C \times \gamma_{gd_{cal}}$$

Si  $\gamma_{gd_{corregida}} > \gamma_g$ , entonces usar  $\gamma_g$  en vez de  $\gamma_{gd_{corregida}}$

Si  $R_{s_{corregida}} > R$  se trata de un aceite bajosaturado, entonces  $R_s = R$

El modelo utilizado en ésta tesis es solo para flujo multifásico (aceite saturado), y no se contempla el flujo de una sola fase.

#### Propiedades de los fluidos a T y P de interés para aceite saturado.

#### **Cálculo de Z**

Seleccionar el tipo de gas

Para gases secos

$$T_{pc} = 167 + 316.67\gamma_{gf}$$

$$P_{pc} = 702.5 - 50\gamma_{gf}$$

Para gases húmedos

$$T_{pc} = 238 + 210\gamma_{gf}$$

$$P_{pc} = 740 - 100\gamma_{gf}$$

Se calculan las propiedades pseudoreducidas

$$T_{pr} = \frac{T + 460}{T_{pc}}$$

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}}$$

Se supone un valor de  $Z$  y se calcula  $\rho_r$

$$\rho_{r\ sup} = \frac{0.27P_{pr}}{Z_{sup}T_{pr}}$$

Con el valor de  $\rho_{r\ sup}$  se calcula  $Z$

$$A_1 = 0.31506$$

$$A_5 = -0.6123$$

$$A_2 = -1.0467$$

$$A_6 = -0.10489$$

$$A_3 = -0.5783$$

$$A_7 = 0.68157$$

$$A_4 = 0.5353$$

$$A_8 = 0.68446$$

$$Z_{cal} = 1 + \left( A_1 + \frac{A_2}{T_{pr}} + \frac{A_3}{T_{pr}^3} \right) \rho_{r\ sup} + \left( A_4 + \frac{A_5}{T_{pr}} \right) \rho_{r\ sup}^2 + \frac{A_5 A_6 \rho_{r\ sup}^5}{T_{pr}} + \left( \frac{A_7 \rho_{r\ sup}^2}{T_{pr}^3} \right) \left( 1 + A_8 \rho_{r\ sup}^2 \right) \exp \left( -A_8 \rho_{r\ sup}^2 \right)$$

Se compara el valor de  $Z_{sup}$  y  $Z_{cal}$ , si

$$|Z_{sup} - Z_{cal}| \leq 0.00001$$

Entonces el valor de  $Z_{sup}$  es el correcto, si no, ahora se hace  $Z_{cal} = Z_{sup}$  y se repite el procedimiento.

### Cálculo de $\gamma_{gf}$

$$\gamma_{gf} = \frac{R\gamma_g - R_s\gamma_{gd}}{R - R_s}$$

### Cálculo del factor de volumen del gas, $B_g$

$$B_g = \frac{0.02825Z(T + 460)}{P}$$

### Cálculo de la densidad del gas libre, $\rho_G$ [ $lb_m/ft^3$ ]

$$\rho_G = \frac{0.07644P\gamma_{gf}}{B_g}$$

$$\rho_G = \frac{2.7044P\gamma_{gf}}{Z(T + 460)}$$

### Cálculo de la viscosidad del gas, $\mu_G$ [cp]

$$K = \frac{(9.4 + 0.5794\gamma_{gf})(T + 460)^{1.5}}{209 + 550.4\gamma_{gf} + (T + 460)}$$

$$X = 3.5 + \frac{986}{(T + 460)} + 0.2897\gamma_{gf}$$

$$Y = 2.4 - 0.2X$$

$$\mu_G' = K \times 10^{-4} \exp[X(\rho_G/62.428)^Y]$$

$$C_{N_2} = y_{N_2}(8.48 \times 10^{-3} \log \gamma_g + 9.59 \times 10^{-3})$$

$$C_{CO_2} = y_{CO_2}(9.08 \times 10^{-3} \log \gamma_g + 6.24 \times 10^{-3})$$

$$C_{H_2S} = y_{H_2S}(8.49 \times 10^{-3} \log y_g + 3.73 \times 10^{-3})$$

$$\mu_G = \mu'_G + C_{N_2} + C_{CO_2} + C_{H_2O}$$

**Densidad del aceite saturado,  $\rho_o$  [ $lb_m/pt^3$ ]**

$$\gamma_o = \frac{141.5}{API + 131.5}$$

$$\rho_o = \frac{62.4\gamma_o + 0.01362R_s\gamma_{gd}}{B_o}$$

**Viscosidad del aceite saturado,  $\mu_o$  [ $cp$ ]**

$$a = 10.715(R_s + 100)^{-0.515}$$

$$b = 5.44(R_s + 150)^{-0.338}$$

$$Z = 3.0324 - 0.02023API$$

$$Y = 10^Z$$

$$X = YT^{-1.63}$$

$$\mu_{om} = 10^X - 1$$

$$\mu_o = a\mu_{om}^b$$

**Tensión superficial del aceite,  $\sigma_o$  [ $lb_f/pt$ ]**

$$\sigma_o = (42.4 - 0.047T - 0.267API) \exp(-0.0007P) \frac{(2.248 \times 10^{-6})}{0.032808}$$

**Tensión superficial del agua,  $\sigma_w$  [ $lb_f/pt$ ]**

$$\sigma_{w1} = 52.5 - 0.006P$$

$$\sigma_{w2} = 76 \exp(-0.00025P)$$

$$\sigma_w = \left[ \frac{280 - T}{206} (\sigma_{w2} - \sigma_{w1}) + \sigma_{w1} \right] \frac{(2.248 \times 10^{-6})}{0.032808}$$

Agua saturada**Volumen del agua saturada,  $B_w$** 

$$B_w = 1.0 + 1.2 \times 10^{-4}(T - 60) + 1.0 \times 10^{-5}(T - 60) - 3.33 \times 10^{-6}P$$

**Densidad del agua saturada,  $\rho_w$  [ $lb_m/pt^3$ ]**

$$\rho_w = \frac{62.43}{B_w}$$

**Viscosidad del agua saturada,  $\mu_w$  [ $cp$ ]**

$$A = -0.04518 + 0.009313(\%NaCl) - 0.000393(\%NaCl)^2$$

$$B = 70.634 + 0.09576(\%NaCl)^2$$

Sí

$$60^\circ F < T < 400^\circ F$$

$$P < 10000 \quad [lb/pg^2]$$

$$\%NaCl < 26\%$$

entonces se calcula un factor de corrección de la viscosidad

$$C_{P,T} = 1 + 3.5 \times 10^{-12}P^2(T - 40)$$

y

$$\mu_w = \left( A + \frac{B}{T} \right) C_{P,T}$$

de lo contrario, la viscosidad del agua saturada será:

$$\mu_w = \left( A + \frac{B}{T} \right)$$

### 4.3 DETERMINACIÓN DE LOS PATRONES DE FLUJO

**Datos necesarios:**

$v_{Ls}[m/seg]$	$q_o[bls/día]$
$v_{Gs}[m/seg]$	$q_w[bls/día]$
$\rho_o[kg/m^3]$	$q_G[pie^3/día]$
$\rho_w[kg/m^3]$	$B_o \left[ \frac{bl_o @ P, T}{bl_o @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$\rho_G[kg/m^3]$	
$\sigma_o[N/m]$	$B_w \left[ \frac{bl_w @ P, T}{bl_w @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$\sigma_w[N/m]$	$B_G \left[ \frac{pie_g @ P, T}{pie_g @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$D_1[m]$	
$D_2[m]$	$\varepsilon_1[m]$
$\mu_o [cp]$	$\varepsilon_2[m]$
$\mu_o [cp]$	$g = 9.81[m/s^2]$

**Cálculos necesarios:**

Obtener  $D_{ep}[m]$

$$D_{ep} = D_1 + D_2$$

Obtener  $q_L[bls/día]$

$$q_L = q_o B_o + q_w B_w$$

Obtener la densidad del líquido  $\rho_L[kg/m^3]$

$$\rho_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \rho_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \rho_w$$

Obtener la densidad de la mezcla  $\rho_M [kg/m^3]$

$$\rho_M = \rho_G \frac{v_{Gs}}{v_M} + \rho_L \frac{v_{Ls}}{v_M}$$

Obtener la viscosidad del líquido  $\mu_L [cp]$

$$\mu_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \mu_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \mu_w$$

Obtener la viscosidad de la mezcla  $\mu_M [cp]$

$$\mu_M = \mu_G \frac{v_{Gs}}{v_M} + \mu_L \frac{v_{Ls}}{v_M}$$

Obtener la tensión superficial del líquido  $\sigma_L [N/m]$

$$\sigma_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \sigma_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \sigma_w$$

Obtener  $v_{Ls} [m/seg]$

$$v_{Ls} = \frac{q_L \left( \frac{0.159}{86400} \right)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

Obtener  $v_{Gs} [m/seg]$

$$v_{Gs} = \frac{q_G \left( \frac{0.028318}{86400} \right) B_g}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

Obtener la velocidad media  $v_M [m/seg]$

$$v_M = v_{Gs} + v_{Ls}$$

Obtener la rugosidad absoluta del anular  $\varepsilon [m]$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) + \varepsilon_2 \left( \frac{D_2}{D_2 + D_1} \right)$$

Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{1000\rho_M D_h v_M}{\mu_M}$$

Calcular el factor de fricción  $f_M$

Si  $Re$  es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f_M = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_M$  inicial a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_{M_n} = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$$

con éste valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{M_{n+1}} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{M_{n+1}} - f_{M_n}| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_{M_n}$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{M_{n+1}}$  anterior sea la nueva  $f_{M_n}$  y calcular una nueva  $f_{M_{n+1}}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

**Fronteras y parámetros de comparación:**

$$v_{Gs_{calc}} = \frac{1}{3} \left\{ v_{Ls} + (0.75)(1.53) \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G)g\sigma_L}{\rho_L^2} \right]^{0.25} (1 - 0.25)^{0.5} \right\} , \dots \dots \dots (A)$$

$$2 \left[ \frac{0.4\sigma_L}{(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{0.5} \left( \frac{\rho_L}{\sigma_L} \right)^{0.6} \left( \frac{2f_M}{D_h} \right)^{0.4} (v_{Ls_{calc}} + v_{Gs})^{1.2}$$

$$= 0.725 + 4.15 \left( \frac{v_{Gs}}{v_{Gs} + v_{Ls_{calc}}} \right)^{0.5} , \dots \dots \dots (B)$$

$$v_{Ls_{calc}} = 0.92v_{Gs} , \dots \dots \dots (C)$$

$$v_{GsD} = 3.1 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G)g\sigma_L}{\rho_G^2} \right]^{0.25} , \dots \dots \dots (D)$$

$$\alpha_{anu} = \frac{v_{Gs}}{1.2(v_{Ls} + v_{Gs}) + 0.35\sqrt{gD_{ep}}}$$

$$\alpha = \frac{v_{Gs}}{v_{Gs} + v_{Ls}}$$

**Calculo de  $\alpha_{mod}$** 

Proponer un valor de  $\alpha_{mod}$  que haga  $\left( \frac{dP}{dL} \right)_a = \left( \frac{dP}{dL} \right)_b$ , donde  $0 < \alpha < 1$

A partir de  $\alpha$  calcular  $\delta[m]$

$$\delta = \frac{(1 - \alpha)(D_2 - D_1)}{4}$$

Calcular  $\rho_{Manu} [lb_m/ft^3]$

$$\rho_{Manu} = \rho_G \alpha_{mod} + \rho_L (1 - \alpha_{mod})$$

Calcular  $\mu_{Manu} [cp]$

$$\mu_{Manu} = \mu_G \alpha_{mod} + \mu_L (1 - \alpha_{mod})$$

Calcular  $v_G$  [m/seg]

$$v_G = \frac{v_{Gs}}{\alpha_{mod}}$$

Calcular  $A_G$  [m<sup>2</sup>]

$$A_G = \frac{\pi}{4} [(D_2 - 2\delta)^2 - (D_1 + 2\delta)^2]$$

Calcular  $Pe_{1G}$  [m]

$$Pe_{1G} = \pi(D_1 + 2\delta)$$

Calcular  $Pe_{2G}$  [m]

$$Pe_{2G} = \pi(D_2 - 2\delta)$$

Calcular  $f_{1i}$

$$f_{1i} = 0.005 \left( 1 + 300 \frac{\delta}{D_1} \right)$$

Calcular  $f_{2i}$

$$f_{2i} = 0.005 \left( 1 + 300 \frac{\delta}{D_2} \right)$$

Calcular  $\tau_{1i}$  [N/m<sup>2</sup>]

$$\tau_{1i} = \frac{f_{1i}}{2} \rho_G v_G^2$$

Calcular  $\tau_{2i}$  [N/m<sup>2</sup>]

$$\tau_{2i} = \frac{f_{2i}}{2} \rho_G v_G^2$$

Calcular  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_a$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_a = \left( -\rho_G g - \frac{Pe_{1G}\tau_{1i} + Pe_{2G}\tau_{2i}}{A_G} \right)$$

Calcular  $r_1$  [m]

$$r_1 = \frac{D_1}{2}$$

Calcular  $r_2$  [m]

$$r_2 = \frac{D_2}{2}$$

Calcular  $x_1$  [m]

$$x_1 = r_1 + \delta$$

Calcular  $x_2$  [m]

$$x_2 = r_2 - \delta$$

Calcular  $K$

$$K = \frac{D_1}{D_2}$$

Calcular  $r_m$  [m]

$$r_m = r_2 \sqrt{\frac{1 - K}{2 \ln \left( \frac{1}{K} \right)}}$$

Calcular  $F(\alpha)$

$$F(\alpha) = \frac{2.288}{(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{7}{(r_m - r_1)^{\frac{1}{7}}} \left[ \frac{r_1 (x_1 - r_1)^{\frac{8}{7}}}{8} + \frac{(x_1 - r_1)^{\frac{15}{7}}}{15} \right] \right. \\ \left. + \frac{7}{(r_2 - r_m)^{\frac{1}{7}}} \left[ \frac{r_2 (r_2 - x_2)^{\frac{8}{7}}}{8} + \frac{(r_2 - x_2)^{\frac{15}{7}}}{15} \right] \right\}$$

Calcular  $\bar{v}$  [m/seg]

$$\bar{v} = \frac{v_{Ls}}{F(\alpha)}$$

Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{1000\rho_{Manu} D_h v_M}{\mu_{Manu}}$$

Calcular el factor de fricción  $f$

Si  $Re$  es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_1$  a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_n = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$$

con este valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{n+1} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{n+1} - f_n| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_n$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{n+1}$  anterior sea la nueva  $f_n$  y calcular una nueva  $f_{n+1}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

Calcular  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_b$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_b = \left(-[\alpha_{mod}\rho_G + (1 - \alpha_{mod})\rho_L]g - \frac{2f}{D_h}\rho_L\bar{v}^2\right)$$

Si se cumple que

$$\left|\left(\frac{dP}{dL}\right)_a - \left(\frac{dP}{dL}\right)_b\right| \leq 0.000001$$

entonces el valor de  $\delta$  es el correcto y por lo tanto se tiene  $\alpha_{mod}$ , si no, se supone un nuevo valor de  $\delta$  y se repite el proceso.

Cuando se tenga el valor correcto de  $\alpha_{mod}$ , se comparara con  $\alpha_{anu}$

Sí  $\alpha_{mod} > \alpha_{anu}$ , se tiene flujo anular, si no, se tendrá flujo bache.

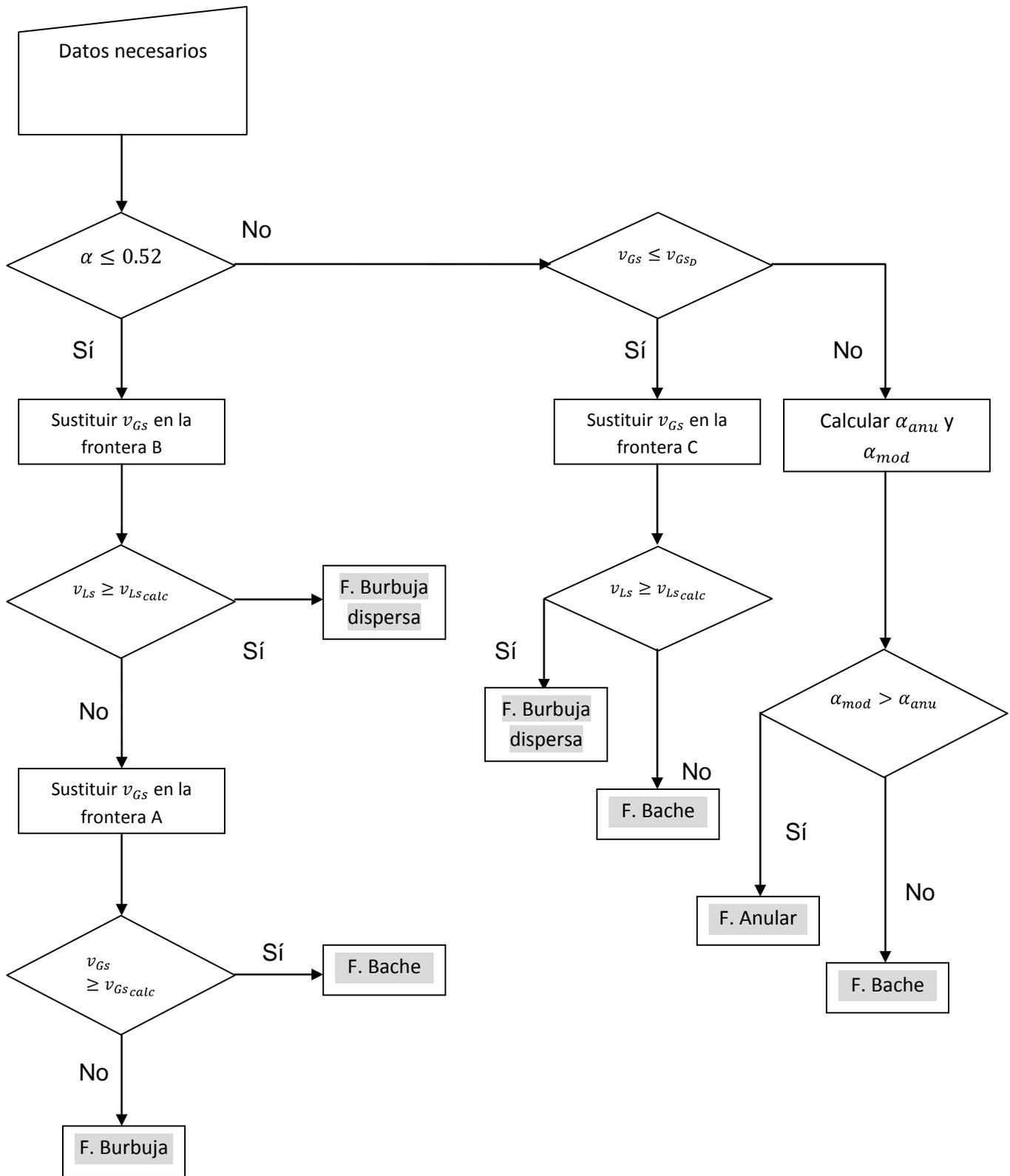


Fig. 4.2 Diagrama de flujo para la determinación de los patrones de flujo.

## 4.4 CÁLCULO DE LOS GRADIENTES DE PRESIÓN

### 4.4.1 Flujo burbuja

#### Datos necesarios:

$\rho_o [kg/m^3]$	$D_2 [m]$
$\rho_w [kg/m^3]$	$\varepsilon_1 [m]$
$\rho_G [kg/m^3]$	$\varepsilon_2 [m]$
$q_o [bl_o/día]$	$\sigma_o [N/m]$
$q_w [bl_w/día]$	$\sigma_w [N/m]$
$q_G [pie^3/día]$	$g = 9.8 [m/seg^2]$
$\mu_o [cp]$	$B_o \left[ \frac{bl_o @ P, T}{bl_o @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$\mu_w [cp]$	
$\mu_G [cp]$	$B_w \left[ \frac{bl_w @ P, T}{bl_w @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$D_1 [m]$	$B_G \left[ \frac{pie_g @ P, T}{pie_g @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$

#### Proceso de cálculo:

#### Obtener $q_L [bls/día]$

$$q_L = q_o B_o + q_w B_w$$

#### Obtener la densidad del líquido $\rho_L [kg/m^3]$

$$\rho_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \rho_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \rho_w$$

#### Obtener la viscosidad del líquido $\mu_L [cp]$

$$\mu_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \mu_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \mu_w$$

Obtener la tensión superficial del líquido  $\sigma_L [N/m]$

$$\sigma_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \sigma_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \sigma_w$$

Obtener  $v_{Ls} [m/seg]$

$$v_{Ls} = \frac{q_L \left( \frac{0.159}{86400} \right)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

Obtener  $v_{Gs} [m/seg]$

$$v_{Gs} = \frac{q_G \left( \frac{0.028318}{86400} \right) B_G}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

Obtener la velocidad de la mezcla  $v_M [m/seg]$

$$v_M = v_{Gs} + v_{Ls}$$

Calcular  $v_{0\infty} [m/seg]$ , que es la velocidad de ascenso de una sola burbuja subiendo por un medio infinito

$$v_{0\infty} = 1.53 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G) g \sigma_L}{\rho_L^2} \right]^{0.25}$$

Obtener  $\alpha$  de la siguiente ecuación implícita, donde  $C_0 = 1$

$$C_0 v_M \alpha - v_{Gs} + v_{0\infty} \alpha (1 - \alpha)^{0.5} = 0$$

Calcular  $\rho_M [kg/m^3]$

$$\rho_M = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha)$$

Calcular  $\mu_M [cp]$

$$\mu_M = \mu_G \frac{v_{Gs}}{v_M} + \mu_L \frac{v_{Ls}}{v_M}$$

Calcular  $D_h[m]$

$$D_h = D_2 - D_1$$

Obtener la rugosidad absoluta del anular  $\varepsilon[m]$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) + \varepsilon_2 \left( \frac{D_2}{D_2 + D_1} \right)$$

Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{1000\rho_M v_M D_h}{\mu_M}$$

Calcular el factor de fricción

Si  $Re$  es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_1$  a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_n = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$$

Con éste valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{n+1} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{n+1} - f_n| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_n$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{n+1}$  anterior sea la nueva  $f_n$  y calcular una nueva  $f_{n+1}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

### Calcular el gradiente de presión

- Componente de pérdidas de presión por fricción  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_F$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_F = \frac{2f}{D_h} \rho_M v_M^2$$

- Componente de pérdidas de presión por elevación  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_H$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_H = \rho_M g$$

El gradiente de presión total  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_T$  [Pa/m] será

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_T = \left(\frac{dP}{dL}\right)_F + \left(\frac{dP}{dL}\right)_H$$

#### 4.4.2 Flujo burbuja dispersa

##### **Datos necesarios:**

$\rho_o$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\mu_G$ [cp]
$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$D_1$ [m]
$\rho_G$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$D_2$ [m]
$q_o$ [bl/día]	$\varepsilon_1$ [m]
$q_w$ [bl/día]	$\varepsilon_2$ [m]
$q_G$ [pie <sup>3</sup> /día]	$g = 9.8$ [m/seg <sup>2</sup> ]
$\mu_o$ [cp]	$B_o \left[ \frac{bl_o @ P, T}{bl_o @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$\mu_w$ [cp]	

$$B_w \left[ \frac{bl_w @ P, T}{bl_w @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$$

$$B_g \left[ \frac{pie_g @ P, T}{pie_g @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$$

**Proceso de cálculo:**

**Obtener  $q_L$  [bls/día]**

$$q_L = q_o B_o + q_w B_w$$

**Obtener  $v_{Ls}$  [m/seg]**

$$v_{Ls} = \frac{q_L (0.159/86400)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener  $v_{Gs}$  [m/seg]**

$$v_{Gs} = \frac{q_G (0.028318/86400) B_G}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener la densidad del líquido  $\rho_L$  [lb<sub>m</sub>/pie<sup>3</sup>]**

$$\rho_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \rho_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \rho_w$$

**Obtener la viscosidad del líquido  $\mu_L$  [cp]**

$$\mu_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \mu_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \mu_w$$

**Obtener la velocidad media  $v_M$  [m/seg]**

$$v_M = v_{Gs} + v_{Ls}$$

**Calcular  $\alpha$**

$$\alpha = \frac{v_{sG}}{v_M}$$

Calcular  $\rho_M [kg/m^3]$

$$\rho_M = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha)$$

Calcular  $\mu_M [cp]$

$$\mu_M = \mu_G \frac{v_{Gs}}{v_M} + \mu_L \frac{v_{Ls}}{v_M}$$

Calcular  $D_h [pg]$

$$D_h = D_2 - D_1$$

Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{1000 \rho_M v_M D_h}{\mu_M}$$

Obtener la rugosidad absoluta del anular  $\varepsilon [m]$

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) + \varepsilon_2 \left( \frac{D_2}{D_2 + D_1} \right)$$

Calcular el factor de fricción

Si Re es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_1$  a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_n = 0.0056 + 0.5 Re^{-0.32}$$

Con éste valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{n+1} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re \sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{n+1} - f_n| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_n$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{n+1}$  anterior sea la nueva  $f_n$  y calcular una nueva  $f_{n+1}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

### Calcular el gradiente de presión

- Componente de pérdidas de presión por fricción  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_F$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_F = \frac{2f}{D_h} \rho_M v_M^2$$

- Componente de perdidas de presión por elevación  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_H$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_H = \rho_M g$$

El gradiente de presión total será  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_T$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_T = \left(\frac{dP}{dL}\right)_F + \left(\frac{dP}{dL}\right)_H$$

#### 4.4.3 Flujo bache

##### **Datos necesarios:**

$$\rho_L [kg/m^3] \qquad \mu_L [cp]$$

$$\rho_G [kg/m^3] \qquad \mu_G [cp]$$

$$\rho_w [kg/m^3] \qquad \mu_w [cp]$$

$D_1 [m]$	$q_g [pie^3/día]$
$D_2 [m]$	$\varepsilon_1 [m]$
$\sigma_w [N/m]$	$\varepsilon_2 [m]$
$\sigma_o [N/m]$	$B_o \left[ \frac{bl_o @ P, T}{bl_o @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$g = 9.8 [m/seg^2]$	
$q_o [bl/día]$	$B_w \left[ \frac{bl_w @ P, T}{bl_w @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$
$q_w [bl/día]$	$B_G \left[ \frac{pie_g @ P, T}{pie_g @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$

**Proceso de cálculo:****Obtener el gasto de líquido  $q_L [bl/día]$** 

$$q_L = q_o B_o + q_w B_w$$

**Obtener  $v_{Ls} [m/seg]$** 

$$v_{Ls} = \frac{q_L \left( \frac{0.159}{86400} \right)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener  $v_{Gs} [m/seg]$** 

$$v_{Gs} = \frac{q_G \left( \frac{0.028318}{86400} \right) B_G}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener la velocidad media  $v_M [pie/seg]$** 

$$v_M = v_{Gs} + v_{Ls}$$

**Obtener la tensión superficial del líquido  $\sigma_L [N/m]$** 

$$\sigma_L = \left( \frac{q_o B_o}{q_L} \right) \sigma_o + \left( \frac{q_w B_w}{q_L} \right) \sigma_w$$

Calcular  $v_{0\infty}$  [m/seg] que es la velocidad de ascenso de una sola burbuja subiendo por un medio infinito

$$v_{0\infty} = 1.53 \left[ \frac{(\rho_L - \rho_G)g\sigma_L}{\rho_L^2} \right]^{0.25}$$

Calcular  $v_{GLs}$  [m/seg]

$$v_{GLs} = v_M + v_{0\infty}$$

Calcular  $v_{LLs}$  [m/seg]

$$v_{LLs} = v_M - \frac{v_{0\infty}\alpha_{LS}}{1 - \alpha_{LS}}$$

donde:

$$\alpha_{LS} = 0.25$$

Calcular  $D_{ep}$  [m]

$$D_{ep} = D_2 + D_1$$

Calcular  $v_{tb}$  [m/seg]

$$v_{tb} = 1.2v_M + 0.35 \sqrt{gD_{ep}}$$

Cálculo de  $\delta_{ft}$  [m],  $\alpha_{ft}$  y  $v_{ft}$  [m/seg]

Se supone un valor de  $\delta_{ft} > 0$ , con éste valor se calcula  $\alpha_{ft}$  supuesta

$$\alpha_{ft\text{supuesto}} = 1 - \frac{4\delta_{ft\text{supuesto}}(D_2 - \delta_{ft\text{supuesto}})}{(D_2 - D_1)(D_2 + D_1)}$$

Calcular  $v_{ft}$  [m/seg] supuesta

$$v_{ft_{supuesto}} = v_{tb} - \frac{(v_{tb} - v_{LLS})(1 - \alpha_{LS})}{(1 - \alpha_{ft_{supuesto}})}$$

Calcular el número de Reynolds  $Re_{ft}$  supuesto

$$Re_{ft_{supuesto}} = \frac{4\rho_L |v_{ft_{supuesto}}| \delta_{ft_{supuesto}}}{\left(\frac{\mu_L}{1000}\right)}$$

Si  $Re_{ft} < 1000$  es flujo laminar

$$C_k = 0.9086$$

$$m = \frac{1}{3}$$

Si  $Re_{ft} \geq 1000$  es flujo turbulento

$$C_k = 0.0682$$

$$m = \frac{2}{3}$$

Calcular una nueva  $\delta_{ft}$  [m]

$$\delta_{ft_{calculada}} = C_k \left[ \frac{\left(\frac{\mu_L}{1000}\right)^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_G)g} \right]^{\frac{1}{3}} (Re_{ft_{supuesto}}^m)$$

Comparar

Si se cumple que

$$|\delta_{ft_{calculada}} - \delta_{ft_{supuesta}}| \leq 0.00001$$

El valor de  $\delta_{ft_{calculada}}$  es el correcto

Si no cumple, se continua la iteración y el valor de  $\delta_{ft}$  calculado anteriormente será la nueva  $\delta_{ft\text{supuesta}}$  y se repite el procedimiento.

**Calcular  $\rho^*$**

$$\rho^* = 1 - \frac{\rho_G}{\rho_L}$$

**Calcular  $x_t$  [m]**

$$x_t = \frac{\left[ \left( \frac{1 - \alpha_{LS}}{1 - \alpha_{ft}} \right)^2 - 1 \right] (v_{tb} - v_{LLS})^2}{2g\rho^*}$$

**Calcular  $D_h$  [m]**

$$D_h = D_2 - D_1$$

**Calcular  $l_{LS}$  [m]**

$$l_{LS} = 16D_h$$

**Calcular  $l_{tb}$  [m]**

Se consideran dos casos

1.- La longitud de la burbuja de Taylor  $l_{tb}$  es menor que  $x_t$ , se calcula por prueba y error, donde  $0 < l_{tb} \leq x_t$

$$v_{GS} = v_{GLS}\alpha_{LS} + v_{tb}(1 - \alpha_{LS}) \left[ \frac{l_{tb}}{(l_{LS} + l_{tb})} + \frac{(v_{tb} - v_{LLS})^2}{g\rho^*(l_{LS} + l_{tb})} \left( 1 - \sqrt{\frac{2g\rho^*l_{tb}}{(v_{tb} - v_{LLS})^2} + 1} \right) \right]$$

Si no existe un valor de  $l_{tb}$  que cumpla con la ecuación se continúa con el siguiente caso.

2.- La longitud de la burbuja de Taylor  $l_{tb}$  es mayor que  $x_t$ , se resuelve por prueba y error, donde  $x_t < l_{tb}$

$$v_{GS} = v_{GLS}\alpha_{LS} - \frac{v_{tb}}{(l_{LS} + l_{tb})} (1 - \alpha_{ft})(l_{tb} - x_t) \\ + v_{tb}(1 - \alpha_{LS}) \left[ \frac{l_{tb}}{(l_{LS} + l_{tb})} + \frac{(v_{tb} - v_{LLS})^2}{g\rho^*(l_{LS} + l_{tb})} \left( 1 - \sqrt{\frac{2g\rho^*x_t}{(v_{tb} - v_{LLS})^2} + 1} \right) \right]$$

**Calcular  $l_{su}[m]$**

$$l_{su} = l_{LS} + l_{tb}$$

**Calcular  $\rho_M[m]$**

$$\rho_M = \rho_G\alpha_{LS} + \rho_L(1 - \alpha_{LS})$$

**Calcular  $\mu_M[cp]$**

$$\mu_M = \mu_G \frac{v_{GS}}{v_M} + \mu_L \frac{v_{LS}}{v_M}$$

**Obtener la rugosidad absoluta del anular  $\varepsilon[m]$**

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) + \varepsilon_2 \left( \frac{D_2}{D_2 + D_1} \right)$$

**Calcular el número de Reynolds**

$$Re = \frac{1000\rho_M v_M D_h}{\mu_M}$$

**Calcular el factor de fricción**

Si  $Re$  es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_1$  a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_n = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$$

Con éste valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{n+1} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{n+1} - f_n| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_n$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{n+1}$  anterior sea la nueva  $f_n$  y calcular una nueva  $f_{n+1}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

### Calcular el gradiente de presión

- Componente de pérdidas de presión por fricción  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_F$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_F = \frac{2f}{D_h} \rho_M v_M^2 \frac{l_{LS}}{l_{su}}$$

- Componente de pérdidas de presión por elevación  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_H$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_H = \rho_M g \frac{l_{LS}}{l_{su}}$$

- Componente de perdidas de presión por aceleración  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_A$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_A = \frac{(1 - \alpha_{LS})}{l_{su}} \rho_L (v_{LLS} - v_{ft})(v_{tb} - v_{LLS})$$

El gradiente de presión total  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_T$  [Pa/m] será

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_T = \left(\frac{dP}{dL}\right)_F + \left(\frac{dP}{dL}\right)_H + \left(\frac{dP}{dL}\right)_A$$

#### 4.4.4 Flujo anular

##### **Datos necesarios:**

$\rho_G$  [kg/m<sup>3</sup>]

$D_2$  [m]

$\rho_w$  [kg/m<sup>3</sup>]

$\varepsilon_1$  [m]

$q_o$  [bl<sub>o</sub>/día]

$\varepsilon_2$  [m]

$q_w$  [bl<sub>w</sub>/día]

$g = 9.8$  [m/seg<sup>2</sup>]

$q_G$  [pie<sup>3</sup>/día]

$B_o \left[ \frac{bl_o @ P, T}{bl_o @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$

$\mu_G$  [cp]

$B_w \left[ \frac{bl_w @ P, T}{bl_w @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$

$\mu_w$  [cp]

$D_1$  [m]

$B_G \left[ \frac{pie_g @ P, T}{pie_g @ P_{sup}, T_{sup}} \right]$

##### **Procedimiento de cálculo:**

**Obtener el gasto de líquido  $q_L$  [bl/día]**

$$q_L = q_o B_o + q_w B_w$$

**Obtener la densidad del líquido  $\rho_L$  [kg/m<sup>3</sup>]**

$$\rho_L = \left(\frac{q_o B_o}{q_L}\right) \rho_o + \left(\frac{q_w B_w}{q_L}\right) \rho_w$$

**Obtener la viscosidad del líquido  $\mu_L$  [cp]**

$$\mu_L = \left(\frac{q_o B_o}{q_L}\right) \mu_o + \left(\frac{q_w B_w}{q_L}\right) \mu_w$$

**Obtener  $v_{Ls}$  [m/seg]**

$$v_{Ls} = \frac{q_L \left(\frac{0.159}{86400}\right)}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener  $v_{Gs}$  [m/seg]**

$$v_{Gs} = \frac{q_G \left(\frac{0.028318}{86400}\right) B_G}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}$$

**Obtener la velocidad media  $v_M$  [m/seg]**

$$v_M = v_{Gs} + v_{Ls}$$

**Calcular  $D_h$  [m]**

$$D_h = D_2 - D_1$$

**Proponer un valor de  $\alpha$  que haga  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_a = \left(\frac{dP}{dL}\right)_b$ , donde  $0 < \alpha \leq 1$**

A partir de  $\alpha$  calcular  $\delta$  [m]

$$\delta = \frac{(1 - \alpha)(D_2 - D_1)}{4}$$

**Calcular  $\rho_M$  [kg/m<sup>3</sup>]**

$$\rho_M = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha)$$

**Calcular  $\mu_M$  [cp]**

$$\mu_M = \mu_G \alpha + \mu_L (1 - \alpha)$$

Calcular  $v_G$  [m/seg]

$$v_G = \frac{v_{Gs}}{\alpha}$$

Calcular  $A_G$  [m<sup>2</sup>]

$$A_G = \frac{\pi}{4} [(D_2 - 2\delta)^2 - (D_1 + 2\delta)^2]$$

Calcular  $Pe_{1G}$  [m]

$$Pe_{1G} = \pi(D_1 + 2\delta)$$

Calcular  $Pe_{2G}$  [m]

$$Pe_{2G} = \pi(D_2 - 2\delta)$$

Calcular  $f_{1i}$

$$f_{1i} = 0.005 \left( 1 + 300 \frac{\delta}{D_1} \right)$$

Calcular  $f_{2i}$

$$f_{2i} = 0.005 \left( 1 + 300 \frac{\delta}{D_2} \right)$$

Calcular  $\tau_{1i}$  [kg/m<sup>2</sup>]

$$\tau_{1i} = \frac{f_{1i}}{2} \rho_G v_G^2$$

Calcular  $\tau_{2i}$  [kg/m<sup>2</sup>]

$$\tau_{2i} = \frac{f_{2i}}{2} \rho_G v_G^2$$

Calcular  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_a$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_a = -\rho_G g - \frac{Pe_{1G}\tau_{1i} + Pe_{2G}\tau_{2i}}{A_G}$$

Calcular  $r_1$  [m]

$$r_1 = \frac{D_1}{2}$$

Calcular  $r_2$  [m]

$$r_2 = \frac{D_2}{2}$$

Calcular  $x_1$  [m]

$$x_1 = r_1 + \delta$$

Calcular  $x_2$  [m]

$$x_2 = r_2 - \delta$$

Calcular  $K$

$$K = D_1/D_2$$

Calcular  $r_m$  [m]

$$r_m = r_2 \sqrt{\frac{1-K}{2\ln\left(\frac{1}{K}\right)}}$$

Calcular  $F(\alpha)$

$$F(\alpha) = \frac{2.288}{(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ \frac{7}{(r_m - r_1)^{\frac{1}{7}}} \left[ \frac{r_1(x_1 - r_1)^{\frac{8}{7}}}{8} + \frac{(x_1 - r_1)^{\frac{15}{7}}}{15} \right] \right. \\ \left. + \frac{7}{(r_2 - r_m)^{\frac{1}{7}}} \left[ \frac{r_2(r_2 - x_2)^{\frac{8}{7}}}{8} + \frac{(r_2 - x_2)^{\frac{15}{7}}}{15} \right] \right\}$$

Calcular  $\bar{v}$  [m/seg]

$$\bar{v} = \frac{v_{Ls}}{F(\alpha)}$$

Obtener la rugosidad absoluta del anular  $\varepsilon$  [m]

$$\varepsilon = \varepsilon_1 \left( \frac{D_1}{D_1 + D_2} \right) + \varepsilon_2 \left( \frac{D_2}{D_2 + D_1} \right)$$

Calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{1000\rho_M v_M D_h}{\mu_M}$$

Calcular el factor de fricción

Si  $Re$  es mayor que 2000 el flujo es turbulento

- Flujo laminar

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo Turbulento

Se calcula una  $f_1$  a partir de la formula para tuberías lisas

$$f_n = 0.0056 + 0.5Re^{-0.32}$$

con este valor iniciamos la iteración para calcular el factor de fricción para tuberías rugosas

$$f_{n+1} = \left[ 1.74 - 2 \log_{10} \left( \frac{2\varepsilon}{D_h} + \frac{18.7}{Re\sqrt{f_n}} \right) \right]^{-2}$$

Se compara el valor de  $f_n$  con  $f_{n+1}$ , si cumple que

$$|f_{n+1} - f_n| \leq 0.00001$$

entonces el valor de  $f_n$  es el correcto, si no, hacer que la  $f_{n+1}$  anterior sea la nueva  $f_n$  y calcular una nueva  $f_{n+1}$

Iterar hasta que

$$|f_{calculada} - f_{anterior}| \leq 0.00001$$

Calcular  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_b$  [Pa/m]

$$\left(\frac{dP}{dL}\right)_b = -[\alpha\rho_G + (1 - \alpha)\rho_L]g - \frac{2f}{D_h}\rho_L\bar{v}^2$$

Si se cumple que

$$\left| \left(\frac{dP}{dL}\right)_a - \left(\frac{dP}{dL}\right)_b \right| \leq 0.000001$$

entonces el valor de  $\delta$  es el correcto, si no, se supone un nuevo valor de  $\delta$  y se repite el proceso. Al encontrar el valor correcto de  $\delta$ , el  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_b$  será la caída de presión total  $\left(\frac{dP}{dL}\right)_T$ .

## 4.5 NOMENCLATURA

$A_G$	Área de flujo de gas
$B_G$	Factor de volumen del gas
$B_o$	Factor de volumen del aceite
$B_{ofb}$	Factor del volumen del aceite en el punto de burbuja de laboratorio
$B_w$	Factor de volumen del agua
$d$	Operador diferencial
$D_1$	Diámetro externo de la tubería flexible
$D_2$	Diámetro interno de la tubería de producción
$D_{ep}$	Diámetro equiperimetral
$f$	Factor de fricción
$f_M$	Factor de fricción referido a la mezcla
$g$	Aceleración de la gravedad
$K$	Relación de diámetros
$L$	Longitud
$l_{Ls}$	Longitud del bache de líquido
$l_{su}$	Longitud de la unidad de bache
$l_{tb}$	Longitud de la burbuja de Taylor
$P$	Presión
$P_b$	Presión de burbuja
$P_{bL}$	Presión de burbuja de laboratorio
$P_e$	Perímetro
$P_M$	Presión media
$P_s$	Presión en la primera etapa de separación
$P_{pc}$	Presión pseudocrítica
$P_{pr}$	Presión pseudoreducida
$P_{wf}$	Presión de fondo fluyendo
$P_{wh}$	Presión en la cabeza del pozo
$q_G$	Gasto de gas

$q_o$	Gasto de aceite
$q_L$	Gasto de líquido
$q_w$	Gasto de agua
$R$	Relación de gas-líquido
$r$	Radio
$R_s$	Relación de solubilidad
$R_{sfb}$	Relación de solubilidad en el punto de burbuja de laboratorio
$Re$	Número de Reynolds
$Re_{ft}$	Número de Reynolds para la película de líquido
$T$	Temperatura
$T_{bL}$	Temperatura de burbuja de laboratorio
$T_{pc}$	Temperatura pseudocrítica
$T_{pr}$	Temperatura pseudoreducida
$T_{wh}$	Temperatura en la cabeza del pozo
$T_M$	Temperatura media
$T_s$	Temperatura en la primera etapa de separación
$T_y$	Temperatura del yacimiento
$u$	Coefficiente de transferencia de calor
$\bar{v}$	Velocidad promedio
$v_{0\infty}$	Velocidad de la burbuja de Taylor en un medio infinito
$v_{ft}$	Velocidad terminal de la película de líquido
$v_M$	Velocidad media
$v_{LLS}$	Velocidad del líquido el bache de líquido
$v_{LS}$	Velocidad superficial del líquido
$v_{GS}$	Velocidad superficial del gas
$x$	Distancia
$Z$	Factor de compresibilidad del gas
$\alpha$	Fracción o colgamiento de gas
$\alpha_{ft}$	Fracción de gas correspondiente al espesor terminal de la película de líquido
$\alpha_{LS}$	Fracción de gas en el bache de líquido

$\gamma_g$	Densidad relativa del gas
$\gamma_{gd}$	Densidad relativa del gas disuelto
$\gamma_{gf}$	Densidad relativa del gas libre
$\gamma_{gp}$	Densidad relativa del gas en la primera etapa de separación
$\gamma_o$	Densidad relativa del aceite
$\Delta$	Incremento
$\delta$	Espesor de la película de líquido
$\delta_f$	Espesor de la película del líquido
$\delta_{ft}$	Espesor terminal de la película de líquido
$\varepsilon$	Rugosidad absoluta
$\varepsilon_1$	Rugosidad de la pared exterior de la tubería flexible
$\varepsilon_2$	Rugosidad de la pared interior de la tubería de producción
$\theta$	Valor de tolerancia
$\mu_G$	Viscosidad del gas
$\mu_L$	Viscosidad del líquido
$\mu_M$	Viscosidad de la mezcla
$\mu_w$	Viscosidad del agua
$\pi$	Número Pi
$\rho_G$	Densidad del gas
$\rho_L$	Densidad del líquido
$\rho_w$	Densidad del agua
$\sigma_o$	Tensión superficial del aceite
$\sigma_L$	Tensión superficial del líquido
$\sigma_w$	Tensión superficial del agua
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\omega_o$	Gasto másico de aceite

## 5. APLICACIÓN DEL MODELO

### 5.1 INTRODUCCIÓN

Para la aplicación del modelo mecanístico utilizado en esta tesis fue necesario realizar un programa de cómputo, debido a la complejidad y naturaleza iterativa de los cálculos. Este software integra la determinación de las condiciones de presión y temperatura, así como el cálculo de las propiedades de los fluidos, la selección de los patrones de flujo y la predicción de los gradientes de presión. Su propósito es ser una herramienta que facilite el estudio del flujo multifásico en espacios anulares. A través del programa realizado, es posible obtener la presión de fondo fluyente en un espacio anular con características dadas, parámetro clave para el diseño de sartas de velocidad.

### 5.2 CASO DE ESTUDIO 1

Se consideró un yacimiento saturado y de aceite volátil. Un pozo vertical que produce con una alta RGA al cual se le desea implementar una sarta de velocidad hasta la profundidad de la TP para mejorar y mantener la producción. Se propuso un PVT y un estado mecánico inicial, así como un historial de producción, esto con el fin de realizar el análisis y la selección del diámetro óptimo de tubería flexible a instalar.

#### **Características del yacimiento:**

$$P_y = 2800 [psi]$$

*Aceite volátil y gas húmedo*

$$T_y = 246.2 [^{\circ}F]$$

#### **Características del pozo:**

*Vertical*

$$\varepsilon = 0.0000015 [m]$$

$D_i$  TP 3.5 [pg] a 11758.8 [pies]

$$PMD = 11990 [pies]$$

**Datos PVT:**

$$^{\circ}API = 34.97$$

$$P_s = 120 [psi]$$

$$\gamma_g = 0.84$$

$$T_s = 75 [^{\circ}F]$$

$$P_{bL} = 4607.28 [psi]$$

$$\gamma_{gp} = 0.84$$

$$T_{bL} = 246.2 [^{\circ}F]$$

$$\% NaCl = 0.18$$

$$B_{ofb} = 1.5 [bl_o@c.y./bl_o@c.s.]$$

$$\% Mol de N_2 = 0$$

$$R_{sfb} = 934.579 [pies^3/bl_o]$$

$$\% Mol de CO_2 = 2.87$$

$$\% Mol d H_2S = 23.27$$

**Datos de producción:**

Tabla 5.1 Presiones de fondo fluyendo correspondientes a gastos de aceite del pozo hipotético 1.

qo [bls]	Pwf [psi]
0	*2800
50	2682.585378
100	2560.437793
150	2432.934103
200	2299.301096
250	2158.559421
300	2009.437315
400	1678.5691
450	1490.968948
500	1281.943853
550	1041.874569
600	750.6311321
650	346.7517226
675	0

\*Pws

Tabla 5.2 Datos de producción del pozo hipotético 1.

Pws [psi]	2800
Pwh [psi]	140
Twh [°F]	75
RGA [pie <sup>3</sup> /bl]	7000
WOR [blsw/blso]	0.02
qomax [bls/día]	675

### **Procedimiento de análisis para la selección:**

Para determinar la conveniencia de instalar o no una sarta de velocidad de tubería flexible, es necesario fabricar las curvas “J” de 3 TF’s de diferente diámetro y de la tubería de producción antes de la sarta de velocidad. Una vez obtenidas estas curvas se comparan con la IPR del pozo.

### **Resultados:**

Con los datos de producción se construye la curva IPR para el caso hipotético 1, la cual nos muestra el potencial del yacimiento. Este es el punto de partida para realizar el análisis que permita tomar la mejor decisión.

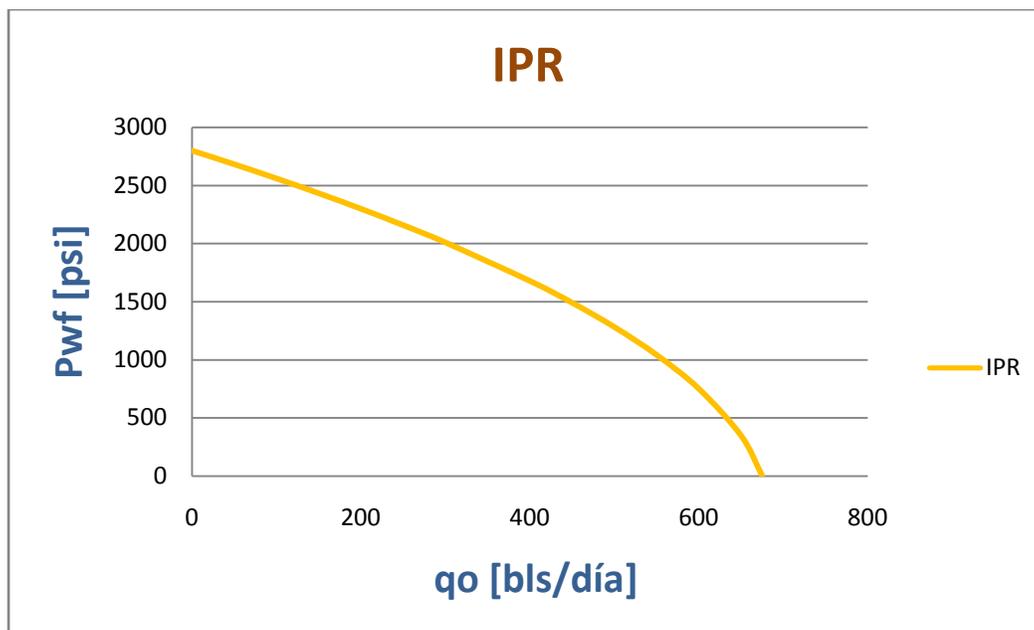


Fig 5.1 Curva de comportamiento de afluencia o IPR.

Se realizan corridas de Software para cada una de las condiciones geométricas del pozo (con y sin sarta de velocidad), obteniendo valores de presión de fondo fluyendo, para cada gasto dado y a la condición de presión en la cabeza del pozo definida. Se proponen 3 diámetros externos de tubería flexible: 1, 1.25 y 1.5 pg.

Tabla 5.3 Datos obtenidos del análisis del comportamiento de flujo en la tubería de producción, a una Pwh fija y diferentes gastos.

TF	ID 3.5"
qo [bls/día]	Pwf [psi]
25	*3188.215
50	2595.405
100	2137.895
150	2119.605
200	2342.109
250	2564.613

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.4 Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.

TF	1"
qo [bls/día]	Pwf [psi]
25	*3338.813
50	2788.855
100	2024.303
150	1328.941
200	1046.518
250	1133.302
300	1292.77
350	1467.364
400	1652.074
450	1844.955
500	2044.893
550	2251.145
600	2463.226
675	2791.585

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.5 Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1.25 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.

TF	1.25"
qo [bls/día]	Pwf [psi]
25	*3360.438
50	*2829.606
100	2096.493
150	1547.833
200	1274.991
250	1329.338
300	1500.502
350	1702.12
400	1919.502
450	2148.337
500	2386.695
550	2251.145
600	2888.325
675	3285.02

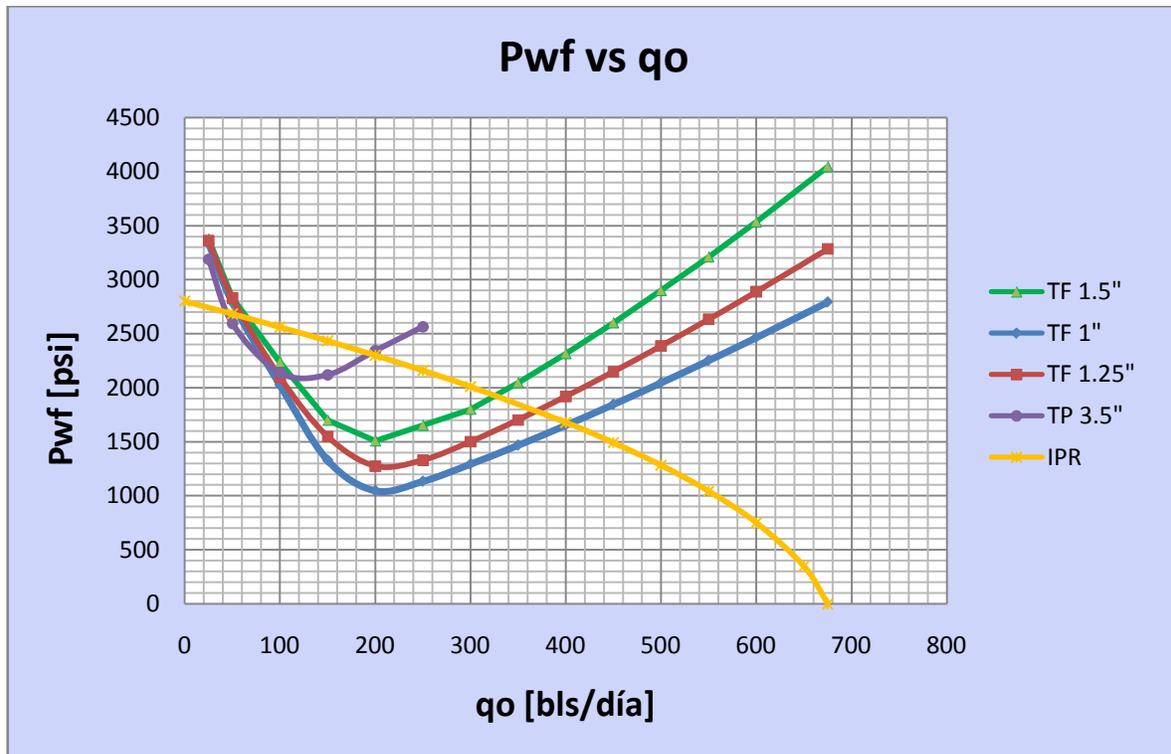
\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.6 Datos obtenidos de corridas del software para un diámetro externo de TF de 1.5 pg. y Pwh fija, a diferentes gastos.

TF	1.5"
qo [bls/día]	Pwf [psi]
25	*3376.543
50	*2833.921
100	2235.879
150	1699.195
200	1508.349
250	1652.33
300	1801.094
350	2047.209
400	2315.916
450	2601
500	2899.914
550	3211.56
600	3535.771
675	4046.297

\*Valores que superan la presión estática.

Con los valores de las Tablas 5.3, 5.4, 5.5 y 5.6 se construyen las curvas “J” particulares, para cada diámetro exterior de TF y diámetro interior de TP. Se sobreponen estas curvas con la IPR del pozo para realizar el análisis.



**Fig. 5.2 IPR con curvas “J” para diferentes diámetros de TF y la TP.**

Del análisis de las graficas resultantes, en la Fig. 5.2, se puede observar que el diámetro exterior que presenta el mayor gasto estable con una menor caída de presión, es el de 1 pg. El punto de inflexión para las tres curvas, correspondientes a las tuberías flexibles, es similar y se encuentra alrededor de un gasto de 200 bpd, pero a diferente presión de fondo fluendo, la menor Pwf en este punto corresponde a la TF de 1 pg. Además, el valor de la velocidad del gas en el punto de intersección, de la curva de la TF de 1pg. con la IPR, es mucho mayor a la velocidad mínima de gas requerida. No es difícil visualizar que las tres configuraciones de sarta de velocidad, presentan mejores condiciones de flujo que la tubería de producción sin el sistema.

Tabla 5.7 Gasto de aceite óptimo y gasto de aceite inestable para los diámetros de TF propuestos.

TF [pg]	qo óptimo [bls/día]	qo inestable [bls/día]
1	400	59
1.25	370	60
1.5	322	62

Tabla 5.8 Gasto de aceite óptimo y gasto de aceite inestable para la TP.

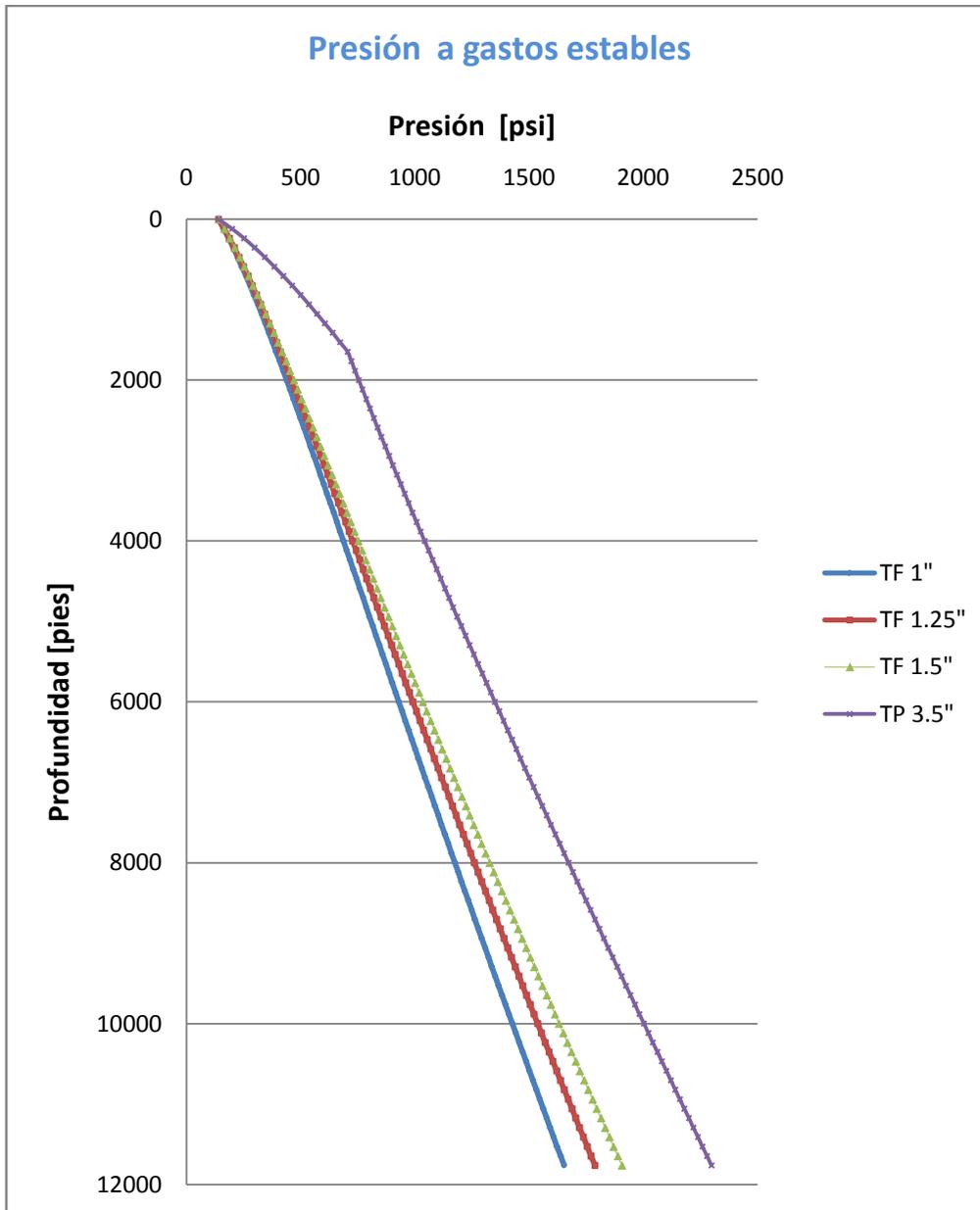
ID TP [pg]	3.5
qo óptimo [bls/día]	195
qo inestable [bls/día]	42

En la Figura 5.2 es posible observar que la mejor opción de diámetro exterior de tubería flexible, bajo las condiciones del pozo hipotético es la de 1 pg. y como una opción alternativa, el de 1.25 pg. Esto se puede comprobar al comparar los gradientes de presión dinámica de cada configuración para su gasto estable (Fig. 5.3).

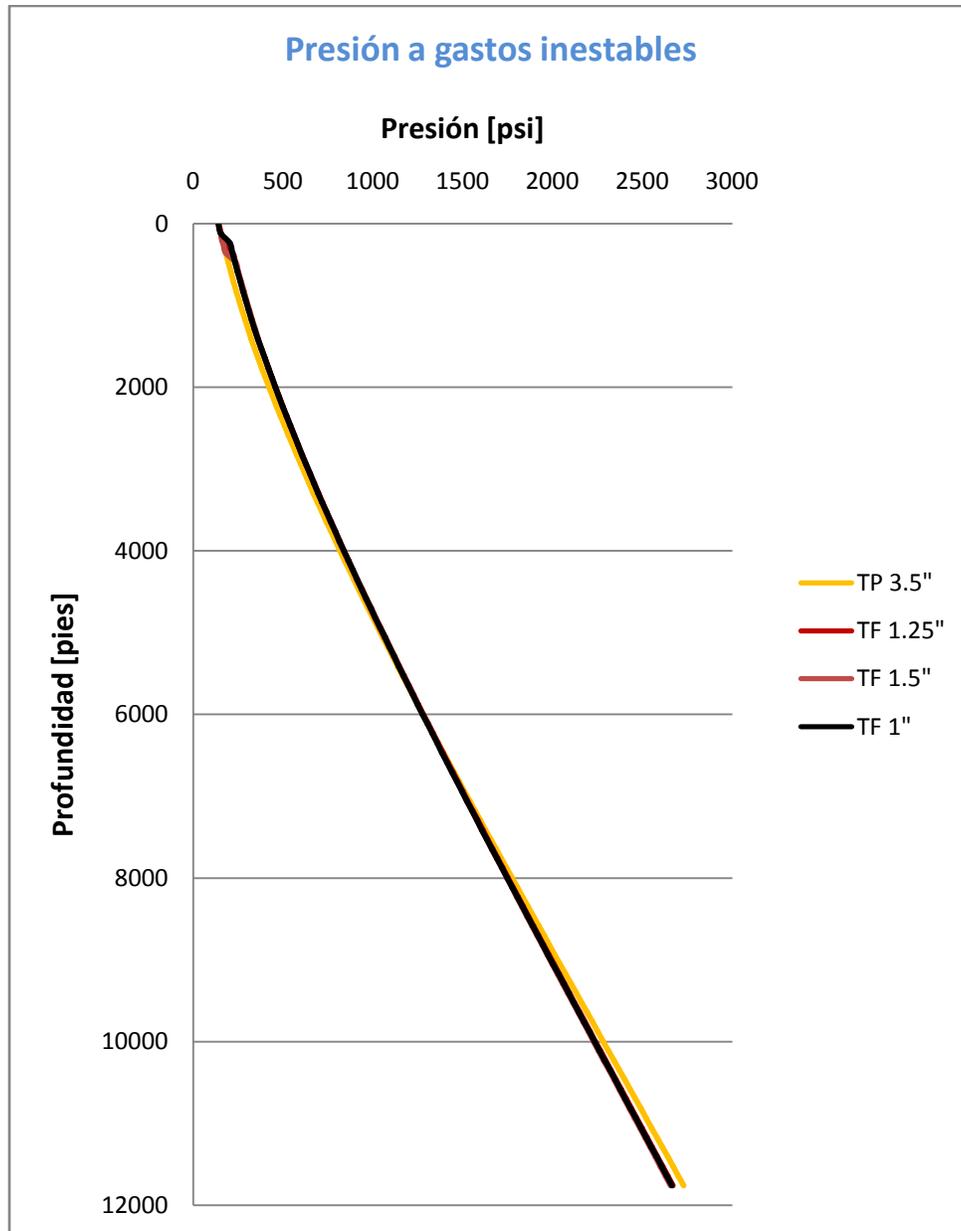
En la Fig. 5.3 se observa que para el caso de flujo a gasto estable en la TP, la pendiente del perfil de presiones es más suave al principio, lo que corresponde a la presencia del patrón de flujo bache, y mayores caídas de presión. Esto no ocurre para los perfiles del pozo con sarta de tubería flexible, ya que el patrón de flujo presente es anular y los gradientes de presión son menores.

Para gastos inestables, los perfiles de presión de las diferentes configuraciones geométricas son muy similares (Fig. 5.4). Debido a que son condiciones de flujo no ideales, para efecto del presente análisis, no son elegibles.

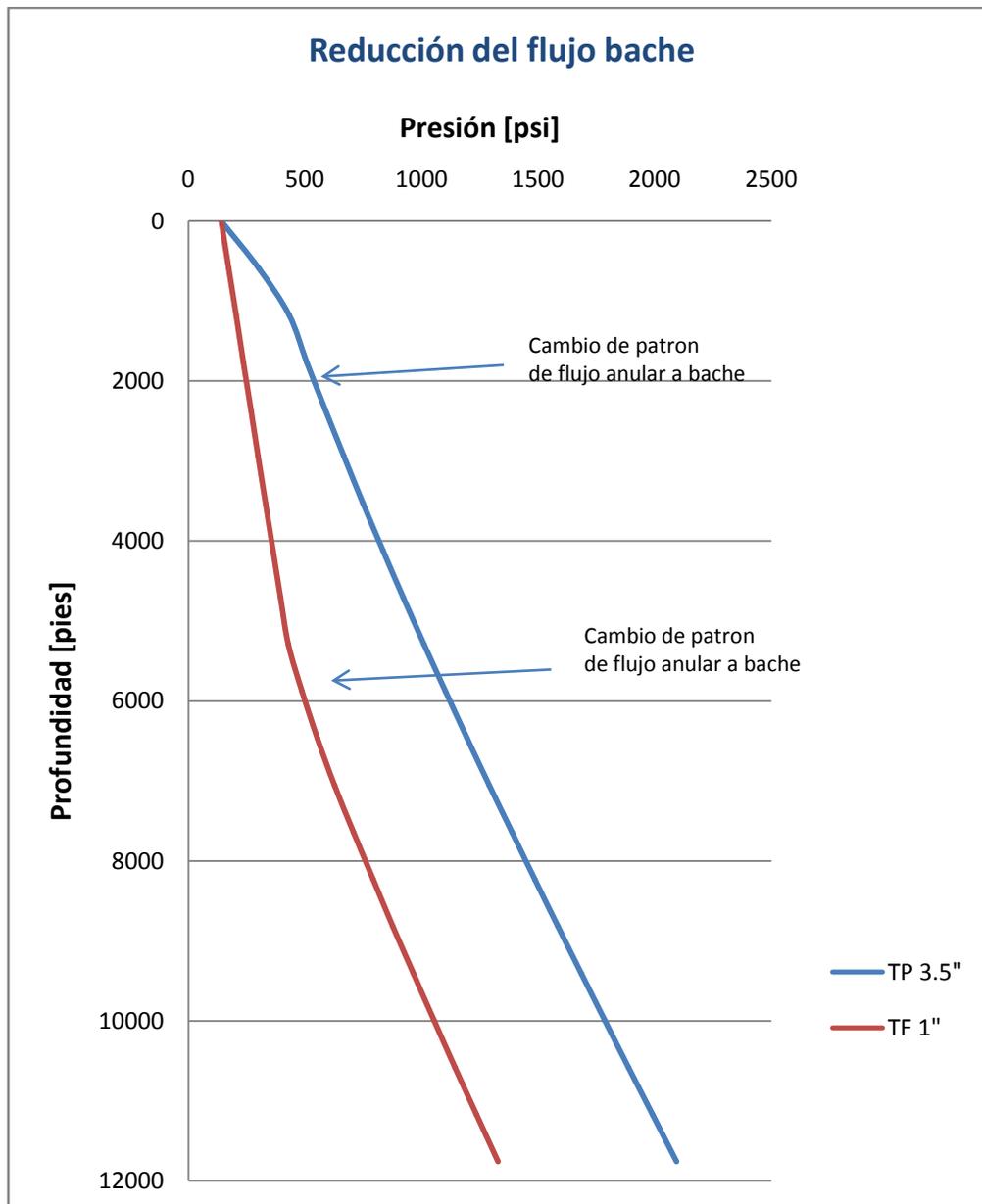
Uno de los objetivos de implementar una sarta de velocidad en un pozo que tiene bacheo es reducir la ocurrencia del mismo, esto mediante el incremento de la energía del gas y por lo tanto la aparición del patrón de flujo anular en una mayor longitud dentro del pozo (Fig. 5.5).



**Fig. 5.3 Perfil de presión para las sartas de velocidad y la TP a gasto estable.**



**Fig. 5.4 Perfil de presión para las sartas de velocidad y la TP a gasto inestable.**



**Fig. 5.5 Reducción de la profundidad de aparición del flujo bache lograda con la sarta de velocidad de 1 pg.**

### 5.3 CASO DE ESTUDIO 2

Se planea inyectar gas natural del propio yacimiento a un pozo, esto con el fin de aligerar la columna de líquido. La inyección se hará a través de tubería flexible para dejarlo produciendo con sarta de velocidad. La TF será corrida hasta la profundidad de la TP.

Se requiere conocer la presión de fondo fluyendo en el pozo a condiciones de inyección de gas y sarta de velocidad, con los diferentes diámetros de TF disponibles para la operación (1, 1.5 y 1.75 pg.). La tubería flexible es de polietileno y alma de acero, con una rugosidad de 0.0000015 [m].

Los gastos de inyección factibles, por cuestiones de equipo, van desde 150 000 a 250 000 pies cúbicos de gas por día.

Las propiedades de los fluidos, características del pozo y datos de producción se muestran a continuación.

#### **Características del yacimiento:**

$$P_y = 3000 [psi]$$

*Aceite volátil y gas húmedo*

$$T_y = 250 [^{\circ}F]$$

#### **Características del pozo:**

*Vertical*

$$PMD = 12200 [pies]$$

$$D_i TP = 4.125 [pg]$$

$$\varepsilon = 0.000009 [m]$$

*Profundidad de la TP = 12000 [pies]*

#### **Datos PVT:**

$$^{\circ}API = 36$$

$$T_{bL} = 250 [^{\circ}F]$$

$$\gamma_g = 0.85$$

$$B_{ofb} = 1.455 [bl_o@c.y./bl_o@c.s.]$$

$$P_{bL} = 4650 [psi]$$

$$R_{sfb} = 870 [pies^3/bl_o]$$

$$P_s = 120 \text{ [psi]}$$

$$\% \text{ Mol de } N_2 = 0$$

$$T_s = 75 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$\% \text{ Mol de } CO_2 = 5$$

$$\gamma_{gp} = 0.85$$

$$\% \text{ Mol de } H_2S = 2$$

$$\% \text{ NaCl} = 0.18$$

### Datos de producción:

Tabla 5.9 Datos de producción del pozo hipotético 2.

Pws [psi]	3000
Pwh [psi]	140
Twh [°F]	75
RGA [pie <sup>3</sup> /bl]	2000
WOR [blsw/blso]	0.02

### Análisis y resultados:

Realizando corridas del software para cada uno de los diámetros de TF, a los diferentes gastos de inyección de gas disponibles, se obtuvieron los siguientes datos.

Tabla 5.10 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].

TF [pg]	1	Rug. Total [m]	3.32E-06	RGA [pie <sup>3</sup> /bl]	2000
---------	---	----------------	----------	----------------------------	------

qg iny. [pcpd]	150000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
8000	25	*3691.198
3500	100	*3181.419
2500	300	2472.545
2300	500	2157.209
2214.285714	700	2089.041
2166.666667	900	2365.679

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.11 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].

TF [pg]	1	Rug. Total [m]	3.32E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	---	----------------	----------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	200000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
10000	25	*3467.614
4000	100	*3009.334
2666.666667	300	2382.628
2400	500	2102.692
2285.714286	700	2060.625
2222.222222	900	2339.366

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.12 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].

TF [pg]	1	Rug. Total [m]	3.32E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	---	----------------	----------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	250000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
12000	25	*3247.894
4500	100	2852.989
2833.333333	300	2301.906
2555.555556	450	2096.67
2357.142857	700	2045.025
2277.777778	900	2314.477

\*Valores que superan la presión estática.

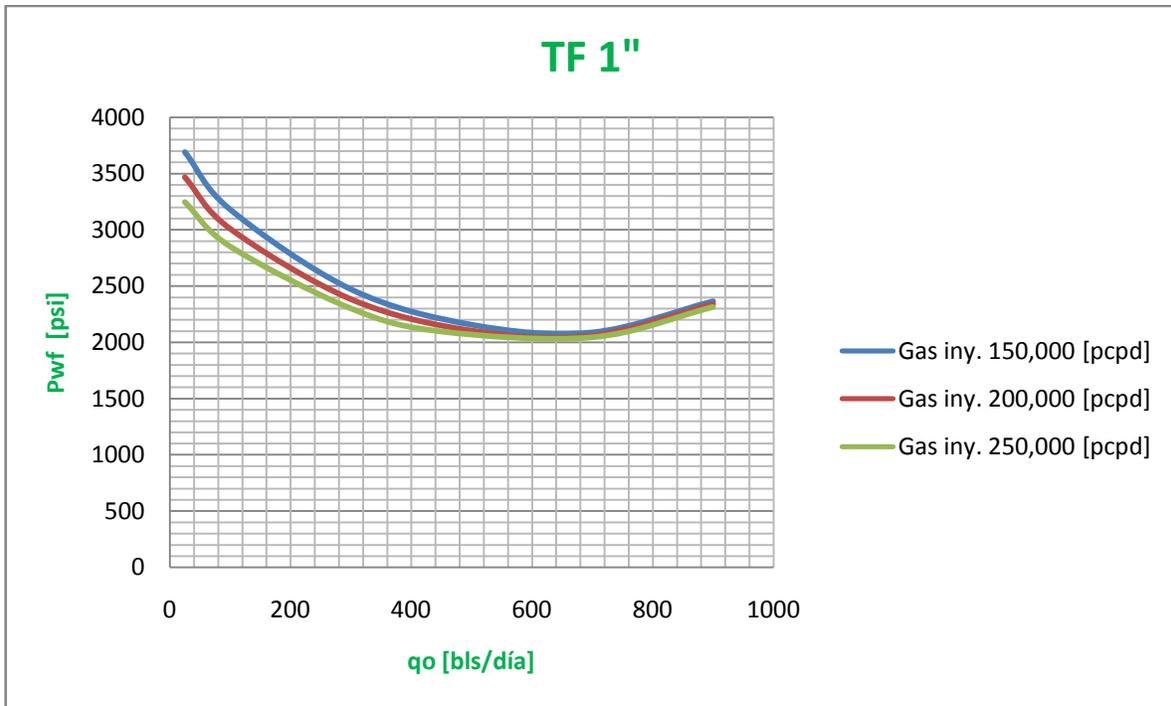


Fig. 5.6 Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.

Tabla 5.13 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].

TF [pg]	1.5	Rug. Total [m]	3.9196E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	-----	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	150000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
8000	25	*3765.806
3500	100	*3220.498
2500	300	2528.747
2333.333333	450	2282.89
2214.285714	700	2134.761
2166.666667	900	2390.974

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.14 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].

TF [pg]	1.5	Rug. Total [m]	3.9196E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	-----	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	200000	
RGA TOTAL	qo	Pwf [psi]
10000	25	*3503.51
4000	100	*3044.223
2666.666667	300	2437.781
2400	500	2182.409
2285.714286	700	2115.728
2222.222222	900	2376.31

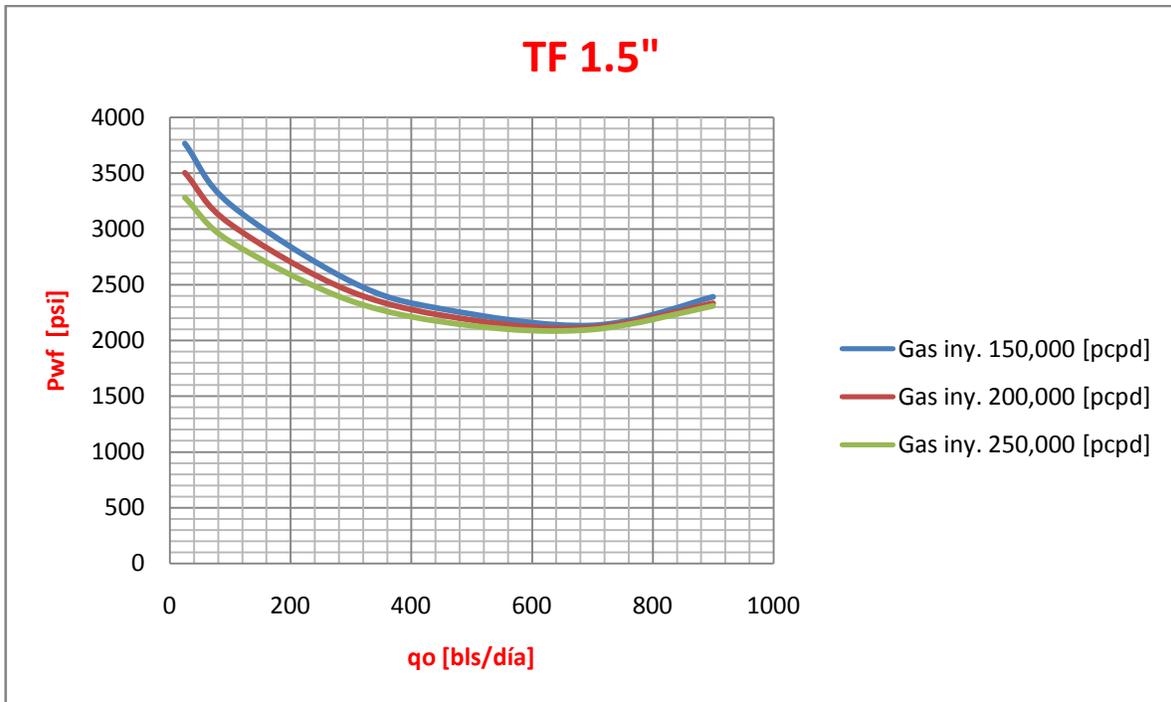
\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.15 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.5 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].

TF [pg]	1.5	Rug. Total [m]	3.9196E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	-----	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	250000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
12000	25	*3279.055
4500	100	2884.564
2833.333333	300	2353.259
2500	500	2130.727
2357.142857	700	2096.54
2277.777778	900	2362

\*Valores que superan la presión estática.



**Fig. 5.7 Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1.5 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.**

Tabla 5.16 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd].

TF [pg]	1.75	Rug. Total [m]	4.1788E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	------	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]	150000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]
8000	25	*3793.608
3500	100	*3232.8
2428.571429	350	2451.183
2300	500	2272.64
2230.769231	650	2182.162
2150	1000	2455.691

\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.17 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd].

TF [pg]	1.75	Rug. Total [m]	4.1788E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	------	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]		200000	
RGA TOTAL	qo	Pwf [psi]	
10000	25	*3508.819	
4000	100	*3051.939	
2666.666667	300	2457.682	
2444.444444	450	2256.927	
2285.714286	700	2134.707	
2200	1000	2443.6	

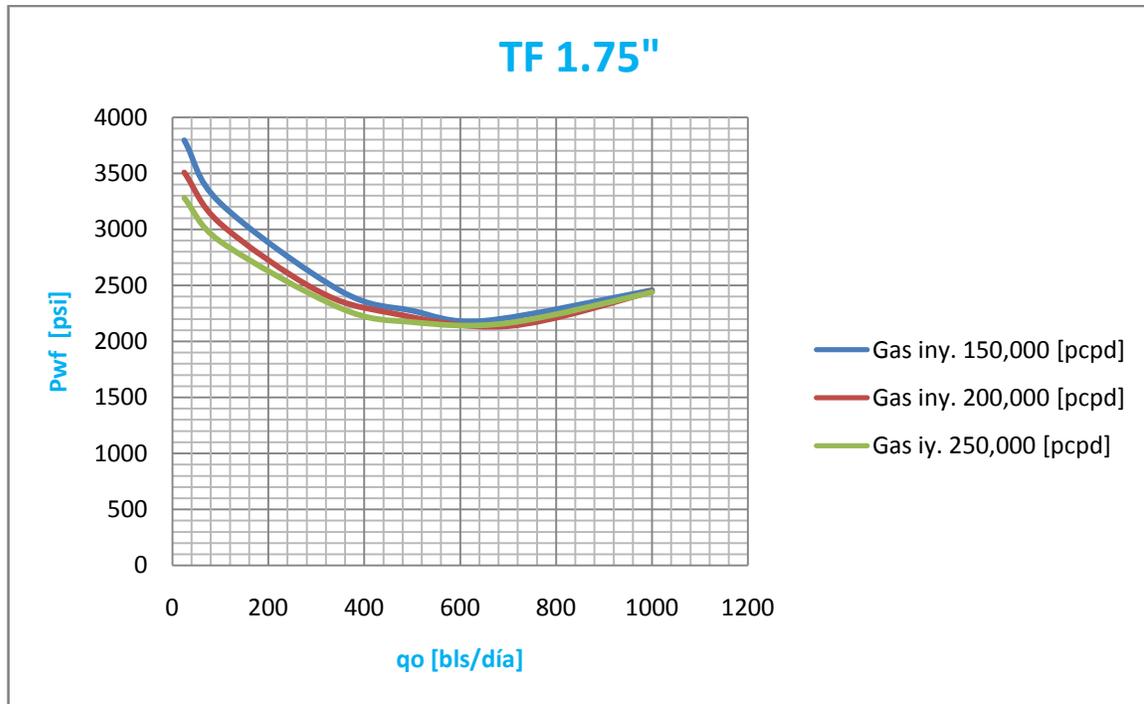
\*Valores que superan la presión estática.

Tabla 5.18 Datos obtenidos de la corrida del software para la TF de 1.75 [pg] y gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd].

TF [pg]	1.75	Rug. Total [m]	4.1788E-06	RGA [pie3/bl]	2000
---------	------	----------------	------------	---------------	------

qg iny. [pcpd]		250000	
RGA TOTAL	qo [bls/día]	Pwf [psi]	
12000	25	*3280.308	
4500	100	2891.656	
2714.285714	350	2297.067	
2500	500	2170.943	
2357.142857	700	2162.593	
2250	1000	2438	

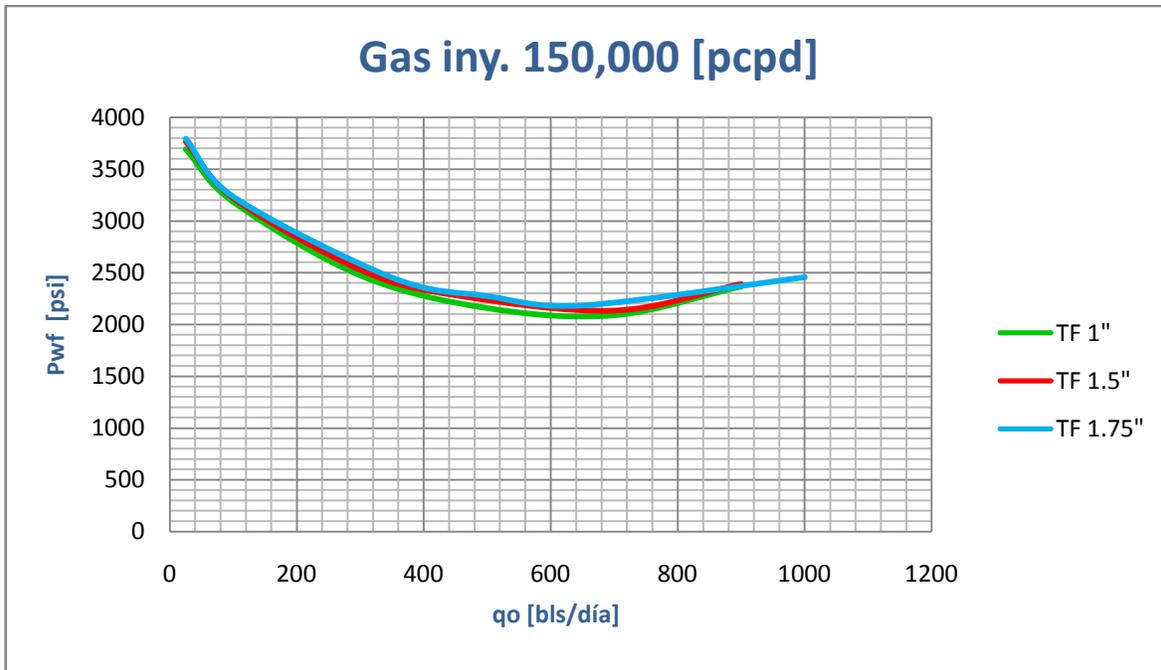
\*Valores que superan la presión estática.



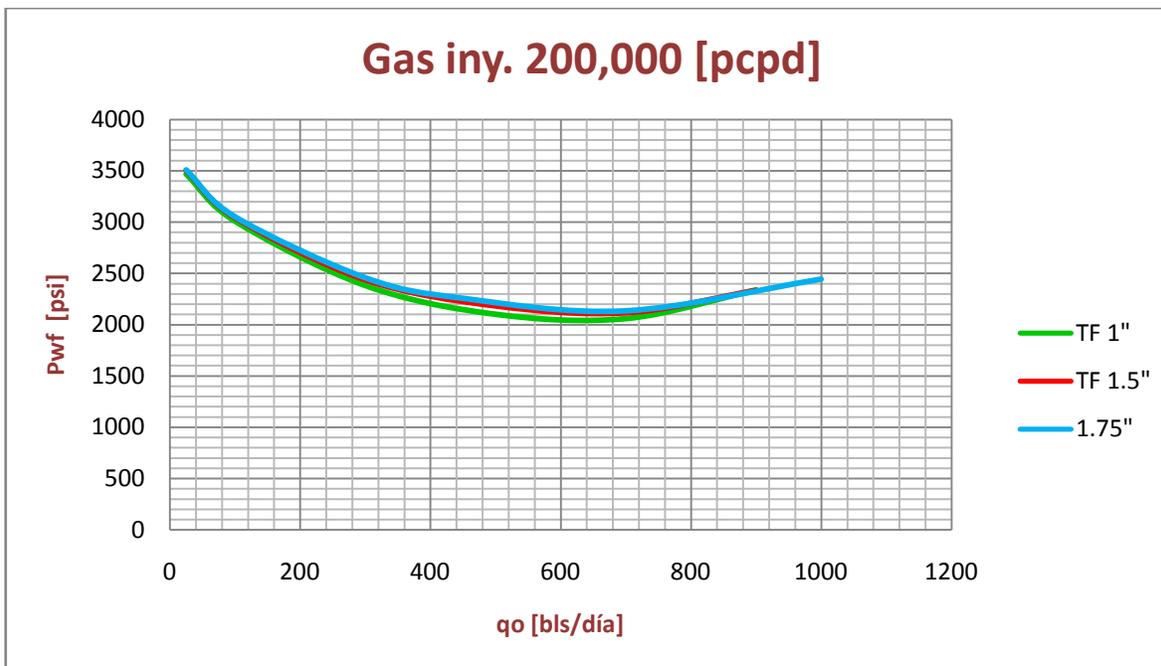
**Fig. 5.8 Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para la TF de 1.75 [pg] a diferentes gastos de inyección de gas.**

De los resultados obtenidos para cada diámetro exterior de tubería flexible, se observa que para todos estos, el gasto de inyección de gas que puede dar la mayor producción de aceite, con la menor presión de fondo fluyendo es 250 000 pcpd. De manera muy cercana, con resultados similares, se encuentra el gasto de inyección de 200 000 pcpd., aunque la diferencia entre ellos es mínima a partir de una producción de aceite de 600 bls/día aproximadamente (Figuras 5.6, 5.7 y 5.8).

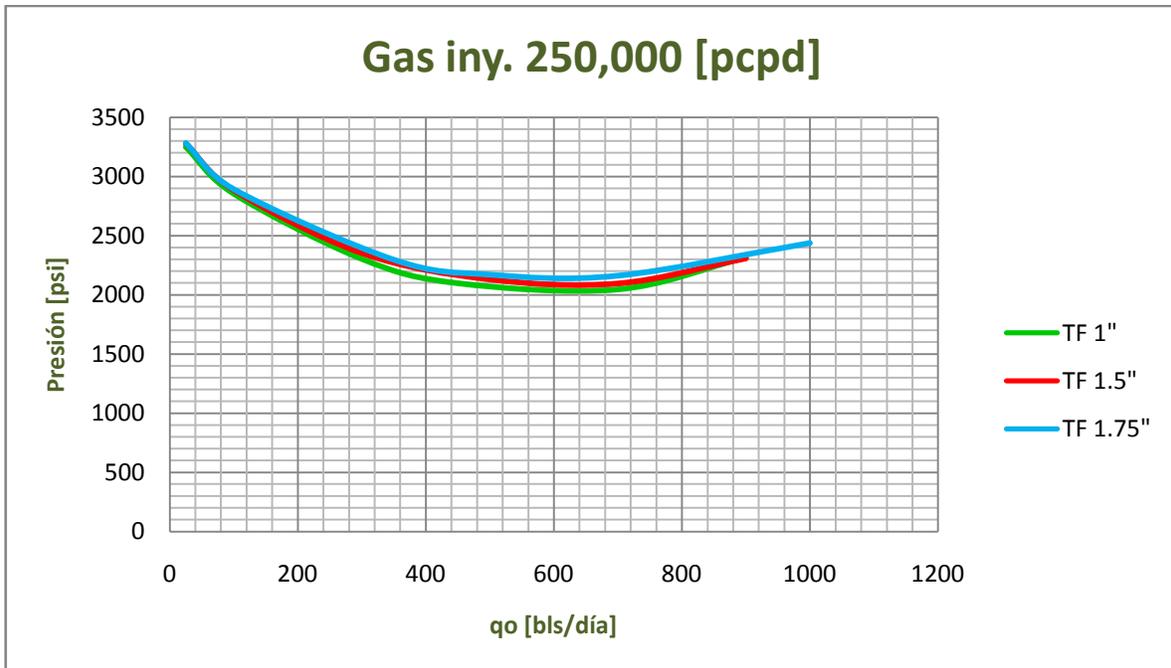
Las Figs. 5.9, 5.10 y 5.11 se obtuvieron al hacer una comparación de la cantidad de gas inyectado por día con cada diámetro de tubería flexible.



**Fig. 5.9** Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 150,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.



**Fig. 5.10** Presión de fondo fluyendo vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 200,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.



**Fig. 5.11** Presión de fondo fluyente vs. Gasto de aceite, para el gasto de inyección de gas de 250,000 [pcpd] con diferentes diámetros de TF.

Se puede ver, que indistintamente para cualquier diámetro exterior de TF, la producción de aceite y su respectiva presión de fondo fluyente, son muy similares, y no varían significativamente con el gasto de inyección. Por lo tanto, la selección del diámetro puede estar, inclusive, en función de la disponibilidad del equipo u otras cuestiones operativas ajenas a este estudio. Los resultados y las observaciones hechas, pueden ser utilizados de la manera mas conveniente conforme al criterio que se utilice.

Es necesario un análisis técnico-económico para evaluar la mejor opción, en función de los costos de compresión, gas inyectado, separación y otros aspectos técnicos diversos, contra de la producción de aceite. El objetivo de este análisis fue mostrar el comportamiento de la presión de fondo fluyente, y proporcionar datos que en conjunto con otras disciplinas proporcionen un criterio completo de selección.

## 5.4 NOMENCLATURA

$B_{ofb}$	Factor del volumen del aceite en el punto de burbuja de laboratorio
$D_i$	Diámetro interno de la tubería de producción
$P_{bL}$	Presión de burbuja de laboratorio
PMD	Profundidad media de los disparos
$P_s$	Presión en la primera etapa de separación
Pwf	Presión de fondo fluyendo
$P_y$	Presión de yacimiento
qo	Gasto de aceite
qomax	Gasto máximo de aceite
RGa	Relación gas-aceite producido
$R_{sfb}$	Relación de solubilidad de laboratorio
$T_{bL}$	Temperatura de burbuja de laboratorio
TF	Tubería flexible
TP	Tubería de producción
$T_s$	Temperatura en la primera etapa de separación
Twh	Temperatura en la cabeza del pozo
$T_y$	Temperatura de yacimiento
WOR	Relación agua-aceite producido
$\varepsilon$	Rugosidad absoluta de la tubería
$\gamma_g$	Densidad relativa del gas
$\gamma_{gp}$	Densidad relativa del gas en la primera etapa de separación

## CONCLUSIONES

Con este trabajo se buscó proporcionar un nuevo enfoque para el cálculo de las caídas de presión en geometrías anulares verticales, para éste caso, específicamente con flujo ascendente de dos fases, líquido y gas. Se aplicó al problema de diseño de sartas de velocidad en pozos de aceite con alta RGA, aunque no es exclusivo para este tipo de condiciones, ya que también se utiliza comúnmente a pozos de gas y gas y condensado.

Los modelos mecanísticos debieron ser aplicados mediante el uso de software, debido a la complejidad de los procedimientos de cálculo. Al combinarlos resultan en una excelente herramienta para resolver los problemas de predicción del comportamiento del flujo multifásico en tuberías. La dependencia de estos modelos, sólo de las propiedades del sistema, les proporciona una versatilidad enorme pero a la vez los limitan solo por la necesidad de datos precisos y congruentes para lograr la convergencia, y obtener buenos resultados.

El resultado obtenido de las corridas del programa hecho, fue satisfactorio. Presento comportamientos esperados y demostró ser una buena herramienta para la selección del diámetro óptimo de tubería flexible, para su utilización como sarta de velocidad. A pesar de esto, queda abierta la invitación a nuevas modificaciones, como podría ser la aplicación a anulares excéntricos, pozos desviados, inyección de fluidos por espacio anular, entre otras tantas.

El uso del software aquí desarrollado, en combinación con otras disciplinas, como el análisis económico y la ingeniería de yacimientos, resulta en un vasto campo de ampliación para el presente trabajo, ya que se obtendrá una herramienta completa para la buena administración de yacimientos petroleros.

La aplicación de los modelos fenomenológicos al problema del flujo bifásico vertical en un espacio anular, es muy amplia y quedan un sinnúmero de oportunidades de crecimiento de estos dentro de la industria petrolera. Es responsabilidad de nosotros como ingenieros e investigadores, seguir trabajando para mejorar lo ya desarrollado y aportar nuevos avances a la industria.

## BIBLIOGRAFÍA

1. **Two-Phase Flow in Pipes** / Dr. James P. Brill & Dr. H. Dale Beegs.
2. **Transporte de Hidrocarburos por Ductos** / Ing. Francisco Garaicochea Petreña, Ing César Bernal Huicochea e Ing. Oscar López Ortiz, Colegio de Ingenieros Petroleros Mexicanos.
3. **Optimización de la Producción mediante Análisis Nodal** / ESP OIL, Msc. Ricardo Maggiolo.
4. **Flujo Multifásico en Tuberías** / Tesis de Licenciatura de Torres Coria Juan Manuel y Trauwitz Rosas Edgar Fernando, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
5. **Desarrollo de Correlaciones Híbridas para Flujo Multifásico en Tuberías** / Tesis de Maestría de Faustino A. Fuentes N., División de Estudios de Posgrado, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
6. **Análisis de Flujo Bifásico en Tuberías Horizontales e Inclinadas Aplicando Modelos Mecánicos** / Tesis de Maestría de Jaime Granados Cáliz, División de Estudios de Posgrado, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
7. **Modelo Mecánico del Perfil de Presiones para Flujo Multifásico en Tuberías Horizontales e Inclinadas** / Tesis de Maestría de Jaime Granados Cáliz, División de Estudios de Posgrado, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
8. **Evaluación de Modelos Homogéneos, de Correlación y Mecanicistas en la Predicción de la Caída de Presión de Flujo**

**Bifásico de Gas y de Líquido en Tuberías Verticales** / Annabella Craviño, Al Duban Perez y Francisco Garcia, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Venezuela.

9. **A Mechanistic Model for Multiphase Flow in Pipes** / Nicholas Petalas & Khalid Aziz, Stanford University.
10. **A Comprehensive Mechanistic Model for Upward Two-Phase Flow in Wellbores** / A. Ansari, N. Sylvester, C. Sarica, O. Shoham y J. Brill, SPE Production & Facilities J., vol. 9, pp. 142-152, 1994
11. **Unified Mechanistic Model for Steady-State Two-Phase Flow: Horizontal to Vertical Upward Flow** / L. Gómez, O. Shoham, Z. Schimdt, R. Chokshi y T. Northug, SPE Journal, vol. 5, pp. 339-350, 2000.
12. **A Mechanistic Model for Gas-Liquid Flow in Pipes with Radial Influx or Outflux** / L. Ouyang y K. Aziz, paper SPE 56525 presentado en el Annual Technical Conference and Exhibition, Houston, 1999.
13. **Two-phase Slug Flow, Advances in Heat Transfer** / Y. Taitel y D. Barnea, pp. 83-132, vol. 20, 1990.
14. **A Mechanistic Model for Gas-Liquid Flow in Upward Vertical Annuli** / T.T. Yu, SPE, H.-Q. Zhang, SPE, M.X. Li, SPE, and C. Sarica, SPE, The University of Tulsa.

15. **Comparison of Correlations for Predicting Pressure Losses in Vertical Multiphase Annular Flow** / Sanchez, M. J., M. S. Thesis, The University of Tulsa, 1972.
16. **The Vertical Multiphase Flow of Oil and Gas at High Rates** / Cornish, R. E., J. Pet. Tech., 825-831, 1976.
17. **Fracturamiento Selectivo con Tubería Flexible** / Tesis de Licenciatura de Valeria Celeste Castañeda Rojano, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
18. **Tubería Flexible** / Tesis de Licenciatura de Javier Martínez Cano y Rolando Luna Pasten, Facultad de Ingeniería, UNAM, México.
19. **Una Introducción a la tubería enrollada; Historia, aplicaciones y beneficios de la tubería enrollada** / International coiled tubing association ICoTA, 2007.
20. **Solving Gas-Well Liquid-Loading Problems** / Lea, J.F., Nickens, H.V., SPE 72092, Journal of Petroleum Technology, April 2004, pp. 30-31, 69-74
21. **On the Flow Performance of Velocity Strings To Unload Wet Gas Wells** / P. Oudeman, SPE, Shell Intl. E&P, SPE 104605.
22. **Designing Coiled Tubing Velocity Strings** / Bharath Rao, April 9, 1999, CTES, LC.
23. **Coiled tubing velocity/siphon string design and installation** / Wesson, H.R., Jr., Coiled Tubing Operations & Slimhole Drilling Practices, Houston, 1993.

24. **Design and Installation of Deep Coiled Tubing Velocity Strings /** Adams, L.S., Coiled Tubing Operations & Slimhole Drilling Practices, Houston, 1993.
25. **Review and selection of velocity tubing strings for efficient liquid lifting in stripper gas Wells, Final technical report, May 15, 2002 to April 30, 2004 /** George J. Koperna Jr., Advanced Resources International, Inc.
26. **www.slb.com**
27. **www.flexsteelpipe.com**
28. **www.polyflowinc.com**
29. **SELECT ENERGY SYSTEMS INC.**
30. **Mechanistic Model for Upward Two-Phase Flow in Annuli /** Antonio C.V.M. Lage, SPE, Petrobras and Rune W. Time, SPE, Stavanger University College, RF-Rogaland Research.
31. **Two-Phase Flow in Vertical Noncircular Channels /** Sadatomi, M., Sato, Y. and Saruwatari, Y., Int. J. Multiphase Flow (1982) 8, 641-655.
32. **Upward Two-Phase Flow Through an Annulus /** Caetano, E.F., Ph.D. Dissertation, The University of Tulsa (1985).
33. **Modeling Flow Pattern Transitions for Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Concentric and Eccentric Annuli /** Kelessidis, V.C., and Dukler, A.E., Int. J. Multiphase Flow (1989) 15, 173-191.

34. **Experimental Investigation of Upward Gas-Liquid Flow in a Vertical Narrow Annulus** / Nakoriakov, V.E., Kuznetsov, V.V., and Vitovsky, O.V., *Int. J. Multiphase Flow* (1992) 3, 313-326.
35. **A Mechanistic Model for Predicting Annulus Bottomhole Pressures in Pumping Wells** / Papadimitriou, D.A. and Shoham, O., paper SPE 21669 presented at 1991 Production Operations Symposium, Oklahoma City, April 7-9.
36. **Two-Phase Flow in Vertical and Inclined Annuli** / Hasan, A.R. and Kabir, C.S., *Int. J. Multiphase Flow* (1992) 18, No. 2, 279-293.
37. **Engineering Considerations for Jointed Pipe Underbalanced Drilling** / Saponja, J., paper presented at 1st International Underbalanced Drilling Conference and Exhibition, The Hague (1995), 3-4 October.
38. **Analysis of Field Data and Comparison with Drilling Hydraulics Simulators** / Nakagawa, EY., Villas Boas, M.B., Silva Jr., V. and da Silva, P.R.C. Petrobras Technical Report, Rio de Janeiro (1998).
39. **Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes** / Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C., *Chem. Engineering Prog.* (1949) 45, 139-149.
40. **Modeling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes** / Taitel, Y., Barnea, D. and Dukler, A.E., *AIChE J.*(1980) 26, 345-354.
41. **Velocity of Large Drops and Bubbles in Media of Infinite or Restricted Extent** / Harmathy, T.Z., *AIChE J.* (1960) 6, 281-288.
42. **One Dimensional Two-Phase Flow** / Wallis, G.B., McGraw-Hill Book Co. Inc., New York City (1969).

43. **Hydrodynamic Model for Gas-Liquid Slug Flow in Vertical Tubes** / Fernandes, R.C, Semiat, T. and Dukler, A.E., AIChE J. (1983) 29, 981-989.
44. **Effect of Bubble Shape on Pressure Drop Calculations in Vertical Slug** / Barnea, D., Int. J. Multiphase Flow (1990) 16, 79-89.
45. **Hold-up of Liquid Slug in Two Phase Intermittent Flow** / Barnea, D. and Brauner, N., Int. J. Multiphase Flow (1985) 11, 43-49.
46. **Droplet Entrainment in Vertical Annular Flow and Its Contribution to Momentum Transfer** / Lopez, J.C.B. and Dukler, A.E., AIChE J. (1986), 1500.
47. **A Study of Two-Phase Flow in Inclined Pipes** / Beggs, H.D. and Brill, J.P., JPT (May 1973), 607-617.