

**ESTUDIO Y MODELADO DEL FLUJO DE VAPOR EN LÍNEAS DE  
TRANSPORTE PARA PROCESOS DE RECOBRO TÉRMICO**

**MIGUEL ANTONIO MANRIQUE ROJAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS  
BUCARAMANGA**

**2012**

**ESTUDIO Y MODELADO DEL FLUJO DE VAPOR EN LÍNEAS DE  
TRANSPORTE PARA PROCESOS DE RECOBRO TÉRMICO**

**MIGUEL ANTONIO MANRIQUE ROJAS**

**Trabajo de grado para optar al Título de Magíster en Ingeniería de  
Hidrocarburos**

**Directores**

**Dr. DAVID ALFREDO FUENTES DÍAZ  
M.Sc SAMUEL FERNANDO MUÑOZ NAVARRO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS  
BUCARAMANGA**

**2012**

## **DEDICATORIA**

No cae la hoja de un árbol sin su consentimiento. A Dios por darme la oportunidad de compartir con mis amigos, maestros y expertos temáticos, por brindarme tan maravillosos momentos al lado de los seres queridos, por darme la oportunidad de vivir con felicidad.

A mis padres y hermanos que depositaron en mí, su fe y confianza.

A mi familia, pues fueron motivo de inspiración en cada paso que recorrí.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mi gran amigo, colega y maestro, David Fuentes, quien con sus enseñanzas fue mi guía y mi apoyo, quien hizo posible esta realidad.

A la primera persona que creyó en mí, quién depositó su confianza y su amistad, dándome la oportunidad de emprender un camino lleno de retos, sueños y realidades, una persona que es símbolo de ejemplo a seguir, Samuel Muñoz.

A la escuela de Ingeniería de Petróleos, por abrirme las puertas y hacerme parte de su familia.

Al Grupo de Recobro Mejorado (GRM) que me hizo un engrane de su conocimiento, me enseñó y permitió aprender parte de su sabiduría, fue y siempre será parte de mi vida.

A mis maestros Samuel, David, Clara, Olga, Anibal, Henry, y todos mis amigos que contribuyeron en mi carrera profesional, José, Fabián, Érica, Nelson, Mónica, Leidy y María Isabel, entre tantos más.

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>pág.</b>
INTRODUCCIÓN	25
1. LA INYECCIÓN DE VAPOR	30
1.1 PROCESOS DE INYECCIÓN DE VAPOR	31
1.1.1 Inyección continua de vapor	31
1.1.2 Inyección cíclica de vapor	34
1.2 INYECCIÓN DE VAPOR	36
2. MODELAMIENTO DEL FLUJO	43
2.1 DEFINICIONES BÁSICAS	47
2.2 MÉTODOS DE ANÁLISIS	52
2.3 PATRONES DE FLUJO Y TRANSICIONES	53
2.3.1. Patrones de flujo en corrientes verticales	53
2.3.2 Patrones de flujo en tuberías horizontales	55
2.3.3 Mapas de patrones de flujo y transición	57
2.4 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN	57
2.4.1. Ecuación de continuidad	58
2.4.2. Conservación de la cantidad de movimiento	60
2.4.3. Conservación de la energía	65
3. RELACIONES CONSTITUTIVAS	69
3.1. ENERGÍA HIDRÁULICA	69
3.1.1. Modelo homogéneo	70
3.1.1.1. Deducción del modelo y suposiciones	70
3.1.1.2 Factor de fricción bifásico	71

3.1.2. Modelo de flujo separado	78
3.1.2.1. Deducción del modelo y suposiciones	78
3.1.2.2 Uso del modelo para evaluar la pérdida de presión	82
3.1.2.3. La evaluación del multiplicador bifásico $\phi_{fo2}$ y el void fraction ( $\alpha$ ).	82
3.1.2.4. Aplicación del modelo de flujo separado a la observación experimental	86
3.1.3. Correlaciones para emplear con los modelos de flujo homogéneo y separado	88
3.1.3.1 Correlación de Chisholm	89
3.1.3.2 Correlación de Friedel	92
3.1.3.3. Correlación de Muller-Steinghagen & Heck	93
3.1.3.4. Correlación de Gronnerud	94
3.1.3.5. Correlación de Lin	95
3.2 CORRELACIONES PARA LA FRACCIÓN DE HUECOS “VOID FRACTION”	98
3.2.1 Correlación de Lockhart-Martinelli (1949)	99
3.2.2 Correlación de Ahrens-Thom (1964)	99
3.2.3 Correlación de Wallis (1965)	100
3.2.4 Correlación de Smith (1969)	100
3.2.5 Correlación de Chisholm (1973)	101
3.2.6 Correlación de Zivi (1975)	101
3.2.7 Correlación de Domanski y Didion (1983)	102
3.2.8 Modelo de Tandon Et. Al.(1985)	102
3.2.9 Correlación de Steiner (1980)	103
3.2.10 Correlación de Premoli Et. Al. (1980)	103
3.3 ENERGÍA TÉRMICA	105
3.3.1. Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor	106
3.3.2. Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire	108
4. METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN	110

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROBLEMA	110
4.2 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN	112
5. MODELAMIENTO Y RESULTADOS	121
5.1 ANÁLISIS DE INCIDENCIA EN PROCESOS DE INYECCIÓN DE VAPOR	123
6. CONCLUSIONES	159
7. RECOMENDACIONES	161
BIBLIOGRAFIA	162
ANEXOS	169

## LISTA FIGURAS

	pág.
<b>FIGURA 1.</b> Producción histórica del campo KERN RIVER	<b>33</b>
<b>FIGURA 2.</b> Generador de vapor	<b>38</b>
<b>FIGURA 3.</b> Transporte del vapor (salida del generador – cabeza de pozo)	<b>39</b>
<b>FIGURA 4.</b> Línea de inyección de vapor en segmentos	<b>44</b>
<b>FIGURA 5.</b> Diagrama de flujo. línea de inyección de vapor en segmentos	<b>46</b>
<b>FIGURA 6.</b> Patrones de flujo en flujo vertical	<b>54</b>
<b>FIGURA 7.</b> Patrones de flujo en flujo horizontal	<b>55</b>
<b>FIGURA 8.</b> Modelo simplificado para flujo multifásico en un elemento de ducto	<b>58</b>
<b>FIGURA 9.</b> Comparación de los diferentes modelos para el cálculo de la viscosidad homogénea a una entalpía de entrada constante	<b>75</b>
<b>FIGURA 10.</b> Comparación de los diferentes modelos para el cálculo de la viscosidad homogénea a una entalpía de entrada constante	<b>76</b>
<b>FIGURA 11.</b> Comparación de los factores de fricción monofásicos	<b>81</b>
<b>FIGURA 12.</b> Correlación de Lockhart-Martinelli (1949)	<b>85</b>
<b>FIGURA 13.</b> Influencia de la velocidad másica sobre el “ <i>void fraction</i> ”	<b>88</b>
<b>FIGURA 14.</b> Relación entre el valor real de $\phi_{fo2}$ y el valor obtenido por la teoría homogénea. comparación entre el experimento y las teorías de Chisholm (1968) y Baroczy (1965).	<b>91</b>
<b>FIGURA 15.</b> Serie de resistencias a la transferencia de calor	<b>106</b>
<b>FIGURA 16.</b> “ <i>Loop</i> ” de expansión	<b>112</b>
<b>FIGURA 17.</b> Incremento o partición de la tubería	<b>113</b>
<b>FIGURA 18.</b> Volumen de control unidimensional	<b>114</b>
<b>FIGURA 19.</b> Modelo de fenómenos de transferencia de calor en tuberías de inyección de vapor	<b>115</b>
<b>FIGURA 20.</b> Transferencia de calor a través de la pared	<b>116</b>

<b>FIGURA 21.</b> Esquema de temperatura de pared constante TPC	<b>117</b>
<b>FIGURA 22.</b> Escenarios de incidencia en procesos de inyección de vapor	<b>126</b>
<b>FIGURA 23.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 y las alternativas 1 y 2.	<b>127</b>
<b>FIGURA 24.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 3, 4 y 5.	<b>129</b>
<b>FIGURA 25.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 6 y 7.	<b>130</b>
<b>FIGURA 26.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 8 y 9.	<b>132</b>
<b>FIGURA 27.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 y las alternativas 1 y 2.	<b>133</b>
<b>FIGURA 28.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 con las alternativas 3, 4 y 5.	<b>135</b>
<b>FIGURA 29.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 con las alternativas 8 y 9.	<b>137</b>
<b>FIGURA 30.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 y las alternativas 1 y 2.	<b>138</b>
<b>FIGURA 31.</b> Diagrama de presión – entalpía (proceso isoentálpico).	<b>138</b>
<b>FIGURA 32.</b> Diagrama de presión – volumen específico (proceso isoentálpico).	<b>138</b>
<b>FIGURA 33.</b> Variación de la entalpía en una tubería perfectamente aislada.	<b>138</b>
<b>FIGURA 34.</b> Variación de la entalpía en una tubería sin aislar.	<b>142</b>
<b>FIGURA 35.</b> Resultado del estudio hidráulico y térmico superpuesto.	<b>143</b>
<b>FIGURA 36.</b> Resultado de evaluación superpuesta - evaluación simultánea.	<b>143</b>
<b>FIGURA 37.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 3, 4 Y 5.	<b>147</b>
<b>FIGURA 38.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 6 y 7.	<b>149</b>
<b>FIGURA 39.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 8 y 9.	<b>150</b>

<b>FIGURA 40.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 y las alternativas 1 y 2.	<b>152</b>
<b>FIGURA 41.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 con las alternativas 3, 4 y 5.	<b>153</b>
<b>FIGURA 42.</b> Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 con las alternativas 8 y 9.	<b>155</b>

## LISTA DE TABLAS

	pág.
<b>TABLA 1.</b> Influencia de factores físicos y operacionales sobre la calidad	<b>41</b>
<b>TABLA 2.</b> Correlaciones para el cálculo de la viscosidad bifásica promedio	<b>74</b>
<b>TABLA 3.</b> Correlaciones para el cálculo del factor de fricción bifásico.	<b>76</b>
<b>TABLA 4.</b> Valores del multiplicador por fricción bifásico $\phi_{f02}$ para el modelo homogéneo de un sistema agua-vapor.	<b>77</b>
<b>TABLA 5.</b> Correlaciones para el cálculo del factor de fricción monofásico.	<b>80</b>
<b>TABLA 6.</b> Valores de $c$ para las ecuaciones 3.26 y 3.27.	<b>85</b>
<b>TABLA 7.</b> Correlaciones para el cálculo de la caída de presión.	<b>97</b>
<b>TABLA 8.</b> Valores del factor de deslizamiento según el parámetro $\gamma$ .	<b>100</b>
<b>TABLA 9.</b> Correlaciones para el cálculo de la fracción de huecos.	<b>104</b>
<b>TABLA 10.</b> Estudio de incidencia en procesos de inyección de vapor.	<b>125</b>
<b>TABLA 11.</b> Consolidado de simulación línea base	<b>157</b>

## LISTA DE ANEXOS

	<b>pág.</b>
<b>ANEXO A.</b> Diagramas de solución para flujo bifásico.	<b>170</b>
<b>ANEXO B.</b> Correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.	<b>183</b>
<b>ANEXO C.</b> Manual del usuario.	<b>194</b>
<b>ANEXO D.</b> Análisis de incidencia en procesos de inyección de vapor.	<b>222</b>

## GLOSARIO

**Caldera acuotubular:** Caldera en la cual el agua circula dentro de tuberías expuestas al fuego o a los gases productos de la combustión.

**Caldera pirotubular:** Caldera en la cual un tubo por donde se lleva a cabo la combustión, se halla sumergido en el agua que será convertida en vapor.

**Exploración:** Es la búsqueda de yacimientos de petróleo y gas y comprende todos aquellos métodos destinados a detectar yacimientos comercialmente explotables. Incluye el reconocimiento superficial del terreno, la prospección (sísmica, magnética y gravimétrica), la perforación de pozos de exploración y el análisis de la información obtenida.

**Explotación (producción):** Operación que consiste en la extracción de petróleo y/o gas de un yacimiento.

**Flujo monofásico:** Flujo en el cual se presenta una sola fase, ya sea líquida o gaseosa.

**Flujo bifásico:** Flujo en el cual se presentan dos fases al mismo tiempo. La combinación más común es líquido y vapor.

**Gravedad API:** Medida de densidad que describe cuán pesado o liviano es el petróleo comparándolo con el agua. Si los grados API son mayores a 10, es más liviano que el agua, y por lo tanto flotaría en ésta.

**Movilidad:** Relación entre la permeabilidad efectiva y la viscosidad de un fluido dentro de un medio poroso. Esta medida permite identificar la facilidad con la cual es posible desplazar dicho fluido del medio.

**Patrón de flujo:** Configuración geométrica del flujo bifásico, que le confiere características particulares para su identificación y análisis, de acuerdo a su forma y composición.

**Pozo de inyección:** Pozo a través del cual se inyecta agua para mantener la presión de un yacimiento en la operación de recuperación secundaria.

**Pozo de producción:** Pozo a través del cual extrae el petróleo de un yacimiento en la operación.

**Recuperación primaria:** Afluencia natural del petróleo o del gas desde el seno del yacimiento a la superficie por la diferencia de las presiones. La circulación del fluido puede ser natural (pozo surgente) o por bombeo.

**Recuperación secundaria:** Operación que consiste en inyectar agua en el yacimiento con la finalidad de desplazar mayores volúmenes de petróleo a la superficie.

**Recuperación terciaria:** Los tipos de procedimientos de recuperación terciaria consisten en inyectar en los yacimientos disolventes miscibles, gases hidrocarbonados o gas carbónico como también agua con sosa, tenso activos o polímeros hidrosolubles.

**Reservorio:** Yacimiento de crudo que no fluye por efecto de la presión ejercida por el gas presente. Es decir, para extraer el petróleo se requiere la intervención humana.

**Velocidad másica:** Relación entre el flujo másico y el área a través de la cual se presenta un flujo.

**Void fraction:** Fracción que representa el porcentaje de la sección transversal de flujo ocupada por la fase gaseosa.

**Yacimiento:** Formación geológica continua de roca porosa y permeable por la que pueden circular los hidrocarburos, agua y otros gases.

## NOMENCLATURA

$a$	Coeficiente promedio de transferencia de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ .
$A$	Área de flujo o transferencia de calor, $m^2$ .
$Am$	Número adimensional.
$A_f$	Área de flujo ocupada por la fase líquida, $m^2$ .
$A_g$	Área de flujo ocupada por la fase gaseosa, $m^2$ .
$c_p$	Calor específico, $kJ/kg \cdot K$ .
$C$	Concentración homogénea promedio de burbujas en el núcleo de vapor.
$C_2$	parámetro de la correlación de Chisholm.
$D$	Dimensión característica para el diámetro de la tubería, $m$ .
$D_e$	Diámetro hidráulico equivalente, $m$ .
$D_f$	Diámetro hidráulico de la fase líquida, $m$ .
$D_g$	Diámetro hidráulico de la fase gaseosa, $m$ .
$D_i$	Diámetro interno de un anillo o tubería, $m$ .
$D_o$	Diámetro externo de un anillo o tubería, $m$ .
$d_c$	Diámetro de las burbujas dispersas, $m$ .
$d_{CRIT}$	Diámetro crítico de burbujas, $m$ .
$e$	Energía interna, $J/kg$ .
$E$	Energía interna por unidad de masa en flujo mezclado ponderado, $\frac{J}{kg}$ , factor de Bird para el coeficiente de fricción.
$\bar{F}$	Fuerza neta ejercida por el fluido homogéneo para vencer la fricción, $N$ .
$FE$	Fracción de líquido dentro del vapor.
$F_f$	Fuerza ejercida por la fase líquida para vencer la fricción, $N$ .
$F_g$	Fuerza ejercida por la fase gaseosa para vencer la fricción, $N$ .
$F_k$	Fuerza ejercida por la fase $k$ para vencer la fricción, $N$ .

$f$	Factor de fricción
$f_T$	Frecuencia de los tapones.
$F_{2ph}$	Factor de fricción bifásico.
$f_f$	Factor de fricción basado en el flujo solo de líquido.
$f_{fo}$	Factor de fricción asumiendo el flujo total como líquido.
$f_g$	Factor de fricción basado en el flujo solo de vapor.
$f_{go}$	Factor de fricción asumiendo el flujo total como vapor.
$G$	Velocidad másica, $kg/m^2s$ .
$G_f$	Velocidad másica del flujo de solo líquido, $kg/m^2s$ .
$G_g$	Velocidad másica del flujo de solo vapor, $kg/m^2s$ .
$G^*$	Velocidad másica de referencia en la correlación de Chisholm, $kg/m^2s$ .
$g$	Aceleración gravitacional, $m/s^2$ .
$Ga$	Número de Galileo.
$H_f$	Fracción volumétrica de la fase líquida.
$h$	Entalpía, $J/kg$ .
$h_f$	Nivel de líquido en flujo estratificado, $m$ .
$i_f$	Entalpía del líquido saturado, $J/kg$ .
$i_{fg}$	Calor latente de vaporización, $J/kg$ .
$i_g$	Entalpía del vapor saturado, $J/kg$ .
$i_k$	Entalpía de la fase k por unidad de masa, $J/kg$ .
$j$	Flujo volumétrico o velocidad superficial, $m/s$ .
$j_f$	Velocidad superficial de la fase líquida, $m/s$ .
$j_f^*$	Flujo volumétrico del líquido adimensional, $m/s$ .
$j_g$	Velocidad superficial de la fase gaseosa, $m/s$ .
$J_g$	Velocidad adimensional del vapor.
$j_g^*$	Flujo volumétrico del vapor adimensional, $m/s$ .
$j_M$	Velocidad superficial de la mezcla bifásica, $m/s$ .
$k$	Coeficiente general de transferencia de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ .

K	Tasa de disipación de energía en el flujo burbujeante, $J/kg \cdot s$ .
K	Constante en la ecuación para la velocidad de ascenso de burbujas.
$K_f$	Constante de Blasius.
L	Longitud de la tubería o equivalente, $m$ .
$L_F$	Longitud de la película, $m$ .
$L_s$	Longitud del tapón líquido, $m$ .
$L_u$	Longitud de la unidad, $m$ .
$\dot{M}$	Tasa de flujo másico, $kg/s$ .
$\dot{M}_f$	Tasa de flujo másico de la fase líquida, $kg/s$ .
$\dot{M}_g$	Tasa de flujo másico de la fase gaseosa, $kg/s$ .
m	Masa
n	Índice de Blasius.
Nu	Número de Nusselt.
P	Perímetro húmedo, $m$ .
p	Presión estática, $N/m^2$ .
Ph	Factor de conversión de fase.
$p_r$	Presión reducida, $Pa$ .
Pr	Número de Prandtl.
$p_{SAT}$	Presión de saturación, $N/m^2$ .
$\dot{q}$	Flujo de calor, $W/m^2$ .
Q	Tasa de flujo volumétrico, $m^3/s$ .
$Q_f$	Tasa de flujo volumétrico de la fase líquida, $m^3/s$ .
$Q_g$	Tasa de flujo volumétrico de la fase gaseosa, $m^3/s$ .
$Q_{wl}$	Calor transferido al fluido a través de la pared de la tubería, $W/m$ .
q	Calor absorbido de los alrededores, $J/kg$ .
R	Radio de curvatura de un codo, $m$ .
r	Distancia radial desde el eje de la tubería, $m$ .
$r_1$	Multiplicador por aceleración para flujo homogéneo.
$r_2$	Multiplicador por aceleración para flujo separado.

Re	Número de Reynolds.
S	Ancho de un ducto rectangular, $m$ .
$\bar{S}_f$	Relación entre el perímetro húmedo y el perímetro de la tubería.
$S_1, S_2$	Fuerza ejercida por la fase $k$ sobre otras fases en la interfaz, $N$ .
T	Parámetro de la correlación de Chisholm.
T	Temperatura, $^{\circ}C$ .
$T_{SAT}$	Temperatura de saturación, $^{\circ}C$ .
u	Velocidad, $m/s$ .
$u_0$	Velocidad en la superficie de la película, $m/s$ .
$\bar{u}$	Velocidad promedio del fluido homogéneo, $m/s$ .
$u_f$	Velocidad real de la fase líquida, $m/s$ .
$u_F$	Velocidad en la superficie de la fase líquida, $m/s$ .
$u_{fo}$	Velocidad en la tubería si el flujo total se asume como líquido, $m/s$ .
$u_g$	Velocidad real de la fase gaseosa, $m/s$ .
$u_{GLS}$	Velocidad de las burbujas dispersas en el tapón de líquido, $m/s$ .
$u_M$	Velocidad de la mezcla, $m/s$ .
v	Volumen específico, $m^3/kg$ .
$\bar{v}$	Volumen específico promedio del fluido homogéneo, $m^3/kg$ .
$v_f$	Volumen específico del líquido, $m^3/kg$ .
$v_{fg}$	Diferencia entre los volúmenes específicos del líquido saturado y el vapor, $m^3/kg$ .
$v_g$	Volumen específico del vapor, $m^3/kg$ .
w	Ancho de un ducto rectangular, $m$ .
x	Calidad másica del vapor.
Y	Parámetro en el modelo de patrón de flujo unificado de Taitel.
y	Distancia medida desde el límite, $m$ .
z	Coordenada axial.

## Griega

$\alpha$	Fracción de hueco “ <i>Void fraction</i> ”.
B	Relación de longitudes entre la película y el tapón de líquido.
$\beta$	Calidad volumétrica.
$\gamma^0$	Tasa de flujo másico de condensado por unidad de longitud, $kg/m \cdot s$ .
$\Gamma_f, \Gamma_g$	Tasa de transferencia de masa a fase líquida o vapor, $kg/m \cdot s$ .
$\Gamma_k$	Tasa de transferencia de masa a fase k, de diferentes interfaces de transferencia de masa, $kg/m \cdot s$ . $\zeta$
$\Delta$	Diferencia de
$\delta$	Espesor de película, $m$ .
$\delta^+$	Parámetro para la correlación de Cavalli.
$\xi$	Coefficiente de fricción en la interfaz líquido vapor.
$\varepsilon$	Rugosidad.
$e_k$	Energía interna por unidad de masa de la fase k, $J/kg$ .
$\xi$	Coefficiente de fricción.
$\theta$	Ángulo con el plano horizontal, $deg$ .
$\mathcal{L}$	Longitud característica, $m$ .
$\lambda$	Factor empleado en carta de patrones de flujo de Baker.
$\lambda$	Parámetro empleado en la correlación de Chisholm.
$\lambda$	Conductividad térmica, $W/m \cdot K$
$\mu$	Viscosidad, $N \cdot s/m^2$ .
$\bar{\mu}$	Viscosidad promedio del fluido homogéneo, $N \cdot s/m^2$ .
$\mu_f$	Viscosidad del líquido, $N \cdot s/m^2$ .
$\mu_{fg}$	Diferencia entre las viscosidades del líquido y el vapor, $N \cdot s/m^2$ .
$\mu_g$	Viscosidad del vapor, $N \cdot s/m^2$ .
$\mu_w$	Viscosidad del agua a 20°C y 1atm, $N \cdot s/m^2$ .
$\mu_{wall}$	Viscosidad dinámica del líquido a la temperatura de la pared, $N \cdot s/m^2$ .

$\nu$	Viscosidad cinemática, $m^2/s$ .
$\rho$	Densidad, $kg/m^3$ .
$\bar{\rho}$	Densidad promedio del fluido homogéneo, $kg/m^3$ .
$\rho_c$	Densidad del núcleo de vapor, $kg/m^3$ .
$\rho_f$	Densidad de la fase líquido, $kg/m^3$ .
$\rho_g$	Densidad de la fase gaseosa, $kg/m^3$ .
$\rho_w$	Densidad del agua a 20°C y 1atm, $kg/m^3$ .
$\sigma$	Tensión superficial, $N/m^2$ .
$\sigma_w$	Tensión superficial del agua a 20°C y 1atm, $N/m^2$ .
$\tau$	Esfuerzo cortante, $N/m^2$ .
$\tau_{kn}$	Esfuerzo cortante en la interfaz de las fases k y n, $N/m^2$ .
$\tau_{knz}$	Componente en z del esfuerzo cortante en la interfaz de k y n, $N/m^2$ .
$\tau_{kw}$	Esfuerzo cortante entre la fase k y la pared de la tubería, $N/m^2$ .
$\tau_w$	Esfuerzo cortante en la pared, $N/m^2$ .
$Q$	Flujo de calor superficial, $W/m^2$ .
$\phi_{fo}^2$	Multiplicador por fricción bifásico basado en el gradiente de presión para un flujo total asumido como líquido.
$\phi_f^2$	Multiplicador por fricción bifásico basado en el gradiente de presión para el flujo de solo líquido.
$\phi_g^2$	Multiplicador por fricción bifásico basado en el gradiente de presión para el flujo de solo vapor.
$\phi_k$	Tasa específica de generación de calor interna dentro k, $W/m^3$ .
$\psi$	Parámetro empleado en la correlación de Chisholm, parámetro para la corrección del factor de fricción.
$\zeta$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor,
$\zeta_{LF}$	Coefficiente convectivo bifásico para la región de la película,
$\zeta_{LS}$	Coefficiente convectivo bifásico para la región del tapón líquido
$\Omega$	Factor de corrección velocidad másica en la correlación de Baroczy.

## Subíndices

1ph	Monofásico
2ph	Bifásico
an	Anular
CM	Medio refrigerante o aire circundante
f	Líquido
fric	Fricción
fo	Líquido únicamente
fw	Interfaz entre la pared y el líquido
g	Vapor saturado
go	Vapor únicamente
gw	Interfaz entre la pared y el vapor
fg, gf	Cambio de fase vapor-líquido o líquido- vapor. Interfaz vapor-líquido
h	Homogéneo
k	Fase k-ésima
lp	En el punto de carga
l	Laminar
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica
ip	Ondulado
st	Estratificado
sl	Tapón o “slug”
t	turbulento
v	Vaporización o vapor.
w	Pared de la tubería
x	Punto de análisis
∞	Distante a la superficie

## Superíndices

- Valor promedio

## RESUMEN

**TITULO:** ESTUDIO Y MODELADO DEL FLUJO DE VAPOR EN LÍNEAS DE TRANSPORTE PARA PROCESOS DE RECOBRO TÉRMICO.\*

**AUTOR:** Ing. Miguel Antonio Manrique Rojas \*\*

**PALABRAS CLAVES:** Bifásico, Vapor, Modelado, Energía, Recobro

### RESUMEN:

Considerando la posibilidad de aumentar el factor de recobro y recuperar mayor cantidad de hidrocarburo en yacimientos de crudo pesado, se realizan procesos de recobro térmico; para el caso de estudio, a través de la inyección de vapor. Con esta tecnología de recuperación se busca inyectar energía al yacimiento en forma de calor; la energía del vapor se representa por la fracción de vapor contenida en una molécula de agua. Esta energía se mide a la salida del generador de vapor y se ve afectada en el transporte hasta el fondo del yacimiento. Este modelo se desarrolló con la viabilidad de estimar con un grado de aproximación razonable las pérdidas que se producen en la tubería. Como resultado de este trabajo es posible determinar la eficiencia del sistema de inyección y con esto realizar evaluaciones técnicas más fiables, que contrasten las tasas reales de inyección de energía térmica contra las tasas de producción obtenidas, así como estimar espesores de aislamiento óptimos y por ende rentables o trazados de tubería con mejor desempeño.

Para llevar a cabo estos cálculos fue necesario dividir el problema en dos grandes temas, el primero es un análisis del flujo, con el cual se pudo establecer las pérdidas hidráulicas en el sistema, que a su vez reducen la energía entregada al pozo; y el segundo fue el análisis de las pérdidas por transferencia de calor a través de la tubería. Una vez analizados estos aspectos, se realizó el balance general de energía que permitió determinar las pérdidas totales de energía en el sistema por cada sección de la línea, desde la salida de generador hasta fondo de pozo.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico – Químicas, Escuela de Ingeniería de Petróleos, Dr. David Fuentes y Msc. Samuel Muñoz.

## SUMMARY

**TITLE:** STUDY AND MODELING THE FLOW OF VAPOR TO TRANSPORT IN LINE FOR HEAT RECOVERY PROCESS\*.

**AUTHOR:** Eng. Miguel Antonio Manrique Rojas \*\*

**KEYWORDS:** Biphasic, Steam, Modeling, Energy Recovery

### ABSTRACT:

Considering the possibility of increasing the recovery factor and recover as much oil in heavy oil reservoirs are performed thermal recovery processes, for the case of study, through the injection of steam. This recovery technology seeks to inject energy into heat reservoir, the steam energy is represented by the fraction of vapor contained in a water molecule. This energy is measured at the output of the steam generator and is affected in transport to the reservoir. This model was developed to estimate the viability of the losses, with a reasonable degree of accuracy, that occur in the pipeline. As a result of this work is possible to determine the efficiency of the injection system and there by more reliable technical assessments, contrasting the actual rates of injection of thermal energy from the production rates obtained and estimate optimal insulation thicknesses and thus plots profitable or pipe with better performance.

To carry out these calculations it was necessary to divide the problem into two major areas, the first is a flow analysis, with which it was possible to established hydraulic losses in the system, which in turn reduces the energy delivered to the well, and the second was the analysis of heat transfer losses through the pipe. After analyzing these issues, we performed the overall energy balance which allowed determining the total energy losses in the system for each section of the line from the generator out putt reservoir.

---

\* Degree Work

\*\*Physical-Chemistry Engineer Faculty, Petroleum Engineering School, Phd. David Fuentes and M.Sc. Samuel Muñoz.

## INTRODUCCIÓN

Actualmente, las reservas de crudos livianos se agotan rápidamente sin que se encuentren grandes reservas que sustituyan las ya explotadas, por esta razón, los crudos pesados han adquirido relevancia significativa en el mercado petrolero. Se conoce de amplias reservas en Canadá, Venezuela y el norte de Argentina, las cuales, pueden ser aprovechadas para el consumo de la industria; sin embargo, los crudos pesados involucran una serie de inconvenientes en su producción y transformación.

La extracción de crudos pesados debe realizarse por medio de métodos no convencionales, el uso de bombas de cavidades progresivas y los métodos de recobro térmico. Es de particular interés los métodos de recobro térmico, que a diferencia de las bombas de cavidades progresivas, permiten manejar tasas de producción similares a las obtenidas en la extracción de crudos livianos, además de tener la posibilidad de ser implementadas en campos de tamaño mediano con inversiones más reducidas.

El método de recobro térmico más común es el de inyección de vapor y consiste en inyectar vapor al yacimiento, suministrando de esta manera energía térmica al hidrocarburo en el pozo, disminuyendo la viscosidad e incrementando la movilidad del mismo.

El incremento en la movilidad del hidrocarburo en el yacimiento es producto de la energía inyectada, que a su vez está relacionada con la tasa, la calidad y la presión de inyección del vapor. El caso ideal en la inyección de vapor se daría, si

éste último pudiera llegar al fondo del pozo en iguales condiciones a la cual es generado; sin embargo, el vapor debe viajar desde el generador hasta el fondo de pozo, presentando durante su trayectoria pérdidas de energía hidráulica ocasionada por la fricción del vapor con la tubería, así como las pérdidas de energía térmica ocasionada por la diferencia térmica entre el vapor y el ambiente, siendo consideradas como la causa de reducir la calidad del vapor inyectado.

Considerando la viabilidad de estimar con un grado de aproximación razonable las pérdidas de energía del vapor en la tubería a través de cálculos computacionales, se podría evaluar la eficiencia del sistema de inyección y con esto realizar evaluaciones técnicas fiables, que contrasten tasas reales de inyección de energía térmica contra las tasas de producción de hidrocarburo obtenidas, así como estimar espesores de aislamiento óptimos y por ende rentables, o trazados de tubería con mejor desempeño.

Para llevar a cabo estos cálculos es necesario dividir el problema en dos aspectos a considerar, el primero corresponde al análisis del flujo del vapor, relacionado a las pérdidas de energía hidráulica; el segundo, hace referencia al análisis de las pérdidas por transferencia de calor a través de la tubería, esto es, las pérdidas de energía térmica. Una vez analizados, se realiza el balance general de energía que permite entrelazar las pérdidas de energía hidráulica y térmica, para finalmente determinar las pérdidas totales del vapor en las líneas de inyección.

En este punto se requiere considerar el proceso de inyección como estacionario y determinar las propiedades de los fluidos en función de constantes, por ello, el sistema es dividido en pequeñas secciones diferenciales de tubería, de manera que sea factible suponer las propiedades del fluido constantes en dicho elemento.

Determinando las propiedades del fluido, como resultado de la división del sistema en volúmenes finitos; el número de cálculos se incrementa de manera significativa, teniendo en cuenta que a mayor precisión deseada se debe recurrir a elementos más pequeños y como resultado un mayor número de cálculos. Así, el proceso se automatizó mediante el uso de un programa de computador.

Durante la consolidación de este programa computacional se verificó el enlace y secuencia de las rutinas de cálculo, las correlaciones y el resultado numérico de cada una de las ecuaciones para determinar las pérdidas de energía del vapor a lo largo de las líneas de inyección. Además, se plantearon escenarios, variando presión, calidad y flujo del vapor, así como el trazado de la línea de inyección, realizando un análisis de sensibilidad y determinando el impacto de estas variables, generando información valiosa de las condiciones más influyentes en la operación y/o montaje de los sistemas de inyección de vapor.

Como parte de este trabajo investigativo, se determinó la energía del vapor a lo largo de la línea de inyección de tres pozos de inyección de vapor de un campo Colombiano, donde se recopilaron el valor de presión, flujo y calidad del vapor a la salida del generador y la presión en cabeza de pozo; también se realizó el levantamiento topográfico de la línea de inyección.

Los resultados obtenidos por el software desarrollado, se contrastaron con los datos obtenidos en las mediciones de campo, como un procedimiento para establecer el acercamiento de la metodología propuesta con la realidad operativa.

## 1. LA INYECCIÓN DE VAPOR

La inyección de vapor involucra factores que afectan la energía del vapor, ocasionado por pérdidas de energía hidráulica y energía térmica, dadas en las líneas de inyección y relacionadas con las condiciones de operación, del entorno y de la infraestructura existente. Antes de dar inicio al modelamiento del flujo, en este capítulo se analizará y estudiará cada etapa del proceso de inyección de vapor, la generación, el transporte y la inyección, para evidenciar y contemplar el mayor número de variables que influencia cada etapa del proceso de inyección e incluirlo dentro del modelamiento de flujo de vapor descrito en el capítulo dos.

Los crudos pesados se caracterizan por tener una baja gravedad API y un amplio rango de viscosidades, que van desde los 2000 cp hasta incluso 1'000.000 cp. Estos crudos poseen una baja concentración de componentes livianos, así como poco gas en solución y sumado a las altas viscosidades origina una baja movilidad del fluido dentro del yacimiento. El factor de movilidad es muy importante a la hora de llevar a cabo un proyecto de explotación, ya que por lo general, los yacimientos de crudo pesado carecen de la energía necesaria (presión) para lograr que los fluidos se movilicen y fluyan al pozo. La energía necesaria para su extracción puede ser baja, siempre y cuando la viscosidad del crudo disminuya a valores moderados; por esta razón, se han implementado técnicas que buscan incidir directamente en este parámetro con el fin de lograr mejores respuestas de producción.

Como alternativa para mejorar la producción de hidrocarburos de crudo pesado se encuentra el recobro térmico. El recobro térmico consiste en el calentamiento de la formación y/o fluidos del yacimiento, entregándole energía, mejorando las propiedades del petróleo, haciéndolo fluir con mayor facilidad hacia la superficie, y así, optimizar el proceso de extracción. El suministro de energía puede realizarse

a través de técnicas de recobro, tales como: inyección de vapor, combustión in situ, THAI, SAGD, entre otras. Dentro de las diferentes técnicas de recuperación de hidrocarburos implementadas en el mundo, la inyección de vapor es una de las técnicas más usadas en el mundo, Alemania, Brasil, Canadá, China, Indonesia, Colombia, Estados Unidos, Trinidad y Venezuela<sup>1</sup>, por ser de menor costo y contar con excelentes resultados. Dependiendo de las características de la formación, la inyección de vapor puede ser continua o cíclica.

## **1.1 PROCESOS DE INYECCIÓN DE VAPOR**

### **1.1.1 Inyección continua de vapor.**

La inyección continua de vapor es un proceso de recuperación térmica, donde el vapor húmedo se inyecta en la formación de manera continua a través de varios pozos inyectoros; con el objetivo principal de generar un aumento en la temperatura promedio de la formación. El aumento de temperatura genera un significativo descenso en la viscosidad del hidrocarburo, permitiendo que el crudo pueda ser desplazado con mayor facilidad desde la formación hacia los pozos productores.

El proceso de inyección forma una región saturada de vapor en la zona cercana al pozo inyector. Dentro de esta región, la temperatura en la formación es cercana a la temperatura del vapor inyectado, detrás de la zona saturada con vapor, el vapor se condensa para formar un banco de agua caliente; mientras que dentro de la

---

<sup>1</sup> Special Report. EOR/Heavy Oil Survey. Oil & Gas Journal. April 21,2008 BP Statistical Review of World Energy. 2007

zona saturada, los compuestos más livianos del petróleo son desplazados por causa de la temperatura del vapor, ocasionando la destilación del crudo por vapor.

Los factores que contribuyen al desplazamiento del petróleo desde la zona de agua caliente, son: la reducción de la viscosidad del petróleo, el espaciamiento entre los pozos inyectoros, la expansión térmica y la reducción de la saturación residual del petróleo; de igual manera pueden ocurrir cambios en la permeabilidad relativa del medio poroso.

Dentro del proceso es esencial la captación adecuada de agua de alta calidad, siendo la cantidad requerida de cinco (5) barriles de agua por cada barril de petróleo producido por medio de inyección de vapor. Ya que el vapor se condensa en el reservorio, resulta poco factible usar la inyección de vapor en formaciones que contienen arcillas sensibles al agua fresca.

Como factor importante para los procesos de inyección de vapor se encuentra el espaciamiento entre pozos, por lo general, el espaciamiento entre los pozos de inyección de vapor es menor que el espaciamiento entre pozos para procesos de inyección de agua. Por ejemplo, la inyección de vapor en yacimientos someros ha sido realizada con espaciamientos tan pequeños como  $\frac{1}{4}$  de acre, sin embargo, para la inyección de agua el espaciamiento entre pozos de cinco acres es muy común.

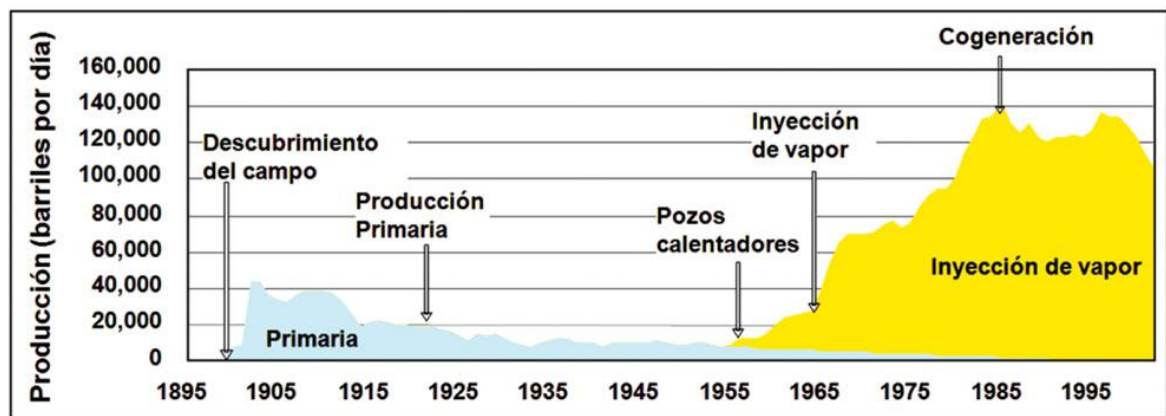
La inyección de vapor no se realiza para profundidades mayores a 3,000 pies, donde la presión hidrostática excede la presión crítica del vapor (3,202 psia). De igual manera, las pérdidas de calor a esta profundidad son excesivas si la zona productiva es de un espesor mayor de 10 pies.

Los valores grandes de calor latente (calor que es liberado cuando el vapor se condensa) tienden a incrementar la eficiencia térmica de los proyectos de

inyección continua, así como, el contenido de calor latente del vapor disminuye con el incremento de la presión, llegando a cero en el punto crítico. De esta forma, los proyectos a baja presión tienden a comportarse mejor que los proyectos a alta presión.

En la Figura 1 se muestra un registro histórico de la producción del campo Kern River en California. El impacto de la inyección de vapor sobre la producción de este campo fue notable, evidenciado en el pico de producción con inyección de aproximadamente 120,000 barriles por día, tres veces la producción máxima alcanzada mediante recuperación primaria.<sup>2</sup>

**Figura 1. Producción histórica del campo Kern River**



Fuente. <http://ingenieria-de-yacimientos.blogspot.com/2009/05/petroleo.html>

En Colombia han existido 4 procesos de inyección cíclica de vapor en los campos de crudo pesado Teca, Jazmín, Nare y Concorná. Uno de los campos colombiano de mayor relevancia en la subregión del Magdalena Medio es Jazmín, descubierto en 1986 por la Texas. En 1999 comenzó su etapa de despegue bajo la operación de Omimex, compañía que compró los derechos a la Texas, al igual que los de los campos Teca y Nare. Con tres pozos descubridores, Jazmín 1, Cedro-1 y Roble-1,

<sup>2</sup> Schlumberger – Oilfield Review - Autumn 2002 - Heavy Oil Reservoirs

en noviembre de 1999 se aprobó el plan de desarrollo para Jazmín, dentro del contrato de asociación Nare, con unas reservas de 20 millones de barriles de un crudo de 12 grados API y con 1,5% en peso de azufre.

La producción del campo se inició en junio de 2002 con la entrada paulatina de los clusters perforados y con una buena respuesta a la inyección de vapor, lo cual llevó a la ejecución de la segunda fase entre 2002 y 2003, que incluyó la perforación de otros 18 pozos. A junio del año 2003 la producción alcanzó los 10.800 barriles promedio día, pero con la perforación de los 27 pozos en 2004 se le adicionaron 2.000 barriles promedio día. Jazmín por sí solo le aporta un 65% de la producción diaria que se obtiene de los tres campos operados por Omimex, que en total asciende a unos 16.500 barriles por día<sup>3</sup>.

### **1.1.2 Inyección cíclica de vapor.**

El proceso de inyección cíclica de vapor es a veces llamado "*huff and puff*" o "*steam soak*". Este método es muy usado en pozos que producen petróleo de baja gravedad API (alta viscosidad); y como su nombre lo indica, es un proceso cíclico en el cual el pozo posterior a la inyección del vapor se convierte en un pozo de producción.

El proceso en Sur América involucra la inyección de aproximadamente 1,000 barriles de agua equivalente por día en forma de vapor, de manera continua por dos o tres semanas, después de la cual el pozo es cerrado por unos cuantos días. El período de cierre es lo suficiente largo para que el vapor se condense, pero no

---

<sup>3</sup> Ecopetrol S.A., Carta petrolera, Edición 109 Julio-Agosto 2005.

para disipar la presión substancialmente. Después del periodo de cierre, el pozo es abierto y producirá por un periodo de tiempo que oscila entre 6 y 8 meses<sup>4</sup>.

El ciclo de inyección-producción se repite varias veces, y usualmente en cada ciclo se producirá menos petróleo que en el ciclo previo. Algunos proyectos con inyección cíclica de vapor se han convertido a procesos de inyección continua de vapor después de unos cuantos ciclos de inyección, con el fin de mejorar su producción.

Los yacimientos de crudos muy pesados (menores de 10 °API) no son explotados por no ser económicamente rentables, ya sea por inyección cíclica o inyección continua de vapor; teniendo en cuenta que la cantidad de calor requerido resulta muy alto y en consecuencia costoso, sin embargo, como alternativa de estudio para el calentamiento de yacimientos de crudos pesados (entre 10 y 15°API), se podría contemplar la posibilidad de inyectar vapor con inyección cíclica, que entre sus ventajas presenta bajos costos para utilizar el proceso en el campo y desarrollarlo, con costos menores que para los procesos térmicos alternativos. Dentro de las desventajas del proceso de inyección de vapor cíclica, se incluye el riesgo de que la expansión térmica cause daños al “*casing*” mientras el vapor se inyecta. La recuperación de petróleo por inyección cíclica de vapor es casi siempre menor que la que se puede obtener por inyección continua de vapor, pero aun así, la inyección cíclica de vapor puede incrementar los factores de recuperación de un 20 a un 40%.<sup>5</sup>

---

<sup>4</sup> PDVSA. Revista Orinoco Magna Reserva 1, Parte 2.

<sup>5</sup> La comunidad petrolera. Yacimientos de petróleo pesado. C. Curtis, R. Kopper

## 1.2 INYECCIÓN DE VAPOR

El vapor se produce usando generadores de vapor convencionales, de un paso único por serpentín de flujo en serie o mediante instalaciones de cogeneración que producen vapor y energía eléctrica. Estos generadores están equipados con equipos auxiliares que permiten monitorear sus condiciones operativas, así como optimizar su operación. Colombia cuenta con campos de inyección de vapor en campos de crudo pesado de la Cuenca del Valle Medio del Magdalena. Hasta la actualidad han existido cuatro procesos de inyección cíclica de vapor en los campos de crudo pesado Teca, Jazmín, Nare y Concorná. Adicionalmente se han realizado pilotos de inyección continua en Teca, Cocorná y Palagua, donde se realiza el monitoreo y control directamente sobre el generador de vapor.<sup>6</sup>

El proceso de inyección se puede dividir en tres partes:

- a) Generación del vapor. El agua es calentada y convertida en vapor, donde la generación del vapor se ve afectada por el tipo de generador, la calidad del agua a evaporar, la energía requerida y el proceso de generación. A la combinación de una caldera y un sobre-calentador habitualmente se le conoce como un generador de vapor. El generador de vapor es un equipo que consta de diferentes elementos destinados a la producción de vapor de agua o de cualquier otra clase de vapor a partir de su fase líquida. Estos elementos son el hogar o cámara de combustión, el sobre-calentador de vapor, el economizador y el calentador de aire.

El hogar es una cámara donde se efectúa la combustión. La cámara confina el producto de la combustión y puede resistir las altas temperaturas que se presentan y las presiones que se utilizan. Sus dimensiones y geometría se

---

<sup>6</sup>Estatus de la recuperación mejorada de petróleo en Colombia. G. Maya, R. Castro, A. Ordoñez, D. Mercado, C. Soto. Recobro Mejorado. Ecopetrol S.A.

adaptan a la velocidad de liberación del calor, el tipo de combustible y al método de combustión, de tal manera que se haga lo posible por tener una combustión completa y se proporcione un medio apropiado para eliminar la ceniza.

Las superficies absorbentes del calor en el hogar, lo reciben de los productos de combustión, en consecuencia, contribuyen directamente a la generación de vapor, bajando al mismo tiempo la temperatura de los gases que salen del mismo. Los principales mecanismos de transferencia de calor se efectúan en forma simultánea. Estos mecanismos incluyen la radiación entre sólidos que proviene del lecho de combustible o de las partículas de combustible, la radiación no luminosa de los productos de la combustión, la transferencia de calor por convección de los gases del hogar y la conducción de calor a través de los materiales metálicos de los depósitos y tubos.

La generación de vapor para industria petrolera, se realiza en tipos convencionales, el generador más común para la inyección de vapor en procesos de recobro térmico es el de tipo acuotubular, de paso único con serpentín de flujo en serie, ver Figura 2; sin embargo, existen los generadores de vapor de tipo piro-tubular. Se diferencian entre sí por la capacidad y forma de generar el vapor, teniendo en cuenta que las calderas acuotubulares son diseñadas para producir mayores cantidades de vapor (CONAE, 2005, p. 1).<sup>7</sup>

---

<sup>7</sup>COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA. Fichas técnicas de procesos térmicos. Ciudad de México: CONAE, 2005. 2 p

**Figura 2. Generador de vapor**



Fuente. Foto campo Jazmín, Beltrán Jesús. 2005<sup>8</sup>

Los generadores de vapor se clasifican en estáticos y móviles:

- Los generadores de vapor estáticos son los que permanecen en el mismo punto, es decir si se requiere inyectar vapor en un pozo nuevo, necesariamente se debe instalar una nueva línea hasta el generador (si no existe). Con este tipo de generadores de vapor es posible obtener vapor con calidad de hasta un 85%, con un calor generado entre 40 y 50 MMBtu/hr, un consumo promedio de 80 gal/min, una eficiencia de operación entre el 80 y 90% y a una temperatura de operación de 550 °F (1050 psi) aproximadamente. El gas requerido para su operación es de 1.5 MMPC/d aproximadamente.
- Los generadores de vapor móviles, están dotados de ruedas o simplemente se pueden trasladar usando una grúa, y de esta forma, poder inyectar vapor en cualquier pozo. Con este tipo de generadores de vapor es posible obtener vapor con calidad del 85%, con un calor generado entre 20 y 25

---

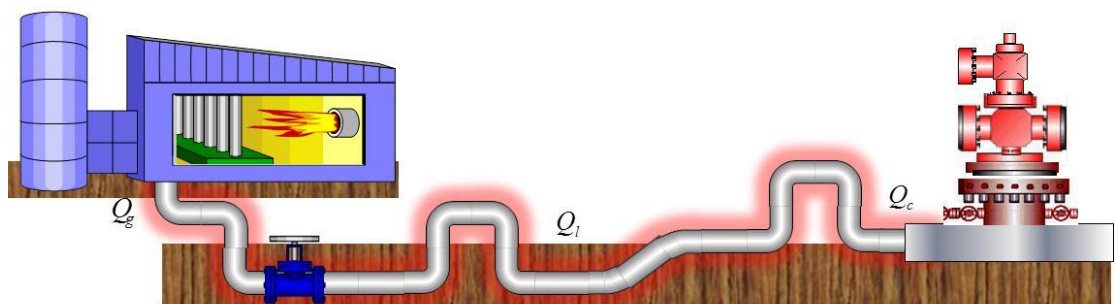
<sup>8</sup> Tesis de grado. Universidad Industrial de Santander, Análisis e interpretación de yacimientos sometidos a inyección continua de vapor mediante analogías, 2005.

MMBtu/hr, un consumo promedio de 50 gal/min, una eficiencia de operación de hasta un 90% y a una temperatura promedio de operación de 550 °F (1050 psi). El gas requerido para su operación es de 0.7 MMPC/d aproximadamente.

- b) Transporte del vapor. El transporte del vapor se realiza a través de líneas de superficie en una red de distribución. Las líneas de distribución comienzan en el lugar de generación de vapor y van hasta el cabezal del pozo inyector; y la red de distribución puede estar compuesta de líneas principales y líneas laterales.

El vapor del generador se suministra al cabezal principal de vapor con una calidad de entre 65% y 80% (depende de las condiciones del entorno y el grado de aislamiento térmico instalado), ver Figura 3. Estos cabezales de vapor oscilan en su tamaño desde 12 hasta 24 pulgadas, dependiendo de la capacidad de generación de vapor y los requerimientos de vapor en el área. El vapor es transportado desde el cabezal de vapor hacia las líneas individuales del pozo inyector, por el sistema lateral de distribución de vapor.

**Figura 3. Transporte del vapor (Salida del generador – cabeza de pozo)**



Fuente. Autor

Al planear el diseño de las líneas, siempre debe tenerse en cuenta las posibles dilataciones térmicas, para esto se implementa como mecanismo de alivio aros

de expansión, ver Figura 3, igualmente, las cabezas de los pozos se equipan con juntas de expansión para prevenir cualquier tensión mecánica o esfuerzos térmicos.

Las líneas de superficie y los dispositivos de control de flujo, se diseñan para entregar el vapor al yacimiento en base las siguientes condiciones:

- A una tasa esperada en cada pozo inyector.
- A una presión esperada de operación del sistema.
- A la calidad de vapor deseada para cada pozo inyector.

c) Inyección del vapor. El vapor se transporta desde la cabeza del pozo inyector hasta el fondo del mismo, viajando a través de la línea de inyección. El vapor inyectado al pozo llega con una calidad diferente al vapor generado, esto debido a las pérdidas de calor que se suceden por el recorrido del vapor hasta la cabeza del pozo, a lo largo de las líneas de superficie.























En la inyección de vapor se evidencian factores que influyen en la cantidad de energía “real” suministrada al yacimiento, menor a la energía del vapor a la salida del generador. Dentro de los factores que influyen en la energía del vapor se encuentra:

- Disposición de la tubería (enterrada, aérea, “loops”)
- Accesorios en la línea (válvulas, tees, codos)
- Topografía del terreno
- Longitud de las líneas
- Espesor y tipo de aislante (si lo tiene o no)
- Calidad del vapor (presión, temperatura)
- Tasa de inyección

Las pérdidas de energía del vapor están asociadas principalmente a la caída de presión del vapor al interior de la línea y la transferencia de calor del vapor con el medio ambiente. Las pérdidas de energía por la caída de presión del vapor se ven relacionadas por la restricción del flujo con la fricción que genera el vapor con el interior de la línea, los cambios de dirección, el flujo másico inyectado y así mismo la transferencia de calor con el medio, la cual se ve afectada por la selección del aislamiento y la presencia o ausencia del mismo.





Como parte de este estudio, se plantean hipótesis de la influencia de los factores enunciados con respecto a la calidad del vapor, analizando si el factor favorece (una tasa de pérdida menor) o influye negativamente sobre la calidad (la pérdida por longitud es mayor), ver Tabla 1.

**Tabla 1. Influencia de factores físicos y operacionales sobre la calidad**

Factor	Parámetro	Calidad
Presión de Inyección		
		
Flujo de Inyección		
		
Conductividad Térmica		
		
Calidad del Vapor (inicial)		---
		---
Loops		
		
Altura potencial		
		

Fuente: Autor

donde:

-  Si el factor aumenta, se refleja en el comportamiento de la calidad.
-  Si el factor disminuye, se refleja en el comportamiento de la calidad.
-  Si la calidad del vapor aumenta.
-  Si la calidad del vapor disminuye.

Se espera que la caída de presión y de energía del vapor sea lineal a lo largo de la tubería de transporte de los procesos de inyección de vapor, sin considerar factores externos que puedan variar la tendencia lineal con otra pendiente de pérdida.

La inyección de vapor se realiza con el fin de entregar energía adicional al yacimiento, donde la energía ayuda a disminuir la viscosidad del hidrocarburo, mejorando el flujo de fluidos en el medio poroso, aumentando la producción del yacimiento. La inyección de vapor es afectada por parámetros que disminuyen la energía del vapor desde la salida del generador hasta fondo de pozo, siendo ésta pérdida de energía tema de estudio, teniendo en cuenta que en los proyectos de inyección de vapor, se desconoce la energía efectiva suministrada a la formación.

## 2. MODELAMIENTO DEL FLUJO

Con base en el estudio descrito en el capítulo uno y como primer paso de este capítulo se definen las consideraciones y los modelos de solución aplicados al estudio y modelado del flujo bifásico. El modelo realizado contempla un flujo bifásico unidimensional en estado estacionario en equilibrio termodinámico, en condensación a lo largo de la línea de inyección del vapor y como se observa en la ecuación 2.0, el parámetro de integración se realiza a través del cálculo de la caída de presión.

Cuando se realizan los cálculos para la caída de presión es necesario integrar el gradiente de presión en toda la longitud de la línea. De esta forma, la caída de presión total es

$$\Delta p = \int_0^L \left( \frac{dp}{dL} \right) dL \quad (\text{Ecuación 2.0})$$

La ecuación para la caída de presión requiere que las ecuaciones para el gradiente de presión y para el gradiente de entalpía (descrito en la ecuación 2.76) sean resueltas simultáneamente por medio de una estrategia numérica.

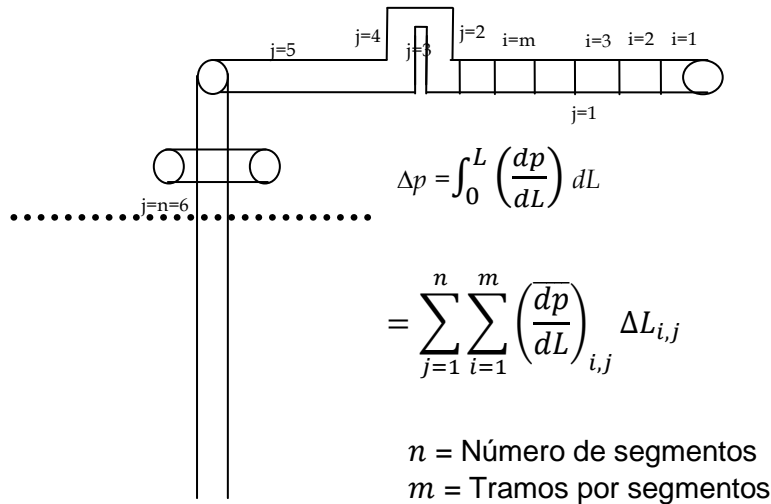
Las dos ecuaciones, están fuertemente acopladas en las variables de  $p$  y  $T$ , respectivamente, a través de la densidad ( $\rho$ ). Por lo tanto, se dispone de un mecanismo de cálculo de prueba y error, donde a partir de una presión y temperatura “supuesta” a la salida del incremento longitudinal, se itera hasta encontrar convergencia en la presión y temperatura de salida “calculada”, así mismo, se requiere un algoritmo de cálculo de las ecuaciones de estado del vapor, donde la estrategia numérica global usada, corresponde a una estrategia de avance. A partir de un valor inicial a la salida del generador, se determinan las condiciones en algún punto aguas abajo del flujo, que serán las condiciones de

entrada del siguiente paso, avanzando hasta el final del pozo, integrando las ecuaciones del gradiente de presión y entalpía a través de pequeños incrementos de longitud.

La Figura 4 muestra una línea de inyección típica que ha sido dividida en seis (6) segmentos de tubería, denominados como variable  $j$ , desde  $j = 1$  hasta  $j = n$ . Cada nuevo segmento aparece como resultado de cambio significativo del ángulo de inclinación, del material, del diámetro o del material del acero o aislamiento.

Los segmentos de tubería en una línea de inyección de vapor pueden ser tan largos, tal que, exista un cambio significativo en el gradiente de presión debido a cambios en densidad, velocidad superficial local o en el patrón de flujo del vapor. De tal forma que para cada segmento de tubería, se divide la tubería en pequeños tramos por segmentos, denominados como variable  $i$ , desde  $i = 0$  hasta  $i = m$ , ver Figura 4, donde el gradiente de presión se considera constante.

**Figura 4. Línea de inyección de vapor en segmentos**



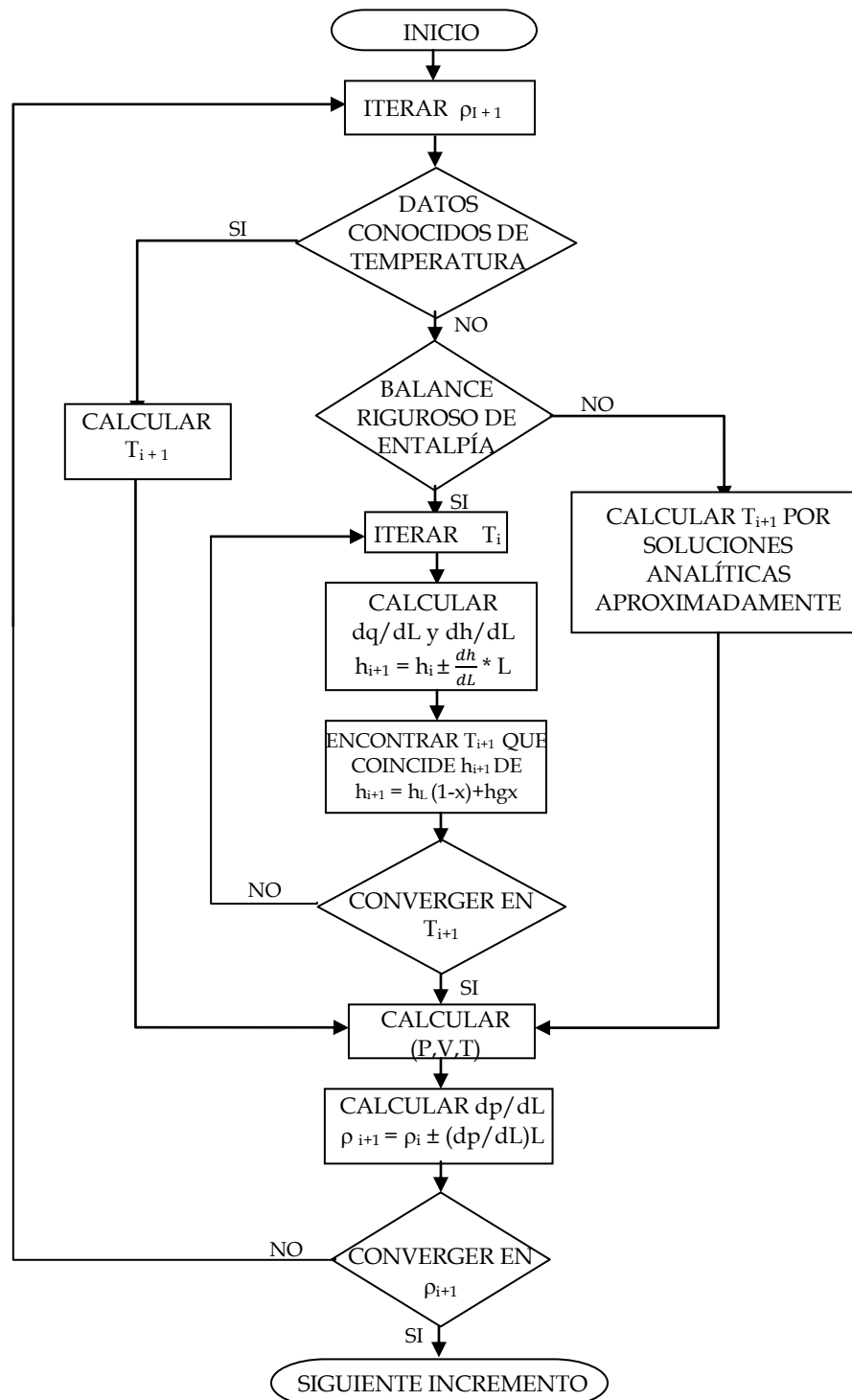
Fuente: Autor

En tal caso, tal como se observa en la Figura 4, se puede calcular la caída de presión del vapor a lo largo de la línea de inyección como:

$$\Delta p = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m \left( \frac{d\bar{p}}{dL} \right)_{i,j} \Delta L_{i,j}$$

En la Figura 5 se muestra un diagrama de flujo en un algoritmo de avance para el cálculo de la presión  $p_i$  a partir de un incremento de longitud hasta determinar la presión  $p_{i+1}$  y la temperatura  $T_{i+1}$ . La secuencia completa del algoritmo de avance incluirá todos los incrementos de todos los segmentos en el pozo.

Figura 5. Diagrama de flujo. Línea de inyección de vapor en segmentos<sup>9</sup>



<sup>9</sup> James P. Brill. Multiphase Flow in Wells. 1999

En este capítulo se presentan cuatro secciones que condensan el marco teórico que se aplicará para el cálculo y análisis del flujo bifásico. Primero se presentan las definiciones básicas y convenciones que permite interpretar el cálculo de ecuaciones y correlaciones para determinar la energía del vapor. En la segunda sección se definen los modelos de análisis empleados para el cálculo energético del vapor en líneas de inyección. En la tercera parte se establecen los patrones de flujo que se pueden formar dentro de las tuberías de inyección de vapor, vertical y horizontal. Por último, se detalla las ecuaciones de continuidad, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía; desarrollándolas hasta llevarla a su forma integral, siendo ésta, la presentación utilizada en el cálculo de la energía del vapor en las líneas de inyección a través de un sistema de cálculo computacional que permita integrar e iterar los resultados en volúmenes finitos.

## 2.1 DEFINICIONES BÁSICAS

La cantidad de masa del vapor es la suma de las masas de cada una de las fases:

para flujo bifásico

$$m = m_f + m_g \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

para cada fase

$$m_k = \rho_k A_k \Delta z \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

El flujo másico total del vapor se define por:

para flujo bifásico

$$\dot{M} = \dot{M}_f + \dot{M}_g \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

para cada fase

$$\dot{M}_k = \rho_k A_k u_k \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

En los análisis de condensación es conveniente emplear la fracción de líquido o vapor total en el flujo másico. Entonces la calidad se define como:

$$x = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_g + \dot{M}_f} = G_g / G(1 - x) = \frac{\dot{M}_f}{\dot{M}_g + \dot{M}_f} \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

El flujo másico dividido por el área de flujo se llama velocidad másica y se denota con  $G$ .

$$G = \frac{\dot{M}}{A} = \rho u = \frac{u}{v} \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

$$\dot{M}_g = GAx; \quad \dot{M}_f = GA(1 - x) \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Para las velocidades de las fases se tiene:

$$u_g = \frac{\dot{M}_g}{\rho_g A_g}; \quad u_f = \frac{\dot{M}_f}{\rho_f A_f} \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

$$u_g = \frac{Gx}{\rho_g \alpha}; \quad u_f = \frac{G(1-x)}{\rho_f (1-\alpha)} \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

La fracción de huecos describe la porción de tubería (en espacio o tiempo) que está ocupado por la fase de vapor. La fracción de huecos queda definida por:

$$\alpha = A_g / A \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

donde el área total es la suma de las secciones ocupadas por las fases

$$A = A_g + A_f \quad (\text{Ecuación 2.11})$$

Teniendo en cuenta la ecuación de continuidad, las ecuaciones (2.5) y (2.10), el flujo másico para la fase vapor es:

$$\dot{M}_g = \rho_g A_g u_g = \rho_g u_g A \alpha = AGx \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

De igual forma, para la fase líquida

$$\dot{M}_f = \rho_f A_f u_f = \rho_f u_f A (1 - \alpha) = AG(1 - x) \quad (\text{Ecuación 2.13})$$

Combinando las ecuaciones (2.12) y (2.13), la fracción de huecos se puede calcular por<sup>10</sup>:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{u_g (1-x) \rho_g}{u_f x \rho_f} \right)} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

o en términos de la fracción de deslizamiento

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( S \frac{1-x \rho_g}{x \rho_f} \right)} \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

Algunas veces es necesario utilizar la fracción del flujo volumétrico total, el cual está compuesto de vapor y líquido. La calidad volumétrica  $\beta$  es:

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_g + Q_f} ; (1 - \beta) = \frac{Q_f}{Q_g + Q_f} \quad (\text{Ecuación 2.16})$$

El flujo volumétrico dividido en el área de flujo recibe el nombre de velocidad superficial o (*volumetric flux*), y su símbolo es  $j$ .

$$j = \frac{Q}{A}; j_g = \frac{Q_g}{A} ; j_f = \frac{Q_f}{A} \quad (\text{Ecuación 2.17})$$

o empleando las ecuaciones básicas:

---

<sup>10</sup>Whalley P.B., *Two-Phase Flow and Heat Transfer*, Oxford Science Publications, Oxford, 1996.

$$j_g = u_g \alpha = j \beta = \frac{Gx}{\rho_g} \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

$$j_f = u_f (1 - \alpha) = j (1 - \beta) = \frac{G(1-x)}{\rho_f} \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

$$G_g = j_g \rho_g = Gx; \quad G_f = j_f \rho_f = G(1-x); \quad G = G_g + G_f \quad (\text{Ecuación 2.20})$$

La relación entre la velocidad de la fase gaseosa y la fase líquida, es conocida como relación de deslizamiento  $S$  y viene dada en términos de la calidad másica y de la fracción de hueco “*void fraction*”.

$$S = \frac{u_g}{u_f} = \frac{\dot{M}_g \rho_f A_f}{\dot{M}_f \rho_g A_g} = \left( \frac{x}{1-x} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \left( \frac{1-\alpha}{\alpha} \right) \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

La selección de símbolos para coordenadas se ve limitada por el uso de  $x$  para la calidad másica, por ello, se utilizará  $z$  como la coordenada en la dirección del flujo a lo largo del eje de la tubería; la distancia radial desde el eje a la tubería se denotará por  $r$ . El uso de  $(y)$  se limitará a la distancia de un límite como una superficie o interface.

La razón de cambio de la presión estática en la dirección del flujo se puede representar por  $(dp/dz)$ . Si se presentan valores positivos en este diferencial, se evidencia un incremento de la presión con respecto a la distancia axial. La caída de presión se escribe como:

$$\Delta p = - \int_1^2 (dp/dz) dz \quad (\text{Ecuación 2.22})$$

El símbolo  $T$  se utilizará para la temperatura con el subíndice apropiado para referirse a la pared ( $w$ ), al líquido ( $f$ ), o al vapor ( $g$ ). Para la entalpía se empleará el símbolo  $(h)$ . Por lo anterior otra forma de calcular la calidad másica, si hay equilibrio termodinámico, es:

$$x = \frac{h-h_f}{h_{fg}} \quad (\text{Ecuación 2.23})$$

En los procesos de condensación se utiliza la temperatura de saturación como un punto de referencia, relacionando esta temperatura con las demás temperaturas. Si el elemento de análisis se encuentra a una temperatura superior de la temperatura de referencia, se dice que está sobrecalentado y su diferencia se denota por  $\Delta T_{SAT}$ ; y si su temperatura es inferior se dice que está subenfriado y se denota por  $\Delta T_{SUB}$ .

$$T - T_{SAT} = \Delta T_{SAT} \quad (\text{Ecuación 2.24})$$

$$T_{SAT} - T = \Delta T_{SUB} \quad (\text{Ecuación 2.25})$$

Dentro del análisis de flujos bifásicos es necesario recurrir a varias definiciones del número de Reynolds, sendo su definición básica:

$$Re = \frac{GD_i}{\mu} \quad (\text{Ecuación 2.26})$$

Pero también se requiere del número de Reynolds como si todo el flujo estuviera en fase líquida o en fase gaseosa:

$$Re_{fo} = \frac{GD_i}{\mu_f}; \quad Re_{go} = \frac{GD_i}{\mu_g} \quad (\text{Ecuación 2.27})$$

Otra opción es emplear el número de Reynolds para cada parte del flujo, la líquida y la gaseosa:

$$Re_f = \frac{(1-x)GD_i}{\mu_f}; \quad Re_g = \frac{xGD_i}{\mu_g} \quad (\text{Ecuación 2.28})$$

De la misma forma que se pueden emplear diferentes tipos de números de Reynolds, los gradientes de presión pueden definirse de distintas formas:

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{fo}$  Considerando todo el flujo como líquido

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go}$  Considerando todo el flujo como vapor

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f$  Considerando sólo la fase líquida

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$  Considerando sólo la fase vapor

## 2.2 MÉTODOS DE ANÁLISIS

Los métodos de análisis de flujos bifásicos no distan mucho de los empleados para el análisis de los flujos monofásicos. El procedimiento parte del planteamiento de las ecuaciones de continuidad, de cantidad de movimiento, y de energía; generalmente en su forma unidimensional y luego se resuelven empleando algunas simplificaciones. Se conocen tres modelos de análisis para este tipo de flujo:

- Modelo de flujo “homogéneo”: Esta consideración trata el flujo bifásico como monofásico, con pseudo-propiedades obtenidas por una ponderación adecuada de las fases individuales.
- Modelo de flujo separado: En esta consideración el flujo se trata como estratificado o separado artificialmente y por esta razón se deben escribir dos juegos de ecuaciones, una de líquido y otra de vapor. En cada caso, los datos deben calcularse en función del área de tubería ocupada por cada fase (o como alternativa pueden aproximarse a la velocidad de cada fase) y a las interacciones por fricción del fluido con la pared de la tubería. En este caso se

requiere de información sobre la interacción por fricción entre las fases, la cual es adicionada en las ecuaciones básicas, ya sea desde las relaciones empíricas separadas donde el “*void fraction*” y el esfuerzo de corte en la pared de la tubería están relacionados con las variables primarias o empleando modelos simplificados de flujo.

- **Modelo de patrones de flujo:** En este modelo se considera que el flujo de las dos fases siempre pertenece a uno de los patrones de flujo descritos a continuación. Las ecuaciones básicas se resuelven dentro del marco de cada una de estas idealizaciones y para aplicar este modelo es necesario conocer las condiciones en las cuales se presentará una determinada geometría de flujo y la transición entre una y otra.

## **2.3 PATRONES DE FLUJO Y TRANSICIONES**

En el análisis de patrones de flujo bifásico es necesario distinguir dos líneas posibles de clasificación, la primera es la de los flujos verticales, en donde la gravedad no afecta la simetría de los patrones presentes; la segunda son los flujos horizontales, afectados por la gravedad que ocasiona una asimetría en los patrones llegando a producir flujos totalmente estratificados.

### **2.3.1. Patrones de flujo en corrientes verticales.**

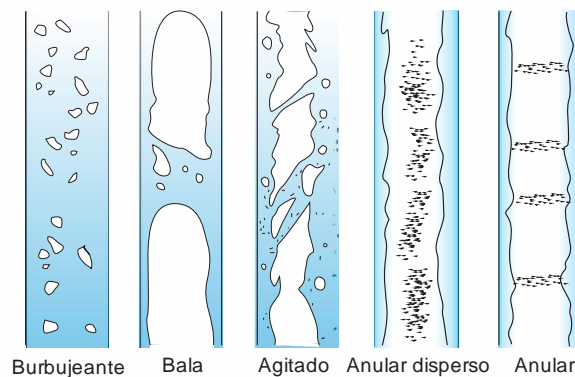
**Flujo burbujeante:** La fase de vapor se encuentra en forma de burbujas dentro de la fase líquida. Las burbujas pueden ser pequeñas y esféricas, o bien, suficientemente grandes para adquirir la forma de cabeza esférica y cola plana. Las burbujas se forman en determinadas partes de la pared de los tubos y crecen hasta desprenderse de esta.

Flujo bala: Las burbujas tienen aproximadamente el diámetro de la tubería y una película descendiente por la pared. La parte superior de la burbuja es esférica y están separadas una de otra por líquido con burbujas muy pequeñas.

Flujo agitado: Patrón de flujo altamente irregular y a veces inestable, que consiste en un núcleo de burbujas de gran tamaño que se unen y se separan constantemente, mientras el flujo de líquido tiende a estar cerca de la pared.

Flujo anular disperso: Consta de una película relativamente gruesa de líquido, que puede contener pequeñas burbujas, fluye a lo largo de la pared. El núcleo gaseoso contiene un número significativo de gotitas líquidas que forman nubes irregulares.

**Figura 6. Patrones de flujo en flujo vertical.**



Fuente. Collier y Thome, 1996, p. 11.

Flujo anular: Las fases están casi completamente separadas en un núcleo gaseoso y una película líquida sobre la pared. En la superficie de esta película se forman grandes ondas y la rotura de estas ondas constituye un origen para el arrastre de gotitas de líquido por parte del vapor en la parte central.

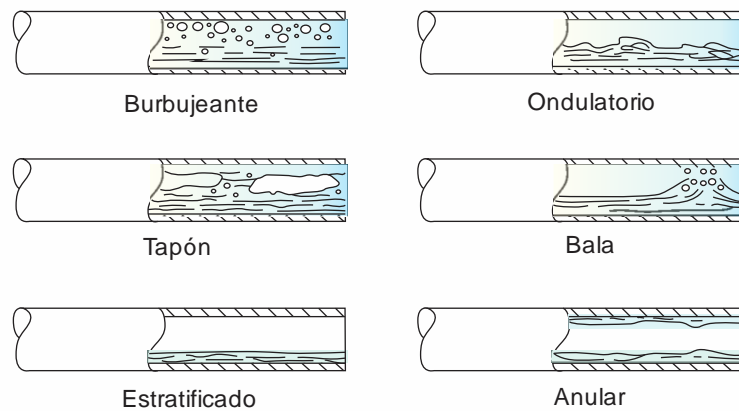
En la actualidad no se ha desarrollado un método totalmente acertado para determinar el patrón de flujo en condiciones específicas. Entre las razones se encuentra que los patrones de flujo son determinados de manera subjetiva y no

objetiva, así mismo, el patrón de flujo es una función de parámetros puntuales como la calidad volumétrica, y otras variables de mayor complejidad para definir y establecer las etapas en que se forma la geometría del flujo bifásico.

### 2.3.2 Patrones de flujo en tuberías horizontales.

Los patrones de flujo en tuberías horizontales e inclinadas presentan una complejidad mayor que el análisis en tuberías verticales, teniendo en cuenta que las tuberías horizontales presentan asimetría de las fases, resultado de la influencia de la gravedad. Algunos de los patrones de flujo fueron propuestos por Alves<sup>11</sup> y son:

**Figura 7. Patrones de flujo en flujo horizontal.**



Fuente. Collier y Thome, 1996, p. 16.

Flujo burbujeante: Es similar al flujo vertical, pero en este las burbujas tienden a acumularse en la parte superior del interior de la tubería. A velocidades moderadas del vapor y del líquido, toda la sección transversal de la tubería

<sup>11</sup>Collier J., Thome J., *Convective Boiling and Condensation*, 3 edición ed., Clarendon press-Oxford, 1996.

contiene burbujas, mientras a velocidades todavía más altas este patrón de flujo es equivalente para el patrón anular-disperso<sup>12</sup>. Este patrón también es conocido como flujo “*froth*” o espuma.

Flujo “*plug*” o de tapones: Parecido al flujo bala en dirección vertical, donde nuevamente las burbujas de vapor se ubican en la parte superior de la tubería.

Flujo estratificado: Este patrón solo se presenta a muy bajas velocidades del líquido y del vapor, en el cual, el flujo se estratifica de modo que el líquido circula bajo el vapor.

Flujo ondulatorio: Se presenta cuando la velocidad del vapor aumenta, entonces la tensión entre fases provocan ondas que se propagan en la dirección del flujo.

Flujo “*slug*” o bala: Cuando la velocidad del vapor es mucho mayor que la del líquido las ondulaciones son mayores y al elevarse forman cúmulos de burbujas que se dispersan a lo largo de la tubería a alta velocidad.

Flujo anular: A una velocidad alta del vapor (superior a la del flujo bala), se originará la formación de un núcleo central de vapor con una película de líquido en la periferia. La película puede ser, o no, continúa alrededor de la periferia de la tubería, siendo más densa en el fondo.

Como es evidente, la influencia de la gravedad agrega complejidad al análisis del flujo horizontal, sin embargo, a mayor velocidad del líquido de entrada, es evidente una menor influencia de la gravedad<sup>13</sup>.

---

<sup>12</sup> Moreno Jesus, Experimental and Analytical Study of Two-Phase Pressure Drop During Evaporation in Horizontal Tubes, Ph.D. thesis, École polytechnique fédérale de lausanne, 2005

<sup>13</sup> Collier J., Thome J., *Convective Boiling and Condensation*, 3 edición ed., Clarendon Press-Oxford, 1996., p. 17

### **2.3.3 Mapas de patrones de flujo y transición.**

Un método sencillo para presentar las transiciones en la forma del flujo son los mapas de patrones de flujo. Cada patrón se representa como un área en un gráfico, teniendo como coordenadas, las velocidades superficiales de las fases en ese instante o parámetros adimensionales que contienen estas velocidades.

Los patrones de flujo se ven afectados por un determinado número de variables secundarias, sin embargo, resulta imposible representar su influencia en una gráfica de solo dos dimensiones. El uso de la velocidad instantánea de cada fase restringe el uso de los mapas de patrones en análisis puntuales, no obstante, al considerar la selección de un parámetro más generalizado, resulta adecuado para representar una transición particular en el mapa de patrones; siendo poco probable que este mismo parámetro también sea adecuado para una transición diferente regida por un balance de fuerzas diferente.

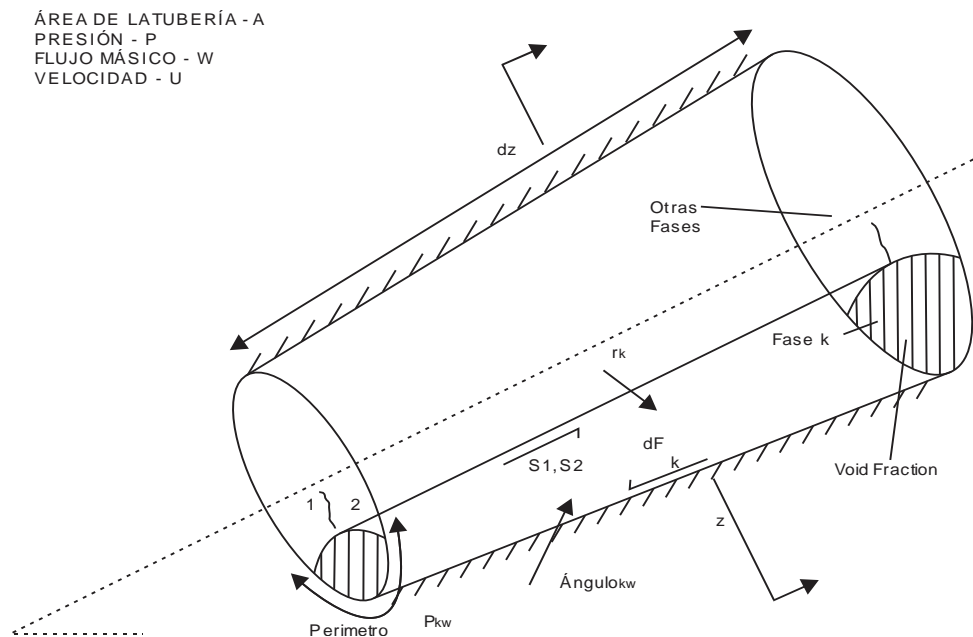
## **2.4 ECUACIONES DE CONSERVACIÓN**

Las ecuaciones para flujos bifásicos han recibido una atención particular, y a su vez, han sido derivadas en diferentes formas; particularmente por, Bouré (1978), Bouré y Reocreux (1972), Ishii (1990) y Delhaye (1990). Las ecuaciones pueden escribirse en términos de condiciones puntuales instantáneas o en términos de condiciones promedio de espacio-tiempo<sup>12</sup>. El proceso de promediar hace las ecuaciones manejables, pero al mismo tiempo se pierde información útil acerca del flujo en cada paso de simplificación.

Un análisis simplificado unidimensional de un flujo multifásico puede realizarse considerando el sistema de la Figura 8; esta muestra un flujo estratificado en una tubería inclinada bajo condiciones de transferencia de masa entre las fases. Se

selecciona un flujo estratificado para permitir que las ecuaciones sean derivadas para el caso general, donde cada fase está en contacto con la pared de la tubería, así como en una interfaz común. Se asume que existen valores promedio de velocidad y densidad en cada fase, a través de cada fase axial al flujo. Adicionalmente, se asume que la presión de cualquier fase, normal a la tubería es uniforme (lo cual no es estrictamente cierto para un flujo estratificado) y que la suma de áreas ocupadas por las fases en cualquier punto normal a la tubería es igual a la sección transversal ( $A$ ) definida en la Figura 8.

**Figura 8. Modelo simplificado para flujo multifásico en un elemento de ducto**



Fuente: Collier y Thome, 1996, p.35.

### 2.4.1. Ecuación de continuidad.

La ecuación que expresa la conservación de la masa en la tubería, en ausencia de cualquier adición o remoción de masa a través de las paredes de la tubería se expresa:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Creacion de} \\ \text{masa} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de masa} \\ \text{que entra} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de masa} \\ \text{que sale} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Masa que} \\ \text{se acumula} \end{array} \right\}$$

y analíticamente

$$\frac{\partial}{\partial z} (\dot{M}) \Delta z + \frac{\partial m}{\partial t} = 0 \quad (\text{Ecuación 2.29})$$

Para un proceso de flujo estable, monofásico, la ecuación de continuidad se puede escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial z} [\dot{M}] \Delta z = 0 \quad (\text{Ecuación 2.30})$$

al integrar queda:

$$[\dot{M}]_j^{i+1} = [\rho u A]_j^{i+1} = 0 \quad (\text{Ecuación 2.31})$$

Para un tubo con sección transversal constante:

$$[\rho u]_j^{i+1} = [G]_j^{i+1} = 0 \quad (\text{Ecuación 2.32})$$

donde los índices  $i$  e  $i + 1$  se refieren a los valores a la entrada y salida del volumen de control. Para flujo bifásico la ecuación de continuidad se puede escribir como:

$$\frac{\partial}{\partial z} [\rho_f(1 - \alpha)u_f + \rho_g \alpha u_g] + \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f(1 - \alpha) + \rho_g \alpha] = 0 \quad (\text{Ecuación 2.33})$$

Para condiciones de flujo estable, la ecuación de la conservación de la masa queda:

$$\frac{\partial}{\partial z} [\rho_f(1 - \alpha)u_f + \rho_g \alpha u_g] = 0 \quad (\text{Ecuación 2.34})$$

Finalmente, al integrar la ecuación anterior, la ecuación de conservación de la masa se puede escribir como:

$$[\rho_f(1 - \alpha)u_f + \rho_g\alpha u_g]_j^{i+1} = 0 \quad (\text{Ecuación 2.35})$$

#### 2.4.2. Conservación de la cantidad de movimiento.

De una manera similar a la ecuación de continuidad, la ecuación de conservación del momento lineal se puede definir por:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Creacion de} \\ \text{cantidad de} \\ \text{movimiento} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de} \\ \text{cantidad de} \\ \text{mov. que entra} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de} \\ \text{cantidad de} \\ \text{mov. que sale} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Cantidad de mov.} \\ \text{que se acumula} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Suma de} \\ \text{fuerzas sobre} \\ \text{el elemento} \end{array} \right\}$$

y analíticamente por:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\dot{M}u)\Delta z + \frac{\partial}{\partial t}(mu) = \sum F \quad (\text{Ecuación 2.36})$$

Las fuerzas que actúan sobre el elemento diferencial son debidas al campo gravitacional de la tierra, a la fricción con las paredes del tubo y al cambio de presión a lo largo del elemento, entonces:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\dot{M}u)\Delta z + \frac{\partial}{\partial t}(mu) = F_g + F_f + F_{\Delta p} \quad (\text{Ecuación 2.37})$$

La fuerza debida a la gravedad viene dada por:

$$F_g = -mg \text{ sen } \theta \quad (\text{Ecuación 2.38})$$

La fuerza debido a la fricción contra las paredes del tubo se expresa por:

$$F_f = -T_w P_f \Delta Z \quad (\text{Ecuación 2.39})$$

La fuerza debido al cambio de presión en el volumen de control se define como:

$$F_{\Delta p} = \left( -\frac{\partial}{\partial z} [pA_z] \Delta z \right) \quad (\text{Ecuación 2.40})$$

reemplazando:

$$\frac{\partial}{\partial z} (\dot{M}u) \Delta z + \frac{\partial}{\partial t} (mu) = -m g \sin \theta - t_w P_f \Delta z + \left( -\frac{\partial}{\partial z} [pA_z] \Delta z \right) \quad (\text{Ecuación 2.41})$$

Para un tubo de sección constante la fuerza debido al cambio de presión se puede escribir como:

$$F_{\Delta p} = \left( -\frac{\partial p}{\partial z} A \Delta z \right) \quad (\text{Ecuación 2.42})$$

Considerando un proceso en estado estable, un tubo de sección constante y simplificando el incremento de longitud  $\Delta z$  y el área la ecuación 2.41 queda:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} (\dot{M}u) = \rho g \sen \theta - \frac{t_w P_f}{A} - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (\text{Ecuación 2.43})$$

Diferenciando el término izquierdo de la ecuación 2.43:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} (\dot{M}u) = \frac{\dot{M}}{A} \frac{\partial}{\partial z} (u) = \frac{\dot{M}}{A} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\dot{M}}{\rho A} \right) = G^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho} \right) \quad (\text{Ecuación 2.44})$$

Reemplazando la ecuación 2.44 en la ecuación 2.43 se tiene:

$$G^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho} \right) = \rho g \sen \theta - \left( \frac{\Delta P_f}{\Delta z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (\text{Ecuación 2.45})$$

donde el término  $\frac{t_w P_f}{A}$  corresponde al gradiente de presión definido por  $\left(\frac{\Delta P_f}{\Delta z}\right)$ .

Finalmente, la ecuación de la cantidad de movimiento en forma diferencial, asumiendo estado estable, se escribe como:

$$-dp = \left| \frac{\Delta P_f}{\Delta z} \right| dz + G^2 d\left(\frac{1}{\rho}\right) - \rho g dz \sin\theta \quad (\text{Ecuación 2.46})$$

### Integración para flujo bifásico en equilibrio termodinámico

Considerando la tubería horizontal, con flujo bifásico, estacionario, la integración de la ecuación 2.46, resulta en la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento:

$$-[p]_i^{i+1} = \int \left| \frac{\Delta p_{f2\phi}}{\Delta z} \right| dz + G^2 \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_f} \right]_i^{i+1} - g dz \sin\theta (\alpha \rho_g + (1-\alpha)\rho_f) \quad (\text{Ec.2.47})$$

El primer término del lado derecho de la ecuación 2.47 corresponde a una pérdida de presión por fricción, el segundo término corresponde a una caída de presión debido al cambio en la velocidad del flujo producto de la variación de la densidad de la mezcla bifásica a lo largo del volumen de control y el tercero corresponde a la influencia de la energía gravitacional. La caída de presión se puede calcular por:

$$-[p]_i^{i+1} = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_g \quad (\text{Ecuación 2.48})$$

donde  $\Delta p_f$  se puede determinar por:

$$\Delta p_f = \frac{1}{2} \left[ \left| \frac{\Delta p_{f2\phi}}{\Delta z} \right|_i + \left| \frac{\Delta p_{f2\phi}}{\Delta z} \right|_{i+1} \right] \Delta z \quad (\text{Ecuación 2.49})$$

$\Delta p_a$  por:

$$\Delta p_a = G^2 \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_f} \right]_i^{i+1} \quad (\text{Ecuación 2.50})$$

y  $\Delta p_g$  por:

$$\Delta p_g = g dz \text{sen} \theta (\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f) \quad (\text{Ecuación 2.51})$$

El término entre corchetes de la derecha de la ecuación 2.50 se puede definir como una densidad efectiva (momentum density en inglés):

$$\frac{1}{\rho'} = \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_f} \right] \quad (\text{Ecuación 2.52})$$

El parametro  $\rho'$  no es una densidad en la realidad, pero cuando se asume flujo homogéneo, es equivalente a la densidad homogénea.

Reemplazando la definición de densidad efectiva dada anteriormente, las ecuaciones 2.46 y 2.47 quedan:

$$-dp = \left| \frac{\Delta p_f}{\Delta z} \right| dz + G^2 d \left( \frac{1}{\rho'} \right) - g dz \text{sen} \theta (\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f) \quad (\text{Ecuación 2.53})$$

y

$$-[p]_i^{i+1} = \int \left| \frac{\Delta p_{f2\theta}}{\Delta z} \right| dz + G^2 \left[ \frac{1}{\rho'} \right]_i^{i+1} - g dz \text{sen} \theta (\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f) \quad (\text{Ecuación 2.54})$$

La densidad efectiva en términos del título queda:

$$v' = \frac{1}{\rho'} = [x v_g + S(1-x)v_f] \left[ x + \frac{1-x}{S} \right] \quad (\text{Ecuación 2.55})$$

La densidad efectiva dada en las ecuaciones anteriores es diferente de la densidad de la mezcla calculada. La relación entre la densidad efectiva y la densidad de la mezcla está dada por:

$$\frac{\rho'}{\rho_m} = \frac{1}{\left[ x + \frac{1-x}{S} \right] [x + S(1-x)]} \quad (\text{Ecuación 2.56})$$

De la misma manera, la relación entre la densidad efectiva y la densidad del líquido es:

$$\frac{\rho'}{\rho_f} = \frac{1}{\left[ x + \frac{1-x}{S} \right] [Bx(1-x) + x^2]} \quad (\text{Ecuación 2.57})$$

donde

$$B = \frac{\left( \frac{1}{S} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{S-2}}{\left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-1}} \quad (\text{Ecuación 2.58})$$

Debido a que en la mayoría de las aplicaciones  $(\rho_f/\rho_g)$  es mucho mayor que  $S(S-2)$  y mucho mayor que la unidad, el parámetro  $B$  queda:

$$B = \frac{1}{S} \quad (\text{Ecuación 2.59})$$

Se puede definir la velocidad efectiva por:

$$u' = \frac{G}{\rho'} \quad (\text{Ecuación 2.60})$$

### 2.4.3. Conservación de la energía.

La ecuación de la energía se puede expresar como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Creación de} \\ \text{energía} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{que entra} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{que sale} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Energía que} \\ \text{se acumula} \end{array} \right\}$$

y analíticamente por medio de la expresión:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\dot{M}e)\Delta z + \frac{\partial}{\partial t}(me - pA\Delta z) - q'''A\Delta z - q''P_h\Delta z = 0 \quad (\text{Ecuación 2.61})$$

donde:

$$e_k = h_k + \frac{u_k^2}{2}gz \text{ sen } \theta \quad (\text{Ecuación 2.62})$$

$q'''$  es la generación de calor dentro del volumen de control en  $[kW/m^3]$

$q''$  es el calor transferido a través de la pared del tubo en  $[kW/m^2]$

$P_h$  es el perímetro de transferencia de calor del tubo en  $[m]$

$P_h\Delta z$  es el trabajo realizado contra las fronteras del elemento.

Diferenciando el primer término de la ecuación 2.61 se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z}(\dot{M}e) &= \dot{M} \frac{\partial}{\partial z}(e) = \dot{M} \frac{\partial}{\partial z} \left( h + \frac{u^2}{2} + gz \text{ sen } \theta \right) = \dot{M} \frac{\partial}{\partial z} \left( h + \frac{m^2}{2\rho^2 A^2} + gz \text{ sen } \theta \right) = \\ &= \dot{M} \left\{ \frac{\partial}{\partial z}(h) + \frac{\dot{M}^2}{2A^2} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho^2} \right) + g \text{ sen } \theta \right\} \quad (\text{Ecuación 2.63}) \end{aligned}$$

Asumiendo un proceso de estado estable, considerando que no existe generación de calor, reemplazando la ecuación anterior y simplificando  $\Delta z$  en la ecuación 2.61 queda:

$$\dot{M} \frac{d}{dz}(h) + \frac{\dot{M}^3}{2A^2} \frac{d}{dz} \left( \frac{1}{\rho^2} \right) + mg \sen \theta - q'' P_h = 0 \quad (\text{Ecuación 2.64})$$

ó

$$d(h) + \frac{G^2}{2} d \left( \frac{1}{\rho^2} \right) + g \sen \theta dz - \frac{q'' P_h dz}{\dot{M}} = 0 \quad (\text{Ecuación 2.65})$$

### Flujo bifásico en equilibrio termodinámico

Dividiendo la ecuación 2.61 por  $\Delta z$  y reemplazando los valores de  $\dot{M}$  y  $m$  para flujo bifásico y asumiendo que no existe generación de energía dentro del volumen de control, la ecuación de conservación de la energía para flujo bifásico se escribe como:

$$\frac{\partial}{\partial z} (\dot{M}_f e_f + \dot{M}_g e_g) + \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho_f (1 - \alpha) \left( e_f - \frac{P}{\rho_f} \right) + \rho_g \alpha \left( e_g - \frac{P}{\rho_g} \right) \right] A - q'' P_h = 0 \quad (\text{Ec. 2.66})$$

Para el caso particular de flujo estacionario y reemplazando los términos correspondientes para  $\dot{M}_f$ ,  $\dot{M}_g$ ,  $e_f$  y  $e_g$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ (1 - x) \left( h_f + \frac{u_f^2}{2} \right) GA + x \left( h_g + \frac{u_g^2}{2} \right) GA \right] + GAg \sen \theta - q'' P_h = 0 \quad (\text{Ec. 2.67})$$

Reagrupando los términos:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ [h_f + x(h_g - h_f)] \dot{M} + \left[ (1 - x) \frac{u_f^2}{2} + x \frac{u_g^2}{2} \right] \dot{M} \right\} + \dot{M} g \sen \theta - q'' P_h = 0 \quad (\text{Ec. 2.68})$$

Acorde a las velocidades de cada fase en función de la velocidad superficial y la fracción de huecos, se determina la siguiente ecuación:

$$\partial \left\{ [h_f + x(h_g - h_f)] + \frac{G^2}{2} \left[ \frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2 \rho_f^2} + \frac{x^3}{\alpha^2 \rho_g^2} \right] \right\} + g \sen \theta dz - \frac{q'' P_h dz}{\dot{M}} = 0 \quad (\text{Ec. 2.69})$$

Integrando:

$$[h_f + x(h_g - h_f)]_i^{i+1} + \frac{G^2}{2} \left[ \frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2 \rho_f^2} + \frac{x^3}{\alpha^2 \rho_g^2} \right]_i^{i+1} + g \operatorname{sen} \theta \Delta z - \int \frac{q'' P_h}{\dot{M}} dz = 0$$

(Ecuación 2.70)

La ecuación de la energía se puede escribir en forma abreviada por:

$$\Delta e_h + \Delta e_c + \Delta T_c = 0$$

(Ecuación 2.71)

Al igual que en el caso de la conservación de la cantidad de movimiento, en el caso de la ecuación de la conservación de la energía se puede definir una densidad efectiva energética establecida por el corchete derecho en la ecuación 2.70 como:

$$\frac{1}{\rho'''^2} = \left[ \frac{(1-x)^3}{(1-\alpha)^2 \rho_f^2} + \frac{x^3}{\alpha^2 \rho_g^2} \right]$$

(Ecuación 2.73)

de manera que la ecuación 2.69 se puede escribir ahora como:

$$\partial \left\{ [h_{2\emptyset}] + \frac{G^2}{2} \left[ \frac{1}{\rho'''^2} \right] \right\} + g \operatorname{sen} \theta dz - \frac{q'' P_h dz}{\dot{M}} = 0$$

(Ecuación 2.74)

y la ecuación 2.70 como:

$$[h_{2\emptyset}]_i^{i+1} + \frac{G^2}{2} \left[ \frac{1}{\rho'''^2} \right]_i^{i+1} + g \operatorname{sen} \theta \Delta z - \int \frac{q'' P_h}{\dot{M}} dz = 0$$

(Ecuación 2.75)

donde

$$h_{2\emptyset} = h_f + x(h_g - h_f)$$

Si se define una entalpía de parada de algún punto aguas arriba del punto a analizar como la suma de la entalpía y la energía cinética del fluido.

$$h_o = xh_g + (1 - x)h_f + x\frac{u_g^2}{2} + (1 - x)\frac{u_f^2}{2} \quad (\text{Ecuación 2.76})$$

En algunas aplicaciones la generación de calor interno, la disipación, la energía cinética y la energía potencial; son despreciables comparadas con la entalpía y la transferencia de calor hacia el fluido.

Tras haber definido el marco teórico que se empleó para el análisis del flujo bifásico, en el siguiente capítulo se tratará puntualmente el cálculo de la caída de presión en el flujo bifásico y la transferencia de calor en el mismo tipo de flujo. El motivo es que estos dos temas encierran una complejidad para su estudio, además de ser dos variables fundamentales para resolver las ecuaciones de conservación planteadas.

### **3. RELACIONES CONSTITUTIVAS**

En el capítulo anterior se presentó una descripción general del análisis temático del problema, en el cual se discutieron las particularidades del flujo bifásico y las consideraciones generales, los métodos de análisis, los patrones y, transiciones del flujo y las ecuaciones de conservación. Como se pudo evidenciar, las ecuaciones de conservación requieren de parámetros desconocidos, datos calculados, como es el caso del factor de fricción, la viscosidad dinámica, el coeficiente convectivo y la fracción de huecos, los cuales pueden ir cambiando, a medida que el flujo va avanzando. A continuación se describen diferentes correlaciones que determinan relaciones de cierre del sistema de ecuaciones y permiten determinar, por ejemplo, el factor de fricción para flujo monofásico, la pérdida de presión en flujo bifásico, la fracción de huecos, la viscosidad bifásica y el coeficiente convectivo. Además se establecen algunos criterios para la utilización de tales correlaciones.

#### **3.1. ENERGÍA HIDRÁULICA**

A continuación se desarrolla un análisis de la caída de presión en el flujo bifásico, elemento fundamental para el estudio de pérdidas de energía hidráulica que se pretende hacer, y que se halla estrechamente ligado al patrón de flujo.

Para el análisis de los flujos bifásicos se han empleado dos modelos básicos de análisis, el modelo de flujo homogéneo y el modelo de flujos separados; cada uno de los cuales se fundamenta en una forma diferente de incluir las interacciones entre las fases. Resulta natural que cada modelo haga uso de conjuntos de ecuaciones con distintas consideraciones, y por este motivo, se presentarán en esta sección.

### 3.1.1. Modelo homogéneo.

El modelo homogéneo también conocido como modelo “factor de fricción” o modelo “flujo niebla”; considera que no existe deslizamiento entre la fase vapor y líquida, las dos fases fluyen como una sola con propiedades promedio del vapor. Este modelo se ha usado de varias formas en las industrias de generación de vapor, del petróleo y la refrigeración; por un largo tiempo.

**3.1.1.1. Deducción del modelo y suposiciones.** Las premisas básicas en las cuales se basa el modelo son las siguientes:

- a) Velocidades iguales del vapor y el líquido
- b) El equilibrio termodinámico entre las fases
- c) El uso de un factor de fricción monofásico ajustado para flujo bifásico.

Desde la consideración de los patrones de flujo se puede prever que este modelo es válido para los patrones de flujo burbujeante y flujo anular-disperso, particularmente, a altas velocidades y altas presiones. A pesar de esto, el modelo ha sido aplicado indiscriminadamente en situaciones en las cuales podrían esperarse patrones de flujo diferentes.

El diferencial de presión debido al esfuerzo de corte del fluido con las paredes se calcula empleando la ecuación de Fanning, que para el caso de tuberías circulares ( $P/A = 4/D$ ) se convierte en:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{2f_{2ph}G^2\bar{v}}{D} = \frac{2f_{2ph}Gj}{D} \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

donde  $f_{f2ph}$  es el factor de fricción bifásico y puede ser calculado tal como se observa en la Tabla 3.

De la ecuación 2.50, se obtiene el gradiente de presión debido a la aceleración:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = G \frac{d(\bar{u})}{dz} = G^2 \frac{d(\bar{v})}{dz} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Evaluando  $d(\bar{v})/dz$  y despreciando la compresibilidad de la fase líquida:

$$\frac{d(\bar{v})}{dz} = v_{fg} \frac{dx}{dz} + x \frac{dv_g}{dp} \left(\frac{dp}{dz}\right) \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

De la ecuación 2.51, del gradiente de presión debido a la aceleración de la gravedad, sabiendo que:

$$\alpha = \frac{xv_g}{\bar{v}} = \beta, \quad (1 - \alpha) = \frac{(1 - x)v_f}{\bar{v}} = (1 - \beta)$$

se resume la ecuación a:

$$-(dp/dz)_z = \bar{\rho} g \text{ sen } \theta = g \text{ sen } \theta / \bar{v} \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

El gradiente total de presión estática evaluado en el modelo homogéneo puede ser representado por:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \frac{\frac{2f_{2ph}G^2v_f}{D_i} \left[1 + x \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)\right] + G^2v_f \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right) \frac{dx}{dz} + \frac{g \text{ sen } \theta}{v_f \left[1 + x \left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)\right]}}{1 + G^2x \left(\frac{dv_g}{dp}\right)} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

**3.1.1.2 Factor de fricción bifásico.** Para usar el modelo homogéneo es necesario aplicar un factor de fricción bifásico  $f_{2ph}$  definido de acuerdo al flujo bifásico. A

continuación se mencionan algunas de las propuestas que se han realizado para definir este factor de fricción bifásico (Collier, 1996, p. 44).

- a) El factor de fricción bifásico  $f_{2ph}$  se asume como si el flujo total fuera líquido. Este factor de fricción se denota por  $f_{fo}$ , y es una función del número de Reynolds de todo el líquido ( $GD/\mu_f$ ) y la rugosidad relativa ( $\varepsilon/D$ ). La ecuación de Fanning se transforma en:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{2f_{fo}G^2v_f}{D_i} \left[1 + x\left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)\right] = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Ffo} \left[1 + x\left(\frac{v_{fg}}{v_f}\right)\right] \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

Donde  $-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Ffo}$  es el gradiente de presión calculado con la ecuación de Fanning para el flujo total (líquido más vapor), asumiendo el flujo como líquido.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Ffo} = \frac{2f_{fo}G^2v_f}{D} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

El uso de  $f_{fo}$  en la evaluación del gradiente de presión bifásico, no permite la extrapolación del valor correcto cuando  $x=1$ , con un flujo monofásico de vapor a través de la tubería. El método que se presenta a continuación supera esta dificultad.

- b) El factor de fricción se evalúa empleando una viscosidad bifásica promedio u homogénea, en las relaciones del factor de fricción normal. La forma de relacionar  $\bar{\mu}$  y la calidad  $x$ , debe seleccionarse de manera que satisfaga las siguientes condiciones:

$$x = 0, \quad \bar{\mu} = \mu_f; \quad x = 1, \quad \bar{\mu} = \mu_g \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

Algunas formas posibles de relacionarlos son:

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{(1-x)}{\mu_f} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

(Ecuación propuesta por Mc Adams et al. [Mc Adams, 1942, p. 193])<sup>14</sup>

$$\bar{\mu} = x\mu_g + (1-x)\mu_f \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

(Definición seleccionada por Cicchitti et al. [Cicchitti, 1960, p. 407-425])<sup>15</sup>

$$\bar{\mu} = \bar{\rho} [xv_g\mu_g + (1-x)v_f\mu_f] \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

(Sugerida por Dukler et al. [Dukler, 1964, p. 38-52])<sup>16</sup>

Otros modelos para el cálculo de la viscosidad bifásica promedio en el flujo bifásico homogéneo se presentan en la Tabla 2.

---

<sup>14</sup>Collier J., Thome J., Convective Boiling and Condensation, 3 edición ed., Clarendon press - Oxford, 1996.

<sup>15</sup>Cicchitti A.C. and others, Two-Phase Cooling Experiments-Pressure Drop, Heat Transfer, and Burnout Measurements, Energia Nucleare 7 (1960), 407-425.

<sup>16</sup>Dukler A.E., Wicks M., Cleveland R.G., Frictional Pressure Drop in Two Phase Flow: A Comparison of Existing Correlations for Pressure Loss and Holdup., A.I.Ch.E. Journal 10 (1964), 38-51.

**Tabla 2. Correlaciones para el cálculo de la viscosidad bifásica promedio.**

Correlación	Fórmula
Owens <sup>17</sup>	$\bar{\mu} = \mu_f$
Mc Adams	$\frac{1}{\bar{\mu}} = \left( \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_f} \right)$
Cicchitti	$\bar{\mu} = x\mu_g + (1-x)\mu_f$
Dukler et al.	$\bar{\mu} = \beta\mu_g + (1-\beta)\mu_f$
Beattie & Whalley <sup>18</sup>	$\bar{\mu} = \mu_f(1-\beta)(1+2,5\beta) + \beta\mu_g$ Donde $\beta = \left( \frac{x}{\rho_g} \right) / \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right)$
Lin <sup>19</sup>	$\bar{\mu} = \frac{\mu_f\mu_g}{\mu_g + x^{1,4}(\mu_f - \mu_g)}$

Fuente: Wolf D.A, Collier J., Cicchitti A.C, Duckler A.E, Beattie y Lin S. <sup>7,8, 9,10, 11, 12</sup>.

En el año 2006 Fuentes contrastó los resultados de diferentes modelos para calcular la viscosidad homogénea. Fuentes (Fuentes, 2006, p. 102)<sup>20</sup>, determinó que la viscosidad homogénea calculada en el modelo propuesto por Cicchitti, se acerca más a la viscosidad del líquido que empleando las otras correlaciones, en tanto a medida que aumenta la calidad del vapor, todos los demás modelos se aproximan más a la viscosidad del vapor. También observó que para ciertos valores de calidad del vapor, la correlación presentada por Beattie & Whalley extrapola la viscosidad homogénea respecto de la viscosidad del líquido y el vapor a una presión determinada, ver Figura 9.

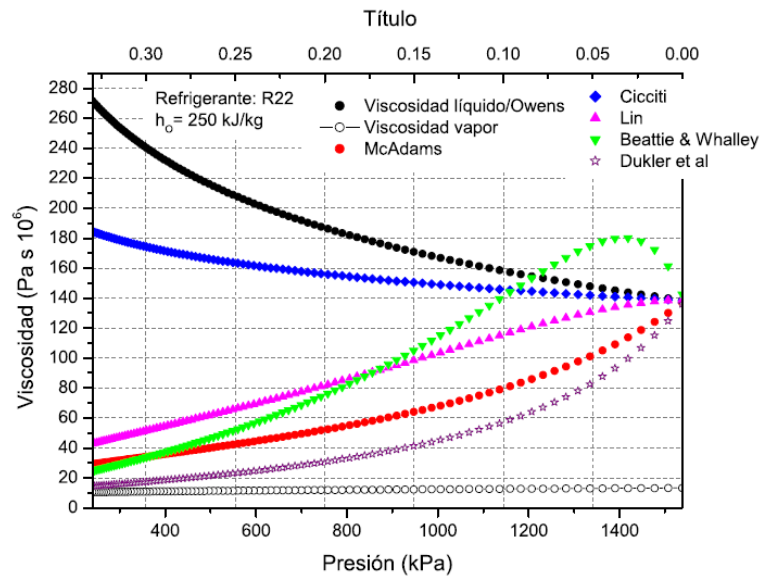
<sup>17</sup>Wolf D.A., Bittle R.R., Pate M.B., Capillary Tube Performance with Alternative Refrigerants, Tech. Report 762, ASHRAE, 1995.

<sup>18</sup>Beattie and Whalley, A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculation Method, International Journal of Multiphase Flow 8 (1981), 83–87.

<sup>19</sup>Lin S. et al., Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes, Int. J. Multiphase Flow 17 (1991), no. 1, 95–102.

<sup>20</sup>FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia.

**Figura 9. Comparación de los diferentes modelos para el cálculo de la viscosidad homogénea a una entalpía de entrada constante.**



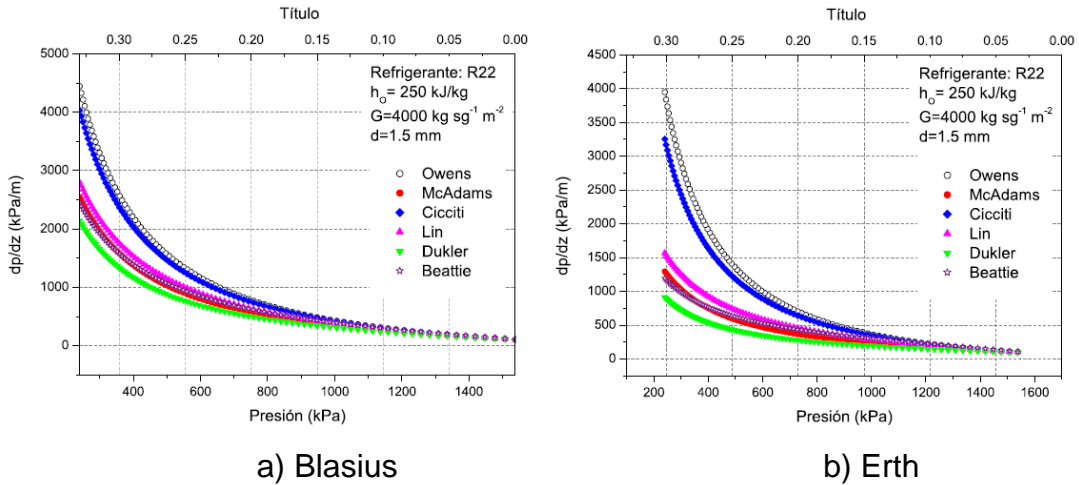
Fuente: Fuentes, 2006, p. 104

También se ha analizado la incidencia de los modelos de viscosidad homogénea en el cálculo de la caída de presión (Fuentes, 2006, p. 103)<sup>20</sup>; con ese objetivo se emplearon los modelos de Blasius y Erth para determinar el factor de fricción, y se concluye que para la correlación de Erth hay una notable diferencia entre los modelos en los que la viscosidad homogénea se acerca a la viscosidad del fluido y los que se acercan a la viscosidad del vapor. El modelo de Owens para la viscosidad homogénea representa el límite superior de todas las correlaciones presentadas, por ello al utilizarla se obtienen los valores más altos para la caída de presión, teniendo en cuenta que la viscosidad promedio calculada es igual que la viscosidad para un flujo totalmente líquido, ver Figura 10.

Existen diferentes modelos para evaluar el factor de fricción en el flujo homogéneo, sin embargo, por simplicidad la más empleada es la ecuación de Blasius<sup>23</sup>.

$$f_{f2ph} = 0.079[GD/\bar{\mu}]^{-1/4} \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

**Figura 10. Comparación de los diferentes modelos para el cálculo de la viscosidad homogénea a una entalpía de entrada constante.**



Fuente: Fuentes, 2006, p. 105

En la siguiente tabla se presentan algunos modelos para evaluar el factor de fricción bifásico en el flujo homogéneo.

**Tabla 3. Correlaciones para el cálculo del factor de fricción bifásico.**

Correlación	Fórmula
Pate et al. <sup>21</sup> ,	$f_{f2ph} = 3.49/Re_h^{0,47}$
Stoecker et al. <sup>22</sup>	$f_{f2ph} = 0.33/Re_h^{0,25}$
Hopkins <sup>23</sup>	$f_{f2ph} = 0.217/Re_h^{0,2}$
Blasius	$f_{f2ph} = 0.079[GD/\bar{\mu}]^{-1/4}$

Fuente: Jung D., Pate M.B., Hopkins N.E.<sup>14, 15, 16</sup>

En la ecuación 3.6, el gradiente de presión por fricción bifásica se expresa en términos del gradiente de presión monofásico, considerando la totalidad del flujo

<sup>21</sup>Jung D. et al., *Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives*, International Journal of Refrigeration 22(1999), 604–614

<sup>22</sup>Pate, M.B., *A Theoretical and Experimental Analysis of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers.*, Ph.D. thesis, Purdue University, May 1982

<sup>23</sup>Hopkins N.E., *Rating the Restrictor Tube-Method of Determining Flow Capacities for Freon-12 and Freon-22.*, Refrigerating Engineering 58(1950), no. 11, 1087–1095

como líquido. Este método de representación es útil para comparar y resolver requerimientos en cálculos de ingeniería, en general:

$$-(dp_f/dz) = -(dp_f/dz)_{fo} \phi_{fo}^2 \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

donde  $\phi_{fo}^2$  se conoce como multiplicador de fricción bifásico. La ecuación 3.9 es la definición más común de  $\bar{\mu}$  y por consiguiente los valores del término  $\phi_{fo}^2$  están dados por la Tabla 4, para el sistema para un sistema agua-vapor como función de la calidad y la presión.

$$\phi_{fo}^2 = \left[ 1 + x \left( \frac{v_{fg}}{v_f} \right) \right] \left[ 1 + x \left( \frac{\mu_{fg}}{\mu_g} \right) \right]^{-1/4}$$

**Tabla 4. Valores del multiplicador por fricción bifásico  $\phi_{fo}^2$  para el modelo homogéneo de un sistema agua-vapor.**

Calidad del vapor (% en peso)	Presión, bar (psia)								
	1,01 (14,7)	6,89 (100)	34,4 (500)	68,9 (1000)	103 (1500)	138 (2000)	172 (2500)	207 (3000)	221,2 (3206)
1	16,21	3,40	1,44	1,19	1,10	1,05	1,04	1,01	1,0
5	67,6	12,18	3,12	1,89	1,49	1,28	1,16	1,06	1,0
10	121,2	21,8	5,06	2,73	1,95	1,56	1,30	1,13	1,0
20	212,2	38,7	7,8	4,27	2,81	2,08	1,60	1,25	1,0
30	292,8	53,5	11,74	5,71	3,60	2,57	1,87	1,36	1,0
40	366	67,3	14,7	7,03	4,36	3,04	2,14	1,48	1,0
50	435	80,2	17,45	8,30	5,08	3,48	2,41	1,60	1,0
60	500	92,4	20,14	9,50	5,76	3,91	2,67	1,71	1,0
70	563	104,2	22,7	10,70	6,44	4,33	2,89	1,82	1,0
80	623	115,7	25,1	11,81	7,08	4,74	3,14	1,93	1,0
90	682	127	27,5	12,90	7,75	5,21	3,37	2,04	1,0
100	738	137,4	29,8	13,98	8,32	5,52	3,60	2,14	1,0

Fuente: Collier y Thome, 1996.<sup>24</sup>

<sup>24</sup>Collier J., Thome J., *Convective Boiling and Condensation*, 3 edición ed., Clarendon press - Oxford, 1996.

### 3.1.2. Modelo de flujo separado.

El modelo de flujo separado considera que las fases se hallan artificialmente separadas en dos corrientes una de líquido y otra de vapor. En el modelo más simple, cada corriente viaja a una velocidad promedio. Para el caso donde las velocidades promedio de las dos fases son iguales, las ecuaciones para ellas se deducen del modelo homogéneo. El modelo de flujo separado se ha desarrollado continuamente desde 1944, cuando Lockhart y Martinelli publicaron sus artículos sobre flujo bifásico de líquido-vapor.

**3.1.2.1. Deducción del modelo y suposiciones.** Las premisas básicas sobre las que se basa el modelo de flujo separado son las siguientes:

- a) Las velocidades de las fases de líquido y vapor son constantes pero no necesariamente iguales.
- b) Hay equilibrio termodinámico entre las fases.
- c) Se emplean correlaciones empíricas o conceptos simplificados para relacionar el multiplicador de fricción bifásico ( $\phi^2$ ) y el "void fraction" ( $\alpha$ ) con las variables independientes del flujo.

Nuevamente, con base en la consideración de diferentes patrones de flujo, se puede esperar que este modelo sea útil para evaluar el patrón de flujo anular. Las ecuaciones básicas para un flujo separado se plantearon en la sección 2.1., de modo que la ecuación de cantidad de movimiento puede ser reorganizada para obtener:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_F G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_g}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_f}{(1-\alpha)} \right] + g \text{ sen } \theta [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f] \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Como se indicó previamente, el gradiente de presión por fricción puede expresarse en términos de un gradiente de presión monofásico, al considerar un flujo totalmente líquido.

Por lo anterior:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_{fo}} \phi_{fo}^2 = \left[\frac{2f_{fo}G^2v_f}{D_i}\right] \phi_{fo}^2 \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Otra opción es expresarlo en términos de un gradiente monofásico de presión para la fase líquida, considerando un solo flujo (el de líquido) en la tubería.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_f} \phi_f^2 = \left[\frac{2f_fG^2(1-x)^2v_f}{D_i}\right] \phi_f^2 \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Empleando la ecuación de Blasius (ecuación 3.12)

$$\frac{f_f}{f_{fo}} = \left[\frac{1}{(1-x)}\right]^{1/4} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Para evaluar el coeficiente de fricción monofásico se pueden emplear las ecuaciones que se muestran en la Tabla 5.

**Tabla 5. Correlaciones para el cálculo del factor de fricción monofásico.**

Correlación	Fórmula
<b>Colebrook</b> <sup>25</sup>	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,14 - 2 \log \left[ \frac{\varepsilon}{D_i} + \frac{9,34}{Re\sqrt{f}} \right]$
<b>Haaland</b> <sup>26</sup>	$f = \left\{ -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3,7D_i} \right)^{1,11} \right] \right\}^{-2}$
<b>Churchil</b> <sup>27</sup>	$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{1/12}$
<b>Petukhov</b>	$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2}$
<b>Blasius</b>	$f_f = 0,3164 / Re^{0,25}$

Fuente: Colebrook, F., Haaland, S.E., Churchill S.W. <sup>16, 17, 18</sup>.

donde:

$$A = [-2.457 \ln ((7/Re)^{0.9} + 0.27e/D)]^{16}$$

$$B = (37530/Re)^{16}$$

En la Figura 11, se observa que la correlación de Churchill proporciona una solución continua para el coeficiente de fricción desde el régimen laminar hasta el régimen turbulento, sin acudir a la interpolación; además, durante la transición se obtienen valores para el coeficiente de fricción más altos. Fuentes D., observó que las correlaciones de Blasius y Petukhov siguen la misma trayectoria, y debido a que no tienen en cuenta la rugosidad de la superficie, presentan valores para el coeficiente de fricción menores que las demás correlaciones. Además, a medida que la rugosidad se incrementa, el factor de fricción para las correlaciones de Colebrook, Haaland y Churchill también lo hace, del mismo modo que aumenta la

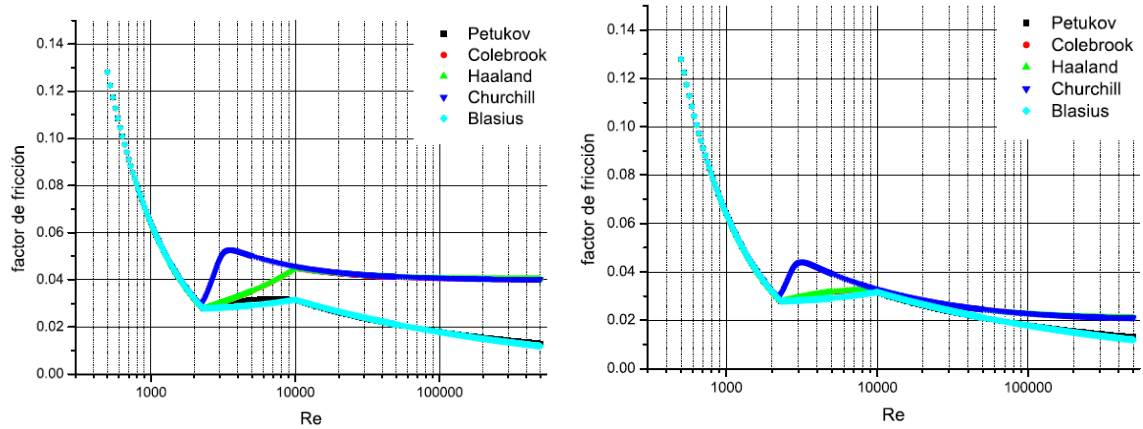
<sup>25</sup>F. Colebrook, Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws, J. Inst. Civ. Eng 4 (1939), 14–25.

<sup>26</sup>Haaland, S.E., Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow, J. Fluids Eng. 105 (1983), 89–90.

<sup>27</sup>Churchill S.W., Frictional Equation Spans All Fluid Flow Regimes, Chemical Engineering 84(1977), 91–92.

diferencia respecto del coeficiente de fricción calculado con las correlaciones de Blasius o Petukhov (Fuentes, 2006, p. 98)<sup>28</sup>.

**Figura 11. Comparación de los factores de fricción monofásicos.**



a) Rugosidad relativa  $\varepsilon/di = 1,2e - 2$

b) Rugosidad relativa  $\varepsilon/di = 1,2e - 3$

Fuente: Fuentes, 2006, p. 100

De las ecuaciones 3.15 y 3.16

$$\phi_{fo}^2 = \phi_f^2 (1-x)^2 \frac{f_f}{f_{fo}} = \phi_f^2 (1-x)^{1,75}$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_a = G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_g}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_f}{(1-\alpha)} \right] \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

despreciando la compresibilidad de la fase líquida

$$\frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2 v_g}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_f}{(1-\alpha)} \right] = \frac{dx}{dz} \left[ \left\{ \frac{2x v_g}{\alpha} - \frac{2(1-x) v_f}{(1-\alpha)} \right\} + \left( \frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)_p \left\{ \frac{(1-x)^2 v_f}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_g}{\alpha^2} \right\} \right] + \frac{dp}{dz} \left[ \frac{x^2}{\alpha} \frac{dv_g}{dp} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} \frac{dv_f}{dp} \right] \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

<sup>28</sup> FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia.

El gradiente de presión estático evaluado con el modelo de flujo separado, se formula con la sustitución de las ecuaciones 3.14 y 3.19 dentro de la ecuación 3.18 y reorganizándola se obtiene:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \left[ \frac{2f_{fo}G^2v_f}{D} \phi_{fo}^2 + G^2 \frac{dx}{dz} \left[ \left\{ \frac{2xv_g}{\alpha} - \frac{2(1-x)v_f}{(1-\alpha)} \right\} + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial x}\right)_p \left\{ \frac{(1-x)^2v_f}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2v_g}{\alpha^2} \right\} \right] + g \operatorname{sen} \theta [\rho_g\alpha + \rho_f(1-\alpha)] \right] - \left[ 1 + G^2 \left[ \frac{x^2}{\alpha} \left(\frac{dv_g}{dp}\right) + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial p}\right)_x \left\{ \frac{(1-x)^2v_f}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2v_g}{\alpha^2} \right\} \right] \right] \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

**3.1.2.2 Uso del modelo para evaluar la pérdida de presión.** Al igual que la ecuación para el modelo homogéneo, la ecuación 3.20 requiere una integración paso a paso. Como alternativa se realiza una integración analítica con algunas simplificaciones y suposiciones. Algunas simplificaciones::

a)  $\left| G^2 \left[ \frac{x^2}{\alpha} \left(\frac{dv_g}{dp}\right) + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial p}\right)_x \left\{ \frac{(1-x)^2v_f}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2v_g}{\alpha^2} \right\} \right] \right| \ll 1,$

La compresibilidad de la fase gaseosa puede despreciarse.

b) El volumen específico ( $v_g$  y  $v_f$ ) y el factor de fricción  $f_{fo}$  se mantienen constantes a lo largo de la longitud evaluada.

**3.1.2.3. La evaluación del multiplicador bifásico  $\phi_{fo}^2$  y el void fraction ( $\alpha$ ).**

Para evaluar el multiplicador por fricción bifásico se han desarrollado varias correlaciones, siendo las de Lockhart-Martinelli y Thom unas de las más comunes.

**La correlación de Lockhart-Martinelli**<sup>29</sup>. (Lockhart-Martinelli,1949, p.39). En este procedimiento, una parte del área de flujo se asigna a cada fase que la atraviesa, y se asume que las ecuaciones convencionales para la caída de presión por fricción pueden aplicarse a la trayectoria del flujo de cada fase. Si se ignora la interacción entre las fases, se proporciona un camino hacia un resultado inconsistente para la relación entre el gradiente de presión y el “*void fraction*”.

Algunos postulados básicos se emplearon para establecer la correlación:

- a) Se definieron cuatro regímenes de flujo sobre la base del comportamiento del flujo (viscoso o turbulento), considerando que las respectivas fases circulan solas a través de la tubería.
- b) Las caídas de presión en las fases de vapor y líquido se consideran iguales, sin detallar el patrón de flujo particular. También, desde la concepción inicial solo se tiene la componente debido a la fricción de la caída de presión,  $(dp/dz)_{F_f}$ , (las componentes de aceleración y cabeza estática se asumieron como despreciables), entonces la caída de presión por fricción en la fase vapor debe igualar la caída por fricción en la fase líquida, sin tener en cuenta los detalles del patrón del flujo.

La caída de presión debido a la fricción para un flujo líquido se puede escribir como:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_f} = \frac{2f_f \rho_f u_f^2}{D_f} \quad (\text{Ecuación 3.21})$$

donde  $D_f$  es el diámetro hidráulico desconocido del flujo de líquido. Una expresión similar puede obtenerse para la fase vapor:

---

<sup>29</sup> LOCKHART, R., MARTINELLI, R. —Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. En: Chem. Eng. Prog. N°4 (1949).

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_g} = \frac{2f_g \rho_g u_g^2}{D_g} \quad (\text{Ecuación 3.22})$$

El factor de fricción  $f_f$  (o  $f_g$ ) puede expresarse en una ecuación como la de Blasius:

$$f_f = K_f \left[ \frac{\rho_f u_f D_f}{u_f} \right]^{-n} \quad (\text{Ecuación 3.23})$$

y la relación para flujo anular es:

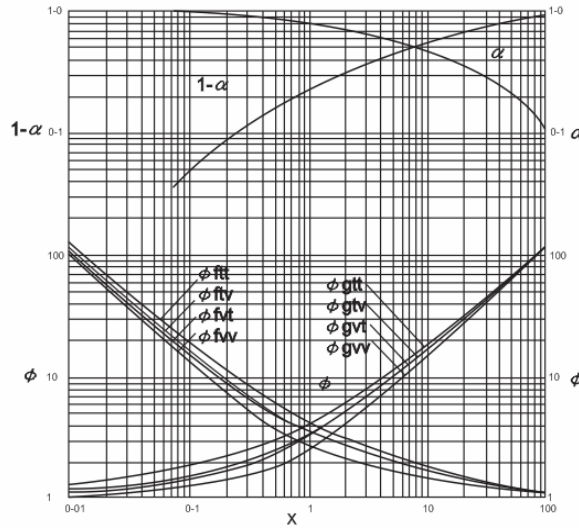
$$\phi_f^2 = (1 - \alpha)^{-2} \quad (\text{Ecuación 3.24})$$

Chisholm (1967) corrigió el tratamiento de Martinelli para incluir la fuerza de corte entre las fases  $S$ . Martinelli y sus colaboradores sostuvieron que los multiplicadores de fricción bifásicos  $\phi_f^2$  y  $\phi_g^2$  se correlacionan únicamente por una función del parámetro  $\chi$ , donde:

$$\chi^2 = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_f} / \left(\frac{dp}{dz}\right)_{F_g} \quad (\text{Ecuación 3.25})$$

La afirmación de Martinelli y sus colaboradores, se comprobó con datos experimentales. La correlación gráfica resultante se muestra en la Figura 12, donde  $\phi$  (Nota: No  $\phi^2$ ) se grafica contra  $\chi$ .

**Figura 12. Correlación de Lockhart-Martinelli (1949).**



Fuente: Lockhart-Martinelli, 1949.

Los parámetros  $\phi_f^2$  y  $\phi_g^2$  se expresan con el parámetro  $\chi^2$  por relaciones de la forma

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (\text{Ecuación 3.26})$$

$$\phi_g^2 = 1 + C\chi + \chi^2 \quad (\text{Ecuación 3.27})$$

Las curvas en la figura anterior se representan por las ecuaciones 3.26 y 3.27 donde  $C$  tiene los siguientes valores:

**Tabla 6. Valores de  $C$  para las ecuaciones 3.26 y 3.27.**

Líquido	Vapor	C
Turbulento	Turbulento (tt)	20
Viscoso	Turbulento (vt)	12
Turbulento	Viscoso (tv)	10
Viscoso	Viscoso (vv)	5

Fuente: Lockhart-Martinelli, 1949.

Si se desea utilizar la correlación de Lockhart-Martinelli para calcular el gradiente de presión bifásico por fricción, se debe calcular el gradiente de presión por fricción para cada fase como si fluyera sola en la tubería, y entonces utilizar la gráfica de la Figura 12 o las ecuaciones 3.26 o 3.27. Esta correlación fue desarrollada para un flujo bifásico horizontal en sistemas con dos componentes a baja presión (cercana a la atmosférica) y su aplicación en situaciones fuera de este rango no se recomienda.

Si el parámetro  $\phi_f$  es una función del parámetro  $\chi$ , entonces el “*void fraction*”  $\alpha$  también es función de  $\chi$ . La correlación entre  $\alpha$  y  $\chi$  fue obtenida por Lockhart y Martinelli, es independiente del régimen de flujo y está dada por la Figura 12. Los valores reales tabulados en el artículo original siguen muy de cerca las relaciones dadas en la ecuación 3.26 con  $\phi_f^2 = \phi_{f,tt}^2$ . Esta expresión se combina con la ecuación 3.26 (con  $C = 20$ ) para obtener una ecuación específica para el “*void fraction*” en términos de  $\chi$ .

**3.1.2.4. Aplicación del modelo de flujos separados a la observación experimental.** El modelo de Lockhart-Martinelli fue ampliamente empleado para correlacionar los gradientes de presión experimentales y las medidas del “*void fraction*”, para flujos tanto sencillos como de dos componentes de agua-vapor. En general, se encontró que el modelo de flujos separados realiza predicciones de mayor precisión que el modelo homogéneo.

Se han realizado dos observaciones generales respecto a la aplicación de la correlación de Lockhart-Martinelli<sup>30</sup>:

---

<sup>30</sup>Collier J., Thome J., *Convective Boiling and Condensation*, 3 edición ed., Clarendon press - Oxford, 1996.

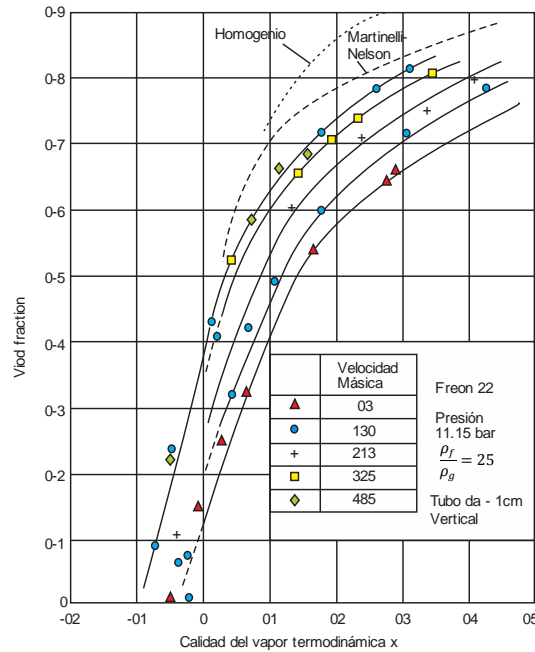
- a) Se ha reconocido que las curvas experimentales de datos graficadas como  $\phi_f$  (o  $\phi_g$ ) contra  $\chi$  (Figura 12) no son muy uniformes, sino que muestran discontinuidades de cresta, las cuales se deben asociar definitivamente con cambios de patrón de flujo (Sze-Foo Chen y Ibele 1962; Gazley y Bergelin 1949; Charvonía 1961; Kegel 1948; Dukler 1949).
- b) El efecto de la velocidad másica en las curvas de  $\phi_f$  contra  $\chi$  también es reportado. (Sze-Foo Chen e Ibele, 1962, p.; Gazley y Bergelin 1949; Charvonía 1961; Kegel 1948; Dukler 1949). Datos de otras fuentes (Isbin 1959, p. 75-84; Sher y Green 1959, p. 61-73; Muscettola 1963) confirman; primero, que a altas presiones se presenta un efecto de la velocidad másica en el flujo de agua-vapor; segundo, que la línea de correlación original de Lockhart-Martinelli corresponde a una velocidad másica de 500-1000 kg/m<sup>2</sup>-s; y tercero, que el modelo homogéneo obtiene valores próximos a los obtenidos experimentalmente para velocidades másicas superiores a 2000 kg/m<sup>2</sup>. s.

De los estudios realizados por Martinelli y con base en las dos observaciones descritas anteriormente, es correcto concluir que el “*void fraction*” ( $\alpha$ ) también es una función de la velocidad másica. Esto es cierto para el caso de flujo vertical ascendente. Datos cuantitativos que ilustran este efecto fueron reportados por Zuber et al. (1967)<sup>31</sup>, para el caso del Freón a altas presiones y por Hughmark y Pressburg (Hughmark y Pressburg, 1961, p. 677-682), para flujo a baja presión de aire-líquido. La Figura 13 muestra los datos obtenidos por Zuber para la evaporación de Freón 22 en un tubo vertical de 1 cm sometido a calentamiento; en ella los efectos asociados con la ausencia de equilibrio termodinámico son visibles a bajos “*void fraction*”. En la región de calidad positiva, un incremento en la velocidad de la masa incrementa el “*void fraction*” en un valor dado de  $x$ .

---

<sup>31</sup> ZUBER, N., STAUB, F., BIJWAARD, G. Y KROEGER, P. —Steady state and transient void fraction in two-phase flow systemsII. En: GEAP 5417. (1967).

**Figura 13. Influencia de la velocidad másica sobre el “void fraction”.**



**Fuente:** Zuber et al., 1967.

El valor calculado del “void fraction” por la correlación de Martinelli-Nelson en un sistema agua-vapor con el mismo valor ( $\rho_f/\rho_g$ ) también puede verse una correspondencia a velocidades másicas cercanas a  $1000 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ . Los cálculos con el modelo homogéneo alcanzan valores altos de “void fraction” y se espera que sea válido para velocidades másicas superiores a  $2000 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ .

### 3.1.3. Correlaciones para emplear con los modelos de flujo homogéneo y separado.

Los intentos de corregir los modelos existentes para la influencia de la velocidad másica sobre el multiplicador por fricción  $\phi_{f0}^2$ ; se han publicado por Baroczy, Chisholm, y Friedel.

El método propuesto por Baroczy fue verificado con información de un amplio rango de sistemas, incluyendo metales líquidos y refrigerantes; con un alto porcentaje de concordancias entre los valores medidos y los calculados.<sup>32</sup>

**3.1.3.1 Correlación de Chisholm.** Chisholm<sup>33</sup> encontró que la ecuación 3.26 suministraba un método sencillo para tener en cuenta la influencia de  $\phi_f^2$ . Sin embargo, posteriormente presentó una expresión general más conveniente (Chisholm y Sutherland 1969) para el coeficiente  $C$ :

$$C = \left[ \lambda + (C_2 - \lambda)(v_{fg}/v_g)^{0,5} \right] \left[ (v_g/v_f)^{0,5} + (v_f/v_g)^{0,5} \right] \quad (\text{Ecuación 3.28})$$

donde  $\lambda = 0,5(2^{(2-n)} - 2)$ .

A la presión crítica ( $v_f = v_g$ ;  $v_{fg} = 0$ )  $C$  toma un valor de 2 para los tubos rugosos y 1.36 para los tubos lisos. Para flujo agua-vapor en tubos a presiones por encima de 30bar (435 psia) Chisholm (1968) recomendó el siguiente procedimiento para la evaluación de  $\phi_f^2$ :

a) Velocidad másica  $G \leq G^*$

Para tubos lisos  $G^* = 2000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  ( $1,47 \times 10^6 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$ )

Se calcula el valor de  $C$  con la ecuación 3.28 y con  $\lambda = 0.75$  (correspondiente a  $n = 0.2$ ) y  $C^2 = (G^*/G)$ .

Para tubos rugosos:  $G^* = 1500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  ( $1.1 \times 10^6 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$ )

---

<sup>32</sup>FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia

<sup>33</sup>Chisholm D., *Two-Phase Flow in Pipe Lines and Heat Exchangers*, George Godwin, 1983.

Se calcula el valor de C con la ecuación 3.28 y con  $\lambda = 1$  (correspondiente a  $n = 0$ ) y  $C^2 = (G^*/G)$ .

b) Velocidad másica  $G > G^*$

Para tubos lisos ( $G > 2000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ), tubos rugosos ( $G > 1500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ )

$$\phi_f^2 = \left[1 + \frac{\bar{C}}{X} + \frac{1}{X^2}\right] \psi \quad (\text{Ecuación 3.29})$$

donde

$$\psi = \left[1 + \frac{C}{T} + \frac{1}{T^2}\right] / \left[1 + \frac{\bar{C}}{T} + \frac{1}{T^2}\right] \quad (\text{Ecuación 3.30})$$

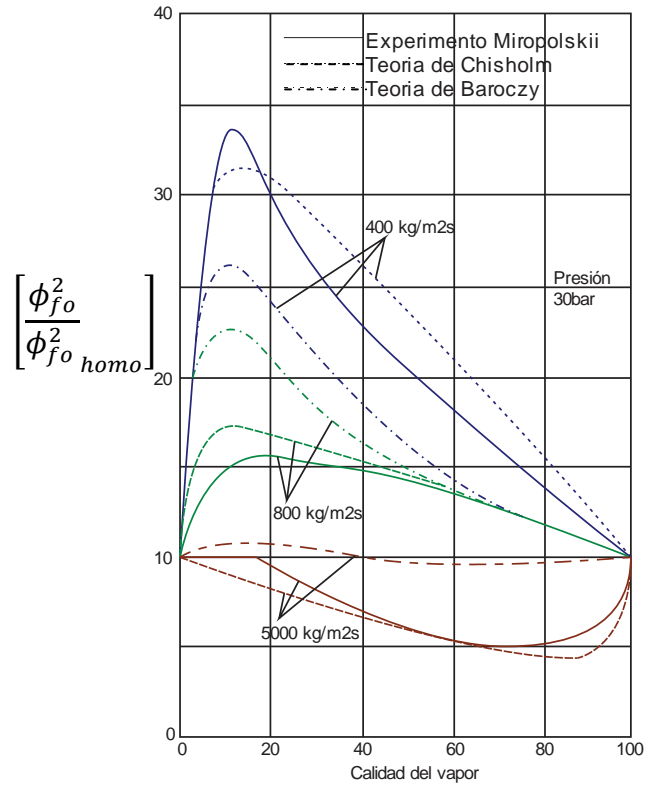
$$\bar{C} = \left[(v_g/v_f)^{0,5} + (v_f/v_g)^{0,5}\right] \quad (\text{Ecuación 3.31})$$

y

$$T = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{(2-n)/2} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{n/2} \left(\frac{v_f}{v_g}\right)^{1/2} \quad (\text{Ecuación 3.32})$$

El parámetro  $\psi$  representa un factor de corrección entre  $\phi_f^2$  y el calculado con el modelo homogéneo. Para valores de velocidad másica mayores a  $G^*$ , este parámetro puede ser menor a la unidad. La Figura 14 muestra la proporción del valor real de  $\phi_{fo}^2$  y el calculado con el modelo homogéneo y se compara con los resultados experimentales de tubos rugosos de Miropolskii et al. (Miropolskii, 1965, p. 80) para una presión de 30 bar con el método propuesto por Baroczy (1965) y Chisholm (1968).

**Figura 14. Relación entre el valor real de  $\phi_{fo}^2$  y el valor obtenido por la teoría homogénea. Comparación entre el experimento y las teorías de Chisholm (1968) y Baroczy (1965).**



Fuente. Collier y Thome, 1996, p. 66.<sup>27</sup>

La correlación de Chisholm también puede adaptarse para calcular el valor del índice de propiedades  $\left[ (\mu_f/\mu_g)^{0.2}/(\rho_f/\rho_g) \right]$ , en el sistema que se está considerando; para ello se debe seleccionar la presión de vapor con el mismo valor del índice de propiedades, y evaluar  $\phi_f^2$  como si fuera un sistema agua-vapor.

Este valor de  $\phi_f^2$  se usa en el resto de los cálculos. Esta adaptación del método de Chisholm no se recomienda para valores del índice de propiedades por debajo de 0.01, en este caso puede emplearse el método de Baroczy. Chisholm (Chisholm, 1983, p. 99) ha dado formulaciones alternativas para su método, los cuales

resultarían más convenientes, especialmente para flujo de agua-vapor. El método de Chisholm proporciona los valores más altos para el multiplicador bifásico, así como las mayores caídas de presión en general de todas las correlaciones analizadas<sup>34</sup>.

**3.1.3.2 Correlación de Friedel**<sup>35,36</sup>. Una de las correlaciones para caída de presión más precisas es la de Friedel (1979). Esta se obtuvo con la optimización de una ecuación para  $\phi_{fo}^2$  usando una amplia base de datos con mediciones de caída de presión.

$$\phi_{fo}^2 = A_1 + 3,24A_2A_3/Fr^{0,045}We^{0,035} \quad (\text{Ecuación 3.33})$$

donde

$$A_1 = (1 - x)^2 + x^2 \left( \frac{\rho_f f_{go}}{\rho_g f_{fo}} \right) \quad (\text{Ecuación 3.34})$$

$$A_2 = x^{0,78}(1 - x)^{0,224} \quad (\text{Ecuación 3.35})$$

$$A_3 = \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,91} \left( \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0,7} \quad (\text{Ecuación 3.36})$$

$$Fr = G^2 / gD\bar{\rho}^2 \quad (\text{Ecuación 3.37})$$

$$We = G^2D/\bar{\rho}\sigma \quad (\text{Ecuación 3.38})$$

---

<sup>34</sup>FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia

<sup>35</sup>Collier J., Thome J., *Convective Boiling and Condensation*, 3 edición ed., Clarendon press - Oxford, 1996

<sup>36</sup>Thome J.R. et al., *Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes*, International Journal of Refrigeration **25** (2002), 935–947

En este caso  $f_{go}$  y  $f_{fo}$  son los factores de fricción definidos por la ecuación 3.1 para la velocidad másica total, del flujo total de vapor y de líquido respectivamente.  $D$  es el diámetro equivalente,  $\sigma$  es la tensión superficial y  $\bar{\rho}$  es la densidad homogénea. Las desviaciones estándar de este método son del 40 al 50%, lo cual es alto, comparado con el análisis de flujo monofásico; sin embargo, son valores aceptables para el análisis de un flujo bifásico. Esta correlación es válida para flujo ascendente y flujo horizontal; sin embargo, Friedel propuso una correlación ligeramente diferente para flujo descendente.

Whalley (1980) evaluó los modelos de flujo separado contra una gran base de datos y dio las siguientes recomendaciones:

- a) Para  $(\mu_f/\mu_g) < 1000$ : Utilizar la correlación de Friedel.
- b) Para  $(\mu_f/\mu_g) > 1000$  y  $G > 1000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ : Utilizar las correlaciones de Lockhart-Martinelli (Lockhart y Martinelli, 1949, p. 49) y Martinelli y Nelson (Martinelli y Nelson, 1948, p. 695).
- c) Para más fluidos y condiciones de operación donde  $(\mu_f/\mu_g)$  es menor que 1000, la correlación de Friedel es la más aconsejable.

**3.1.3.3. Correlación de Muller-Steinghagen & Heck<sup>37,38</sup>.** Esta correlación se desarrolló específicamente para el estudio de flujo separado y su comportamiento para el cálculo de la caída de presión se puede definir como promedio entre las correlaciones de Lockhart-Martinelli y Chisholm, que representan el extremo inferior y el extremo superior de los valores de cálculo respectivamente.

---

<sup>37</sup>Jung D. et al., *Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives*, International Journal of Refrigeration 22(1999), 604–614

<sup>38</sup>Müller-Steinhagen H., Heck K., *A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes*, Chem. Eng. Process 20(1986), 297–308.

$$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2ph} = A(1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} x^3 \quad (\text{Ecuación 3.39})$$

donde

$$A = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} + 2 \left[ \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{go} - \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} \right] x \quad (\text{Ecuación 3.40})$$

**3.1.3.4. Correlación de Grönnerud<sup>39</sup>.** El modelo presentado por Grönnerud se desarrolló puntualmente para el análisis de refrigerantes que se encuentran en estado vapor y van circulando en los sistemas de tuberías condensándose en el tiempo. Esta correlación tiene la particularidad de presentar valores bajos para el multiplicador bifásico, independientemente de la calidad del vapor (Fuentes, 2006, p. 112)<sup>40</sup>.

$$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2ph} = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_f \phi_{gd} \quad (\text{Ecuación 3.41})$$

$$\phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} \left[ \frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)}{\left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (\text{Ecuación 3.42})$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})] \quad (\text{Ecuación 3.43})$$

Cuando el número de Froude para el líquido es mayor o igual a 1, el factor de fricción  $f_{Fr}$  es igual a uno, si es menor a uno entonces:

---

<sup>39</sup>Thome J.R. et al., *Prediction of Two-Phase Pressure Gradients of Refrigerants in Horizontal Tubes*, International Journal of Refrigeration **25** (2002), 935–947

<sup>40</sup> Fuentes, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos, de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia

$$f_{Fr} = Fr_f^{0,3} + 0,0055 \left( \ln \frac{1}{Fr_f} \right) \quad (\text{Ecuación 3.44})$$

donde

$$Fr_f = \frac{G}{gD_i \rho_f^2} \quad (\text{Ecuación 3.45})$$

La correlación de Grönnerud es aplicable a un rango de título de vapor  $0 \leq x < 1$ .

**3.1.3.5. Correlación de Lin et al.**<sup>41</sup> La correlación establecida por Lin, partió de estudios experimentales en tubos capilares. Esta correlación tiene en cuenta el efecto de la rugosidad en el cálculo del factor de fricción empleando la correlación de Churchill.

Con la correlación de Lin se obtienen los valores más bajos del multiplicador de fricción (exceptuando la correlación de Grönnerud) sin importar la calidad del vapor o la velocidad másica, sin embargo, la caída de presión no se comporta igual, teniendo en cuenta que el gradiente de presión para la correlación de Lin es calculado a partir de una correlación que tiene en cuenta el efecto de la rugosidad en el factor de fricción monofásico, (Fuentes, 2006, p. 112)<sup>42</sup>.

$$\left( \frac{dp_f}{dz} \right)_{2ph} = \left( \frac{dp_f}{dz} \right)_{fo} \phi_{fo}^2 \quad (\text{Ecuación 3.46})$$

donde

---

<sup>41</sup>Lin S. et al., Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes, Int. J. Multiphase Flow 17(1991), no. 1, 95–102

<sup>42</sup>Fuentes, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos, de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia

$$\phi_{fo}^2 = \left[ \frac{A_{fo} + B_{fo}}{A_{2ph} + B_{2ph}} \right]^{1/8} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (\text{Ecuación 3.47})$$

$$\left( \frac{dp_f}{dz} \right)_{fo} = f_{fo} \frac{G^2}{2\rho_f D_i} \quad (\text{Ecuación 3.48})$$

Los factores para el multiplicador bifásico están dados por:

$$Re_{2ph} = \frac{GD_i}{\mu_h} \quad (\text{Ecuación 3.49})$$

$$A_{fo} = \left[ 2,457 \ln \left( \frac{1}{(7/Re_{fo})^{0,9} + 0,27\varepsilon/D_i} \right) \right]^{16} \quad (\text{Ecuación 3.50})$$

$$B_{fo} = \left( \frac{37530}{Re_{fo}} \right)^{16} \quad (\text{Ecuación 3.51})$$

$$A_{2ph} = \left[ 2,457 \ln \left( \frac{1}{(7/Re_{2ph})^{0,9} + 0,27\varepsilon/D_i} \right) \right]^{16} \quad (\text{Ecuación 3.52})$$

$$B_{2ph} = \left( \frac{37530}{Re_{2ph}} \right)^{16} \quad (\text{Ecuación 3.53})$$

La viscosidad se debe calcular con la correlación propuesta por Lin para este propósito.

Algunos de los métodos anteriormente expuestos fueron sintetizados en diagramas de flujo (Ver Anexo A) que permiten una mayor comprensión de los mismos, y además de ser útiles dentro del proceso de programación que se explicará en capítulos posteriores. A continuación se resumen las correlaciones que se emplearon para el cálculo de las pérdidas por el gradiente de presión presentes en las líneas de inyección de vapor. Algunas de ellas no fueron tratadas

explícitamente en este capítulo, sin embargo, se incluyeron en el estudio al considerarlas como alternativas importantes.

**Tabla 7. Correlaciones para el cálculo de la caída de presión.**

Correlación	Fórmula
<b>Domanski</b>	$f_{f2ph} = 0,775/Re_h^{0,5} Exp\left(\frac{1,0 - x^{0,25}}{2,4}\right)$
<b>Lockhart-Martinelli</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = \left(-\frac{dp_f}{dz}\right)_f + C \left[\left(-\frac{dp_f}{dz}\right)_f \left(-\frac{dp_f}{dz}\right)_g\right]^{1/2} + \left(-\frac{dp_f}{dz}\right)_g$ $C = \frac{1}{S} \sqrt{\rho_f/\rho_g} + S \sqrt{\rho_g/\rho_f}$
<b>Chisholm</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} \phi_{fo}^2$ $\phi_{fo}^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1) [Bx^{(2n-2)/2} (1-x)^{(2n-2)/2} + x^{(2-n)}]$
<b>Friedel</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} \phi_{fo}^2$ $\phi_{fo}^2 = A_1 + \frac{3,24A_2A_3}{Fr^{0,045} We^{0,035}}$
<b>Lin</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} \phi_{fo}^2$ $\phi_{fo}^2 = \left[\frac{A_{fo} + B_{fo}}{A_{2\phi} + B_{2\phi}}\right]^{1/8} \left[1 + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} - 1\right)\right]$
<b>Grønnerud</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_f \phi_{gd}$ $\phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)}{\left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,25}} - 1\right]$
<b>Muller-Steinghagen &amp; Heck</b>	$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{2\phi} = A(1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} x^3$ $A = \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo} + 2 \left[\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{go} - \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{fo}\right] x$
<b>Erth</b>	$f_{f2ph} = 3,1/Re_h^{0,5} Exp\left(\frac{1,0 - x^{0,25}}{2,4}\right)$
<b>Sami</b>	$f_{f2ph} = 3,1/[Re_h(1-x)]^{0,5} Exp\left(\frac{1,0 - x^{0,25}}{2,4}\right)$

Fuente: Chisholm, D., Collier, J., Friedel, L., Hughmark, G., Lockhart, M.<sup>20-25</sup>

### 3.2 CORRELACIONES PARA LA FRACCIÓN DE HUECOS “VOID FRACTION”

Retomando lo descrito en la sección 2.1, la fracción de huecos se puede calcular por<sup>43</sup>:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{u_g 1 - x \rho_g}{u_f x \rho_f} \right)} \quad (\text{Ecuación 2.14})$$

o en términos de la fracción de deslizamiento

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( S \frac{1 - x \rho_g}{x \rho_f} \right)} \quad (\text{Ecuación 2.15})$$

Para el cálculo de las ecuaciones de conservación y en algunos casos, para la solución de las diferentes correlaciones para determinar el factor de fricción, es requerido conocer el valor de la fracción de hueco “*Void fraction*” generalmente es función del título del vapor y en ocasiones de la velocidad del flujo. La fracción de hueco es calculada a través de diferentes correlaciones. Estas correlaciones emplean algunas de las condiciones presentes en el flujo bifásico como los son: las propiedades físicas y termodinámicas, el deslizamiento entre las fases (relaciones de velocidad entre el líquido y el vapor), el parámetro de Lockhart-Martinelli o el flujo másico; para así determinar el valor de este. A continuación se presentan las correlaciones más relevantes que se han desarrollado, y que fueron empleadas para el estudio propuesto en esta tesis.

---

<sup>43</sup>Whalley P.B., *Two-Phase Flow and Heat Transfer*, Oxford Science Publications, Oxford, 1996.

### 3.2.1 Correlación de Lockhart-Martinelli (1949)<sup>42</sup>

Una de las primeras correlaciones en aparecer fue la propuesta por Lockhart y Martinelli en 1949. En ella se emplean únicamente la calidad de la mezcla, junto con la densidad y viscosidad de las fases para determinar el valor del “*void fraction*”.

$$\frac{1-\alpha}{\alpha} = 0,28 \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,64} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,36} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,07} \quad (\text{Ecuación 3.54})$$

### 3.2.2 Correlación de Ahrens-Thom (1964)<sup>44</sup>

En esta correlación es fundamental la fracción de deslizamiento, ( $S = u_g/u_f$ ), que es una relación de velocidades para un flujo en la cual se considera que cada fase fluye por separado a velocidades diferentes. Para el cálculo del “*void fraction*” se debe recurrir a un parámetro  $\gamma$ , que es función única y exclusivamente de las propiedades físicas del fluido, con este parámetro se acude a la tabla propuesta por Thom (1964), en la cual se puede encontrar un valor correspondiente al factor de deslizamiento.

$$\gamma = \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right) \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,2} \quad (\text{Ecuación 3.55})$$

$$\alpha = \frac{\gamma x}{1+x(\gamma-1)} \quad (\text{Ecuación 3.56})$$

---

<sup>44</sup>Rice C.K., *The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions*, ASHRAE Transactions **93** (1987), no. 1, 341–367.

**Tabla 8. Valores del factor de deslizamiento según el parámetro  $\gamma$ .**

$\gamma$	0.0016	0.0154	0.0375	0.0878	0.187	0.446	1
$S$	6.45	2.48	1.92	1.57	1.35	1.15	1

Fuente: Collier J., Thome.<sup>44</sup>

### 3.2.3 Correlación de Wallis (1965)<sup>45</sup>.

En 1965, Wallis trabajó con los datos experimentales obtenidos por Martinelli, y desarrolló una correlación que permitía predecir el “*void fraction*” para valores del parámetro de Lockhart- Martinelli menores o iguales a 10.

$$\alpha = (1 + X^{0,8})^{-0,378} \quad (\text{Ecuación 3.57})$$

### 3.2.4 Correlación de Smith (1969)<sup>46</sup>

En el año de 1969, Smith presentó un trabajo que permitía calcular el “*void fraction*” en un flujo anular, cuyo núcleo es una mezcla homogénea mientras en el ánulo se halla solamente una fase líquida. Dentro de esta correlación se emplea un factor K, cuyo valor se determinó experimentalmente como 0,4.

$$\alpha = \left\{ 1 + \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) K \left( \frac{1}{x} - 1 \right) + \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) (1 - K) \left( \frac{1}{x} - 1 \right) \left[ \frac{\left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right) + K \left( \frac{1}{x} - 1 \right)}{1 + K \left( \frac{1}{x} - 1 \right)} \right] \right\}^{-1} \quad (\text{Ecuación 3.58})$$

<sup>45</sup>Collier J., Thome J., Convective Boiling and Condensation, 3 edición ed., Clarendon press - Oxford, 1996.

<sup>46</sup>Rice C.K., The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions, ASHRAE Transactions **93** (1987), no. 1, 341–367.

### 3.2.5 Correlación de Chisholm (1973)<sup>47</sup>.

Chisholm trabajó con la correlación propuesta por Smith, y llegó a la conclusión de que el valor de K debía ser cero, dando lugar a una gran simplificación en la correlación, sin embargo, cuando se estudian flujos a altas presiones y bajas calidades, los valores obtenidos de ambas correlaciones son casi iguales<sup>48</sup>.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) S} \quad (\text{Ecuación 3.59})$$

$$S = \left( 1 - x + \frac{x\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/2} \quad (\text{Ecuación 3.60})$$

### 3.2.6 Correlación de Zivi (1975)<sup>49</sup>.

Zivi desarrolló un modelo para el flujo anular, en el cual consideró mínimos los efectos de generación de entropía, la fricción en las paredes y el arrastre de líquido; y en su caso, la correlación solo depende de la calidad de la mezcla y las densidades de las fases.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/3}} \quad (\text{Ecuación 3.61})$$

---

<sup>47</sup>Whalley P.B., Two-Phase Flow and Heat Transfer, Oxford Science Publications, Oxford, 1996

<sup>48</sup>FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia

<sup>49</sup>Lahey R.T. and Moody F.J., The Thermal-Hydraulics of a Boiling Water Nuclear Reactor, 2nd ed., American Nuclear Society, La Grange Park, Illinois USA, 1993.

### 3.2.7 Correlación de Domanski y Didion (1983)<sup>50</sup>.

En el año de 1983, Domanski y Didion continuaron el trabajo que comenzó Wallis, ampliando el rango de predicción para valores del parámetro de Lockhart-Martinelli superiores a 10; percatándose de que la correspondencia con este parámetro se tornaba en logarítmica y no en exponencial.

$$\alpha = 0,823 - 0,157\ln(X) \quad (\text{Ecuación 3.61})$$

### 3.2.8 Modelo de Tandon et al.(1985)<sup>51</sup>.

En 1985 Tandon et al., desarrollaron un trabajo similar al de Zivi para flujo anular, pero en su caso incluyeron el factor de fricción dentro del modelo. Su modelo asume el flujo total como líquido y calcula un número de Reynolds que permite dividir el análisis en dos casos. Para cada caso se debe emplear un parámetro que es función del parámetro de Lockhart-Martinelli.

$$Re_f = \frac{GD_i}{\mu_f} \quad (\text{Ecuación 3.62})$$

Para  $50 < Re_f < 1125$

$$\alpha = 1 - 1,928 \frac{Re_f^{-0,315}}{F(X)} + 0,9293 \frac{Re_f^{-0,63}}{F(X)^2} \quad (\text{Ecuación 3.63})$$

Para  $Re_f > 1125$

---

<sup>50</sup>Domanski P. and Didion D., *Computer Modeling of the vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device*, Building Science Series, National Bureau of Standards Washington, May 1983.

<sup>51</sup>Hewitt G.F., *Gas-liquid flow*, HEDH, pp. 2.3.2-1 to 2.3.2-33, Begell house, inc, 1998.

$$\alpha = 1 - 0,38 \frac{Re_f^{-0,088}}{F(x)} + 0,0361 \frac{Re_f^{-0,176}}{F(X)^2} \quad (\text{Ecuación 3.64})$$

donde

$$F(X) = 0,15 \left( \frac{1}{X} + \frac{2,85}{X^{0,476}} \right) \quad (\text{Ecuación 3.65})$$

### 3.2.9 Correlación de Steiner (1980)<sup>52</sup>.

Desarrolló una correlación para determinar el “*void fraction*” en tuberías horizontales bajo flujo anular.

$$\alpha = \frac{x}{\rho_g} \left\{ \left[ 1 + 0,12(1-x) \right] \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{1,18(1-x) \left[ \frac{g\sigma(\rho_f - \rho_g)}{\rho_f^2} \right]^{0,25}}{G^2 \rho_g^{0,5}} \right\} \quad (\text{Ecuación 3.66})$$

### 3.2.10 Correlación de Premoli et.al. (1980)<sup>53</sup>.

Desarrolló una formulación empírica para encontrar el valor del factor de deslizamiento  $S$  que busca minimizar el efecto del error en la predicción de las propiedades del líquido. La correlación de Premoli fue desarrollada para una variedad de condiciones de mezclas bifásicas que fluyen verticalmente en tuberías adiabáticas. El modelo está representado por:

---

<sup>52</sup>Verein Deutscher Ingenieure VDI Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (ed.), *VDI Heat Atlas*, VDI - Verlag, 1993.

<sup>53</sup>Hewitt G.F., *Gas-liquid flow*, HEDH, pp. 2.3.2–1 to 2.3.2–33, Begell house, inc, 1998

$$S = 1 + F1 \left[ \frac{y}{1+yF2} - yF2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ecuación 3.67})$$

donde

$$F1 = 1,578 Re_L^{-0.19} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,22} ; \quad F2 = 0,0273 We_L Re_L^{-0.51} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0,08} ; \quad y = \frac{\beta}{1-\beta}$$

$$\beta = \left( \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)} \right) ; \quad We_L = \frac{G^2 di}{\sigma \rho_f}$$

En la Tabla 9, se resume las correlaciones evaluadas y utilizadas en el modelo de cálculo para determinar la fracción de huecos.

**Tabla 9. Correlaciones para el cálculo de la fracción de huecos.**

Correlación	Fórmula
Zivi	$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/3}}$
Chisholm	$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) S} ; \quad S = \left( 1 - x + \frac{x \rho_g}{\rho_f} \right)^{1/2}$
Adhrem's-Tom	$\alpha = \frac{\gamma x}{1 + x(\gamma - 1)} ; \quad \gamma = \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,2}$
Smith	$\alpha = \left\{ 1 + \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) K \left( \frac{1}{x} - 1 \right) + \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) (1 - K) \left( \frac{1}{x} - 1 \right) \left[ \frac{\left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right) + K \left( \frac{1}{x} - 1 \right)}{1 + K \left( \frac{1}{x} - 1 \right)} \right] \right\}^{-1}$
Lockhart-Martinelli	$\frac{1-\alpha}{\alpha} = 0,28 \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,64} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,36} \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,07}$
Tandon	$\alpha = 1 - 0,38 \frac{Re_f^{-0,088}}{F(x)} + 0,0361 \frac{Re_f^{-0,176}}{F(x)^2}$ $F(X) = 0,15 \left( \frac{1}{X} + \frac{2,85}{X^{0,476}} \right)$

Correlación	Fórmula
<b>Premoli</b>	$S = 1 + F1 \left[ \frac{y}{1 + yF2} - yF2 \right]^{1/2}$ $F1 = 1,578 R_{eL}^{-0.19} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.22}$ $F2 = 0,0273 W_{eL} R_{eL}^{-0.51} \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{-0.08} ; y = \frac{\beta}{1 - \beta}$ $\beta = \left( \frac{1}{1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)} \right) ; W_{eL} = \frac{G^2 di}{\sigma \rho_f}$
<b>Steiner</b>	$\alpha = \frac{x}{\rho_g} \left\{ [1 + 0,12(1-x)] \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_f} \right) + \frac{1,18(1-x) \left[ \frac{g\sigma(\rho_f - \rho_g)}{\rho_f^2} \right]^{0.25}}{G^2 \rho_g^{0.5}} \right\}$

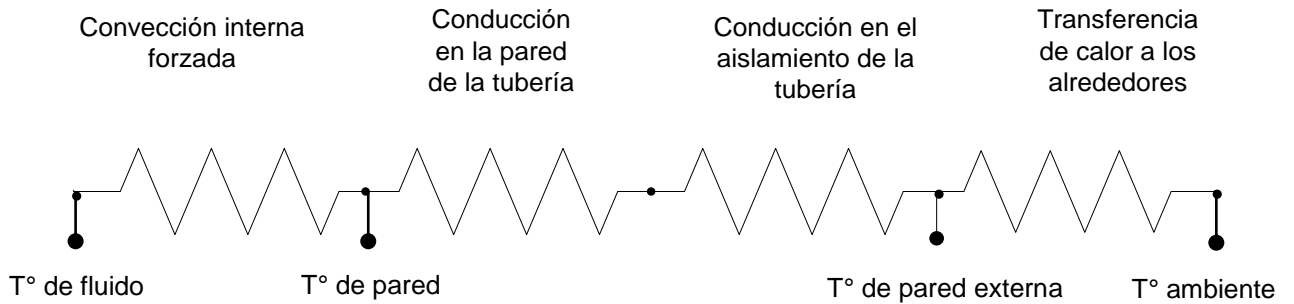
Fuente: Lahey R.T., Rice C.K., Whalley P.B., Hewitt G.F., VDI.<sup>27-34</sup>

### 3.3 ENERGÍA TÉRMICA

Con el fin de verificar la energía del vapor al llegar al yacimiento y teniendo en cuenta que el vapor pierde energía por transferencia de calor en la líneas de vapor desde la salida del generador hasta el fondo de pozo, se requiere al igual que el cálculo de la caída de presión del flujo bifásico en la tubería, calcular la transferencia de calor y adicionalmente verificar el impacto e influencia del aislamiento térmico.

En las tuberías de inyección de vapor se presentan tres tipos de transferencia de calor; primero, el fluido en el interior de la tubería desarrolla un proceso convectivo sobre la pared interna del tubo; segundo, la pared de la tubería presenta transferencia de calor por conducción, así como en la capa de aislamiento que le sigue (si es que la tiene). Por último, en ocasiones, hay una delgada capa de revestimiento de aluminio, en la cual existe un proceso de conducción que no se considerará en este estudio, así mismo, la transferencia de calor por convección natural, y de emisión por radiación hacia los alrededores, ver Figura 15.

**Figura 15. Serie de resistencias a la transferencia de calor.**



Fuente: Autor.

De todos los procesos de transferencia de calor, el que conlleva una mayor complejidad es el proceso de convección interna, teniendo en cuenta que el fluido en el interior se presenta como una mezcla de líquido y vapor saturado y las propiedades de las mezclas corresponden a la ponderación de las propiedades de fases según las condiciones puntuales en cada elemento diferencial.

A continuación se presentan algunos procedimientos empleados para evaluar los procesos de transferencia de calor por convección interna en la tubería, tratando como tema fundamental la determinación del coeficiente de transferencia de calor, con el cual se podrá evaluar la tasa de pérdida térmica en la tubería.

### **3.3.1. Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor.**

Considerando que las líneas de inyección no cuentan con un sistema adicional de suministro de energía térmica en su trayecto, se considera que el vapor tendrá una tendencia a volverse líquido (perder energía térmica), razón por la cual, se analizaron las correlaciones de Hughmark (1965), Martin-Sims (1971), Shah

(1979), Kago (1986), Gnielinski (1998), entre otros, ver Anexo B, para determinar el coeficiente convectivo y la transferencia de calor del vapor en condensación.

Con base en varios estudios, como el caso de Valladares O.<sup>54</sup>, que en su tesis doctoral, concluyó: “De este estudio preliminar se puede ver que la correlación de Dobson es la más efectiva para condensación”, así como otra premisa en su mismo libro: “Se observa de las gráficas que la correlación de Dobson se aproxima bastante a los valores experimentales” y teniendo en cuenta, la sencillez para el cálculo, se seleccionó la correlación de Dobson.

**Correlación Dobson-Chato (1998)<sup>55</sup>.** Desarrollaron una correlación luego de observar regímenes de flujo con fluidos bifásicos y mezclas casi azeotrópicas en condensación, dentro de tubos con diámetro interior 3,1 mm, 4,6mm y 7,1 mm.

En varios estudios se ha determinado que la correlación de Dobson-Chato proporciona una de las mejores aproximaciones para el flujo de refrigerantes (Boissieux, et al., 1999, p. 351; Thome et al., 2002, p.1143<sup>56</sup>). La correlación se basa en la división del fenómeno de condensación en dos regiones una de flujo laminar y otra de flujo ondulatorio que no compete para este estudio. La correlación para flujo anular es:

$$Nu = 0,023Re_f^{0,8}Pr_f^{0,4} \left[ 1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right] = \frac{hD}{k} \quad (\text{Ecuación 3.68})$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección y  $Nu$  es el número de Nusselt, un número adimensional que mide el aumento de la

---

<sup>54</sup> Valladares O., Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Tesis doctoral. 2000, pág 50.

<sup>55</sup> DOBSON, M, CHATO, JC. “Condensation in smooth horizontal tubes”. En: Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME. N°120 (1998) p. 193-213.

<sup>56</sup> THOME, J, R., SMIT F, J., Heat Transfer Coeffi

transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido fluye, comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. El número de Nusselt puede también verse como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie. Para el cálculo de  $X_{tt}$ :

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (\text{Ecuación 3.69})$$

### 3.3.2. Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire

**Convección natural:** La convección natural, o libre, se basa en cualquier movimiento del fluido que ocurre por medios naturales, como el efecto del viento del aire natural, sobre la tubería de inyección. Para cilindros horizontales es común utilizar la correlación de Churchill & Chu:

$$\overline{Nu} = \frac{hD}{k} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{para } Ra \leq 10^{12} \quad (\text{Ecuación 3.70})$$

donde  $Ra$  es el número de Rayleigh:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\mu^2} Pr \quad (\text{Ecuación 3.71})$$

$Gr$  es el número de Grashof y representa la razón entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\mu^2} \quad (\text{Ecuación 3.72})$$

Los coeficientes de transferencia de calor que se encuentran en la convección natural suelen ser mucho más bajos que los hallados en la convección forzada.

## **4. METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN**

En este capítulo se presenta la metodología empleada para calcular las pérdidas de energía en una tubería de inyección de vapor. Dentro de este capítulo se explica el modelo de volúmenes finitos empleado, la metodología para determinar el tamaño de las particiones, las condiciones operacionales consideradas y los escenarios de análisis que se estudiaron.

### **4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROBLEMA**

Una manera de mejorar el recobro en los yacimientos de petróleo es suministrando energía desde superficie, como alternativa de solución se realiza la inyección de vapor (Recuperación Térmica) al yacimiento, disminuyendo la viscosidad de los fluidos.

En los proyectos de inyección de vapor se mantiene una calidad a la salida del generador, que generalmente oscila entre el 70 y el 85%, sin embargo, existe un gran interrogante ante esta alternativa de solución para calentar el yacimiento: ¿Cuánta de esta calidad o “energía” llega a fondo de pozo?

Para dar respuesta de cuánta energía llega a fondo de pozo, se deben determinar los mecanismos que disminuyen la energía en el transporte del vapor a través de la línea de flujo. El vapor se genera bajo unas condiciones termodinámicas y, operacionales, envuelto en una infraestructura propia de cada línea de inyección y debe recorrer un tramo de tubería en el cual se presentan mecanismos de pérdida en la energía (energía hidráulica y energía térmica).

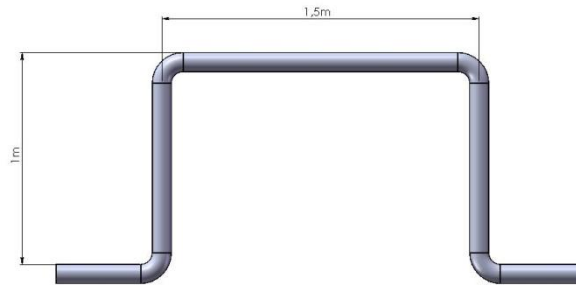
En términos de las pérdidas de transferencia de calor, el primer fenómeno que se presenta es el de transferencia de calor por convección desde el flujo bifásico hacia la pared de la tubería; el segundo es la transferencia de calor por conducción a través de la pared de la tubería y luego través de la capa de aislamiento (como una protección del aislamiento, se cuenta con una delgada lámina de aluminio que puede despreciarse para este cálculo). Finalmente se presenta la transferencia de calor hacia los alrededores, la cual se debe a los fenómenos de convección natural y radiación.

En términos de pérdidas en el flujo hidráulico, se le atribuye la fricción, ocasionada por la relación entre el flujo de vapor y la superficie interna de la tubería, así mismo, la pérdida ocasionada por los choques de flujo en cada codo o cambio de dirección de las líneas de inyección.

En la distribución de la tubería se presenta dos tipos de tramos, los horizontales y los verticales, siendo los tramos inclinados particularmente poco usuales. Los tramos horizontales se emplean en la superficie para conectar el generador de vapor con la cabeza de pozo, y los verticales para llevar el vapor desde la cabeza de pozo hasta el fondo de este.

Con el fin de evitar averías mecánicas por la expansión térmica de la tubería de inyección, la red de inyección cuenta con “*loops*” de expansión, los cuales permiten pequeñas dilataciones sin que ello repercuta en la integridad la tubería. Estos “*loops*” son pequeños anillos abiertos que constan de dos tramos verticales de tubería y uno horizontal, ver Figura 16, que deben considerarse dentro de la distribución geométrica de la tubería; normalmente se ubican cada 100 ft de tubería.

**Figura 16. “Loop” de expansión.**



Fuente: Autor.

## **4.2 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN**

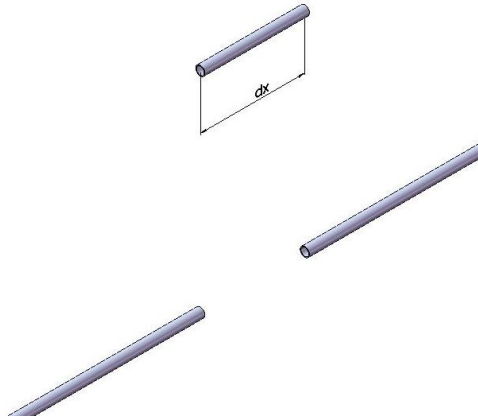
Para analizar la tubería es necesario considerar que el proceso de inyección es estacionario y a medida que el vapor pierde energía, su calidad y presión cambian. Por esta razón es necesario dividir la tubería en pequeños incrementos de longitud, en los cuales es posible considerar que las propiedades no varían en forma abrupta. En consecuencia se plantean las ecuaciones de conservación de forma integral para poder evaluarlas a lo largo de todo el recorrido.

A partir de un valor inicial, por ejemplo a la salida del generador, se determinan las condiciones en algún punto aguas abajo del flujo, que serán las condiciones de entrada del siguiente paso, avanzando hasta el final del pozo, integrando las ecuaciones del gradiente de presión y entalpía a través de los pequeños incrementos de longitud.

Tal y como se detalló en la introducción temática del capítulo dos, cada segmento de tubería se establece por el cambio significativo en el ángulo de inclinación, por el cambio del material, diámetro o material del acero o aislamiento, así mismo, es posible que en estos segmentos sean tan largos que se presente un cambio en el gradiente de presión debido a los cambios de densidad, velocidad superficial local

o en el patrón de flujo del vapor, tal que, cada segmento se divide en pequeños tramos diferenciales, ver Figura 17.

**Figura 17. Incremento o partición de la tubería.**



Fuente: Autor.

Cada tramo de tubería se tratará como un conjunto de volúmenes finitos, considerando el sistema unidimensional, dividiendo el recorrido de la tubería y discretizando las ecuaciones por medio de un método numérico para cada uno de los volúmenes. Al final se obtendrá un sistema de ecuaciones no lineales, que al ser resuelto proveerá los cambios de las propiedades a lo largo del recorrido evaluado.

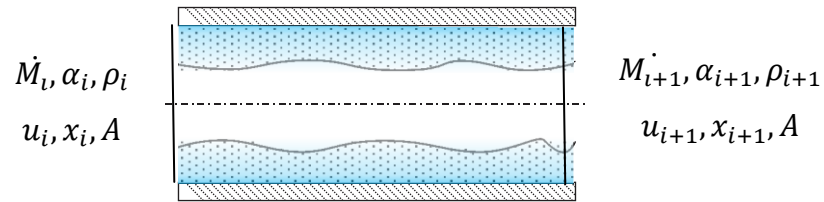
El sistema de ecuaciones no lineales está formado por<sup>57</sup>:

- 1) Ecuaciones de conservación que definen el comportamiento del fluido dentro del tubo.
- 2) Ecuaciones de estado que definen las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido de trabajo.
- 3) Expresiones que definen los valores de los parámetros experimentales involucrados en las ecuaciones de conservación.

---

<sup>57</sup>FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia.

**Figura 18. Volumen de control unidimensional.**



Fuente: Fuentes D., pág. 64.

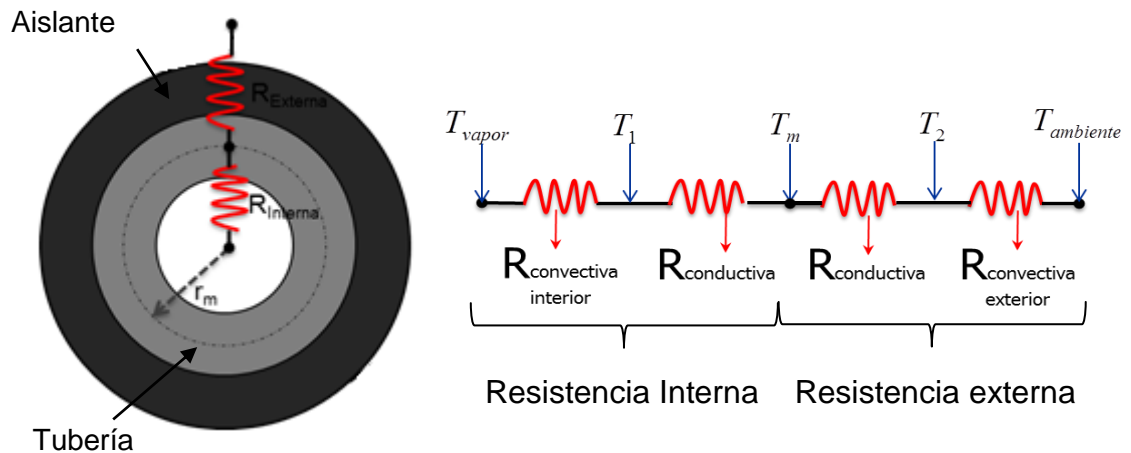
El proceso de integración para cada volumen de control consiste, en partir de unas condiciones de entrada al volumen de control conocidas, es decir propiedades y parámetros del flujo para determinar las condiciones a la salida. Estas condiciones de salida serán las condiciones de entrada para el siguiente volumen de control. Para integrar las ecuaciones de conservación en cada uno de los volúmenes de control, se requiere un proceso iterativo debido a que no se conoce la presión, ni las propiedades a la salida por lo que el sistema de ecuaciones del elemento discretizado resulta fuertemente acoplado.

Las particiones de la tubería se seleccionan de acuerdo al nivel de precisión que se desea, sin embargo, un tramo largo y continuo de tubería de inyección de vapor, particiones equivalentes al 10% de la longitud del incremento pueden ser suficientes.

En la Figura 19 se muestra un modelo de los fenómenos de transferencia de calor que se tuvieron en cuenta para el cálculo de la pérdida de energía térmica. Se observa como parámetro principal la temperatura de pared, la cual se supone entre la temperatura del vapor y la temperatura ambiente. Se consideran dos resistencias térmicas, inicialmente se toma la resistencia térmica desde el interior hasta la mitad del espesor de la tubería y otra resistencia térmica, desde la mitad del espesor de la tubería hasta el exterior. Las resistencias térmicas estarán conformadas de la siguiente manera:

- Resistencia térmica desde el interior hasta la mitad del espesor de la tubería: Fenómeno de convección (proceso de condensación), sumado a la conducción del calor en el espesor de la mitad de la tubería.
- Resistencia térmica desde la mitad del espesor de la tubería hasta el exterior: Fenómeno de conducción del calor en el espesor de la mitad de la tubería, sumado a la resistencia térmica por conducción de calor en el aislamiento (si existe), y una resistencia térmica por convección natural exterior.

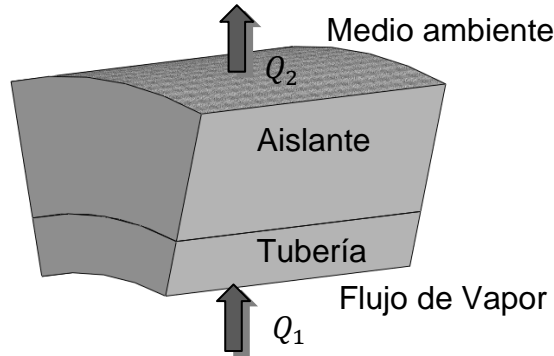
**Figura 19. Modelo de fenómenos de transferencia de calor en tuberías de inyección de vapor**



Fuente: Autor

El punto de partida para la solución es la suposición de una temperatura media en la mitad del espesor de la tubería, la cual es común para ambos grupos de resistencias, y con ella se calcula el flujo de calor que va desde el interior de la tubería (vapor) hasta el medio ambiente, como se observa en la Figura 20. Con el resultado obtenido se re-calcula la temperatura media de la pared, la cual se aproximará más a la temperatura real y hace posible que al emplearla como nuevo punto de partida, se obtenga un resultado con un margen de error mucho menor.

**Figura 20. Transferencia de calor a través de la pared.**



Donde  $Q_1$  corresponde al flujo de calor que va del fluido a través de la pared de la tubería y  $Q_2$  es el flujo de calor que sale a través de la pared hacia el medio ambiente.

Fuente: Autor

A continuación se describe la estrategia de cálculo utilizada en este modelamiento, la cual se desarrolló a través del método de volúmenes finitos. Esta metodología fue implementada a partir del trabajo realizado y publicado por Fuentes D., Chacón J., y Gélvez O.<sup>58</sup>

Asumiendo que el flujo es unidimensional, las propiedades son constantes para el cálculo de las resistencias térmicas y la conducción de calor longitudinal es cero, se puede realizar el reagrupamiento de la ecuación de conservación de la energía para el vapor:

$$\frac{dT_l}{dx} = \sum_{k=1}^{n_l} \frac{(UA)_{kl} / dx}{\dot{M} C_p} (T_{w_k} - T_l) \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

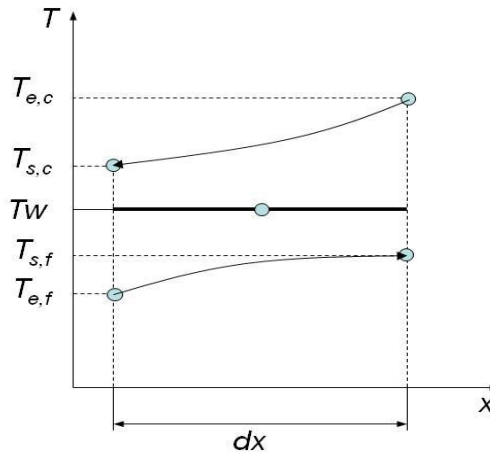
En el caso de considerar la temperatura de pared constante, a lo largo de la celda, ver Figura 21, se integra:

$$\int_{T_{ent}}^{T_{sal}} \frac{dT_l}{\sum_{k=1}^n \frac{(UA)_{kl} / dx}{\dot{M} C_p} (T_{w_k} - T_l)} = \int_0^{\Delta x} dx_l \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

<sup>58</sup> Revista UIS Ingenierías, Vol. 7, No 2 (2008) Fuentes D., Chacón J., y Gélvez O., Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. Parte 1: desarrollo de la formulación

donde  $\frac{(UA)_{kl} / dx}{\dot{M} C_p}$  es el número de unidades de transferencia de calor por unidad de longitud y será especificado en adelante como  $NTU_{kl}$ .

**Figura 21. Esquema de temperatura de pared constante TPC**



Fuente: Fuentes D., Chacón J., y Gélvez O.

A partir de la integración de la ecuación anterior se obtiene la temperatura del fluido a la salida de la celda, dada por<sup>59</sup>:

$$T_{sal} = \left( \frac{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} Tw_k}{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl}} \left( 1 - \exp \left( - \sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} \Delta x_l \right) \right) \right) + T_{ent} \exp \left( - \sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} \Delta x_l \right) \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Conociendo que la distribución de la temperatura de pared es constante, y la temperatura de salida del fluido, se puede evaluar el calor transferido desde una pared  $k$  hasta el fluido  $l$  como:

$$Q_{kl} = \int_0^{\Delta x} \frac{UA_{kl}}{dx_l} (Tw_k - T_l) dx_l \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

<sup>59</sup> Revista UIS Ingenierías, Vol. 7, No 2 (2008) Fuentes D., Chacón J., y Gélvez O., Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. Parte 1: desarrollo de la formulación

donde se reemplaza la dependencia de  $T_l$  en  $x$  por la expresión dada en la  $T_{sal}$  y el valor de  $\Delta x_l$  por  $x_l$ , de la anterior ecuación se obtiene finalmente:

$$Q_{kl} = \frac{UA_{kl}}{dx_l} \left( \frac{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} Tw_k}{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl}} - Tw_k \right) \Delta x_l + \frac{(UA_{kl})/dx_l}{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl}} \left( \frac{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} Tw_k}{\sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl}} - T_{ent_l} \right) * \left[ 1 - \exp \left( - \sum_{k=1}^{n_l} NTU'_{kl} \Delta x_l \right) \right] \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Se observa que la evaluación del calor transmitido en la ecuación anterior depende solamente de términos conocidos. La ecuación de conservación de la energía se evalúa por medio de:

$$(\dot{M} e)_{sal} - (\dot{M} e)_{ent} = \sum_{k=1}^{n_l} Q_{kl} \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

A partir de la ecuación de la energía  $e = h + \frac{u^2}{2} + gz \text{sen} \theta$ , conocida la velocidad de entrada y salida, es posible evaluar la entalpía del fluido a la salida de la celda, que junto con la evaluación de la ecuación de la cantidad de movimiento para encontrar la presión a la salida de la celda, permitirá encontrar la temperatura a la salida por medio de una ecuación de estado conveniente.

La integración de la ecuación de la cantidad de movimiento en la celda está determinada por<sup>60</sup>:

$$-(p_{sal} - p_{ent}) = \sum_{k=1}^{n_l} \int_0^{\Delta x_l} \frac{\Delta p}{\Delta x} dx_l + \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \left( \frac{1}{\rho_{sal}} - \frac{1}{\rho_{ent}} \right) \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

Seguidamente se procede a encontrar una expresión para la temperatura del centro de la celda de pared.

$$Tw_k = \frac{\left( \sum_{j=W,E,N,S} \frac{k_j A_j T_j}{\Delta x_j} + \sum_{l=1}^2 R_l T'_l \right)}{\left( \sum_{j=W,E,N,S} \frac{k_j A_j}{\Delta x_j} + \sum_{l=1}^2 R_l \right)} \quad (\text{Ecuación 4.8})$$

<sup>60</sup> Revista UIS Ingenierías, Vol. 7, No 2 (2008) Fuentes D., Chacón J., y Gélvez O., Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. Parte 1: desarrollo de la formulación

y acorde a conducción longitudinal de calor despreciable, el término:

$$\sum_{j=W,E,N,S} \frac{k_j A_j T_j}{\Delta x_j} = 0 \quad (\text{Ecuación 4.9})$$

$T_j$  es la temperatura de las paredes vecinas a la pared  $k$ , y el subíndice  $l$  corresponde a los fluidos que transfieren calor con la pared  $k$ .  $R_l$  es la resistencia térmica correspondiente entre el fluido  $l$  y la pared  $k$ , dado por  $(UA)_{kl}$ , mientras que  $T_l'$  es una pseudo-temperatura media, dada por:

$$T_l' = \frac{-T_{sal_l} \left[ 1 - \left( \frac{A}{B} \right) \right] + T_{ent_l} \left[ \exp(-B\Delta x_l) - \left( \frac{A}{B} \right) \right]}{A} \quad (\text{Ecuación 4.10})$$

Con  $A = 1 - \exp(-B)$  y  $B = \sum_{k=1}^{n_l} NUT_l' \Delta x_l$

El paso final es evaluar el calor transmitido entre cada uno de los fluidos y la pared con las nuevas condiciones calculadas, dado por:

$$Q_{kl} = (UA)_{kl} (T_{W_k} - T_l') \quad (\text{Ecuación 4.11})$$

Considerando el proceso anterior como un sistema iterativo, se procede a realizar la siguiente secuencia:

- Asumir unas propiedades y parámetros del flujo a la salida del volumen de control (presión y título).
- Calcular la presión de salida del volumen de control mediante la ecuación de cantidad de movimiento.

- Calcular las propiedades y parámetros del flujo a la salida del volumen de control a partir de la presión calculada anteriormente (entalpía de las fases líquida y vapor) a través de la ecuación de estado.
- Calcular la calidad del vapor.
- Calcular el gradiente de presión por fricción y el coeficiente de transferencia de calor por convección interna y convección natural en el exterior.
- Repetir los pasos 2 a 5 hasta alcanzar la convergencia en la presión de salida.

Esta secuencia aplica tanto para el fluido interior (vapor), como para el fluido exterior, analizando uno después del otro. La integración de la ecuación de conservación de la energía para el vapor, se puede considerar entonces como un problema de valor inicial, donde para unas condiciones de frontera de entrada conocidas, en este caso velocidad, entalpía y presión, y temperatura de pared, se procederá a encontrar las propiedades a la salida de la celda, una vez más, velocidad, entalpía y presión.

Si durante este proceso el modelamiento determina que las variables de salida arrojan un resultado incongruente como una calidad o presión negativa, el programa automáticamente reduce la longitud del elemento diferencial a la mitad, permitiendo un cálculo más puntual del flujo y reduciendo la incidencia de fuentes de error. Este procedimiento de reducción del volumen finito evaluado también se realiza cuando se registran variaciones en el patrón de flujo, o en las condiciones asumidas para las propiedades en dicho tramo.

Evidenciando la necesidad de implementar el modelo de manera ágil y práctica, se desarrolló un software, en el cual se pueden cargar los datos de diferentes líneas de inyección de vapor y demás características descritas de manera esquemática a continuación. En el Anexo C, se refiere con mayor detalle la operación del software con el manual del usuario.

## 5. MODELAMIENTO Y RESULTADOS

Para realizar el modelamiento del vapor en las líneas de inyección, se debe hacer un análisis preliminar sobre los parámetros operacionales que puedan influenciar en el desarrollo del vapor en el yacimiento. Dentro de las condiciones operacionales, se identifican dos grandes grupos que influyen de manera directa sobre la evolución de estas condiciones, el primero corresponde a las condiciones geométricas de la infraestructura, los cuales hacen referencia a diámetros, distancias, inclinaciones, y calibres de la tubería utilizados en los procesos de inyección de vapor; y el segundo corresponde a las características termodinámicas bajo las cuales se lleva a cabo la inyección de vapor.

La inyección de vapor consiste en suministrar calor a la formación de manera directa, su propósito principal es reducir la viscosidad del petróleo y producir de una manera más eficiente el aceite que permanece en el yacimiento. Además del efecto de reducción de viscosidad, también se presentan cambios en la tensión superficial del aceite, por ende en la presión capilar y la permeabilidad relativa.

En la actualidad existen compañías que han medido la influencia de algunos factores que afectan la producción de hidrocarburo en un yacimiento con inyección de vapor. Schlumberger realizó un estudio en el cual determinó la influencia en la longitud de la tubería de inyección del vapor desde la salida del generador hasta cabeza de pozo, concluyendo que aumentando la longitud en la tubería de 1.2 hasta 2 km, se incrementarían las pérdidas de calor de 19 a 26 MMBTU/día, lo que representa alrededor de 6700 barriles de petróleo consumidos en el generador<sup>61</sup>. Con el fin de obtener el mejor desempeño en la aplicación de un proceso de recobro térmico, se deben considerar parámetros adicionales a la longitud de la línea de inyección, como lo son los parámetros de operación.

---

<sup>61</sup> Petroleum. Aplicación de balance de energía para optimizar procesos de inyección de vapor con segregación gravitacional para petróleos pesados. Bashbush, J. Valbuena, E . Noviembre de 2009

A continuación se realiza un análisis de los parámetros operacionales involucrados en el proceso de inyección de vapor.

**Tasa de inyección del vapor (bpd):** En la inyección continua, se utilizan tasas de inyección relativamente altas al inicio del desplazamiento, lo cual lleva a una comunicación térmica temprana entre los pozos productores e inyectores, es decir, a una rápida irrupción del vapor en el pozo productor después de determinado tiempo de inyección. Sin embargo, la utilización de una alta tasa de inyección implica que la presión con la cual el vapor es suministrado a la formación es moderadamente alto, lo cual crea mayores pérdidas de calor en los pozos inyectores y mayores esfuerzos térmicos en el “casing”<sup>62</sup>. Una aproximación empleada en los campos de crudo pesado de California, propuesta por Faruq Ali para calcular la tasa de inyección de un proceso de desplazamiento con vapor es emplear 1.5 Bls/acre-pie; sin embargo, el valor obtenido de dicha relación depende de la viscosidad del fluido que se desea recuperar, además de la capacidad y disponibilidad de los equipos de generación de vapor.

**Calidad del vapor:** La calidad del vapor, junto con la tasa y presión de inyección es uno de los parámetros operacionales más importantes en un proceso de recuperación térmica, depende principalmente de las propiedades del agua como temperatura y presión de saturación, calor específico, calor latente y calor sensible<sup>63</sup> y del equipo de generación de vapor que se emplee bien sea portátil o fijo. La calidad de vapor a la salida del generador debe ser lo más cercana a 1 para que al llegar a la cara de la formación, el vapor conserve la mayor cantidad de energía para calentar efectivamente el petróleo.

---

<sup>62</sup> BOBERG, Thomas. “Métodos de recobro térmico”1988.

<sup>63</sup> MUNNUCCI, J. E.: “Recobro Adicional de Petróleo por Métodos no Convencionales”. 1990. Capítulo 3. p. 14.

**Presión de inyección de vapor (psi):** La presión de inyección está relacionada directamente con la tasa de inyección; es importante considerar, que para el proceso de estimulación lo ideal es trabajar con tasas de inyección altas lo cual implica una presión de inyección de igual magnitud. Sin embargo, si la presión a la cual se inyecta el vapor es mayor que la presión de fractura del yacimiento, se puede dañar la formación generando pérdidas de calor y una disminución considerable en el factor de recobro. En la recuperación de crudo pesado se utilizan generalmente presiones de inyección moderadas, con el fin evitar fracturas en la formación.

## **5.1 ANÁLISIS DE INCIDENCIA EN PROCESOS DE INYECCIÓN DE VAPOR**

Analizando las variables involucradas en las ecuaciones de conservación, se pudo evidenciar que las variables más frecuentes son la tasa de inyección, la presión y la calidad del vapor. La velocidad másica se encuentra en las ecuaciones de conservación de energía y de cantidad de movimiento elevada al cuadrado, proporcionándole una relevancia particular. En el caso de la calidad del vapor, se encuentra presente en ambas ecuaciones pero a su vez es dividida por otra cantidad dependiente de la calidad, que es la fracción de huecos; además está involucrada en el cálculo del cambio de entalpía dentro del balance de energía y en el cálculo de la caída de presión dentro del balance de conservación de la cantidad de movimiento.

Por lo anterior, se determinaron diferentes escenarios de estudio de acuerdo a las condiciones operacionales y de infraestructura que normalmente se encuentran en los campos Colombianos, así mismo y para algunos casos se plantearon escenarios con el único fin analizar los resultados y valorar la lógica del modelo desarrollado. Dentro de los estudios desarrollados se plantearon dos condiciones operacionales de presión 400 y 1200 psi, con un flujo de inyección de 40 y 80

GPM, así mismo, se analizó el funcionamiento del modelo desarrollado a partir de escenarios de topografía (ascensos, descensos y llanos) y de infraestructura (con o sin “*loops*” de expansión, con o sin aislamiento). Este estudio se realizó variando las correlaciones para determinar la viscosidad bifásica, la fracción de huecos, la caída de presión y transferencia de calor, ver Anexo D.

En la Tabla 10 se plantearon cuatro casos base de estudio, basados en condiciones estándar de análisis, incluyendo presión y caudal, así mismo, se plantearon nueve diferentes alternativas de estudio, con las que se desea evaluar la influencia de las condiciones particulares, tal como, la distancia total de tubería en superficie y tubería hasta fondo de pozo, la presencia de “*loops*” de expansión térmica y de aislamiento en la tubería de superficie. El análisis del modelamiento del flujo de vapor se basó en comparar el caso base con las diferentes alternativas en la evolución del vapor y la presión a lo largo de la tubería.

Una representación del trabajo realizado se puede observar de manera esquemática a través de los escenarios descritos en la Figura 22, para los casos base y las alternativas de evaluación.




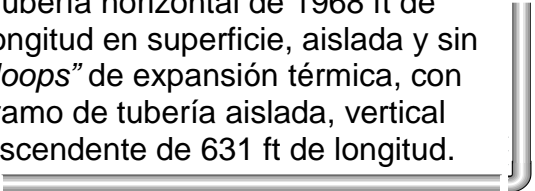

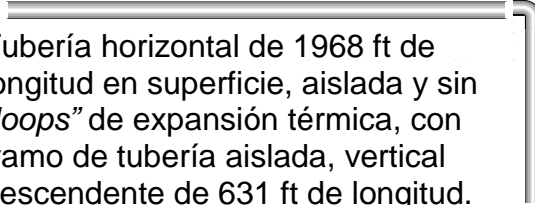

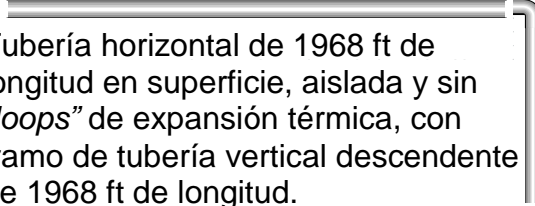


Considerando cada caso base con las respectivas alternativas de estudio, se realizó el modelamiento del flujo del vapor y se presenta el resultado gráfico de la evolución de la presión y la calidad a lo largo de la tubería de inyección. Posterior a presentar las gráficas de estudio de cada una de las alternativas con respecto a los caso base, ver Figuras 23 - 42, se realiza un análisis comparativo de los resultados del modelamiento del flujo del vapor, entre las alternativas del caso evaluado.

**Tabla 10. Estudio de incidencia en procesos de inyección de vapor.**

Nombre del caso	Distancia total (X,Y)/ Elevación (ft)	Loops de expansión	Aislante	Observación del análisis
Base 1	(1968,0) / 0	NO	SI	Tubería con inyección de vapor a 1200 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 80 GPM.
Base 2	(1968,0) / 0	NO	SI	Tubería con inyección de vapor a 400 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 80 GPM.
Base 3	(1968,0) / 0	NO	SI	Tubería con inyección de vapor a 1200 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 40 GPM.
Base 4	(1968,0) / 0	NO	SI	Tubería con inyección de vapor a 400 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 40 GPM.
Alternativa 1 (AT1)	(1968,0) / 0	SI	SI	Se desea verificar la influencia de los "loops" de expansión térmica.
Alternativa 2 (AT2)	(1968,0) / 0	NO	NO	Se quiere analizar la influencia del aislante térmico.
Alternativa 3 (AT3)	(3300,0) / 0	NO	SI	Se busca analizar la influencia de la cabeza potencial por cambios de elevación de la tubería.
Alternativa 4 (AT4)	(3300,0) / 13	NO	SI	
Alternativa 5 (AT5)	(3300,0) / -13	NO	SI	
Alternativa 6 (AT6)	(1968,631) / 0	NO	SI	Se desea verificar el resultado del modelo para el cambio de dirección vertical en ascenso.
Alternativa 7 (AT7)	(1968,-631) / 0	NO	SI	Se desea verificar el resultado del modelo para el cambio de dirección vertical en descenso (fondo de pozo).
Alternativa 8 (AT8)	(1968,-1968)/0	NO	SI	Se desea verificar la influencia de la tubería hasta fondo de pozo y la influencia de los "loops" de expansión térmica en superficie.
Alternativa 9 (AT9)	(1968,-1968)/0	SI	SI	

Fuente: Autor

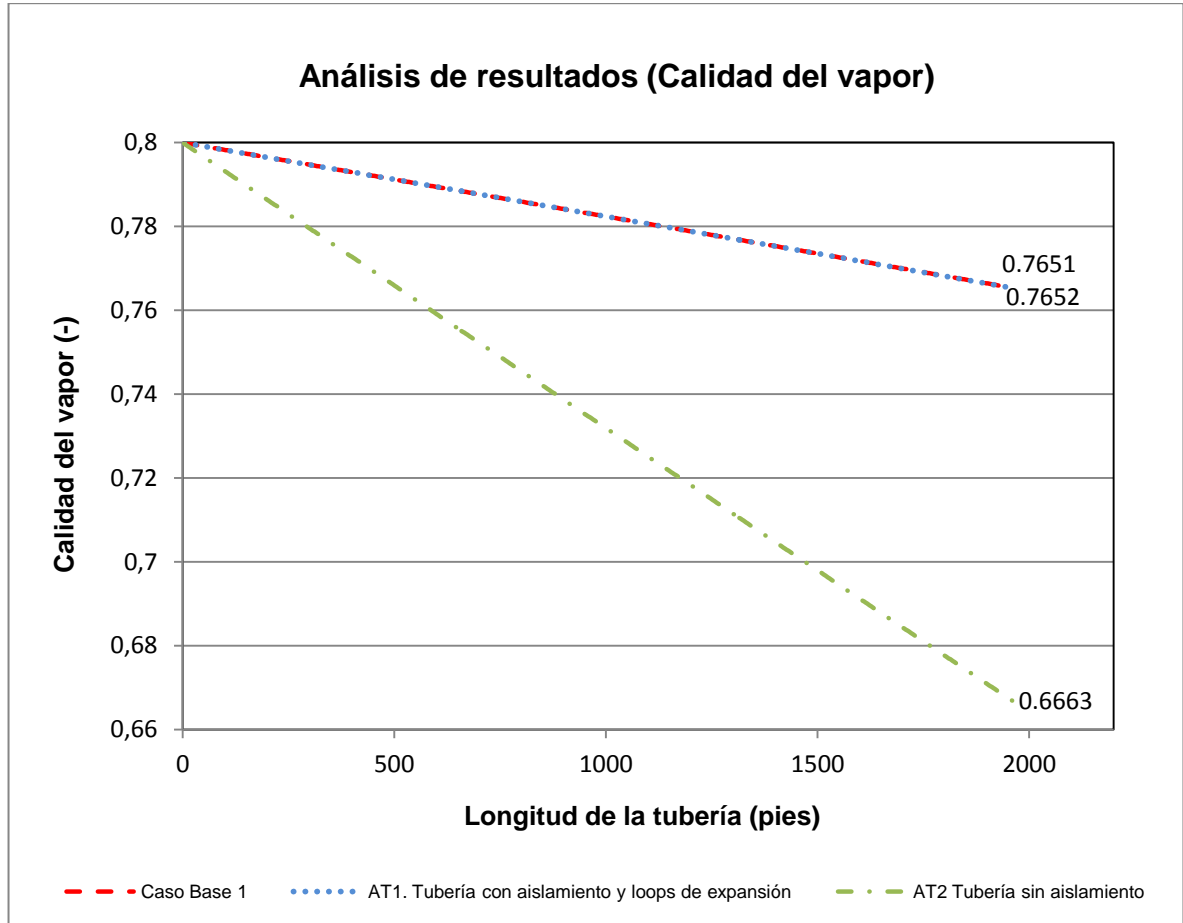
**Figura 22. Escenarios de incidencia en procesos de inyección de vapor**

<p style="text-align: center;"><b>CASOS BASE</b></p>  <p>Tubería aislada a condiciones de inyección de 1200 psi (40 y 80 gpm) y 400 psi (40 y 80 gpm) y calidad de 0.8.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 5</b></p>  <p>Tubería inclinada de 3300 ft con descenso de -13 ft, aislada y sin “loops” de expansión térmica.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 1</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud, aislada y con “loops” de expansión térmica.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 6</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud en superficie, aislada y sin “loops” de expansión térmica, con tramo de tubería aislada, vertical ascendente de 631 ft de longitud.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 2</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud, sin aislar y sin “loops” de expansión térmica.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 7</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud en superficie, aislada y sin “loops” de expansión térmica, con tramo de tubería aislada, vertical descendente de 631 ft de longitud.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 3</b></p>  <p>Tubería horizontal de 3300 ft de longitud, aislada y sin “loops” de expansión térmica.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 8</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud en superficie, aislada y sin “loops” de expansión térmica, con tramo de tubería vertical descendente de 1968 ft de longitud.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 4</b></p>  <p>Tubería inclinada de 3300 ft con ascenso de 13 ft, aislada y sin “loops” de expansión térmica.</p>	<p style="text-align: center;"><b>Alternativa 9</b></p>  <p>Tubería horizontal de 1968 ft de longitud en superficie, aislada y con “loops” de expansión térmica, con tramo de tubería vertical descendente de 1968 ft de longitud.</p>

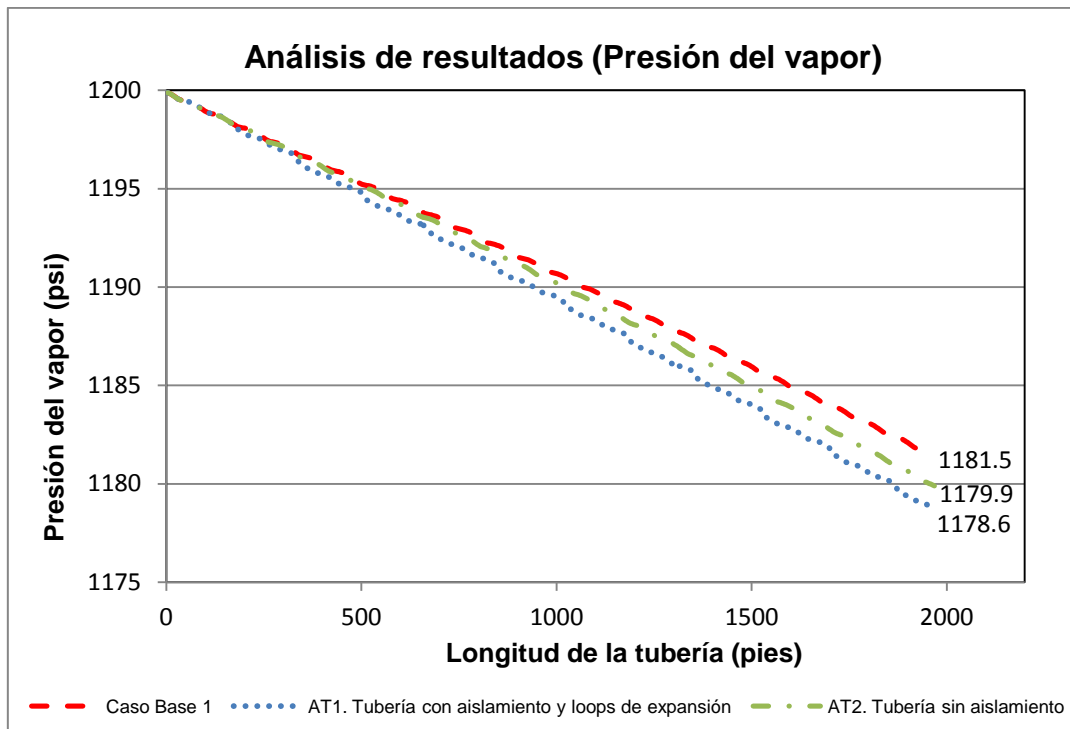
Fuente: Autor

En la Figura 23 se evidencia la evolución de la calidad (Figura 23, a) y la presión (Figura 23, b) para las alternativas 1 y 2 evaluadas respecto al caso base 1.

**Figura 23. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 y las alternativas 1 y 2.**



a) Evolución de la calidad del vapor



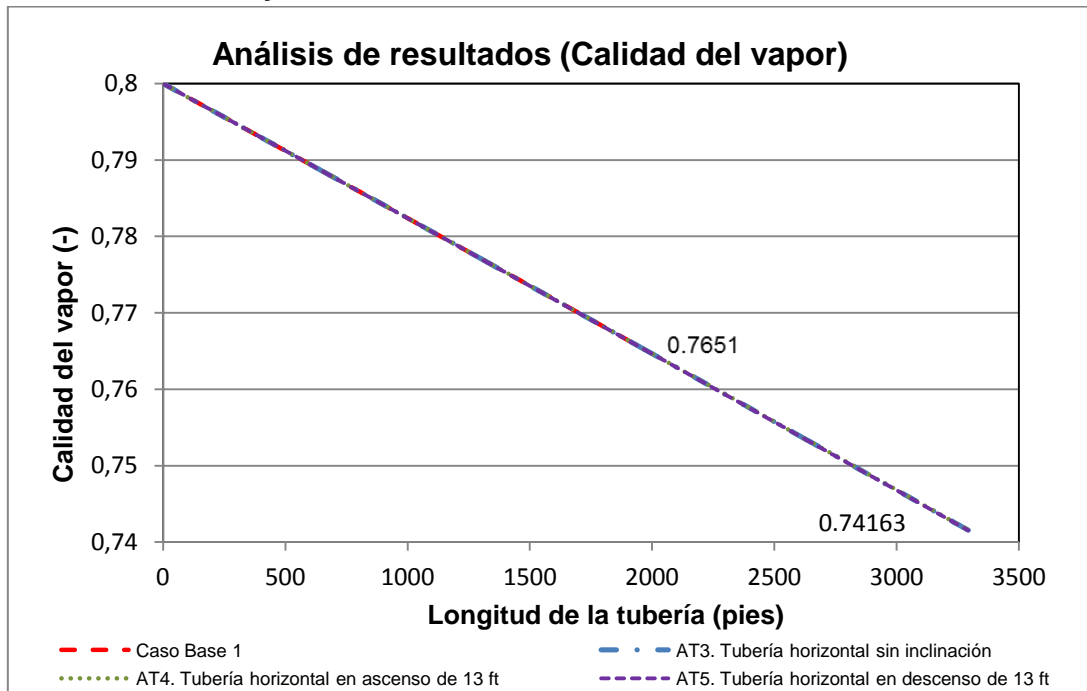
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

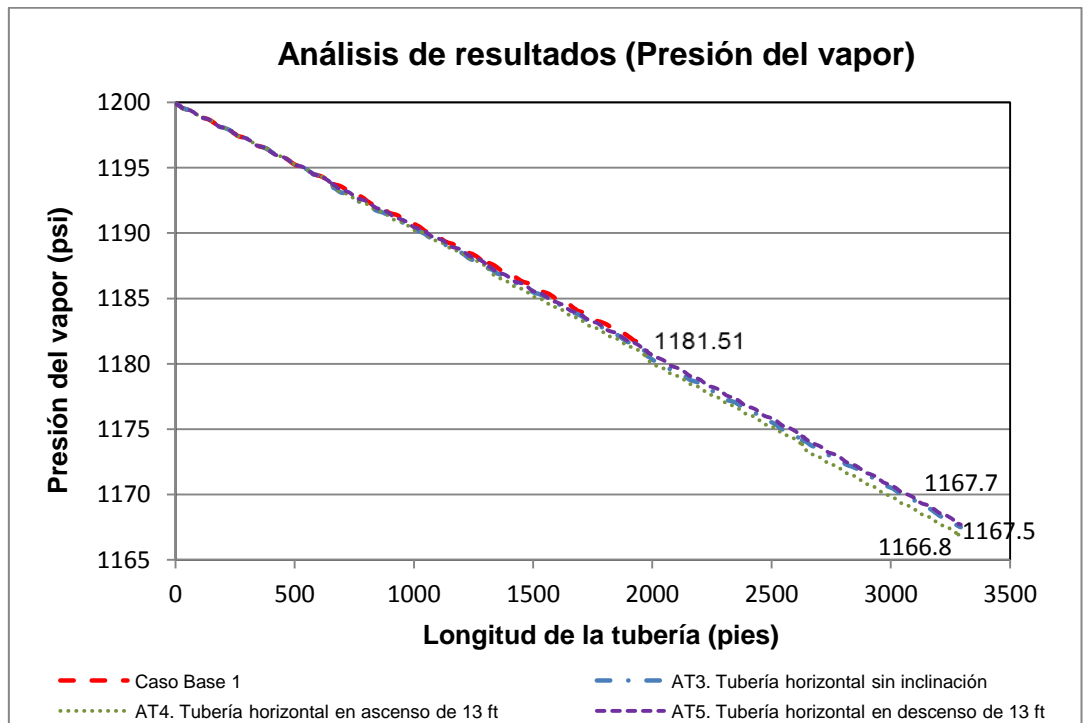
Comparando los resultados de las Alternativas 1 y 2 con respecto al caso base 1, se observa en la Figura 23a la influencia por no tener aislamiento sobre la evolución de la calidad del vapor en la tubería, generando una pérdida mayor de la calidad en un 10%. Sin embargo, se puede concluir que la calidad no se ve afectada por la presencia de los “loops” de expansión. En la Figura 23b se observa que la presión se ve afectada por el hecho no tener aislamiento y en una mayor proporción por la presencia de los codos en los “loops”.

A continuación se realiza el análisis de la influencia por cambios en la elevación de la tubería sobre el flujo de vapor con respecto las condiciones del caso base 1. En la Figura 24 se muestra la evolución de la calidad (a) y la presión (b), para las alternativas 3, 4 y 5.

**Figura 24. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 3, 4 y 5.**



a) Evolución de la calidad del vapor



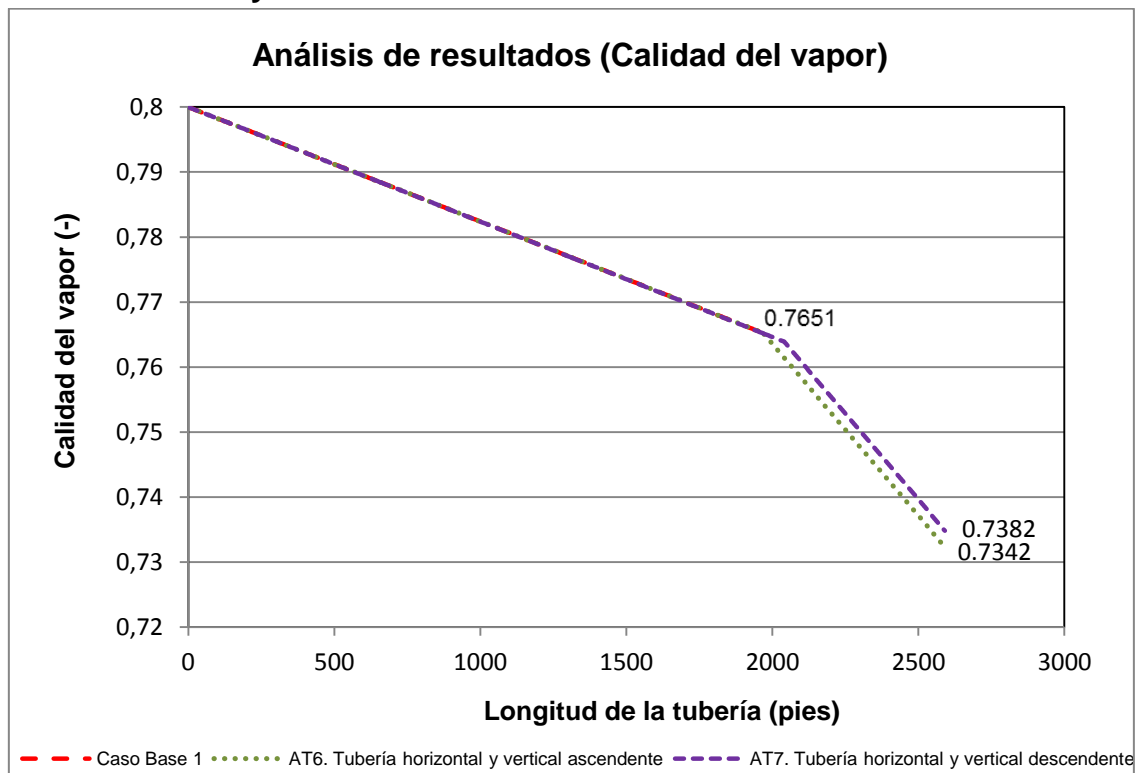
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

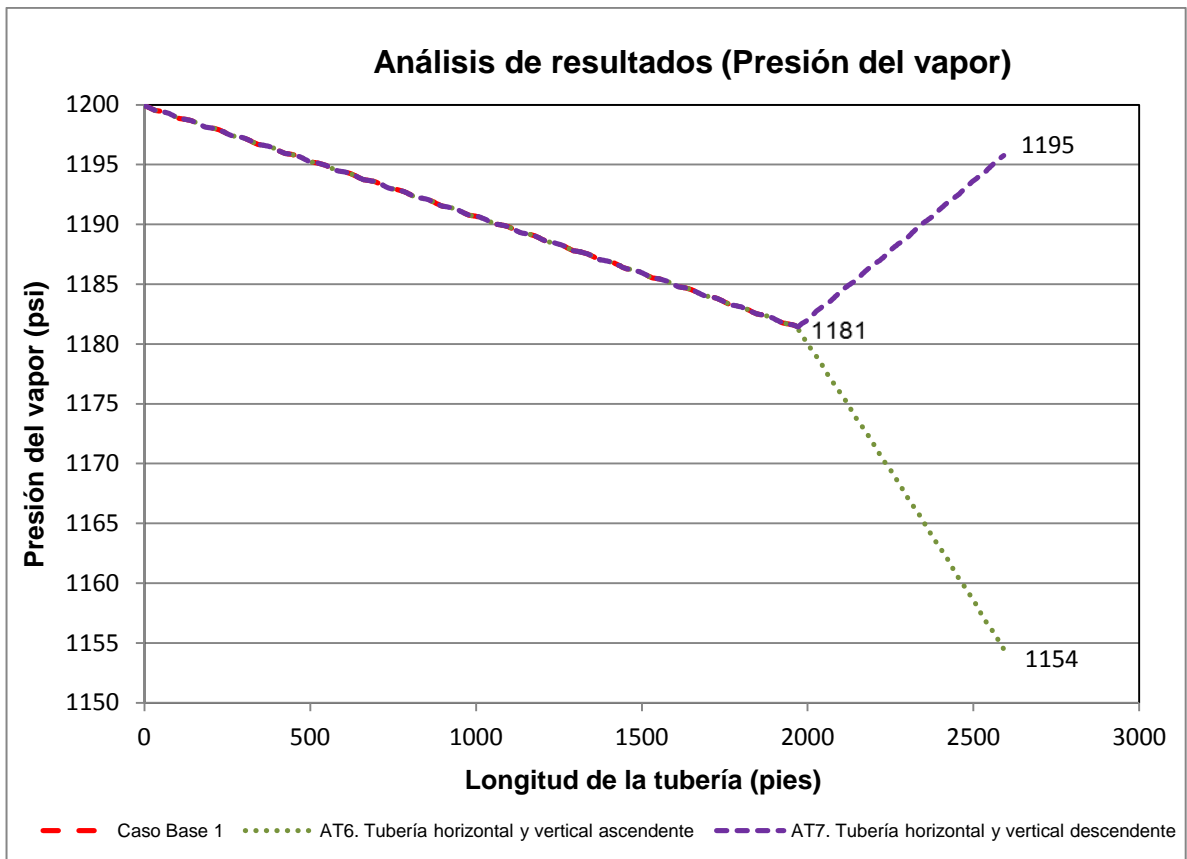
Acorde con la Figura 24, se puede observar que la evolución de la calidad no se ve afectada significativamente por la inclinación de la tubería. Sin embargo, aunque la presión no cae en la misma proporción, existe una mayor pérdida de presión para la tubería inclinada en ascenso. No se considera significativa la diferencia de presión entre las condiciones de la infraestructura por energía potencial, con un delta de presión inferior al 0.1%.

La Figura 25 muestra la evolución de la calidad y la presión para las condiciones del caso base 1, con respecto a las alternativas 6 y 7.

**Figura 25. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 6 y 7.**



a) Evolución de la calidad



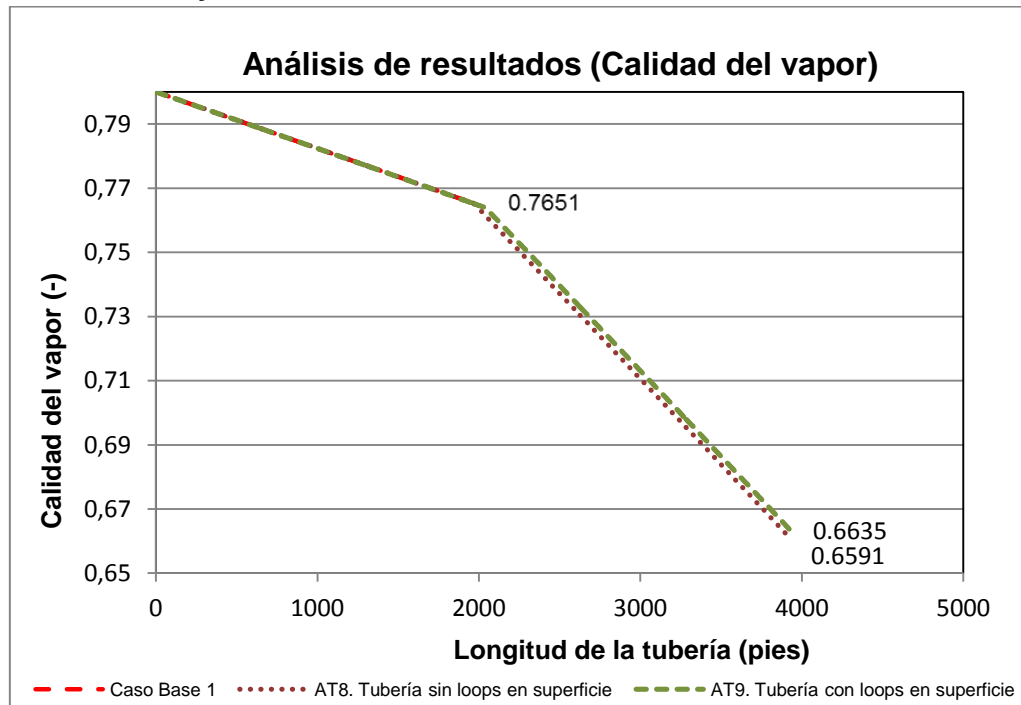
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

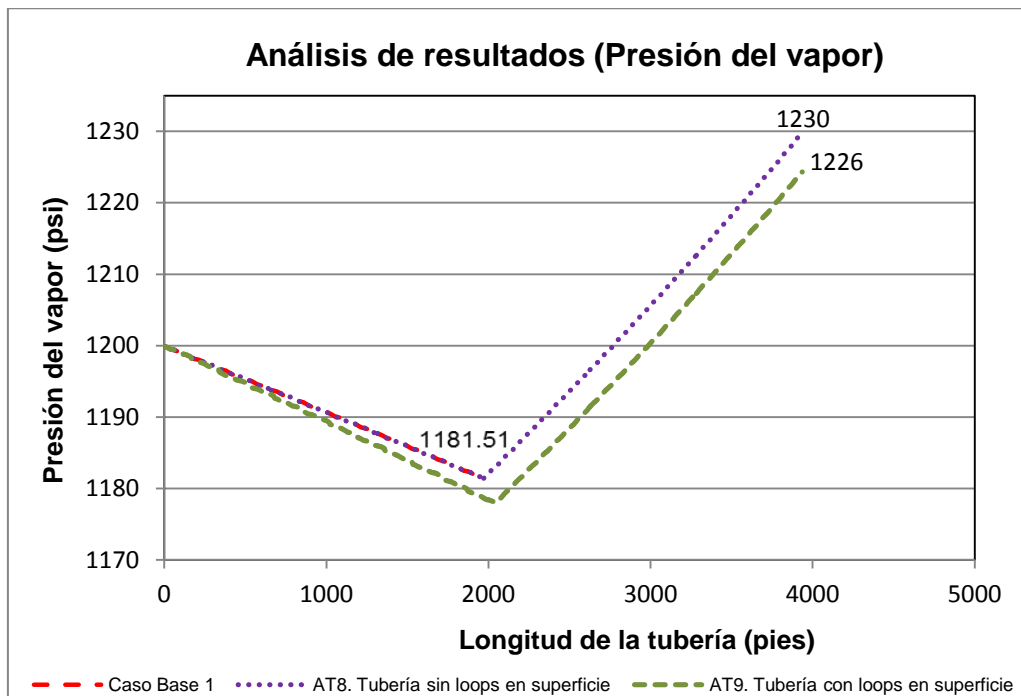
Como se observa en la Figura 25, la presión calculada para los tramos ascendentes y descendentes sigue la trayectoria esperada, es decir que la presión aumenta en tramos descendentes (15 psi) y disminuye en los tramos ascendentes (26 psi). Adicionalmente, no hay una influencia significativa sobre la calidad en cualquiera de los casos.

Se desea verificar la influencia de los “*loops*” en las tuberías de inyección. En la Figura 26 se podrá realizar la verificación del comportamiento de la calidad y la presión bajo las condiciones descritas en el caso base 1, las alternativas 8 y 9.

**Figura 26. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 1 con las alternativas 8 y 9**



a) Evolución de la calidad del vapor



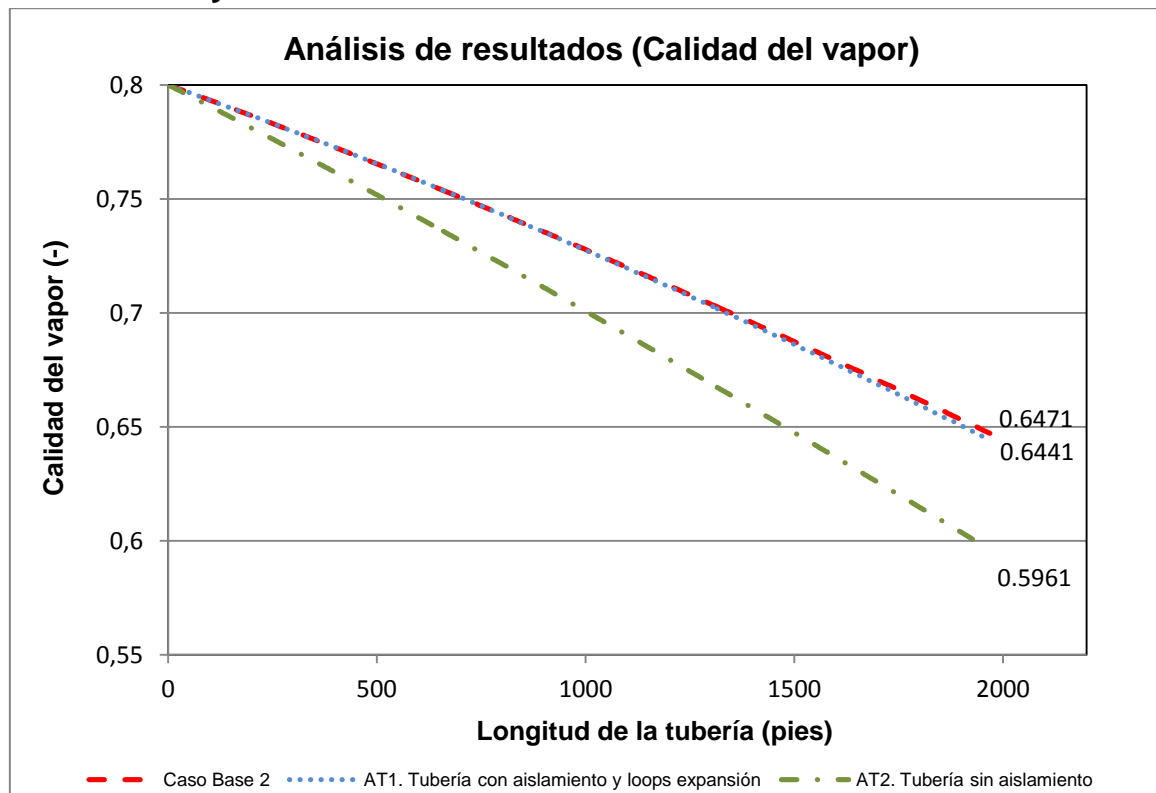
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

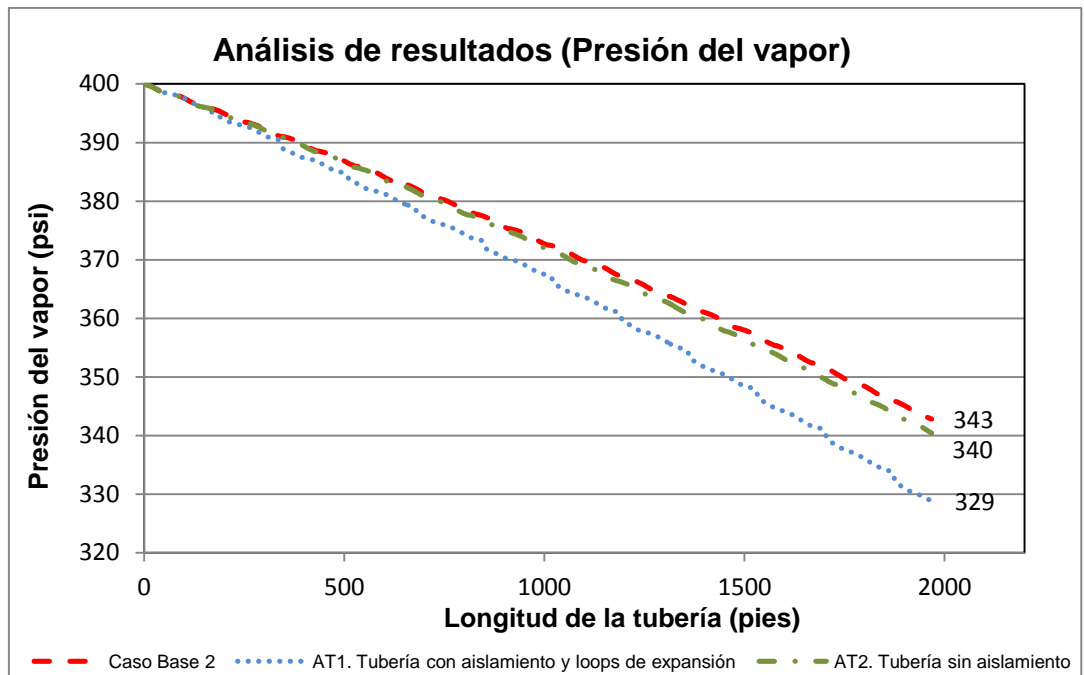
Según la Figura 26 y bajo las condiciones de inyección e infraestructura, la evolución de la presión sufre una leve influencia, aumentando la caída de presión en presencia de los “loops” en 4 psi. Sin embargo la calidad no se ve influenciada de manera significativa.

En la Figura 27 se observa la evolución de la calidad (Figura 27, a) y la presión (Figura 27, b) para las alternativas 1 y 2 evaluadas respecto al caso base 2.

**Figura 27. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 y las alternativas 1 y 2.**



a) Evolución de la calidad



b) Evolución de la presión del vapor

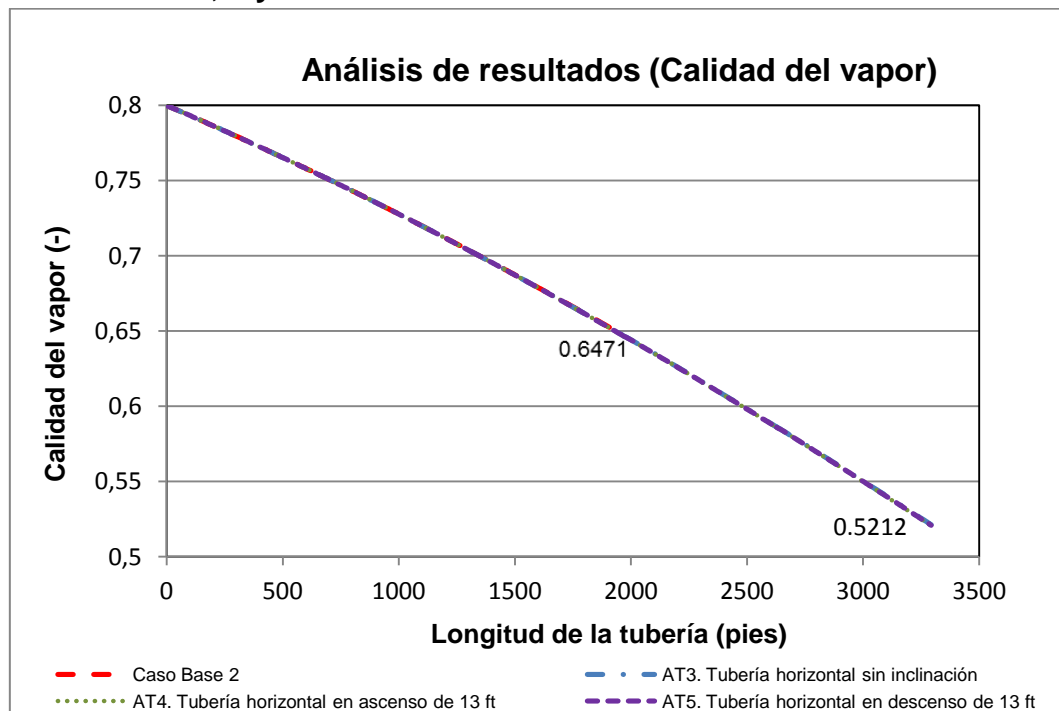
Fuente: Autor

Analizando la Figura 27, se observa una tendencia similar a los resultados de la Figura 23, en la evolución de la presión y la calidad entre el caso base 1 y el caso base 2 con respecto las alternativas 1 y 2. Como es obvio, los valores absolutos de las variaciones son diferentes, sin embargo, es posible interpretar los resultados entre los casos. Pareciera que los resultados fueran erróneos, teniendo en cuenta que la variación del título para el caso base 2 es mayor cuando se esperaría que fuera menor. Sin embargo, este resultado se explica con base al flujo másico. Inicialmente, a medida que aumenta la presión, la densidad del líquido disminuye (para 400 psi @ 828 Kg/m<sup>3</sup> y para 1200 psi @ 711 Kg/m<sup>3</sup>) para un flujo volumétrico constante (80 gpm) y en conclusión, al sistema entrará más flujo másico si la presión es menor. Entonces, dado que el flujo másico equivalente en el caso base 1 es menor que en el caso base 2, se presenta una menor pérdida de presión que conduciría a una menor variación de la calidad si se considerara el proceso isoentálpico. Adicionalmente, al haber mayor flujo másico en el caso base

2, el coeficiente de transferencia de calor por condensación debe aumentar<sup>64</sup>. Al sumar ambos efectos se debe esperar que a medida que la presión baje, disminuya la calidad y la presión a la salida de la tubería, tal como se visualiza en los cálculos presentados.

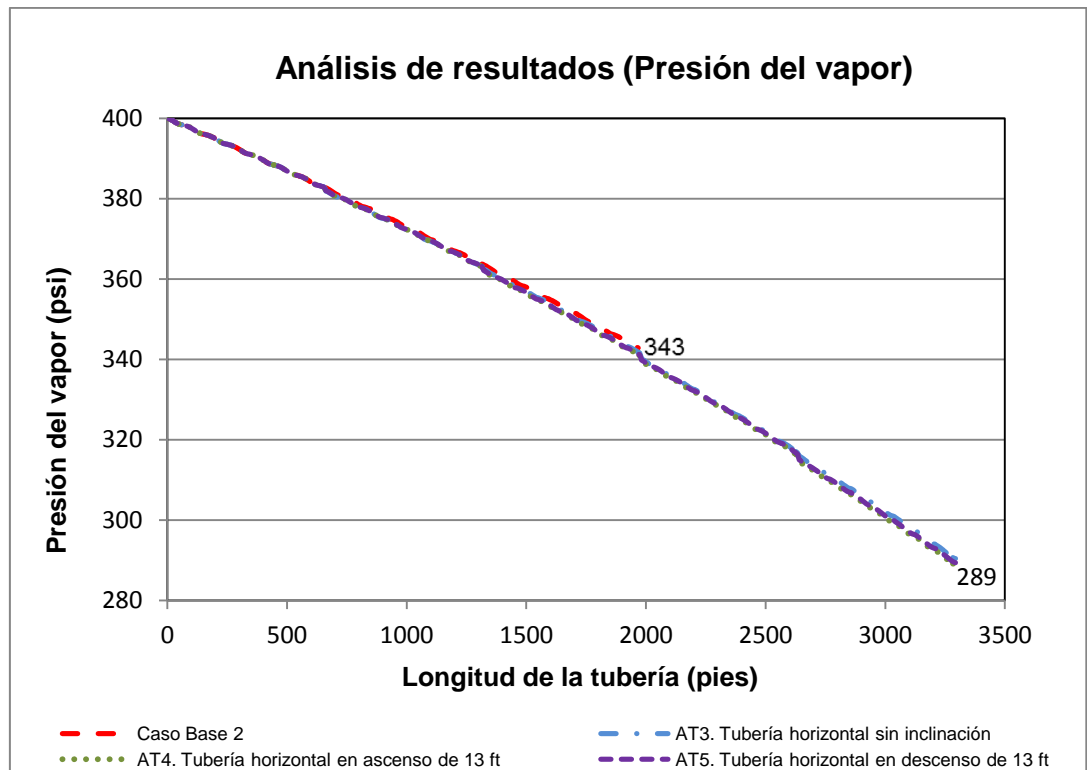
A continuación se realiza el análisis de la influencia por cambios en la elevación de la tubería sobre el flujo de vapor con respecto las condiciones del caso base 2. En la Figura 28 se reportan los resultados de la evolución de la calidad (a) y la presión (b) para la evaluación de las alternativas 3, 4 y 5.

**Figura 28. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 con las alternativas 3, 4 y 5.**



a) Evolución de la calidad del vapor

<sup>64</sup> F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J.M. Corberán-Salvador, J. González-Maciá, David Fuentes-Díaz, Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 6, September 2007,



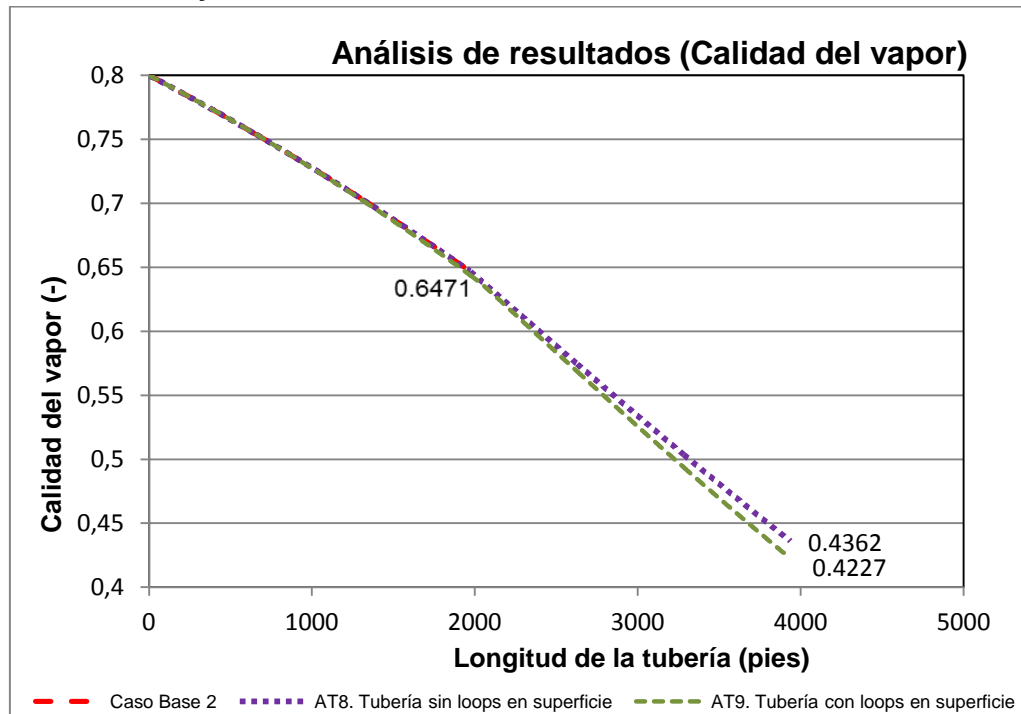
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

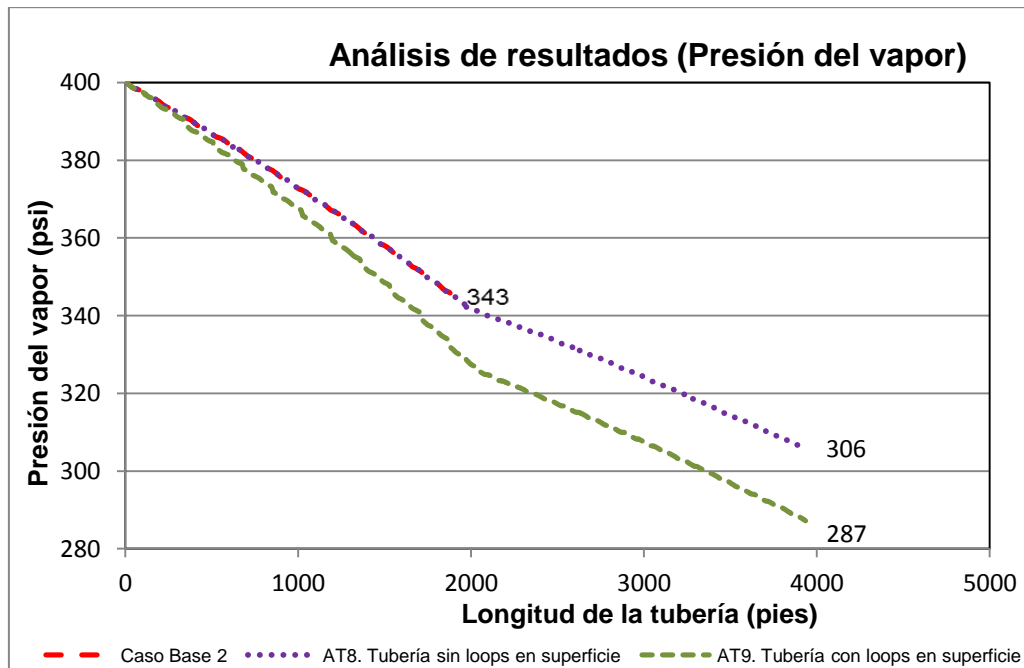
Acorde a la Figura 28, se observa un comportamiento similar al estudio realizado sobre el caso base 1, AT3, AT4 y AT5, Figura 24, donde la calidad no se ve afectada significativamente por la inclinación de la tubería. De igual manera, existe una mayor pérdida de presión para la tubería inclinada en ascenso. Sin embargo, no se considera significativa la diferencia de presión entre las condiciones de la infraestructura por energía potencial, con un delta de presión inferior al 0.1%.

A continuación se observa el resultado del estudio sobre la influencia de los “loops” de expansión en la tubería de inyección. En la Figura 29, son descritos los resultados de la calidad y la presión para las condiciones del caso base 2, con respecto a las alternativas 8 y 9.

**Figura 29. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 2 con las alternativas 8 y 9.**



a) Evolución de la calidad del vapor



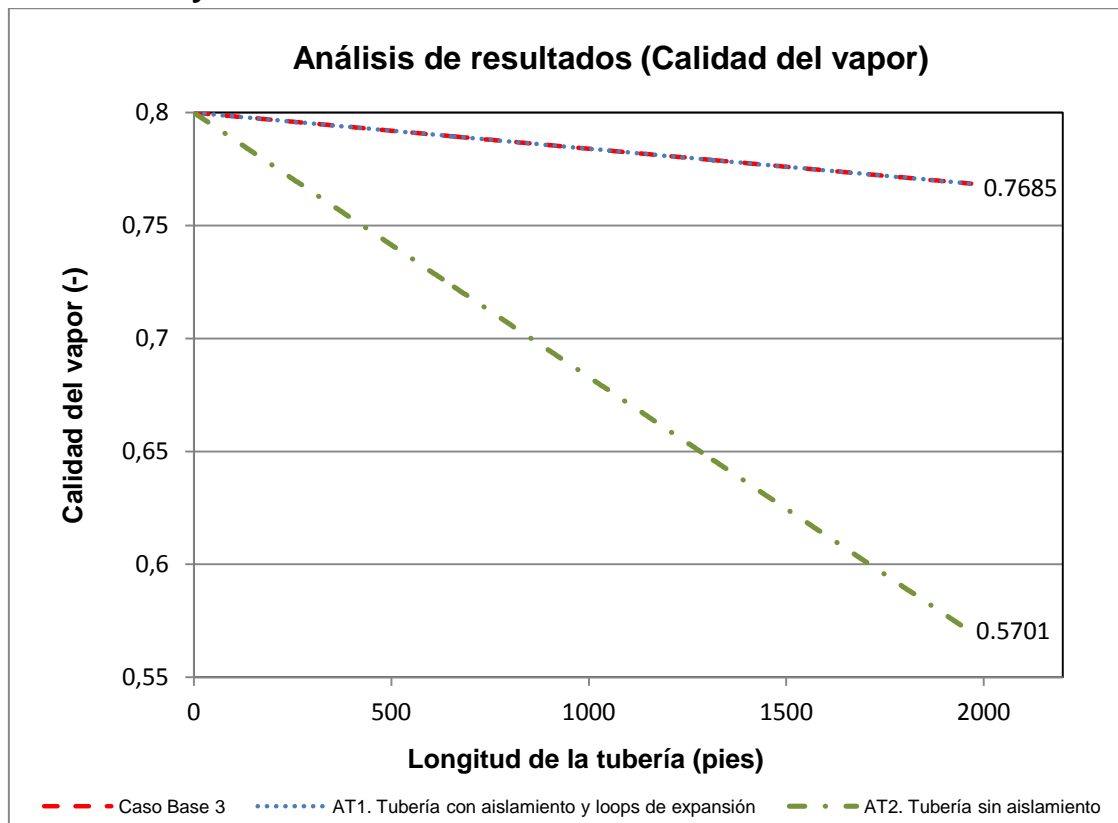
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

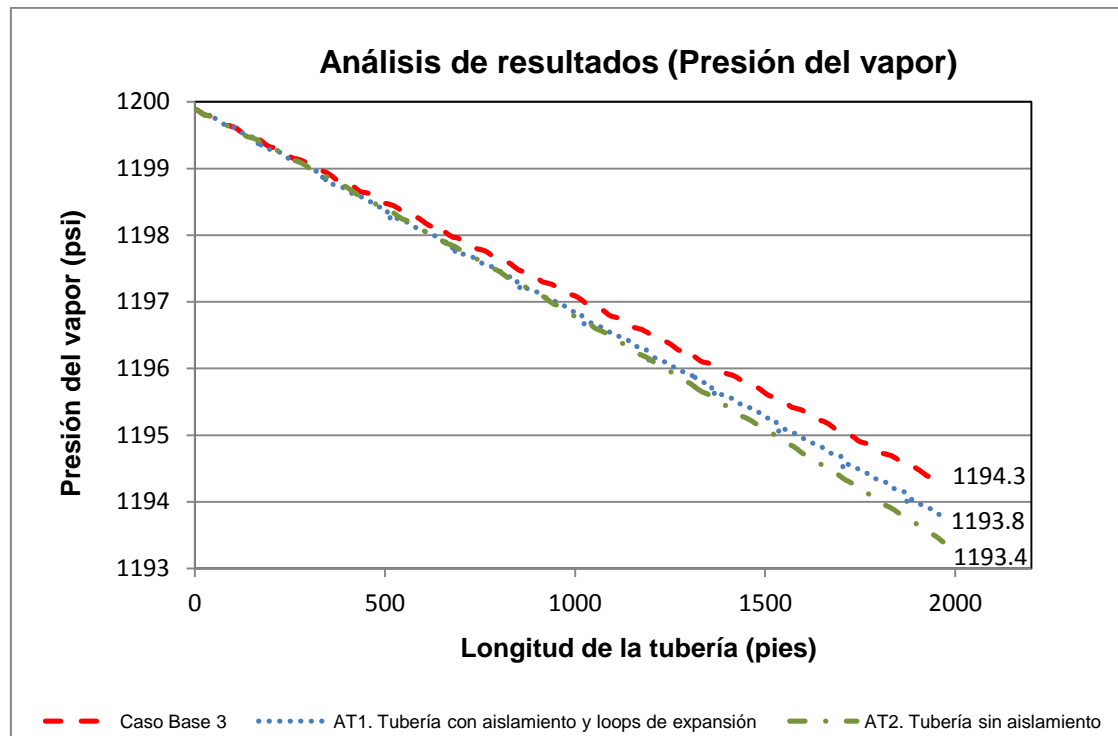
Según la Figura 29 y bajo las condiciones del cabo base 2, las alternativas 8 y 9, la evolución de la presión sufre una influencia, aumentando la caída de presión en presencia de los “*loops*” en 19 psi. De igual manera al estudio realizado del caso base 1, no hay influencia significativa de los “*loops*” sobre la calidad.

En la Figura 30 se observa la evolución de la calidad (Figura 30a) y la presión (Figura 30b) para las alternativas 1 y 2 evaluadas respecto al caso base 3.

**Figura 30. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 y las alternativas 1 y 2.**



a) Evolución de la calidad del vapor



b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

Como se muestra en la figura 30b, entre las alternativas 1 (AT1) y 2 (AT2), se evidencia una leve influencia de los codos en la evolución de la presión del vapor. Adicionalmente, se observa que el comportamiento de la evolución de presión es similar a los resultados obtenidos para el caso base 1 y las alternativas 1 y 2.

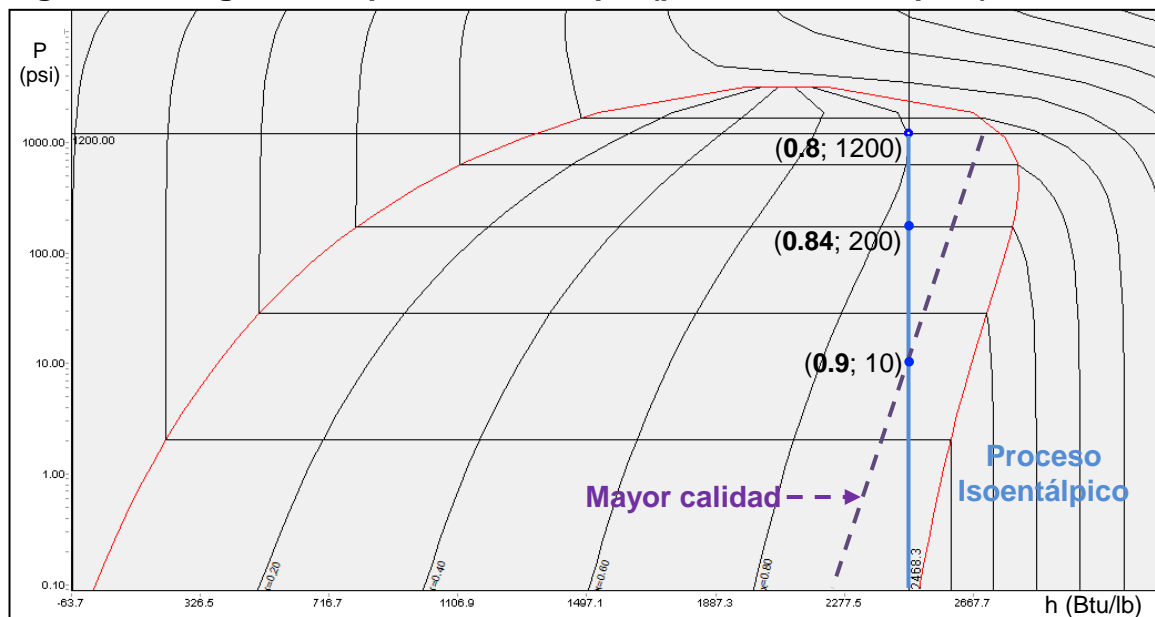
De otra parte, al comparar la alternativa 2 respecto del caso base 1 (Figura 23a) y el caso base 3 (Figura 30a), donde se desea conocer la influencia de no tener aislamiento en la tubería sobre la evolución de la calidad, se observa una tendencia similar, teniendo en cuenta que los valores de calidad a la salida en cada caso difieren por la variación del flujo. Sin embargo, dado que el flujo en el caso base 1 es de 80 gpm y en el caso base 3 es de 40 gpm, se esperaría que la calidad del vapor a la salida de la tubería para el caso base 3 sea mayor que para el caso base 1. Considerando que la caída de presión en caso base 1 es mayor que la caída de presión en caso base 3.

Esto último estaría acorde al análisis realizado sobre la Figura 27. De acuerdo a lo mostrado en la Figura 30, se obtiene unos resultados contradictorios y a partir de este análisis, pareciera que los resultados de la Figura 30 fueran erróneos. A continuación se realiza un análisis de las causas que podrían ocasionar estos resultados.

Como el flujo de vapor está influenciado por los fenómenos hidráulicos y térmicos de forma simultánea, se procederá a realizar un análisis independiente, separando los fenómenos y poder ver la influencia de cada uno. Luego se superpondrán para confirmar si el comportamiento superpuesto es el observado en el fenómeno simultáneo.

Considerando únicamente el comportamiento hidráulico, se asume que la tubería está perfectamente aislada, donde el proceso se puede analizar como uno isoentálpico. De acuerdo con la Figura 31, para un proceso isoentálpico, al aumentar la caída de presión (disminuye la presión) aumenta la calidad del vapor.

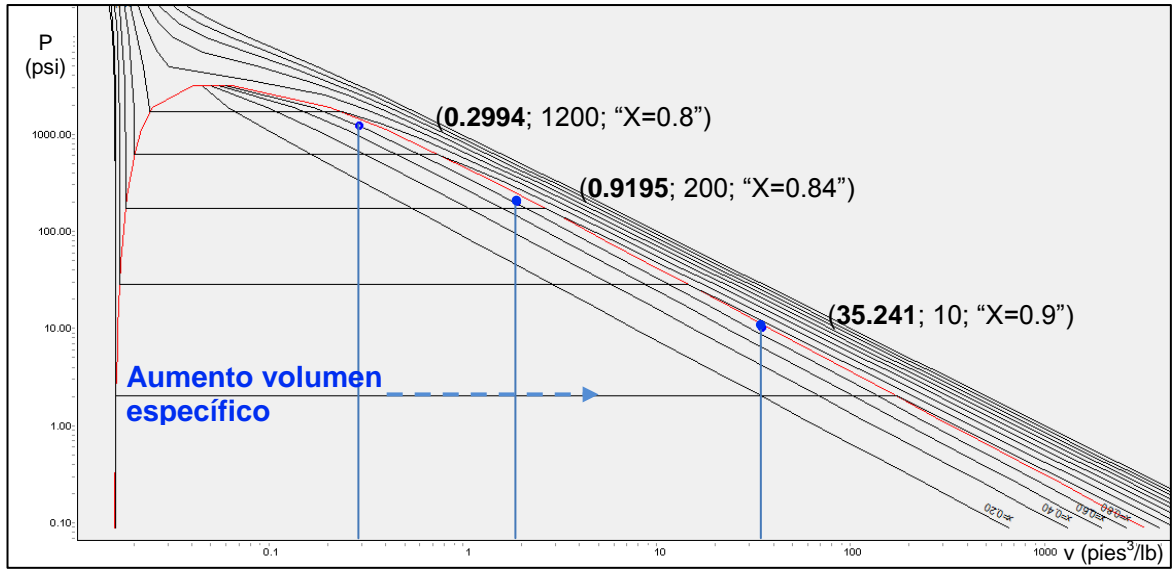
**Figura 31. Diagrama de presión – entalpía (proceso isoentálpico)**



Fuente: Autor

Por otro lado, como se observa de la Figura 31, al disminuir la presión existe más cantidad de vapor en el flujo. Al aumentar de cantidad de vapor el volumen específico aumenta, ver Figura 32, y por lo tanto, la densidad del flujo disminuye.

**Figura 32. Diagrama de presión – volumen específico (proceso isoentálpico)**



Fuente: Autor

Como es un fluido en movimiento al disminuir la densidad, se acelera. Entonces, se debe considerar que el proceso se hace a entalpía de parada constante. Por lo tanto, la energía de una masa de fluido estará definida por la componente de energía interna y de la energía cinética si no se consideran los cambios de elevación de esta forma:

$$h_o = h + \frac{v^2}{2} \quad (\text{Ecuación 5.1})$$

Como el sistema es adiabático,  $h_o$  es constante durante el proceso y la energía del flujo de vapor es igual a la entalpía de parada.

Al aumentar el flujo másico incrementa la caída de presión, se forma una mayor cantidad de vapor y se acelera más el flujo. Al acelerarse el flujo se genera una mayor variación de la energía cinética entre la entrada y la salida, entonces:

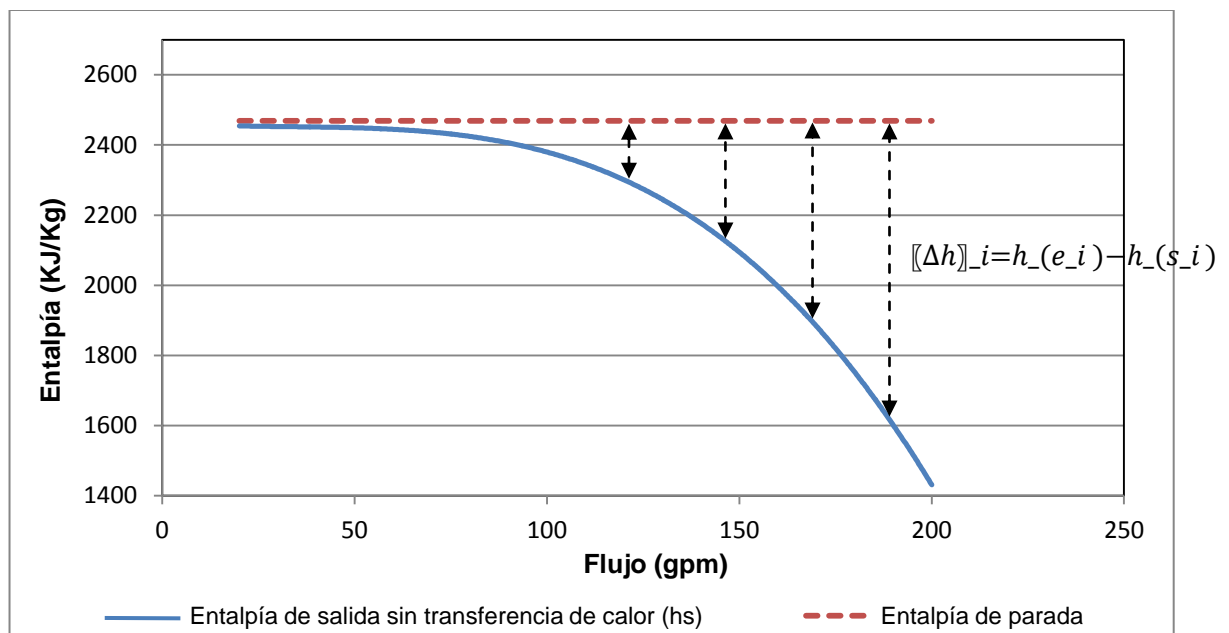
$$h_s - h_e = \frac{v_e^2}{2} - \frac{v_s^2}{2}; \quad \text{ó} \quad h_s = h_e + \Delta Ec \quad (\text{Ecuación 5.2})$$

donde

$$\Delta Ec < 0$$

Según se analiza la ecuación 5.2, a medida que la variación de la energía cinética aumenta, la entalpía de salida se hace más pequeña, disminuyendo la calidad del vapor. Para verificar esto, se consideró la tubería del caso base 3, perfectamente aislada y se varió el flujo volumétrico de 20 gpm a 200 gpm. Los resultados de este estudio se muestran en la Figura 33.

**Figura 33. Variación de la entalpía en una tubería perfectamente aislada**



Fuente: Autor

Como se observa los resultados de la Figura 33, se confirma lo expuesto anteriormente. La variación de la calidad tiene la misma tendencia que lo observado para la entalpía.

A continuación se trata el problema térmico. En este caso se asume que no existe caída de presión. A través de la ecuación 5.3, se realiza un análisis de la transferencia de calor.

$$Q = \dot{M}\Delta h \quad (\text{Ecuación 5.3})$$

así mismo,

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (\text{Ecuación 5.4})$$

donde

$$UA = \frac{1}{\left(\frac{1}{hA}\right)_{int} + R_w + \left(\frac{1}{hA}\right)_{ext}} \quad (\text{Ecuación 5.5})$$

y

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_2}} \quad (\text{Ecuación 5.6})$$

Para este estudio se toman las variables de inyección del caso base 3, con la alternativa 2 (AT2. Tubería sin aislante) y se deja transferir calor, variando el flujo volumétrico de 20 gpm a 200 gpm. Al variar el flujo volumétrico, varía el flujo másico. La variación del flujo másico afecta el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor por el interior de la tubería, de tal manera que si el flujo másico aumenta, la entalpía también lo hace<sup>65</sup>. Debido a que por el exterior se tiene convección natural, la mayor parte de la resistencia térmica sucede en el exterior y no depende del flujo másico interior. Considerando la resistencia térmica

---

<sup>65</sup> F. Vera-García, J.R. García-Cascales, J.M. Corberán-Salvador, J. González-Maciá, David Fuentes-Díaz, Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, Volume 30, Issue 6, September 2007,

de la pared  $R_w$  y la del exterior  $\left(\frac{1}{hA}\right)_{ext}$  "constante", al variar el flujo la ecuación 5.5 el coeficiente de transmisión de calor global ( $UA$ ) quedaría

:

$$UA = \frac{1}{\left(\frac{1}{hA}\right)_{int} + C} \quad (\text{Ecuación 5.7})$$

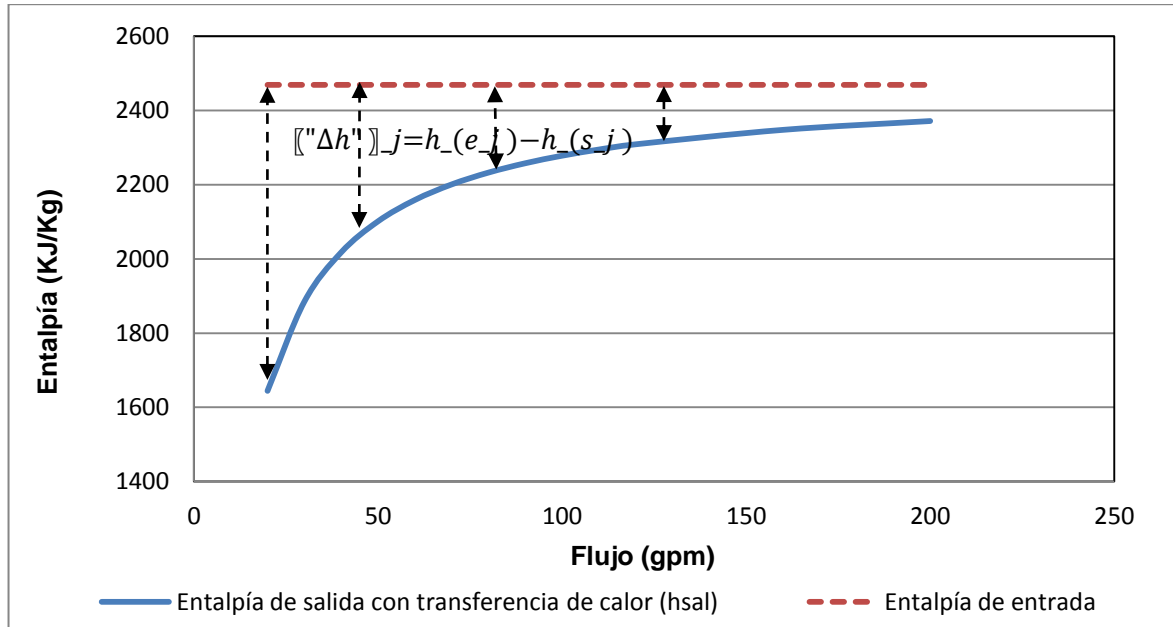
Se desea conocer como varía la entalpía a la salida cuando varía el flujo másico, para esto se despeja la entalpía de salida  $h_s$  de la combinación de las ecuaciones 5.3, 5.4 y 5.7, resultando en:

$$h_s = h_e - \frac{\left[\frac{1}{\left(\frac{1}{hA}\right)_{int} + C}\right]}{\dot{M}} \Delta T_{LMTD} = h_e - \Delta h \quad (\text{Ecuación 5.8})$$

Considerando una diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) entre el interior y el exterior constante e independiente del flujo másico, solo queda la relación del flujo másico ( $\dot{M}$ ) con respecto el coeficiente convectivo interno ( $h_{int}$ ) y la relación del flujo másico ( $\dot{M}$ ) con respecto a la entalpía de salida ( $h_s$ ).

Como se comentó anteriormente  $C$ , es constante y además presenta la mayor contribución a la resistencia térmica en la transferencia de calor, llegando a ser 100 veces el valor de la resistencia convectiva interior para los cálculos realizados (se consideró que el flujo de vapor a través de la línea de inyección se está condensando). Al aumentar el flujo másico el término  $\Delta h$  disminuye y la entalpía a la salida se acercaría al valor de la entalpía a la entrada. Los resultados de este análisis se muestran en la Figura 34.

**Figura 34. Variación de la entalpía en una tubería sin aislar**



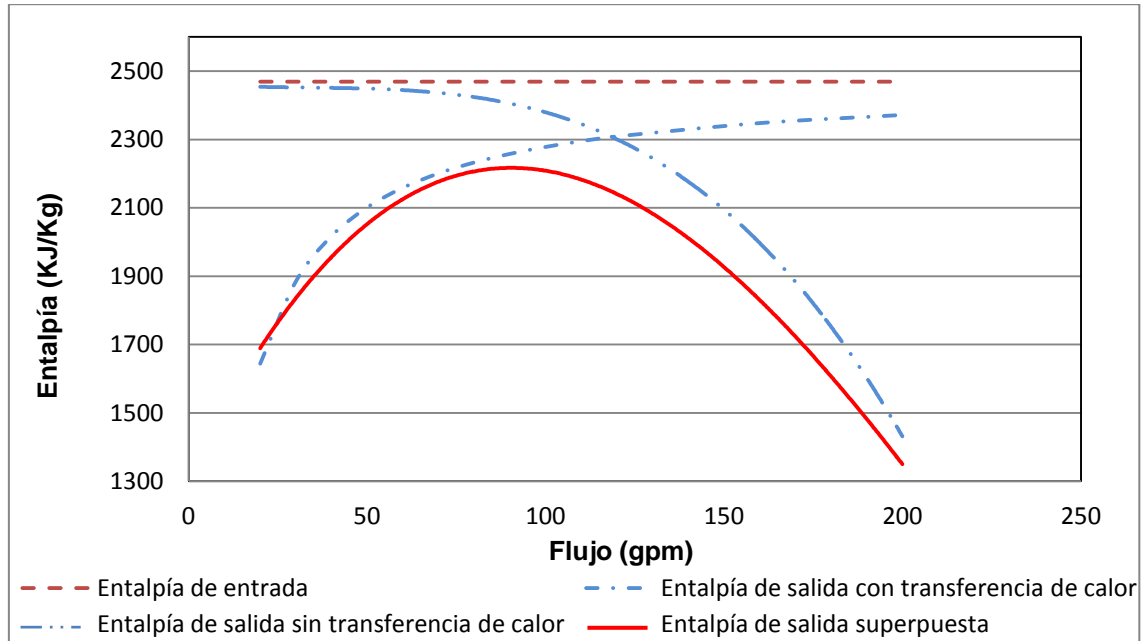
Fuente: Autor

Una vez analizados los dos fenómenos por separado, se procederá a superponerlos sumando las diferencias de entalpía obtenidas para los casos individuales, ver Figura 35. Calculando la entalpía de salida “superpuesta”:

$$h_s = h_e - \Delta h_i - \Delta h_j \quad (\text{Ecuación 5.9})$$

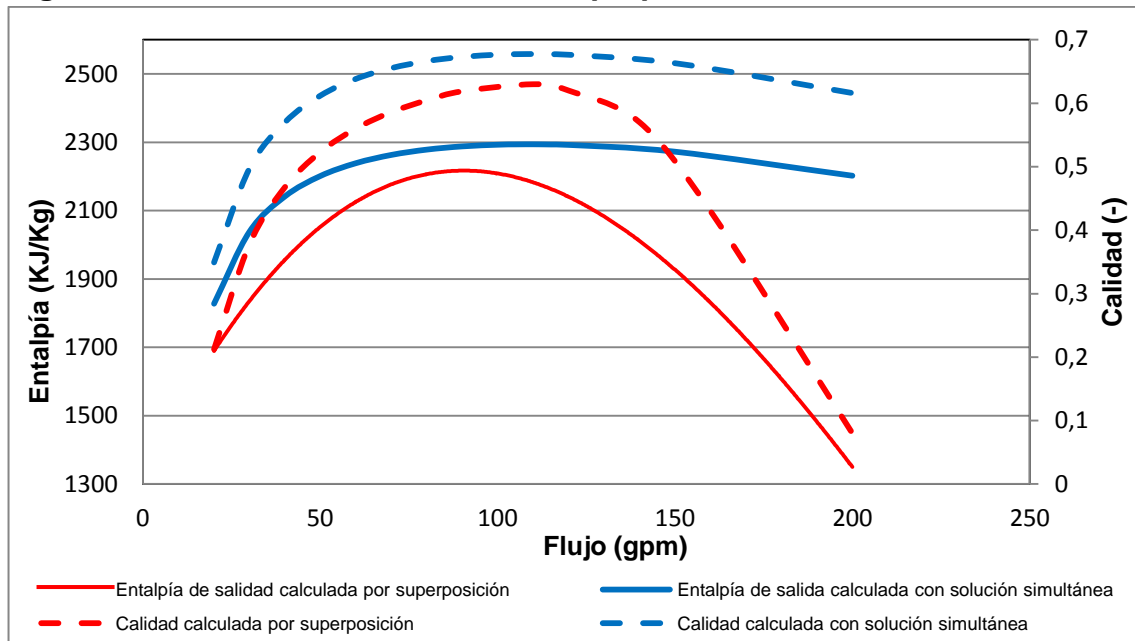
donde  $\Delta h_i$  es la diferencia entre la entalpía de salida calculada para una tubería perfectamente aislada y la entalpía de parada como resultado del análisis expuesto en la Figura 33 y  $\Delta h_j$  es la diferencia entre la entalpía de salida calculada para una tubería sin aislar y la entalpía de entrada como resultado del análisis expuesto en la Figura 34. En la Figura 36 se observan los resultados de la entalpía de salida calculada de manera simultánea y los resultados de la entalpía de salida calculada al superponer los resultados individuales del fenómeno hidráulico y del fenómeno térmico.

**Figura 35. Resultado del estudio hidráulico y térmico superpuesto**



Fuente: Autor

**Figura 36. Resultado de evaluación superpuesta - evaluación simultánea**



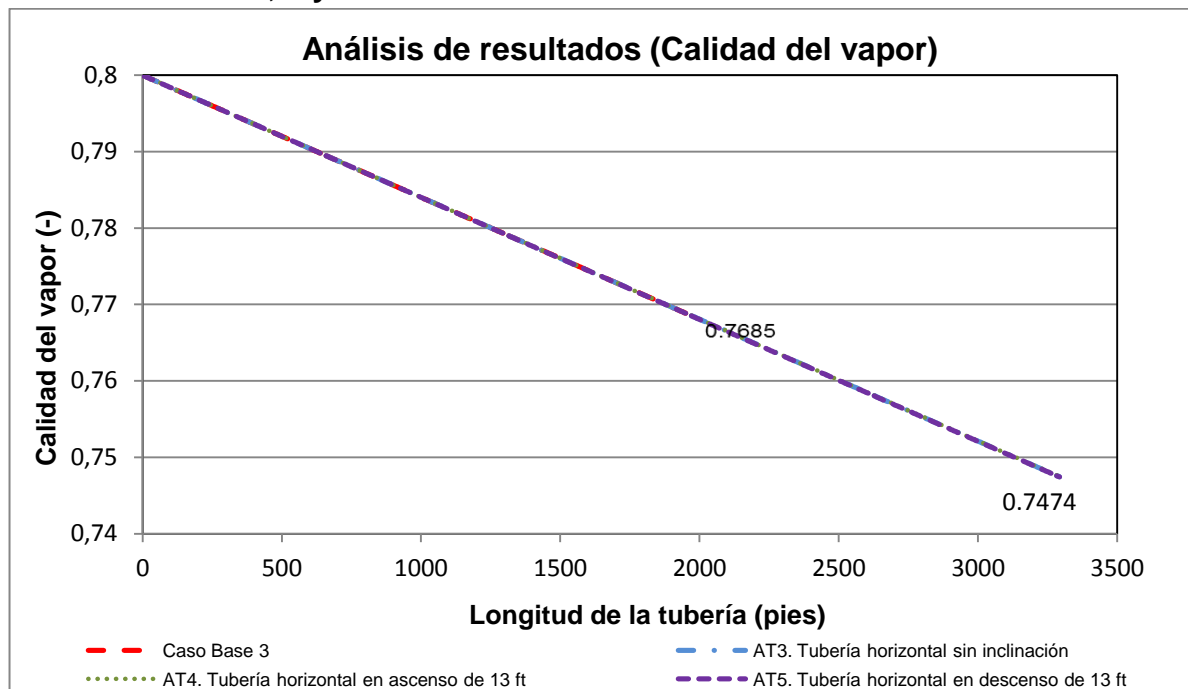
Fuente: Autor

De acuerdo con lo mostrado en la Figura 35, se observa que la calidad (por consiguiente la entalpía) aumenta y luego disminuye al incrementar el flujo de inyección de vapor, motivo por el cual, para el flujo bifásico no se debe considerar el proceso isoentálpico, sino con entalpía de parada constante.

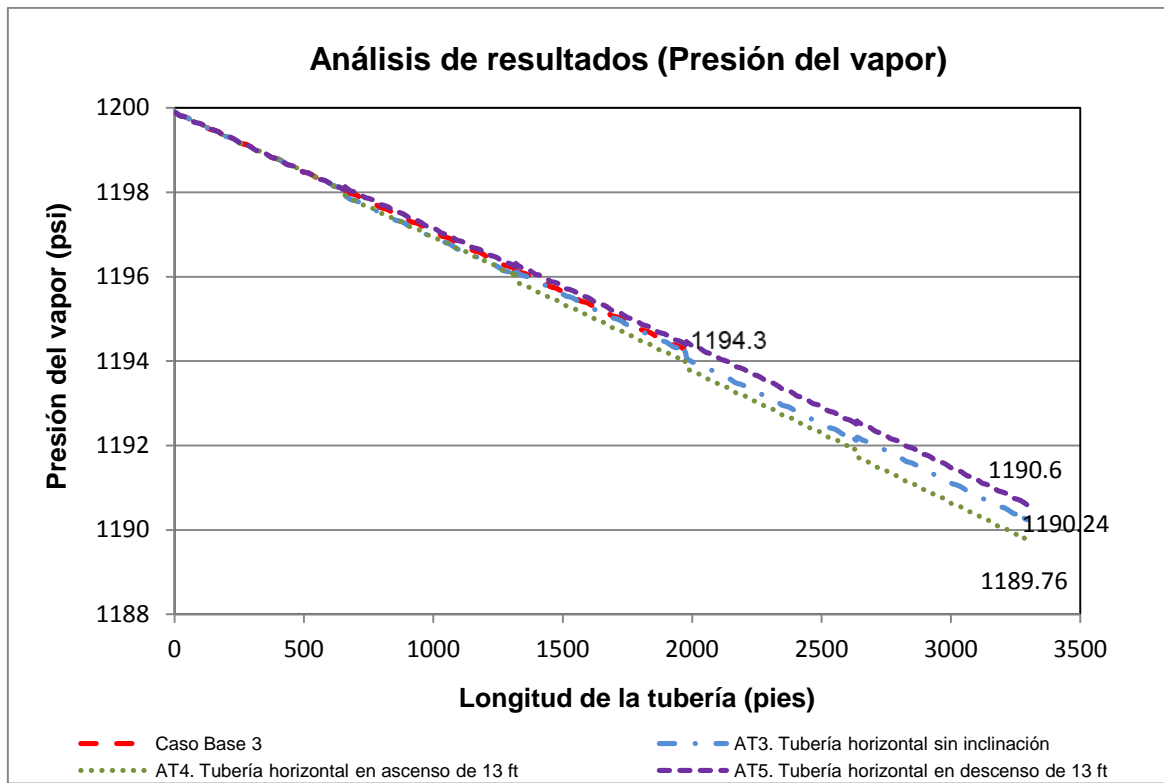
Según se observa en la Figura 36, los resultados de la evaluación simultánea presentan una tendencia similar a los obtenidos al superponer los resultados individuales del fenómeno hidráulico y del fenómeno térmico, lo que permite concluir que la evolución de la calidad y la presión del caso base 3 presentados en la Figura 30 son correctos.

A continuación se realiza el estudio y análisis de la influencia por cambios en la elevación de la tubería (AT3, AT4 y AT5) sobre el flujo de vapor con respecto las condiciones del caso base 3, ver Figura 37.

**Figura 37. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 3, 4 y 5.**



a) Evolución de la calidad del vapor



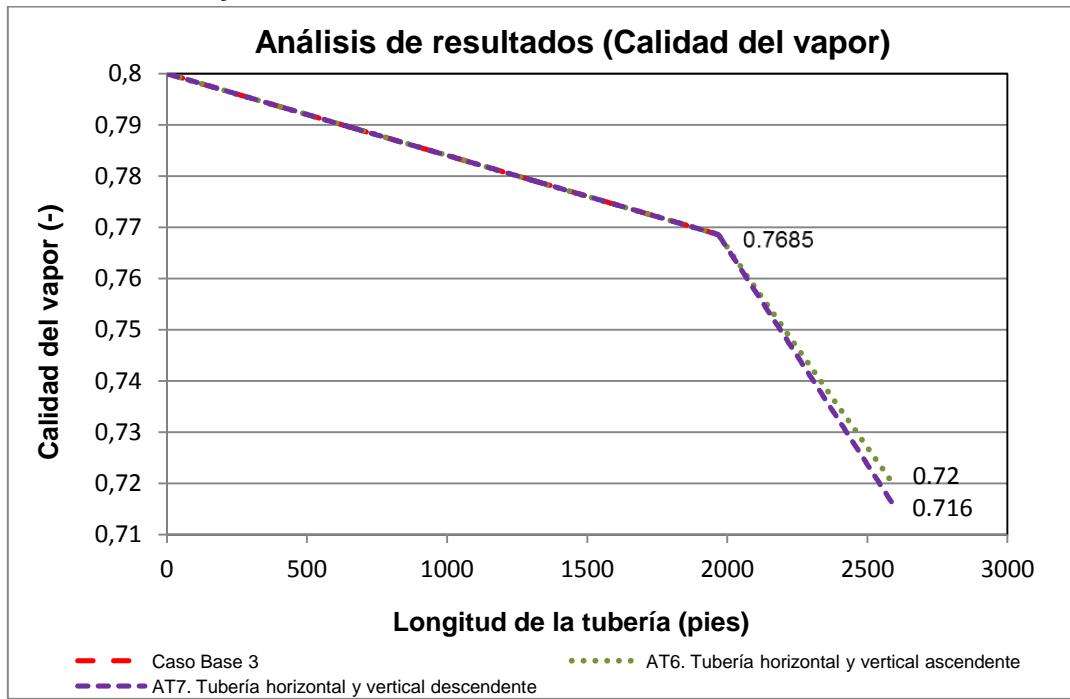
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

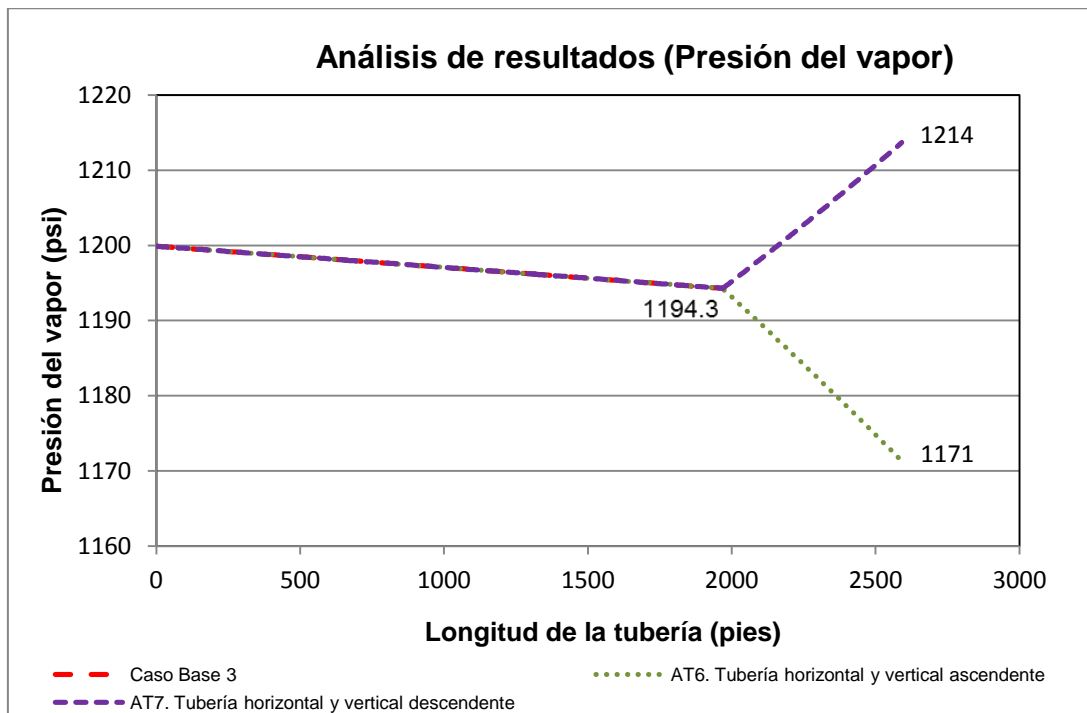
Acorde a la Figura 37, al igual que los resultados obtenidos y descritos en la Figura 24, la evolución de la calidad no se ve afectada significativamente por la inclinación de la tubería. Se evidencia una pérdida de presión mayor para tubería inclinada en ascenso y de igual manera, no se considera significativa la diferencia de presión entre las condiciones de la infraestructura por energía potencial, con un delta de presión inferior al 0.1%.

La Figura 38 presenta la evolución de la presión y calidad para las condiciones del caso base 3, con respecto a las alternativas 6 y 7.

**Figura 38. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 6 y 7.**



a) Evolución de la calidad



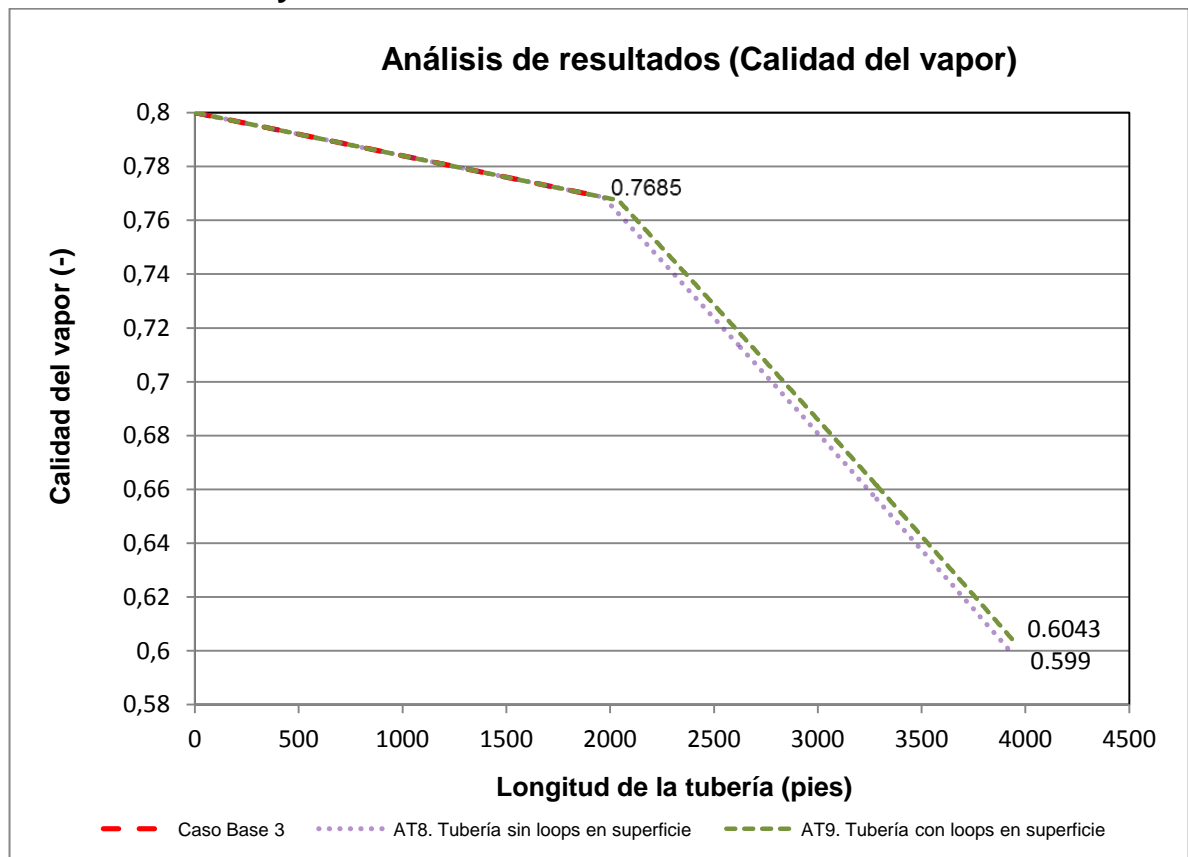
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

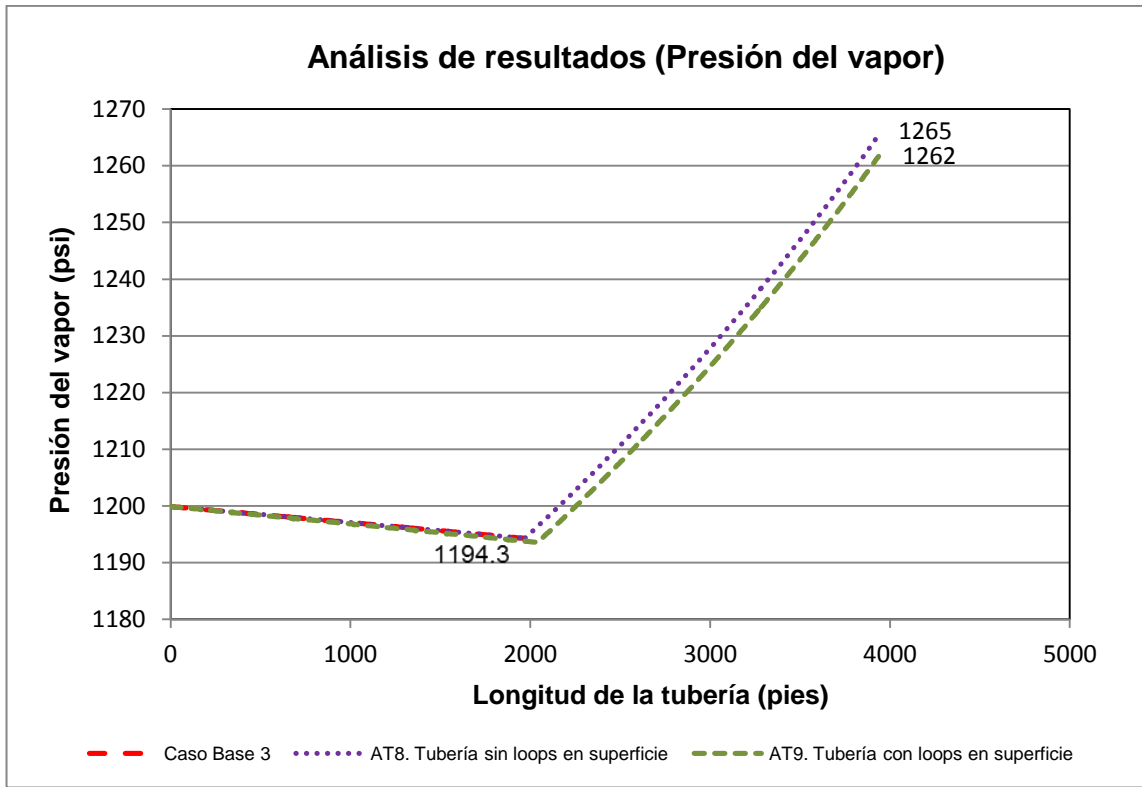
Como se observa en la Figura 38, la presión calculada para los tramos ascendentes y descendentes sigue la trayectoria esperada tal como se indicó en la Figura 25, es decir que la presión aumenta en tramos descendentes (20 psi) y disminuye en los tramos ascendentes (24 psi). Adicionalmente, no se evidencia una influencia significativa sobre la calidad en cualquiera de los casos.

A continuación se realiza el estudio y análisis de la influencia de los “loops” de expansión sobre la tubería de inyección. En la Figura 39 se presenta la evolución de la calidad y la presión para las alternativas 8 y 9 respecto al caso base 3.

**Figura 39. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 3 con las alternativas 8 y 9.**



a) Evolución de la calidad del vapor



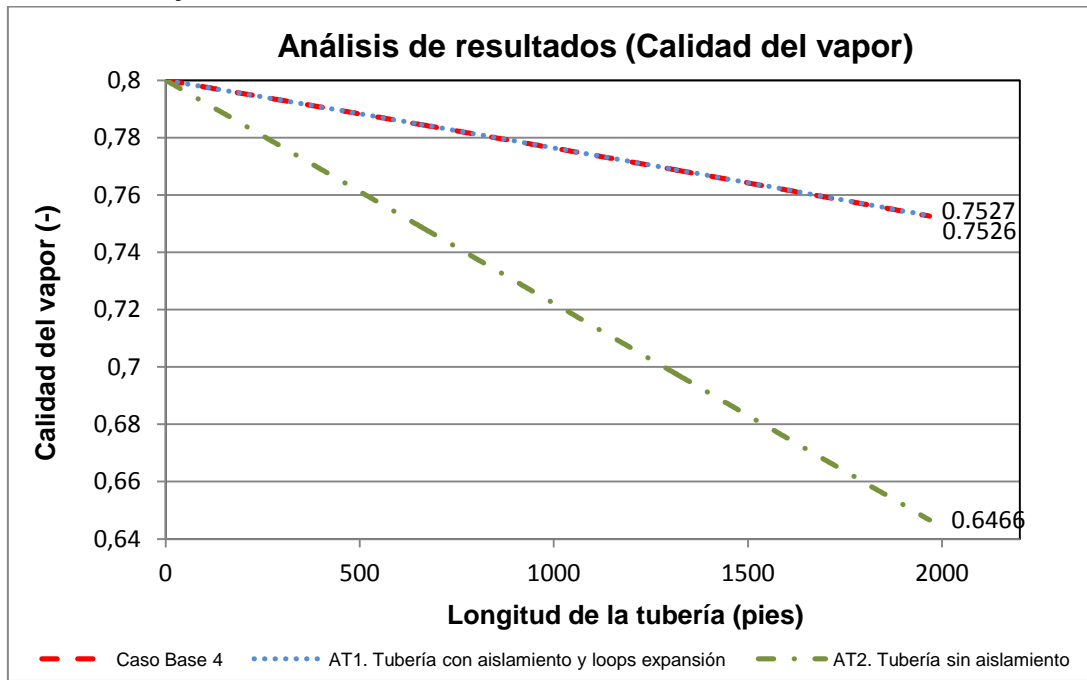
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

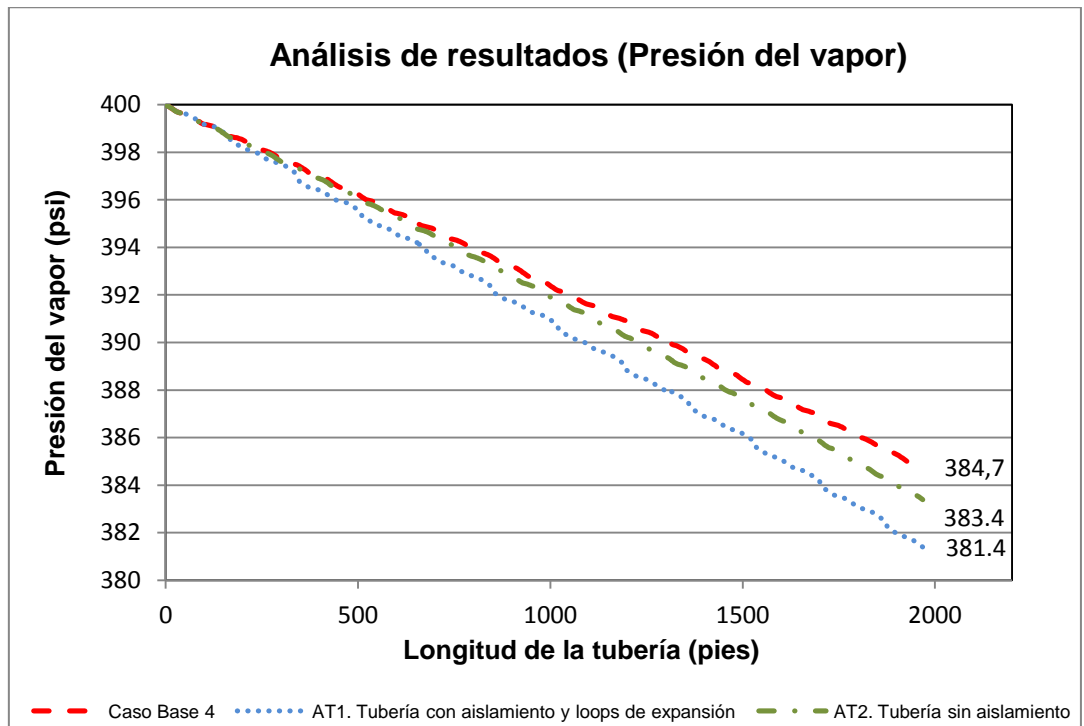
Según la Figura 39, los resultados de la evaluación del vapor en tubería desde salida del generador hasta fondo de pozo acorde al caso base 3, las alternativas 8 y 9, se puede observar una influencia insignificante de los “*loops*” de expansión térmica sobre la calidad y la presión del vapor.

En la Figura 40 se presenta la evolución de la calidad (a) y la presión (b) para las alternativas 1 y 2 evaluadas respecto al caso base 4.

**Figura 40. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 y las alternativas 1 y 2.**



a) Evolución de la calidad del vapor



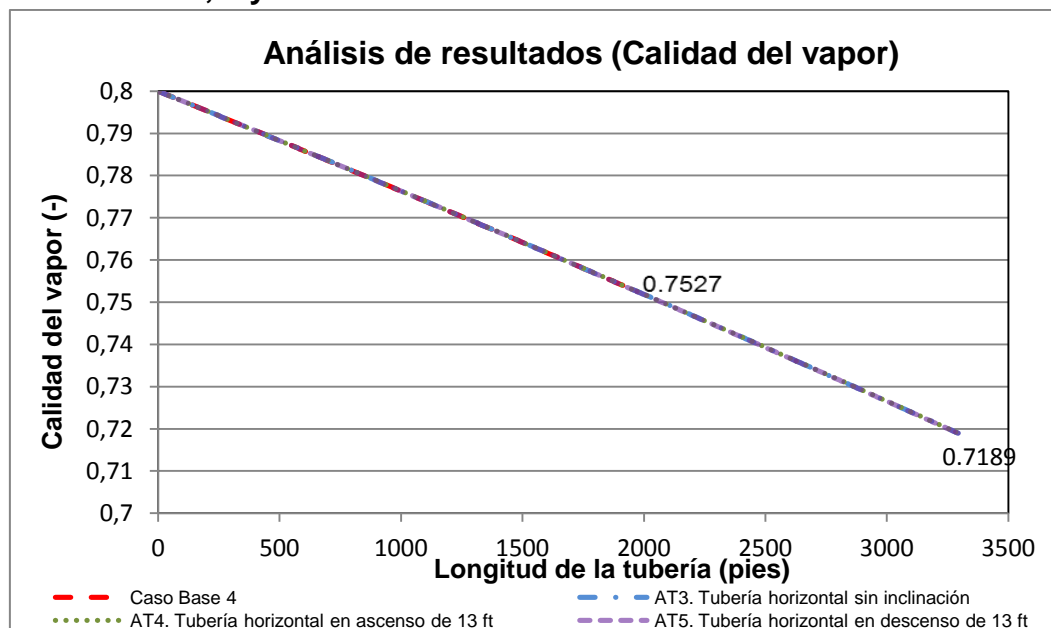
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

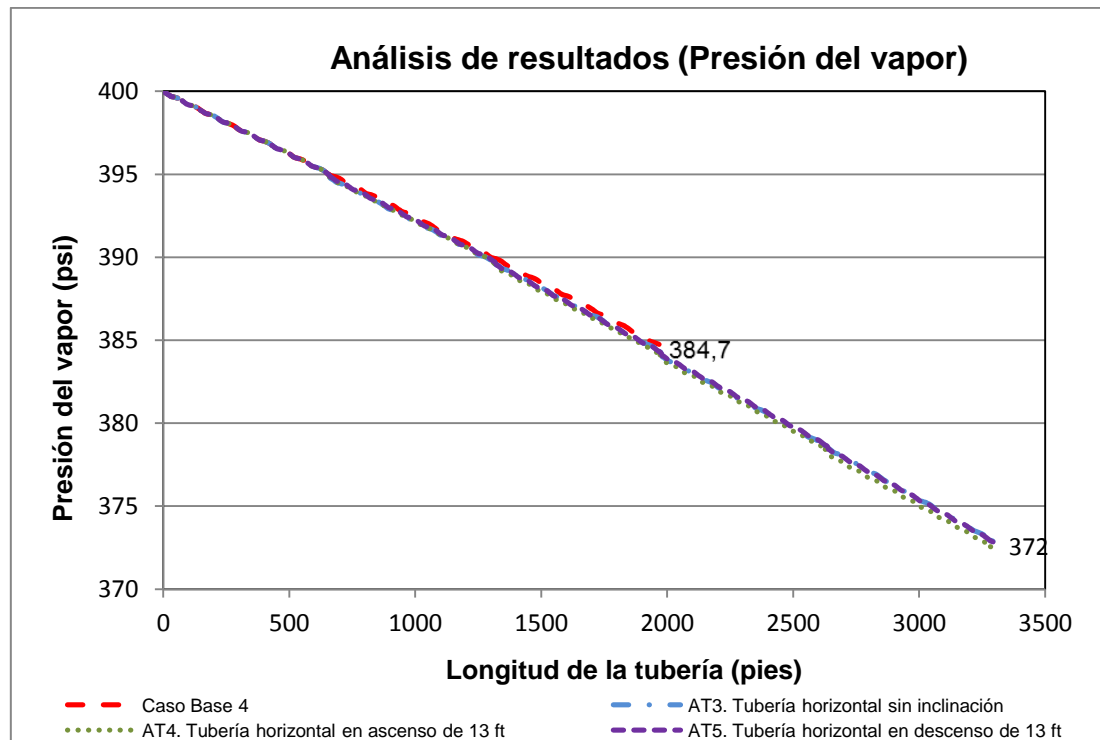
Según los resultados graficados en la Figura 40 la influencia de los codos en la evolución de la presión y de la calidad del vapor es leve. De igual manera, se puede observar la influencia cuando las líneas no cuentan con aislamiento en la evolución de la calidad, disminuyéndola en 0.1 (10%). En comparación con la Figura 27 (igual presión de inyección de 400 psi), se observa una tendencia similar en la evolución de la presión y la calidad entre el caso base 2 y el caso base 4 con respecto las alternativas 1 y 2. Retomando el análisis descrito en la Figura 27, dado que el flujo másico equivalente en el caso base 2 es mayor que en el caso base 4, se ocasiona una mayor pérdida de presión y esa mayor pérdida de presión genera una mayor caída en la calidad.

A continuación se realiza el análisis de la influencia por cambios en la elevación de la tubería sobre el flujo de vapor con respecto las condiciones del caso base 4. En la Figura 41 se muestra la evolución de la calidad (Figura 41a) y la presión (Figura 41b) para la evaluación de las alternativas 3, 4 y 5.

**Figura 41. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 con las alternativas 3, 4 y 5.**



a) Evolución de la calidad del vapor



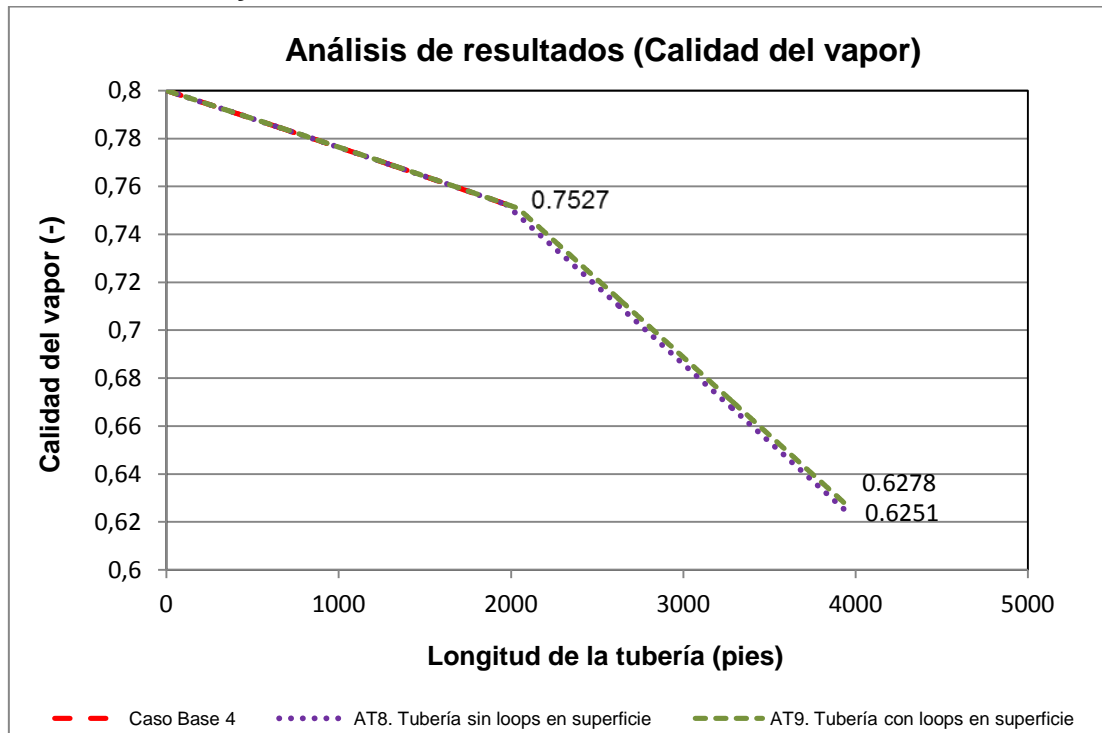
b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

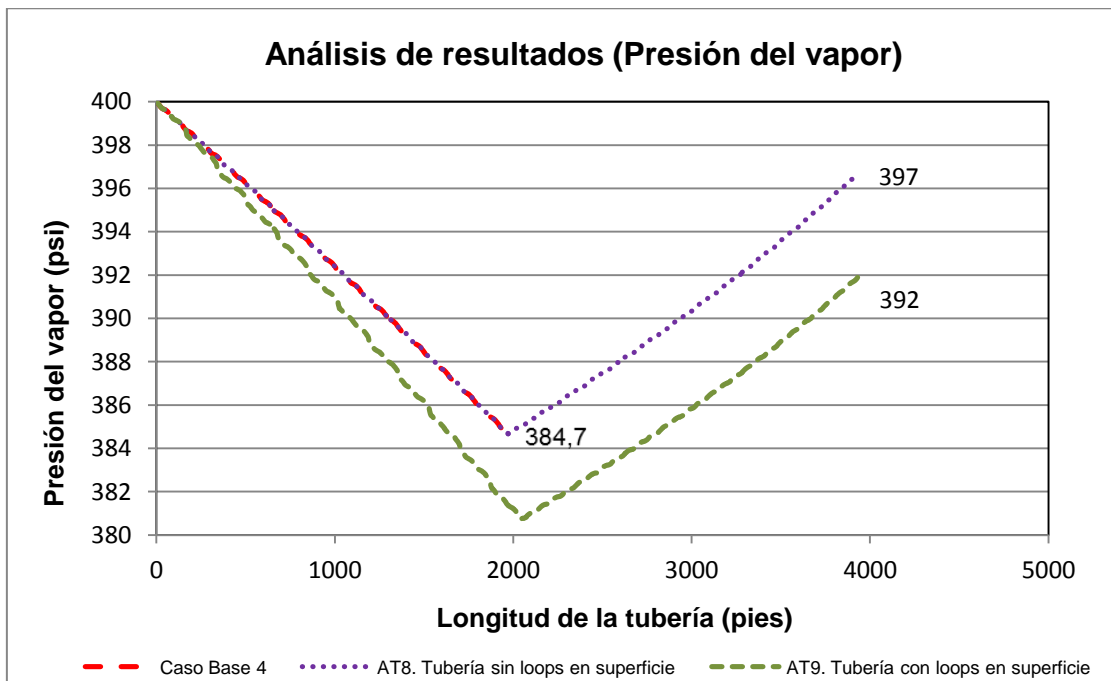
Acorde a la Figura 41, se observa que al igual que los resultados obtenidos en la Figura 37 y descritos en la Figura 24, la evolución de la calidad no se ve afectada significativamente por la inclinación de la tubería, de igual manera, se evidencia una pérdida de presión mayor para tubería inclinada en ascenso y no se considera significativa la diferencia de presión entre las condiciones de la infraestructura por energía potencial, con un delta de presión inferior al 0.1%.

Acorde al caso base 4, a continuación se realiza el estudio y análisis de la influencia de los “loops” de expansión sobre la tubería de inyección. En la Figura 42 se presenta la evolución de la calidad y la presión para las alternativas 8 y 9.

**Figura 42. Evolución de la calidad y la presión del vapor del caso base 4 con las alternativas 8 y 9.**



a) Evolución de la calidad del vapor



b) Evolución de la presión del vapor

Fuente: Autor

Bajo las condiciones de inyección e infraestructura en comparación de las alternativas 8 y 9, acorde al caso base 4, se puede observar en la Figura 42, una influencia insignificante de los “*loops*” de expansión térmica sobre la calidad y la presión del vapor.

De acuerdo a los resultados obtenidos del modelo desarrollado en este trabajo y mostrados en este capítulo, se puede concluir que el modelo genera una tendencia en los resultados de la evolución de la calidad y la presión del vapor, fenomenológicamente acorde con lo que se espera. Para poder verificar de manera más profunda el modelo, se debería instrumentar y medir una serie de líneas de inyección y comparar los resultados medidos con los resultados calculados.

En las Tabla 11 y 12, se resume el estudio realizado en este capítulo de manera cuantitativa y cualitativa, respectivamente, donde se analizan los resultados de los caso base con respecto a cada una de las alternativas descritas en la Tabla 10, así mismo, en cada alternativa expuesta, se presenta la evolución de la presión y la calidad al final de la línea de inyección. Con el desarrollo de estas tablas se pretende consolidar el trabajo realizado y descrito en este capítulo, facilitando la interpretación y el análisis, comparando las condiciones en las que generalmente se enfrentan los campos de inyección de vapor y así también, evidenciar la lógica del modelamiento del flujo.

**Tabla 11. Consolidado de simulación línea base**

DESCRIPCIÓN		X	P (psi)
GENERAL	ESPECÍFICA		
<b>CASO BASE 1</b> Tubería con inyección de vapor a 1200 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 80 gpm.	Caso Base 1	0.7652	1181.4
	AT1	0.7639	1178.1
	AT2	0.6663	1179.9
	AT3	0.7415	1166.8
	AT4	0.7415	1167.7
	AT5	0.7415	1167.5
	AT6	0.7323	1195.7
	AT7	0.7382	1154.5
	AT8	0.6604	1229.8
	AT9	0.6591	1226.2
<b>CASO BASE 2</b> Tubería con inyección de vapor a 400 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 80 gpm.	Caso Base 2	0.6471	342.8
	AT1	0.6372	326.3
	AT2	0.5962	340.4
	AT3	0.5206	288.9
	AT4	0.5209	289.4
	AT5	0.5212	290.4
	AT8	0.4362	305.6
<b>CASO BASE 3</b> Tubería con inyección de vapor a 1200 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 40 gpm.	Caso Base 3	0.7685	1194.2
	AT1	0.7674	1193.6
	AT2	0.5701	1193.4
	AT3	0.7474	1189.7
	AT4	0.7474	1190.6
	AT5	0.7474	1190.2
	AT6	0.7158	1213.7
	AT7	0.7199	1171.3
	AT8	0.5990	1265.3
<b>CASO BASE 4</b> Tubería con inyección de vapor a 400 psi, calidad del vapor de 0.8 y a un flujo de agua de 40 gpm.	Caso Base 4	0.7526	384.7
	AT1	0.7509	380.8
	AT2	0.6466	383.4
	AT3	0.7189	372.5
	AT4	0.7189	372.8
	AT5	0.7189	372.9
	AT8	0.6259	396.7
	AT9	0.6231	392.5

Fuente: Autor

**Tabla 11. Análisis de simulación línea base**

VARIABLE	ANÁLISIS
<p><b>AISLAMIENTO TÉRMICO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ El factor de mayor influencia sobre la calidad del vapor es el aislamiento térmico. Una línea sin aislamiento, disminuye la calidad en 0.099 (Casi un 10% al final de una línea de 1968 pies, a una presión de inyección de 1200 psi).</li> <li>➤ La influencia de no tener aislamiento sobre la calidad del vapor, es mayor al disminuir la tasa de inyección. Las pérdidas de energía reflejadas en la calidad llegan a ser el doble cuando se disminuye la tasa de inyección a la mitad.</li> <li>➤ La influencia de no tener aislamiento térmico sobre la calidad del vapor es inferior al disminuir la presión de inyección.</li> </ul>
<p><b>“LOOP” DE EXPANSIÓN</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ La evolución de la presión y la calidad del vapor son levemente afectadas por las pérdidas energéticas en los codos de cada “loop” de expansión térmica.</li> <li>➤ Al disminuir la tasa de inyección, la caída de presión es insignificante y no se evidencia la influencia por los codos de cada “loop” de expansión sobre las pérdidas energéticas del vapor.</li> </ul>
<p><b>ELEVACIÓN Y CAMBIOS DE DIRECCIÓN DEL FLUJO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ No se evidencia influencia por la inclinación de la tubería en la evolución de la calidad y la presión.</li> <li>➤ Cuando el flujo viaja en dirección ascendente, aumenta la caída de presión, así mismo, cuando el flujo va en dirección vertical en descenso se evidencia un aumento en la presión del vapor; sin embargo, la evolución de la calidad no se ve influenciada por las condiciones de la dirección del flujo.</li> </ul>

**Fuente:** Autor

## 6. CONCLUSIONES

- El modelo desarrollado mediante la simulación numérica describe una tendencia similar en la evolución de la calidad y de la presión del vapor a lo largo de las líneas de inyección, en comparación a los resultados obtenidos mediante la superposición de la evaluación independiente del fenómeno hidráulico y del fenómeno térmico, estableciendo de manera indirecta que el modelo es confiable para evaluar las pérdidas de energía del vapor en líneas de transporte para procesos de recobro térmico.
- El cálculo de manera simultánea de las ecuaciones de conservación de energía, cantidad de movimiento y continuidad, a través del modelamiento del flujo de vapor usando el método de volúmenes finitos para flujo unidimensional, permitió integrar los fenómenos hidráulicos y térmicos para la evaluación de las pérdidas de energía del vapor, obteniendo resultados cuantitativos de la calidad en cualquier punto de las líneas de transporte.
- Para el análisis del flujo bifásico, el parámetro a considerar constante es la entalpía de parada, comportándose como un flujo compresible y la energía del vapor se debe definir por las componentes de energía interna y cinética.
- Generalmente para disminuir pérdidas de energía del vapor durante la inyección, se recomienda realizar esta a la mayor tasa y presión que pueda tomar el yacimiento, sin embargo, como se evidenció en los resultados obtenidos mediante el modelo desarrollado, es posible que a medida que la presión sea menor, la variación de la calidad disminuya a tasas más bajas.

Este fenómeno se le atribuye a la combinación entre la baja tasa (menor pérdida hidráulica y menor coeficiente de transferencia de calor) y la presión de inyección inferior (mayor cantidad de calor sensible del vapor).

## 7. RECOMENDACIONES

Incluir y realizar un estudio de la influencia del fenómeno de transferencia de calor por radiación en procesos de inyección de vapor bajo escenarios de convección forzada debido a fuertes lluvias, vientos y posibles inundaciones de la tubería.

Realizar el estudio para condiciones de estado transitorio, donde la temperatura de inyección está estabilizándose durante la inyección, conforme la temperatura del medio ambiente circundante.

Para poder verificar de manera más profunda el modelo, se recomienda instrumentar y medir una serie de líneas de inyección y comparar los resultados medidos con los calculados.

Recopilar información de los suelos, con el ánimo de poder implementar las variables de conductividad y pérdidas por transferencia de calor según la ubicación y profundidad del pozo.

## BIBLIOGRAFÍA

ALVES, G.E. "Co-current liquid-gas flow in a pipeline contactor". Chem. Process. Engng, 1954. 456p.

BAKER, O. "Desing of pipe lines for simultaneus flow of oil and gas". En: Oil and Gas Journal. Nº 26. (July, 1954).

BAROCZY, C. "A systematic correlation for two-phase pressure drop" En: AIChE reimpresso 37 en 8th National Heat Transfer Conference, (1965: Los Angeles).

BOURE, J. "Constitutive equations for two-phase flows". En "Two-phase flows and heat transfer with application to nuclear reactor desing poblems". New York: Von Karman Inst. Book, 1978.

BOURÉ, J. Y REOCREUX, M. "General equations of two-phase flows: Applications to critical flows and to non-steady flows". En: 4th All-Union Heat Transfer Conference. (1972: Minsk).

CAVALLINI, A.; CENSI, G.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; LONGO, G.A.; y ROSSETTO, L. "Intube condensation of halogenated refrigerants". [paper H-1718] En: ASHRAE Trans, Nº108 (2002).

CAVALLINI, A.; CENSI, G.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; LONGO, G.A.; ROSSETTO, L. y ZILIO, C. "Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes — a review of recent research". En: International Journal of Refrigeration Nº26 (2003) p. 373–392.

CHARVONIA, D. "An experimental investigation of the mean liquid film thickness and the characteristics of the interfacial surface in anular, two-phase flow". En: ASME Winter Annual Meeting. New York (Noviembre, 1961)

CHISHOLM, D. "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels" En: Int. J. Heat Mass Transfer N°16 (1973) p. 347–358.

CHISHOLM, D. "Theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two phase-flow". En: NEL Report, N°7310 (1967).

CHISHOLM, D. "The influence of mass velocity on friction pressure gradients during steam-water flow", Paper 35 presented En: Thermodynamics and Fluid Mechanics Convention, Institute of Mechanical Engineers (1965: Bristol).

CHISHOLM, D. "Two-phase flow in pipelines and heat exchangers". Londres: Longman Group Limited, 1983. 304p.

CHISHOLM, D. Y SUTHERLAND, L. "Prediction of pressure gradients in pipeline systems during two phase flow" En: Syposium on Fluid Mechanics and Measurements in Two-phase Flow Systems". (1969: Leeds).

CICCHITTI, A., LOMBARDI, C., SILVESTRI, M., SOLDANI, G., Y ZAVATTARELLI, R. "Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout experiments". En: Energia Nucleare. N° 7, (1960).

COLLIER, J. y THOME, J. "Convective boiling and condensation". 3ed. New York: Oxford Science Publications, 1996. 596p.

COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA. Fichas técnicas de procesos térmicos: Calderas acuotubulares. Ciudad de México: CONAE, 2005. 2 p.

DESHPANDE, S., BISHOP, A. y KARANDIKAR, B. "Heat Transfer to Air-Water Plug-Slug Flow in Horizontal Pipes". En: *Ind. Eng. Chem. Res.* N°30 (1991). p. 2172-2180.

DELHAYE, J. "Basic Equations for two phase flow modelling". En: *Two phase flows and heat transfer in the power and process industries*. New York: Hemisphere, 1990.

DOMANSKI, P. Y DIDION, D. "Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device" En: *NBS Building Sci. Ser.* N°155 (1983).

DOBSON, M, CHATO, JC. "Condensation in smooth horizontal tubes". En: *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME.* N°120 (1998) p. 193-213.

DUKLER, a. "An investigation of pressure drop for isothermal two phase film in a vertical tube" Trabajo de grado.(Master). Universidad de Delaware.

DUKLER, A., WICKS, M., CLEVELAND, R. "Pressure drop and hold-up in two phase flow Part A – A comparasion of existing correlations" y "Part B – An approach through similarity análisis" En: *AICHE meeting held Chicago* (2-6 December 1962), y *AICHE Journal*, N°10 (1962).

FRIEDEL, L. "Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow" Paper E. En: *European Two-phase Flow Group Meeting*, (June, 1979). Ispra, Italy.

FUENTES, D. Estudio y modelado del flujo a través de tubos capilares adiabáticos en equipos de refrigeración. Valencia, 2006. Trabajo de grado (Doctor). Universidad Politécnica de Valencia.

GAZLEY, C. y BERGELIN, O. "Discussion of Lockhart and Martinelli". En: Chem. Eng. Prog. (1949).

HARMS, T.; ECKART, D.; GROLL, A. Y BRAUN, J. "A void fraction model for annular flow in horizontal tubes" En: Int. J. Heat Mass Transfer 46 (2003) p. 4051–4057.

HETSRONI, G., HU, B., YI, J., MOSYAK, A., YARIN, L. y ZISKIND, G. "Heat Transfer in Intermittent Air-Water Flows– Part I: Horizontal Tube". En: *Int. J. Multiphase Flow* N°24 (1998) p. 165-188.

HUGHMARK, G.A. "Holdup in gas–liquid flow" En: Chem. Eng. Prog. N°58 (1962) p. 62–65.

HUGHMARK, G., PRESSBURG, B. "Hold up and pressure drop with gas-liquid flow in a vertical pipe". En: AIChE J., N°7. (1961).

HUQ, R.H. Y LOTH, J.L. "Analytical two-phase flow void fraction prediction method" En: J. Thermo Phys. N°6 (1992) p. 139–144.

ISBIN, H.; MOEN, R. Y WICKLEY, R. "Two-phase steam-water pressure drops". En: Nuclear Engineering. Chem. Eng. Series N°23 (1959).

ISHII, M. "Two fluid model for two phase flow" En: Multiphase Science and Technology. New York: Hemisphere, 1990.

JONES, O. y ZUBER, N. "Slug-annular transition with particular reference to narrow rectangular ducts". En: International Seminar, Momentum, Heat and Mass Transfer in Two-phase Energy and Chemical Systems. (Dubrovnik: September, 1978).

KAGO, T., SARUWATARI, T., KASHIMA, M., MOROOKA, S. y KATO, Y. "Heat Transfer in horizontal Plug and Slug Flow for Gas-Liquid and Gas-Slurry Systems". En: *J. Chem. Eng. Jpn.* N°19 (1986) p. 125-131.

KEGEL, P. "Two phase flow in a vertical column". Delaware, 1948. Trabajo de grado. (Ingeniero químico). Universidad de Delaware.

KRAUSE, J.D. "Introduction to Steam Flood Facilities Design". Texaco. California, 1986.

LOCKHART, R.W. Y MARTINELLI, R.C. "Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes". En: *Chem. Eng. Prog.* (1949) p. 39-48.

LOCKHART, R., MARTINELLI, R. "Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes". En: *Chem. Eng. Prog.* N°4 (1949).

MANABE, R. "A Comprehensive Mechanistic Heat Transfer Model and High Pressure Flow Pattern Validation for Inclined Two-Phase Flow". Ph.D. Dissertation, The University of Tulsa. 2001.

McADAMS, W., WOODS, W. y BRIAN, R. "Vaporization inside horizontal tubes -II- Benzene -oil mixtures". En: *Trans. ASME.* N°64. (1942).

MIROPOLSKII, E., SHITSMAN, M, y SHNEENOVA, R. “ Influence of heat flux and velocity on hydraulic resistance with steam-water mixture flowing in tubes”. En: Thermal Engng., N°12, (1965).

MUSCETTOLA, M. “two phase pressure drop: comparison of the momentum exchange model y Martinelli-Nelson model correlation with experimental measurements”. En: AEEW-R284. (1963).

SHAH, M.M. “A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes”. En: Int J Heat & Mass Transfer. N°22 (1979).p 547-556.

SHER, N. Y GREEN, S. “Boiling pressure drop in thin rectangular channels” En: Nuclear Engineering. Chem. Eng. Series N°23 (1959).

SMITH, S.L. “Void fractions in two-phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model” En: Proc. Inst. Mech. Eng. N°36 (1969) p. 647–664.

SZE-FOO, C. y IBELE, W. “Pressure drop and liquid film thickness of two phase annular and annular mist flows”. En: ASME Winter Annual Meeting. New York (Noviembre, 1962).

TAITEL, Y. “Flow pattern transition in two-phase flow”. En: 9th Int. Heat Transfer Conference. (1990: Jerusalem).

TAITEL, Y. y DUKLER, A. “A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow”. En: AIChE Journal. N°22 (1976).

TAITEL, Y. y DUKLER, A. "Flow regime transitions for vertical upward gas-liquid flow: a preliminary approach through physical modeling". En: AIChE 70th Annual Meeting, New York, Session on Fundamental Research in Fluid Mechanics. 1977.

TANDON, T.N.; VARMA, H.K. y GUPTA, C.P. "A void fraction model for annular twophase flow" En: Int. J. Heat Mass Transfer N°28 (1985) p. 191–198

THOM, J.R.S. "Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water" En: Int. J. Heat Mass Transfer 7 (1964) p. 709–724.

WALLIS, G. "One dimensional two-phase flow". New York: McGraw-Hill, 1969. 408p.

WHALLEY, P., SEE HEWITT, G. "Multiphase flow and pressure drop". Heat Exchanger Desing Handbook, Hemisphere, Washington, DC, Vol 2. 1980.

ZIVI, S. Estimation the steady state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production. J of Heat Transfer Trans ASME S C 86 (1964) 247 et seq.

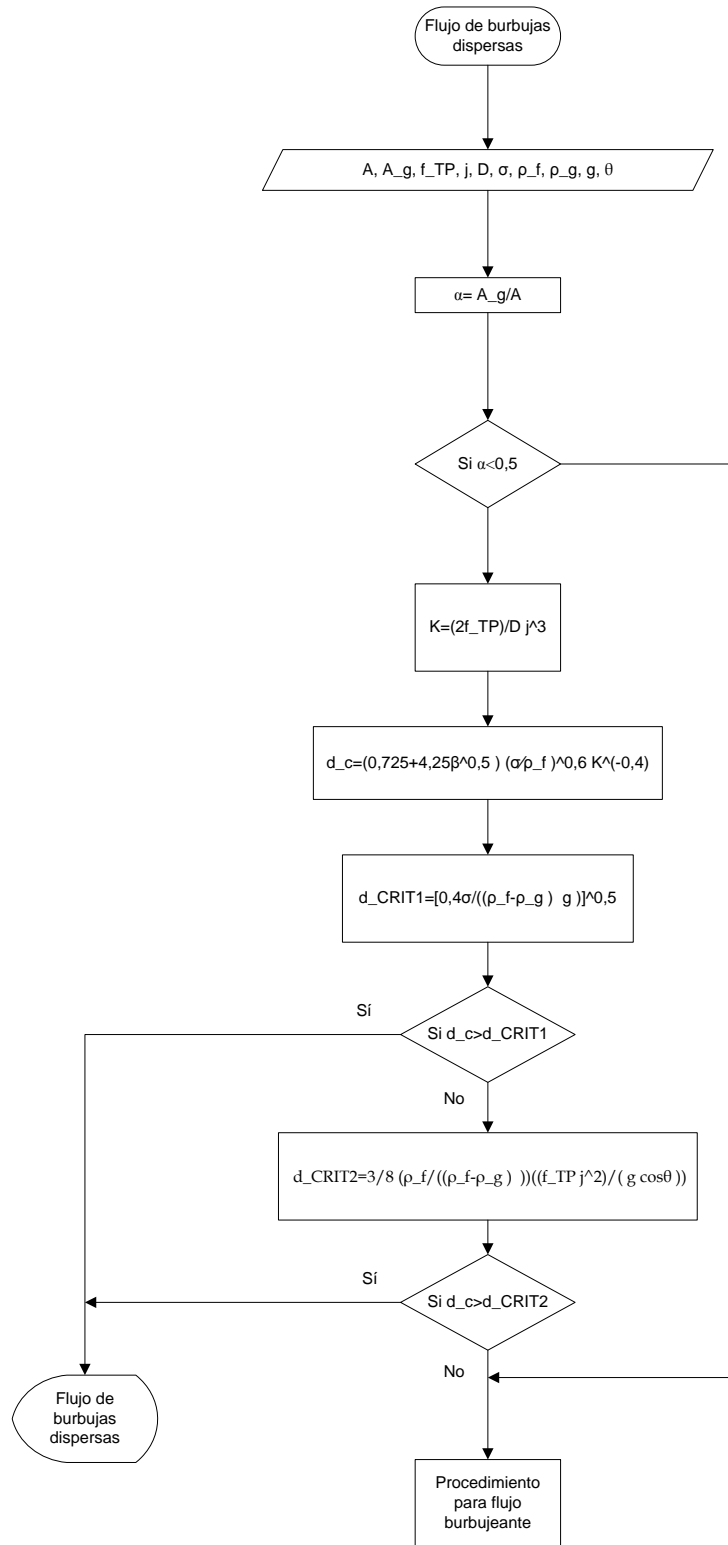
ZIVI, S.M. "Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production" En: Trans. ASME J. Heat Transfer C 86 (1975) p. 247–252.

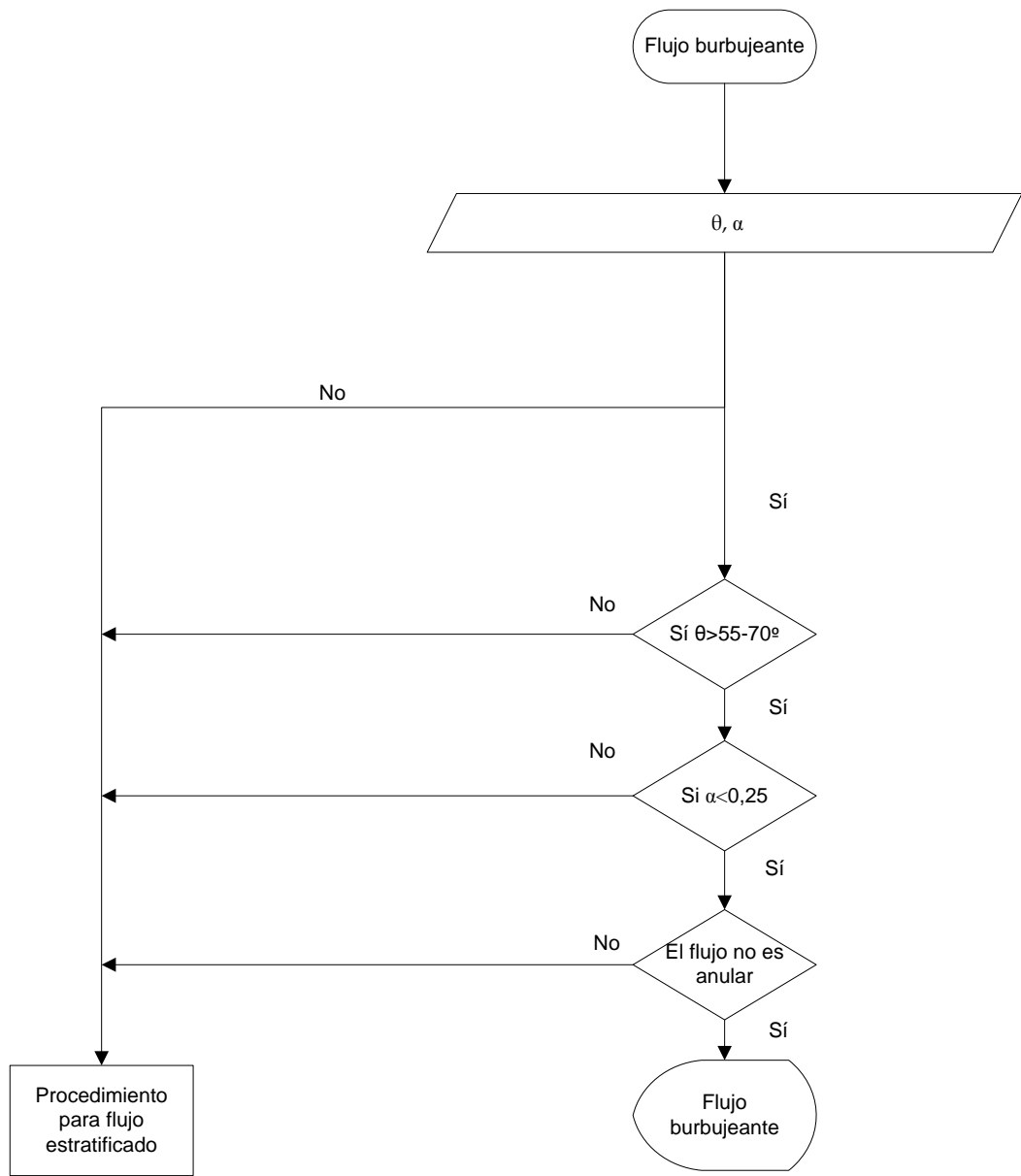
ZUBER, N., STAUB, F., BIJWAARD, G. Y KROEGER,P. "Steady state and transient void fraction in two-phase flow systems". En: GEAP 5417. (1967).

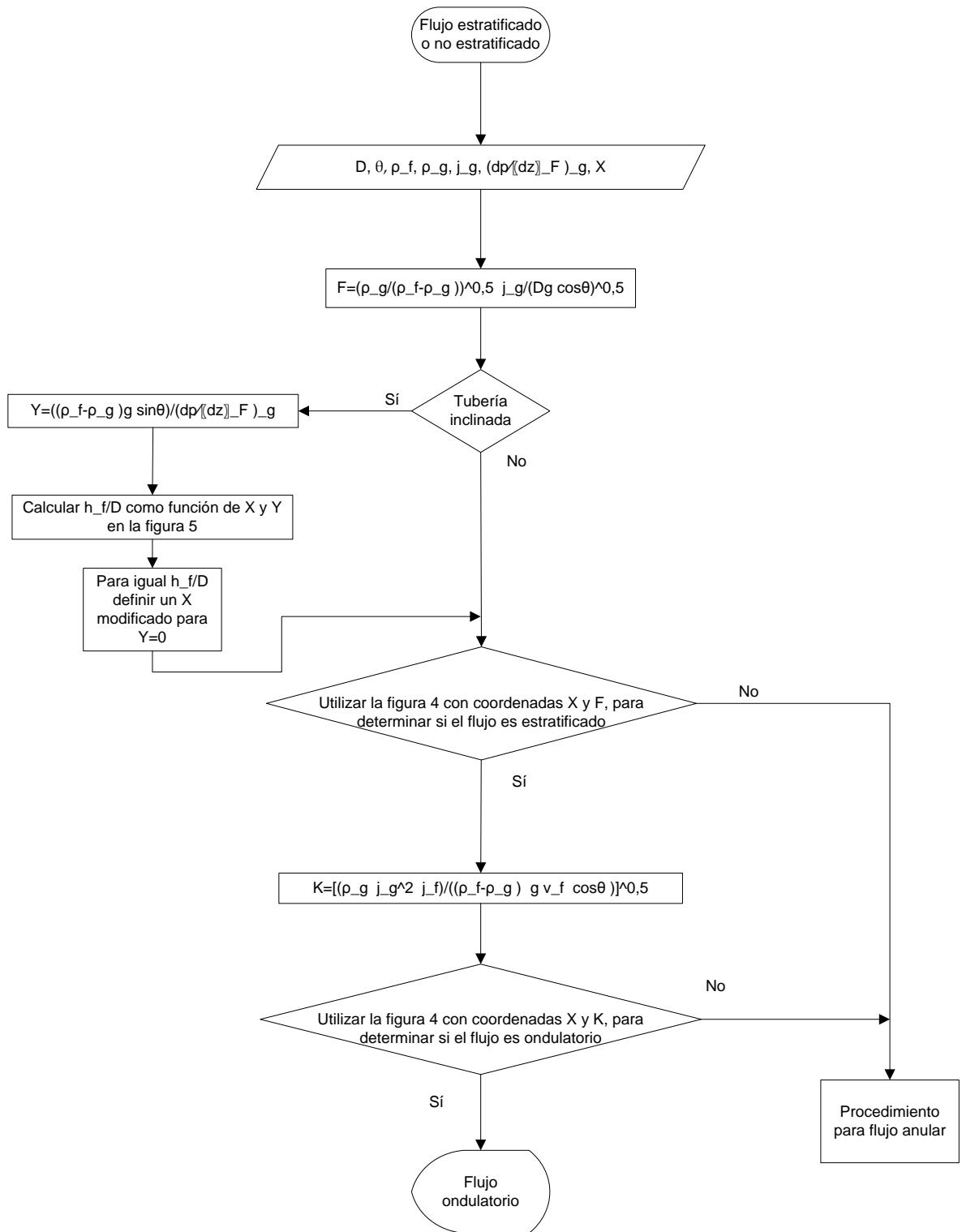
# **ANEXOS**

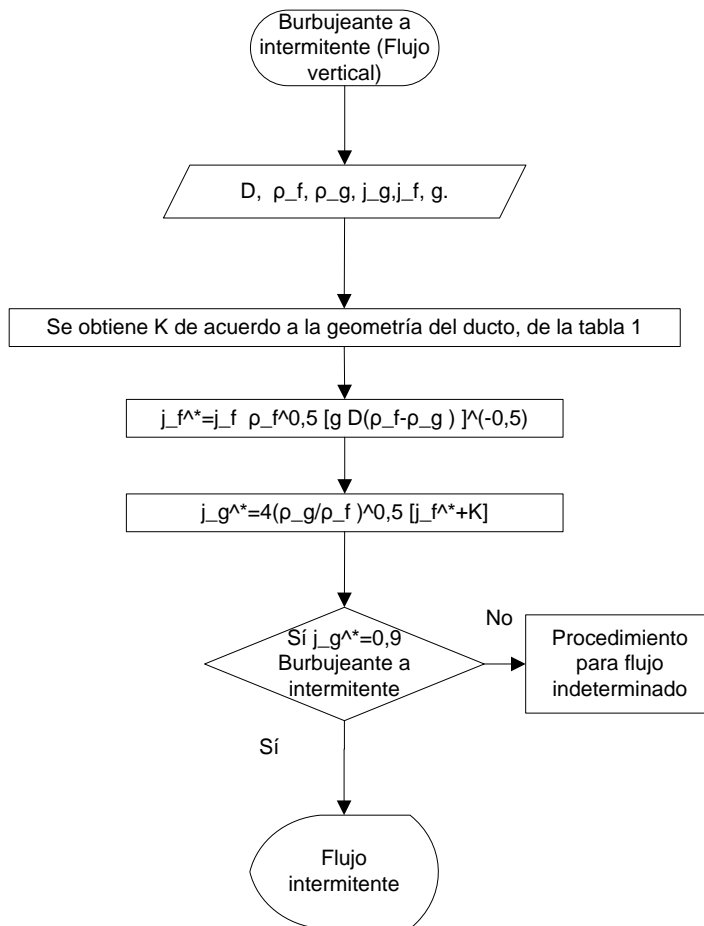
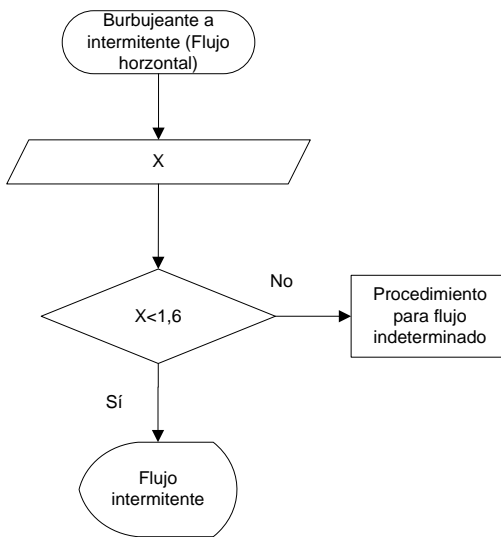
**ANEXO A**  
**DIAGRAMAS DE SOLUCIÓN PARA FLUJO BIFÁSICO**

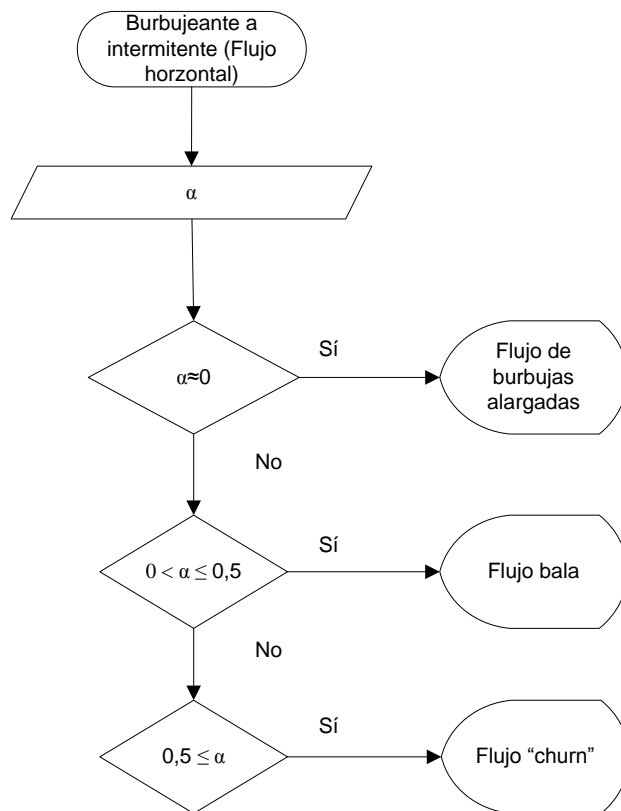
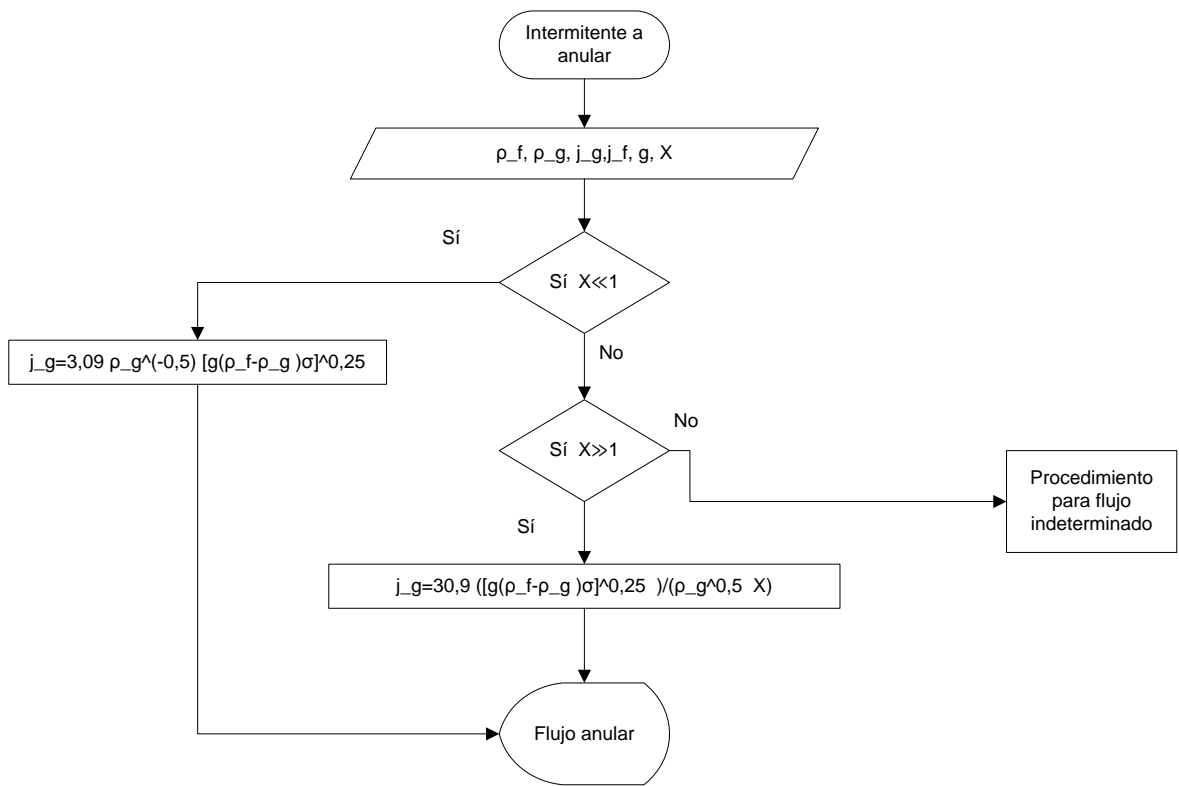
# 1. DETERMINACIÓN DEL TIPO DE FLUJO





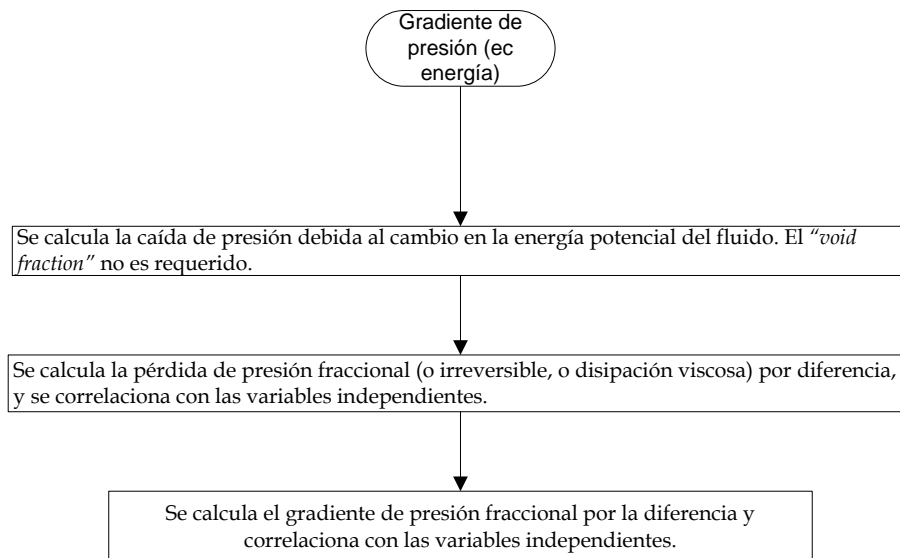
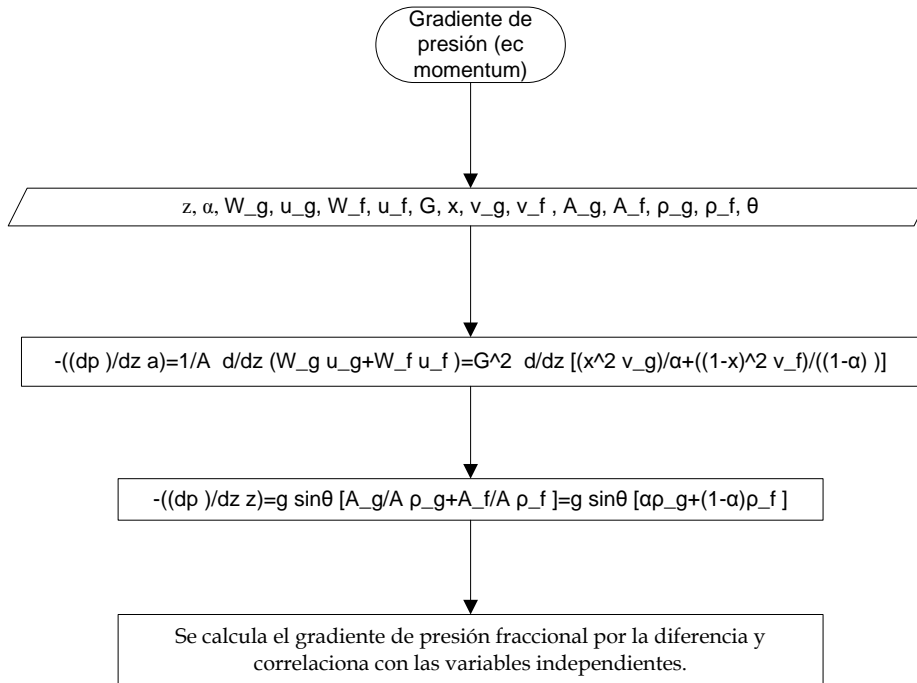




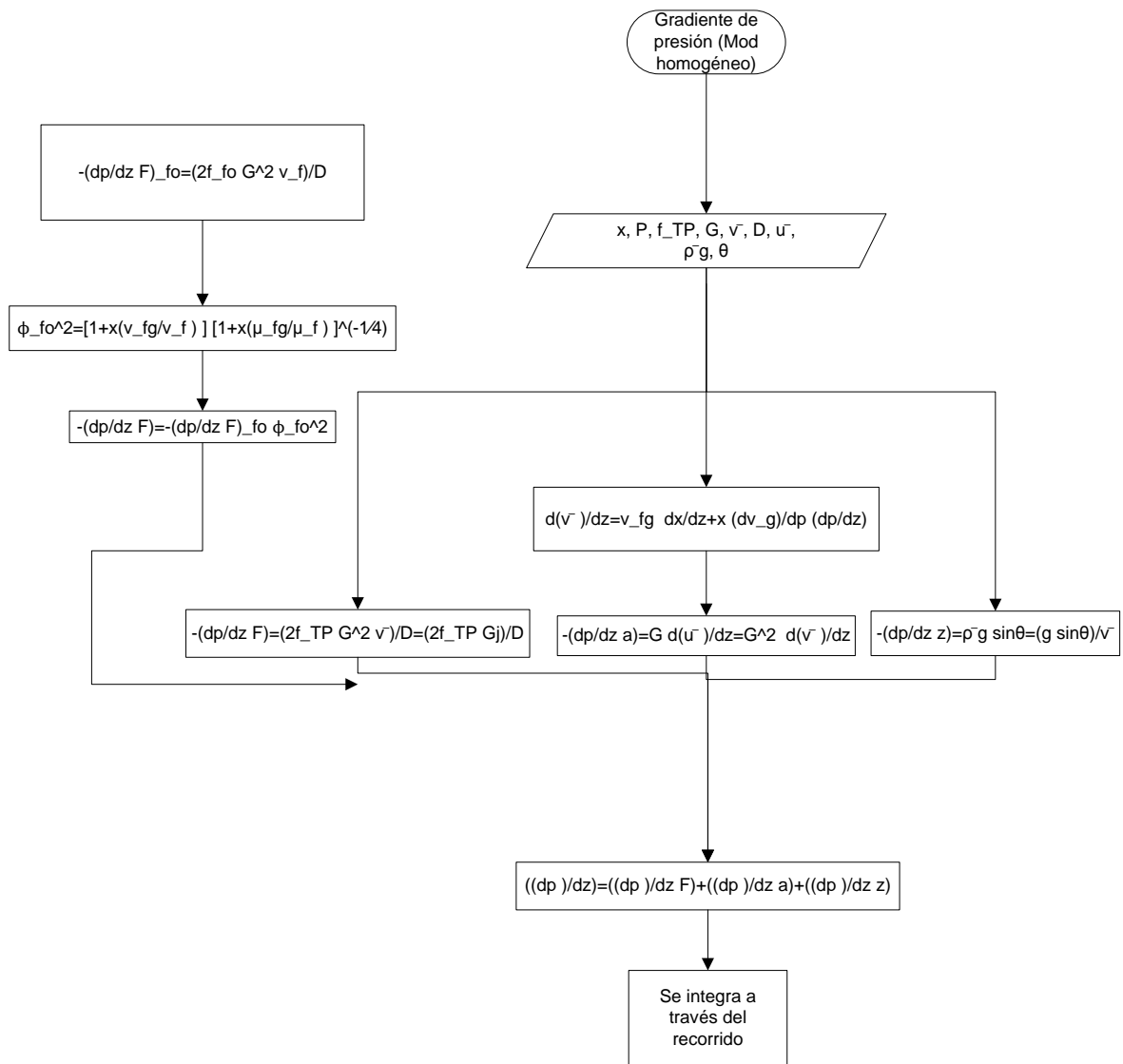


## 2. CÁLCULO DEL GRADIENTE DE PRESIÓN HIDRÁULICO

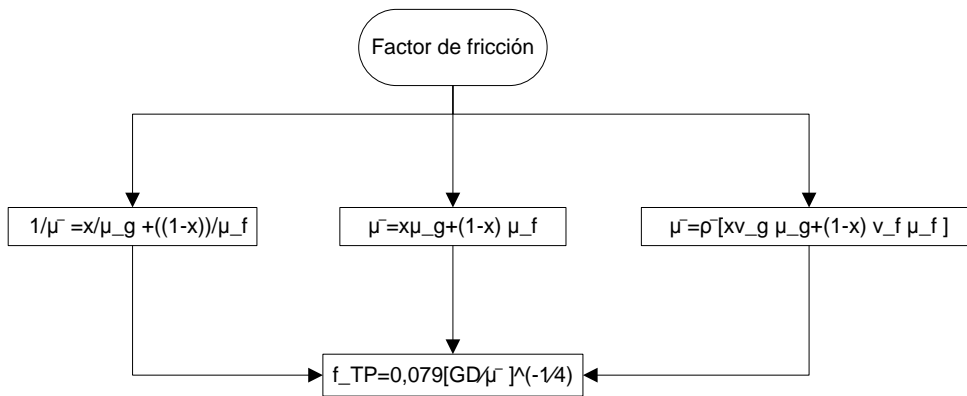
### 2.1. Procedimiento para el cálculo



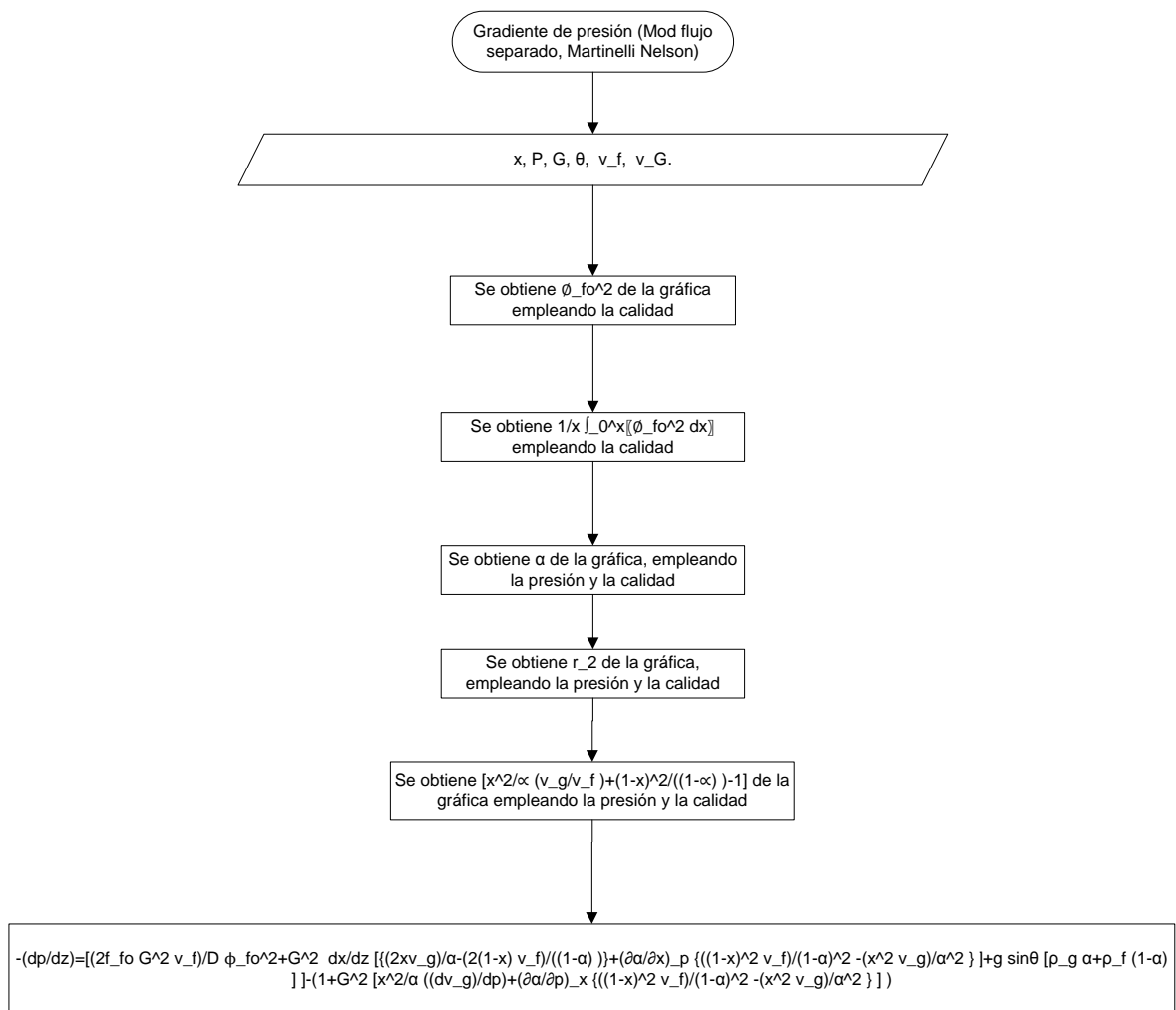
## 2.2. Gradiente de presión para el modelo homogéneo

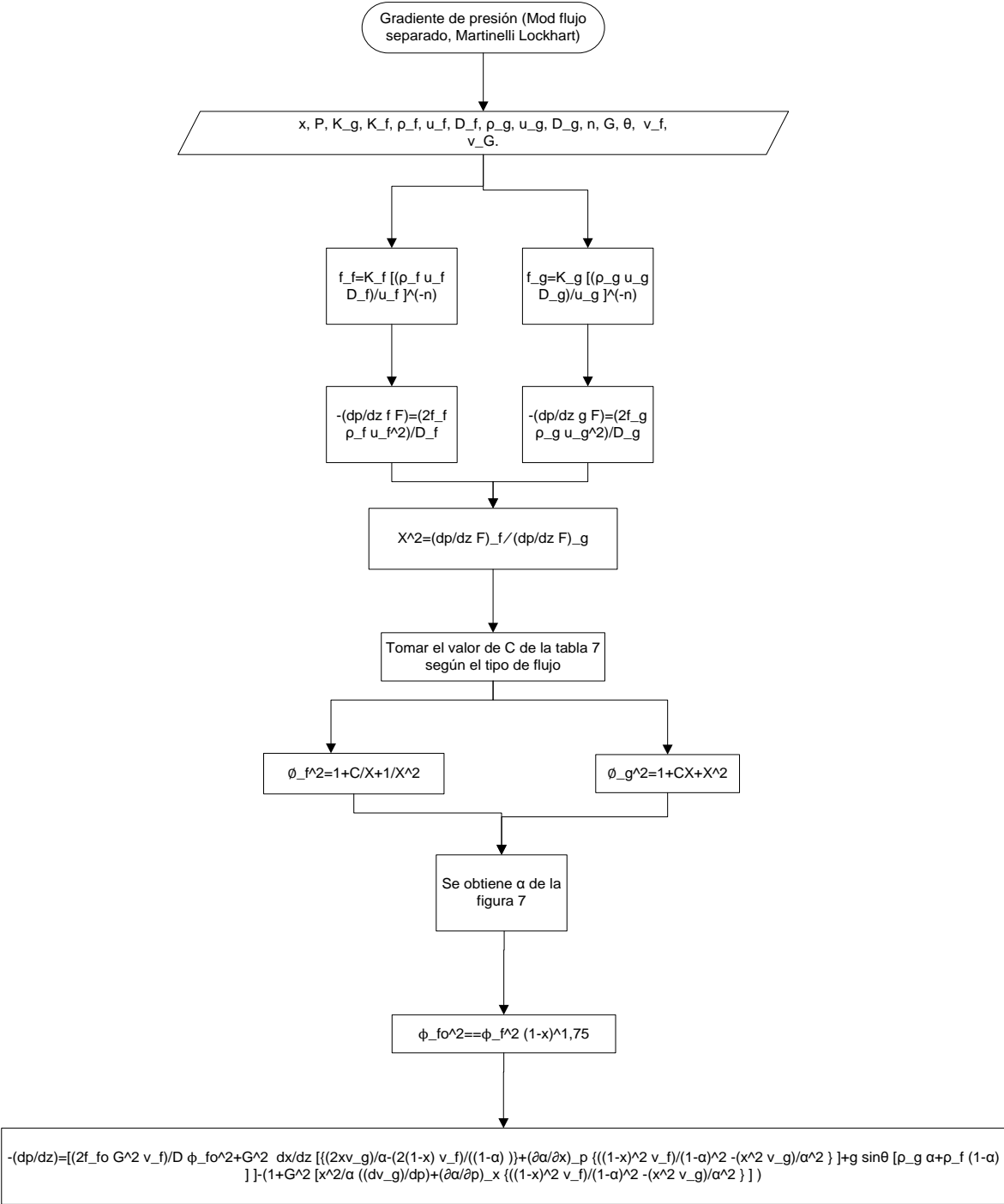


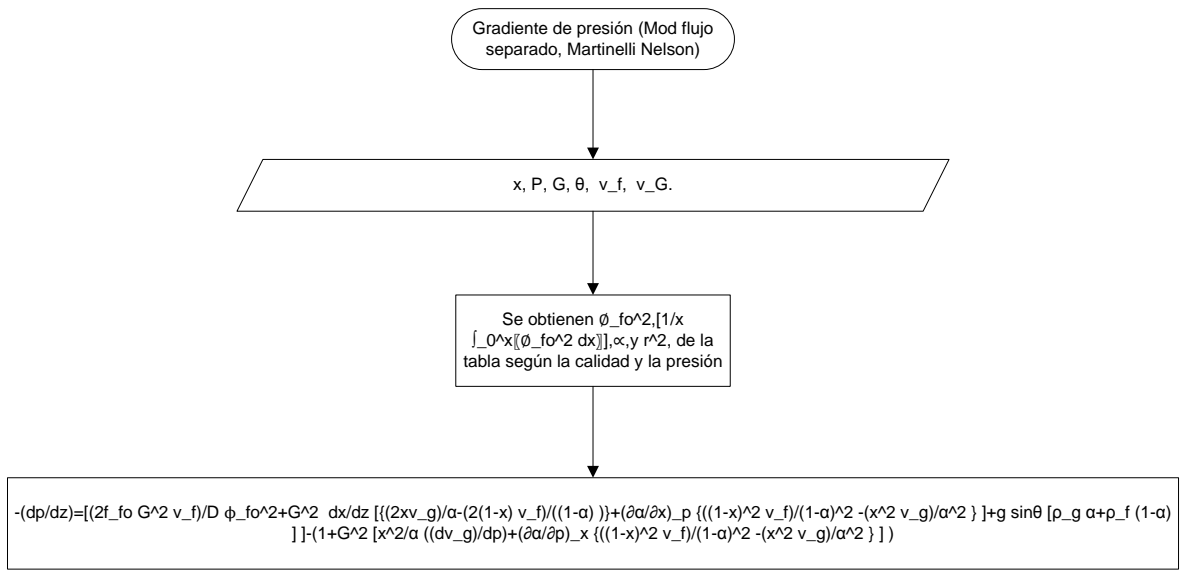
Se puede suponer que el término  $(v_{fg}/v_f)$  y el factor de fricción permanecen constantes sobre toda la longitud evaluada, para simplificar.



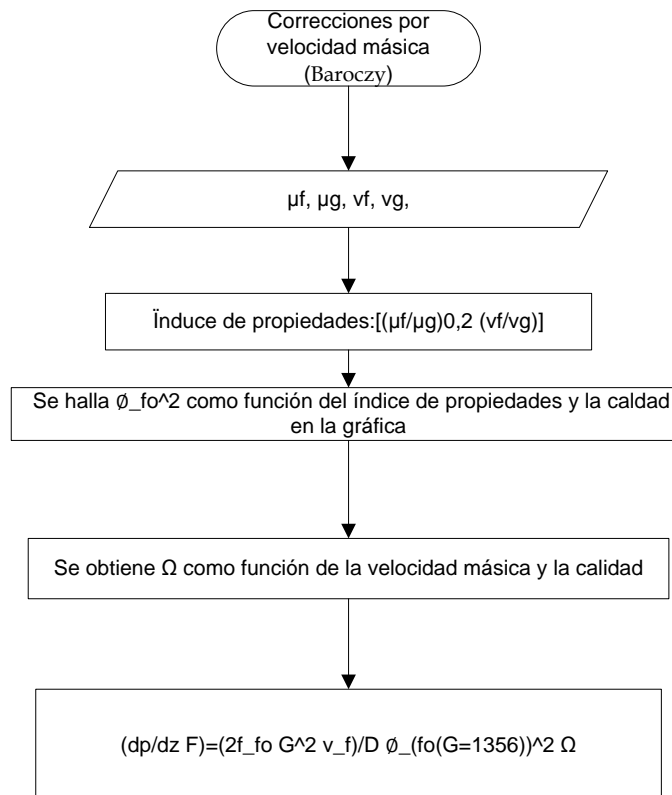
### 2.3. Gradiente de presión para el modelo separado según el multiplicador bifásico

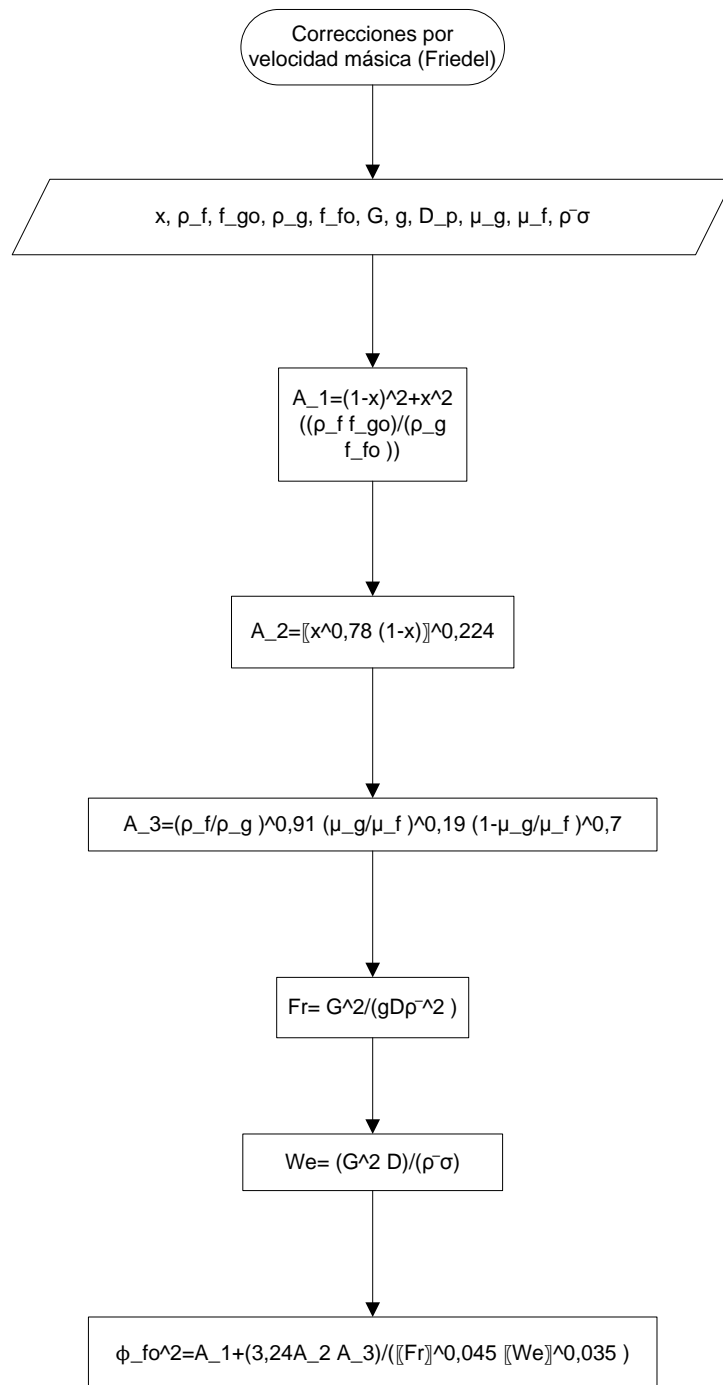


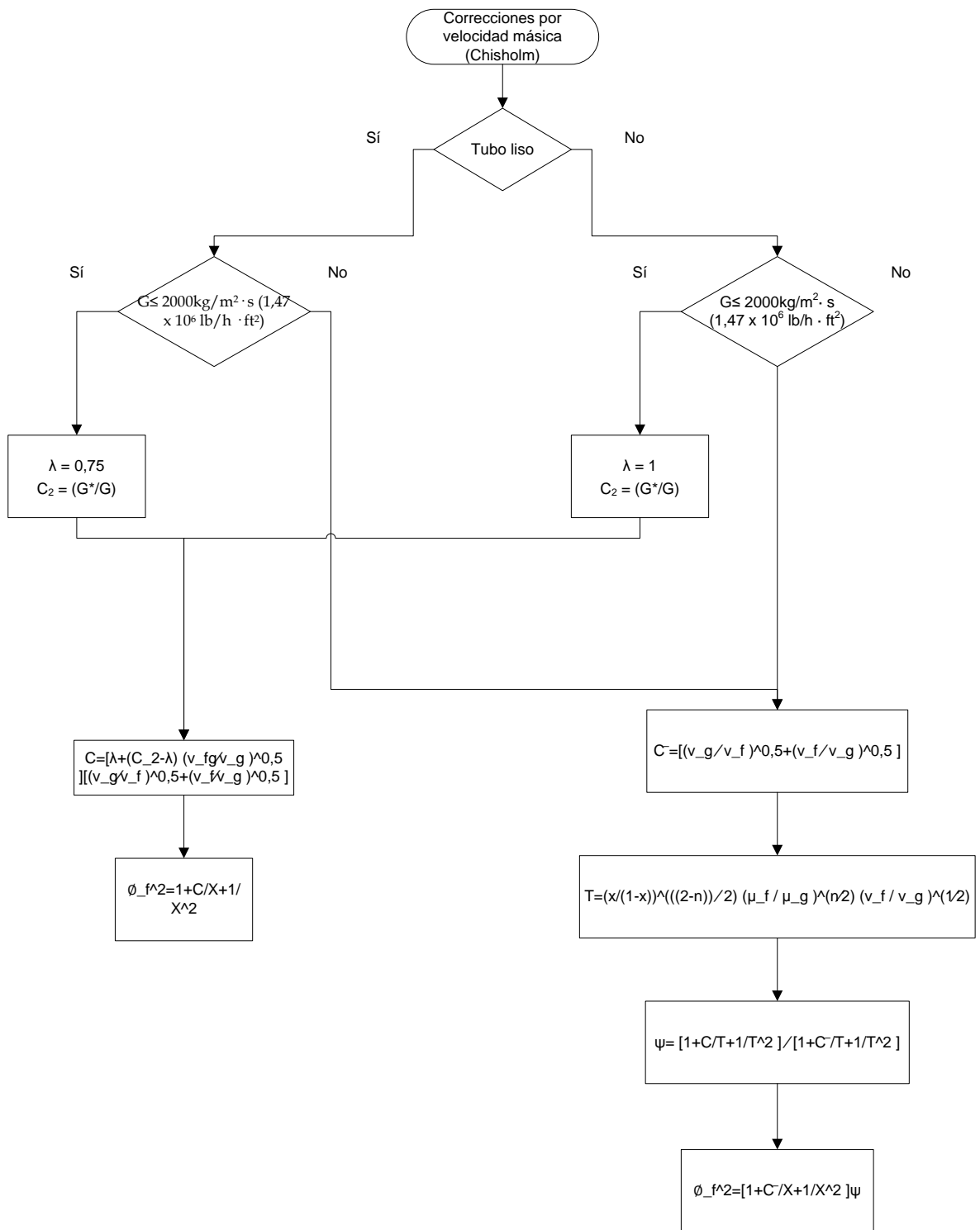




### 3. CORRECCIÓN DEL FACTOR DE FRICCIÓN POR VELOCIDAD MÁSCICA.







**ANEXO B**  
**CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE**  
**TRANSFERENCIA DE CALOR.**

Correlación de Hughmark (1965). El modelo desarrollado por Hughmark permite evaluar el coeficiente de transferencia de calor para flujo intermitente en tuberías horizontales. Este modelo se dedujo de manera analítica, a partir de la analogía entre la ecuación de cantidad lineal de movimiento y la ecuación de energía para flujo turbulento.

$$Nu_{2ph} = 1,75(1 - \beta)^{-1/2} \left( \frac{\dot{M}_f c_{pf}}{(1 - \beta)\lambda_f L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_{wall}} \right)^{0,14}$$

Correlación de Martin-Sims (1971). La correlación que desarrollaron Martin-Sims evalúa el coeficiente de transferencia de calor por convección para flujo bifásico, partiendo del coeficiente de transferencia de calor para flujo monofásico determinado con la correlación de Sieder y Tate (1936).

$$\frac{\zeta_{2ph}}{\zeta_f} = 1 + 0,64 \sqrt{\frac{j_g}{j_f}}$$

Correlación de Shah (1979). La correlación que presentó Shah, permite establecer el coeficiente de transferencia de calor en el flujo bifásico con condensación en película laminar, durante flujo anular. Se concluyó que la correlación de Shah, ampliamente utilizada para el diseño de condensadores, tiende a predecir bien datos relativos a los fluidos a alta presión, lo que muestra una aplicabilidad muy limitada en este caso, pero útil.

$$Nu_{2ph} = 0,023 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \left[ (1 - x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1 - x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right]$$

Correlación de Kago et al. (1986). Presentaron nuevas correlaciones para evaluar el gradiente de presión y la fracción volumétrica de gas basadas en modificaciones del modelo de Lockhart y Martinelli (1949), además de una correlación para el coeficiente convectivo promedio.

La correlación para el cálculo del número de Nusselt bifásico es válida para un número de Reynolds de líquido entre 300 y 300000 considerando que la transferencia de calor depende sólo del flujo de líquido.

$$Nu_{2ph} = (0,021Re_f^{0,83} + 4,5)Pr_f^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_{Wall}} \right)^{0,14} \times \left[ 1 + 0,3e^{\{-0,5(Fr_f-2)^2\}} \right]$$

Modelo de Deshpande et al. (1991). Desarrollaron correlaciones para determinar coeficientes convectivos en la pared interna de la tubería, analizando principalmente el comportamiento de los mismos en el fondo (h2phB) y en el tope (h2phT) de la tubería. Adicionalmente desarrollaron una correlación para evaluar el coeficiente convectivo bifásico promedio (h2phavg). Deshpande et al. resaltaron la influencia de parámetros hidrodinámicos (frecuencia de tapones y relación de las longitudes del tapón y de la unidad) en la transferencia de calor.

Con el propósito de obtener correlaciones que se adapten mejor al verdadero comportamiento de la transferencia de calor en flujo intermitente, se correlacionaron los datos experimentales tratando de incorporar en las correlaciones parámetros característicos del flujo intermitente tales como la frecuencia de tapones ( $\nu$ ) y la relación entre las longitudes del tapón de líquido y de la unidad ( $L_S/L_U$ ).

Los errores de los valores evaluados con las correlaciones de  $Nu_{2phB}$  y  $Nu_{2phavg}$  se mantienen dentro del intervalo de  $\pm 10\%$  para el 93.5% de los datos experimentales. Los errores de los valores evaluados con la correlación de  $Nu_{2phT}$  están en el intervalo de  $\pm 15\%$  para el 90% de los datos experimentales.

Coeficiente de transferencia de calor en la parte inferior de la tubería:

$$Nu_{2phB} = 0,023Re_f^{0,83} Pr_f^{0,4} \left( \frac{L_S}{L_U} \right)^{0,3}$$

Relación entre las longitudes del tapón de líquido y de la unidad:

$$\frac{L_S}{L_U} = \frac{j_{fo}}{j_M}$$

Coeficiente de transferencia de calor en el tope de la tubería

$$Nu_{2phT} = 1,93Re_M^{0,44} Pr_M^{0,4} \left( \frac{j_f}{j_M} \right)^{0,21} \left( f_T \frac{j_f}{g} \right)^{0,53}$$

frecuencia de los tapones

$$f_T = 0,0434 \left[ \left( \frac{j_{fo}}{j_M} \right) \left( \frac{2,02}{D} + \frac{j_M^2}{gD} \right) \right]^{1,02}$$

Coeficiente de transferencia de calor promedio

$$Nu_{2phavg} = 0,023 Re_M^{0,83} Pr_M^{0,4} \left( \frac{j_{fo}}{j_M} \right)^{0,76}$$

Modelo de Hetsroni et al. (1998). Correlacionaron el coeficiente de transferencia de calor por convección en el tope de la tubería con el tamaño y frecuencia de la burbuja de Taylor en el flujo tapón aire-agua dentro de una tubería horizontal. Entre las hipótesis consideradas en este trabajo se destaca el suponer que el coeficiente convectivo en el fondo de la tubería es independiente del flujo de vapor y puede calcularse con correlaciones para flujo monofásico. Hetsroni et al., presentaron una ecuación para calcular el coeficiente convectivo promedio en la sección transversal de la tubería a partir del coeficiente en el tope de la tubería.

Este estudio concluyó que los factores que más afectan el coeficiente de transferencia de calor en la parte superior de la tubería son la longitud y frecuencia de las burbujas, así como la velocidad superficial. En tanto en la parte superior parecen no incidir.

Coeficiente de transferencia de calor bifásico

$$\zeta_{2ph} = 0,15\zeta_{2phT} + 0,85\zeta_f$$

Coeficiente de transferencia de calor en el tope de la tubería

$$\zeta_{2phT} = \zeta_f \left[ 0,4 + 0,54 Fr_f^{1,2} e^{(-f_T L_F / u_{GLS})} \right]$$

$$Nu_f = 0,0155 Re_f^{0,83} Pr_f^{0,5}$$

$L_F$ : longitud de la película

$u_{GLS}$ : velocidad de las burbujas dispersas en el tapón de líquido evaluada mediante la ecuación propuesta por Ansari (1988):

$$u_{GLS} = 1.2(j_f + j_g)$$

Modelo de Dobson-Chato (1998). Desarrollaron una correlación luego de observar regímenes de flujo con R134a, R22 y mezclas casi azeotrópicas de R32/R125 en condensación, dentro de tubos con diámetro interior 3,1 mm, 4,6mm y 7,1 mm.

Dobson y Chato observaron que, a una temperatura de saturación constante y flujo de másico específico, la transición de flujo ondulado-anular a ondulado, y de flujo anular a ondulado-anular; se presentó a calidades inferiores, cuando el diámetro del tubo se redujo.

En varios estudios se ha determinado que la correlación de Dobson-Chato proporciona una de las mejores aproximaciones para el flujo de refrigerantes (Boissieux, et al., 1999, p. 351; Thome et al., 2002, p.1143).

### Anular

$$Nu = 0,023Re_f^{0,8}Pr_f^{0,4} \left[ 1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right]$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

### Ondulatorio

$$Nu = \frac{0,2Re_{go}^{0,12}}{1 + 1,11X_{tt}^{0,58}} \left[ \frac{GaPr_f}{Ja_f} \right]^{0,25} + \left( 1 - \frac{\theta_f}{\pi} \right) Nu_{forced}$$

$$Nu_{forced} = 0,0195Re_f^{0,8}Pr_f^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}}$$

Para  $0 < Fr_f \leq 0,7$

$$c_1 = 4,172 + 5,48 Fr_f - 1,564 Fr_f^2$$

$$c_2 = 1,773 + 0,169 Fr_f$$

Para  $Fr_f > 0,7$ ;

$$c_1 = 7,242$$

$$c_2 = 1,655$$

Modelo de Gnielinski (1998). Las propiedades del fluido ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ,  $k$ ) se calculan a la temperatura promedio (promedio entre la temperatura de entrada y la de salida); las propiedades que presentan el subíndice “p” se calculan a la temperatura de la pared del tubo. Para un intercambiador tubular donde intercambian calor un fluido a alta temperatura (fluido caliente) con un fluido a baja temperatura (fluido frío):

$$T_p = \frac{1}{2} \left[ \frac{T_{1C} + T_{2C}}{2} + \frac{T_{1F} + T_{2F}}{2} \right]$$

donde el subíndice 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y salida, respectivamente, y los subíndices c y f se refieren a fluido caliente y el frío, respectivamente.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{2/3} - 1)}$$

donde  $f = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$

Validez:  $0,5 < Pr < 2000$ ;  $2300 < Re < 10^4$

Modelo de Manabe (2001). En el 2001, Manabe desarrolló un modelo de transferencia de calor, el cual está constituido por correlaciones para evaluar el coeficiente convectivo bifásico para cada patrón de flujo. Para flujo horizontal estratificado Manabe propuso evaluar el coeficiente convectivo bifásico a partir del coeficiente convectivo de la película de líquido. Para régimen turbulento, propuso una correlación basada en la relación de presión adimensional,  $\Phi$ , definida por Lockhart y Martinelli (1949). Este modelo se desarrolló originalmente para el flujo gas natural y crudo con una gravedad de 35° API, pero se analizó en este caso por ser un modelo bastante completo.

### Para flujo estratificado (ST)

Flujo turbulento

$$\frac{\zeta_{2ph}}{\zeta_{SL}} = \sqrt{\bar{S}_f H_f X_f}$$

El valor de  $\zeta_{SL}$  se calcula con la correlación de Petukhov (1970):

$$Nu = \frac{(f/8) f/8 Re Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

Flujo laminar

$$\frac{\zeta_{2ph}}{\zeta_{SL}} = \bar{S}_f^{1/3} H_f^{-2/3}$$

El valor de  $\zeta_{SL}$  se calcula con la correlación de Sieder y Tate (1936):

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3}$$

$\bar{S}_f$ : relación entre el perímetro húmedo y el perímetro de la tubería.

$H_f$ : Fracción volumétrica de la fase líquida.

**Para flujo slug (SL)**

$$\zeta_{2ph} = \zeta_{LF} B + \zeta_{LS}(1 - B)$$

$$B = L_{LF}/L_{SU}$$

El valor de  $\zeta_{LF}$  se calcula con la correlación para flujo estratificado, y el de  $h_{LS}$  con la correlación de Petukhov (1970).

$\zeta_{LF}$ : Coeficiente convectivo bifásico para la región de la película

$\zeta_{LS}$ : Coeficiente convectivo bifásico para la región del tapón líquido

B: Relación de longitudes entre la película y el tapón de líquido.

**Para flujo anular (AN)**

$$\frac{h_{2ph}}{h_{SF}} = \left[ \frac{d \left( \frac{dp}{dx} \right)_{2ph,fric}}{d \left( \frac{dp}{dx} \right)_{f,fric}} \right]^{1/2} = X_f$$

El valor de se calcula con a correlación de Petukhov (1970), empleando el valor de  $j_{SF}$  que se obtiene de:

$$j_{SF} = (1 - FE)j_f$$

FE: Fracción de líquido dentro del vapor.

$$FE = 1 - \exp \left[ -0,125 \left( 10^4 \frac{j_g \mu_g}{\sigma} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/2} \right) \right]$$

Laminar

$$\frac{\zeta_{2ph}}{\zeta_{SF}} = 2,08 H_f^{-2/3}$$

$$Nu_{SF} = 1,86 \left( Re_{SF} Pr_f \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{f,b}}{\mu_{f,w}} \right)$$

$$\zeta_{SF} = \frac{Nu_{SF} \lambda_f}{D}$$

$$Re_{SF} = \frac{\rho_f u_{SF} D}{\mu_f}$$

Modelo de Cavalli (2002). Cavalli et al., plantearon un procedimiento predictivo que cubre todo el rango de regímenes de flujo. Este método se desarrolló con un enfoque computacional, y se realizó con base en una extensa base de datos, y puede emplearse para la condensación de refrigerantes dentro de tubos con diámetro mayor a 3mm, una presión reducida menor a 0,75, y una relación de densidades ( $\rho_f/\rho_g$ ) mayor a 4.

Para el flujo anular el modelo partió del modelo propuesto por Kosky-Staub, donde el coeficiente de transferencia de vapor se correlaciona con el gradiente de presión por fricción a través del esfuerzo cortante en la interfaz. También se planteó una nueva ecuación para el gradiente de presión por fricción para el flujo anular, empleando los parámetros de Friedel, la cual se emplea para calcular el esfuerzo cortante en la interfaz.

El modelo de Cavallini et al. suministra coeficientes de transferencia de calor más conservadores en comparación con otras correlaciones, particularmente en lo que refiere a refrigerantes de alta presión como R410A y R32, en tanto los modelos de Shah y Dobson-Chato tienden a sobrestimar gravemente los valores experimentales (Cavallini et al., 2003, p.378).

Velocidad adimensional del vapor:

$$J_g = xG/[g D_i \rho_g (\rho_f - \rho_g)]^{0,5}$$

**Modelo para flujo anular (Debe aplicarse cuando la velocidad adimensional  $J_g > 2,5$ )**

$$\zeta = \zeta_{an} \zeta = \rho_f c_{pf} (\tau / \rho_f)^{0,5} / T^+$$

$$T^+ = \delta^+ Pr_f \quad \text{si} \quad \delta^+ \leq 5$$

$$T^+ = 5 \{ Pr_f + \ln[1 + Pr_f (\delta^+ / 5 - 1)] \} \quad \text{si} \quad 5 < \delta^+ < 30$$

$$T^+ = 5 \{ Pr_f + \ln(1 + Pr_f) + 0,495 \ln(\delta^+ / 30) \} \quad \text{si} \quad \delta^+ \geq 30$$

$$\delta^+ = (Re_f / 2)^{0,5} \quad \text{para} \quad Re_f \leq 1145$$

$$\delta^+ = 0,0504 Re_f^{7/8} \quad \text{para} \quad Re_f > 1145 \quad \text{con} \quad Re_f = G(1-x)D_i / \mu_f$$

El esfuerzo cortante se puede definir como:

$$\tau = (dp/dz)_{fricc} d/4$$

$$(dp/dz)_{fricc} = \phi_{fo}^2 (dp/dz)_{fricc,fo} = \phi_{fo}^2 f_{fo} G^2 / D_i \rho_f$$

$$\phi_{fo}^2 = E + (1,262 FH) / We^{0,1458}$$

donde

$$E = (1-x)^2 + x^2 (\rho_f f_{go}) / \rho_g f_{fo}$$

$$F = x^{0,6978}$$

$$H = (\rho_f / \rho_g)^{0,3278} (\mu_g / \mu_f)^{-1,181} (1 - \mu_g / \mu_f)^{3,477}$$

$$We = G^2 D_i / (\rho_g \sigma)$$

en tanto

$$f_{fo} = 0,046 [GD_i / \mu_f]^{-0,2} \quad f_{go} = 0,046 [GD_i / \mu_g]^{-0,2} \quad \text{si} \quad GD_i / \mu > 2000$$

$$f_{fo} = 16[GD_i/\mu_f] \quad f_{go} = 16[GD_i/\mu_g] \quad \text{si } GD_i/\mu \leq 2000$$

**Modelo para flujo anular-estratificado. (Se debe aplicar cuando  $J_g < 2,5$  y  $X_{tt} < 1,6$ )**

$$\zeta = \zeta_{an-st} = (\zeta_{an, J_g=2,5} - \zeta_{st}) (J_g/2,5 + \zeta_{st})$$

$\zeta_{an, J_g=2,5}$  se calcula con las ecuaciones para el modelo anular, pero empleando el valor ficticio de G para  $J_g=2,5$  dado por:

$$G_{J_g=2,5} = 2,5 [gD_i \rho_g (\rho_f - \rho_g)]^{0,5} / x$$

$$\zeta_{st} = 0,725 \{1 + 0,82 [(1-x)/x]^{0,268}\}^{-1} [\lambda_f^3 \rho_f (\rho_f - \rho_g) g h_{fg} / (\mu_f D_i \Delta T)]^{0,25} + \zeta_f (1 - \theta/\pi)$$

$$\zeta_f = \zeta_{fo} (1-x)^{0,8}$$

$$\zeta_{fo} = 0,023 (\lambda_f / D_i) Re_{fo}^{0,8} Pr_f^{0,4} = 0,023 (\lambda_f / D_i) (GD_i / \mu_f)^{0,8} (c_{pf} \mu_f / \lambda_f)^{0,4}$$

$$1 - \theta/\pi = [\arccos(2\varepsilon - 1)]/\pi$$

El valor de  $\alpha$  se obtiene con la expresión de Zivi:

$$\alpha = x / [x + (1-x)(\rho_g/\rho_f)^{0,66}]$$

**Modelo para flujo estratificado-*slug* para aplicarse cuando  $J_g < 2,5$  y  $X_{tt} > 1,6$**

El valor del coeficiente es la interpolación entre el valor para el flujo anular y el estratificado, empleando el valor de  $x_{1,6}$  para calcular  $\zeta_{1,6}$  como flujo anular-estratificado.

$$\zeta = \zeta_{st-sl} = \zeta_{fo} + x (\zeta_{1,6} - \zeta_{fo}) / x_{1,6}$$

$$x_{1,6} = (\mu_f/\mu_g)^{1/9} (\rho_g/\rho_f)^{5/9} / [1,686 + (\mu_f/\mu_g)^{1/9} (\rho_g/\rho_f)^{5/9}]$$

Tras presentar las correlaciones de mayor utilidad para el análisis de la transferencia de calor en flujo bifásico, en el siguiente capítulo se desarrolla la selección y argumentación de las correlaciones que serán implementadas definitivamente para el desarrollo del análisis general de este trabajo.

**ANEXO C**  
**MANUAL DEL USUARIO**

## REQUERIMIENTOS DE EJECUCIÓN

Para asegurarse que la instalación y ejecución de STEAM ENERGY se realice correctamente y el rendimiento sea óptimo se requiere:

- Sistema operativo: Windows XP, Windows Vista o Windows 7,
- Soporte físico: RAM (1 GB o más), Espacio en el disco (120 GB o más), procesador (Intel o AMD con soporte SSE2. 64-bit),
- Productos Microsoft: Excel 2003 en adelante, Visual estudio 2005 C++.

## INTRODUCCIÓN

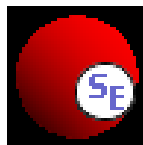
STEAM ENERGY es un software construido para el cálculo de la calidad y modelado del flujo de vapor en líneas de inyección para recobro térmico.

Este manual del usuario permitirá contar con diferentes herramientas para la operación y uso de las aplicaciones programadas en este software.

## DESCRIPCIÓN GENERAL

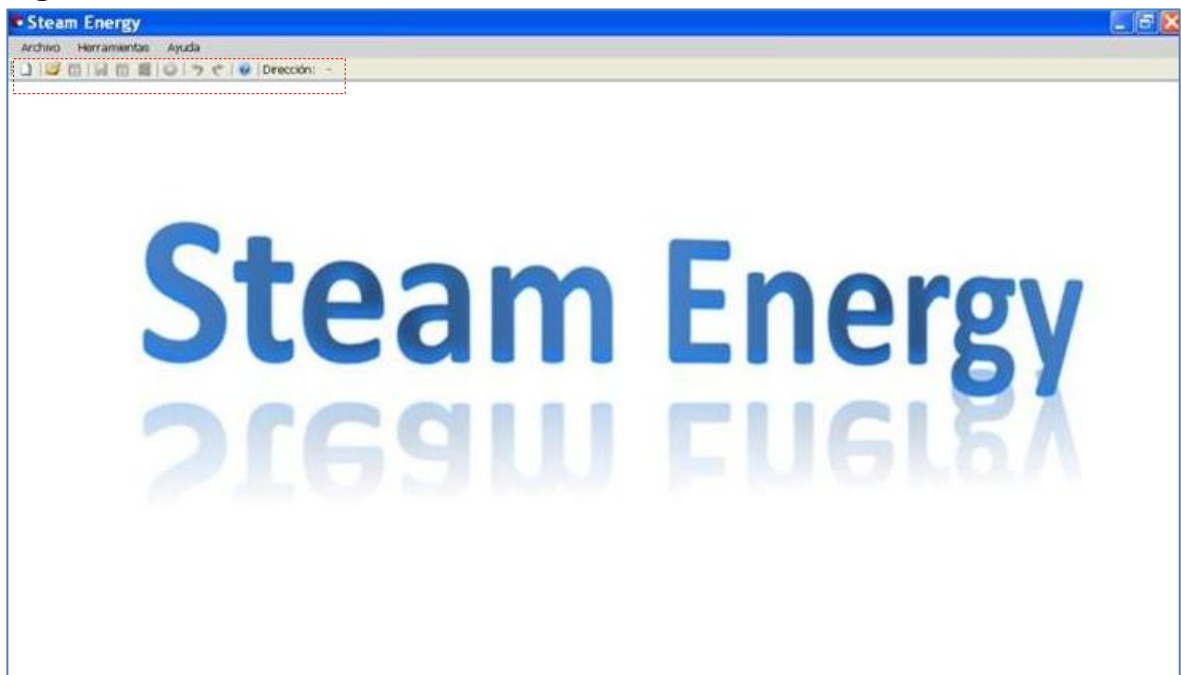
Esta descripción general le dará un recorrido a través de todos los escenarios visuales con los que se podrá encontrar y le dará una visión más clara de las diferentes opciones que puede tener a la hora de utilizar este recurso. El usuario encontrará el icono descrito en la Figura 1, como un acceso rápido para ingresar al software Steam Energy 3.0. Al instalar el programa en el computador, la instalación ubicará este ícono en su escritorio y en su pantalla de inicio.




**Figura 1.** Ícono del programa



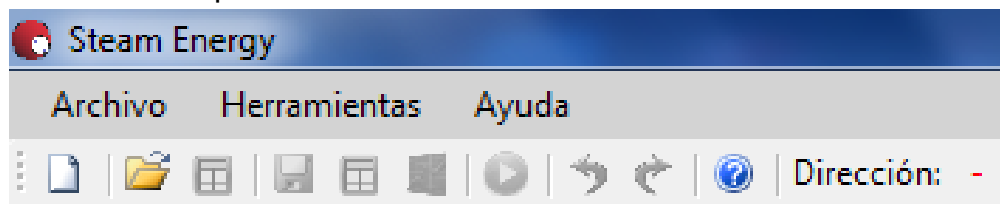
Al entrar al modelo, se encontrará con la pantalla de entrada y así mismo la cinta de opciones, ver Figura 2 y Figura 3 respectivamente.

**Figura 2.** Pantalla de entrada



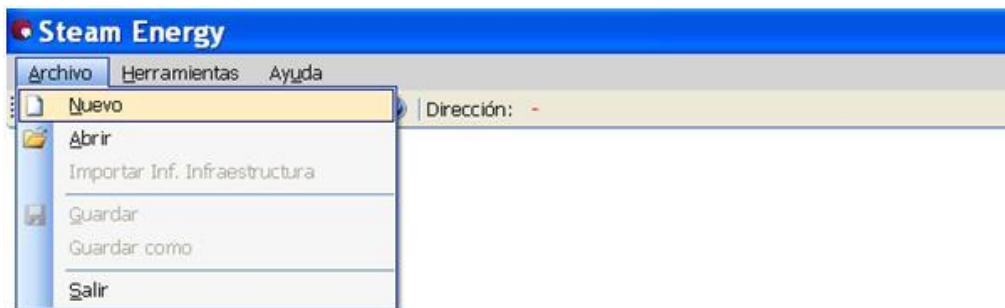
El ambiente de entrada del software contempla opciones en la cinta superior, ver cuadro rojo, dentro de los cuales, el usuario puede abrir un documento nuevo  o abrir un documento previamente trabajado . La opción de ayuda  le permitirá contar con este manual y así mismo con un documento completo sobre algunos de los aislantes más utilizados en la industria.

**Figura 3.** Cinta de opciones



Estas mismas opciones mostradas como íconos de acceso rápido en la cinta de opciones se podrán encontrar en las casillas superiores de archivo y ayuda, ver la Figura 4.

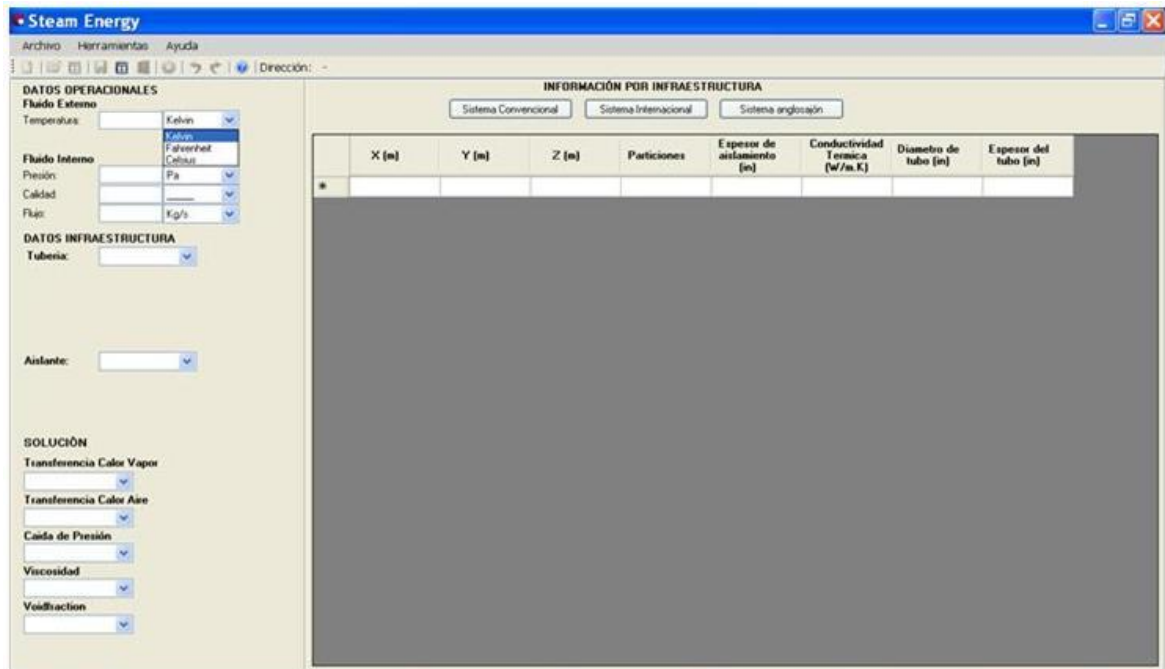
**Figura 4.** Opciones del programa



# Steam

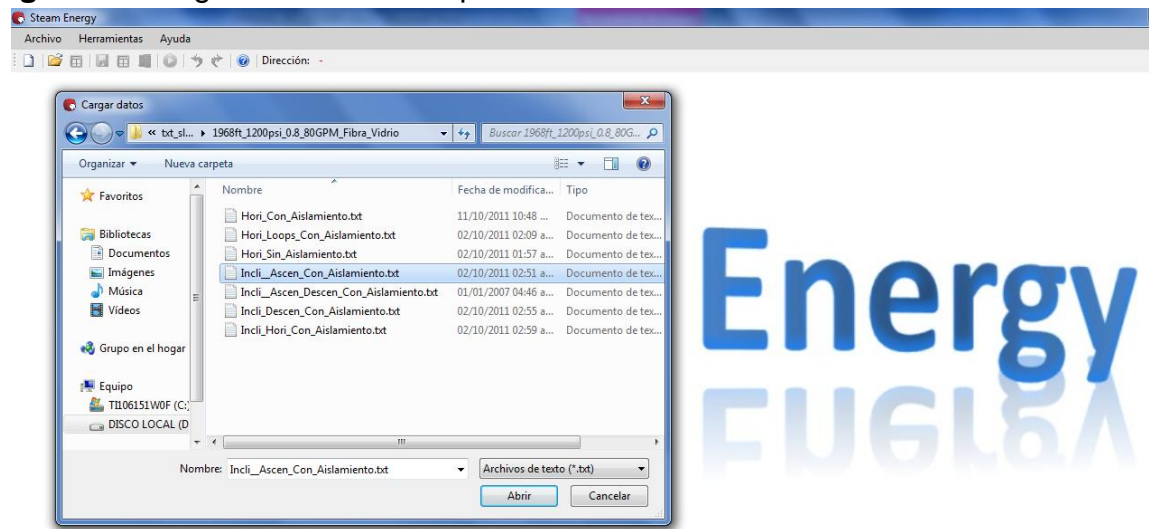
Si el usuario desea empezar un documento nuevo, se encontrará con la pantalla de acceso, Figura 5, en la cual deberá introducir información necesaria para el cálculo de este modelo. El detalle de esta información será descrito en el capítulo de “Documento nuevo”.

**Figura 5.** Pantalla de acceso con documento nuevo

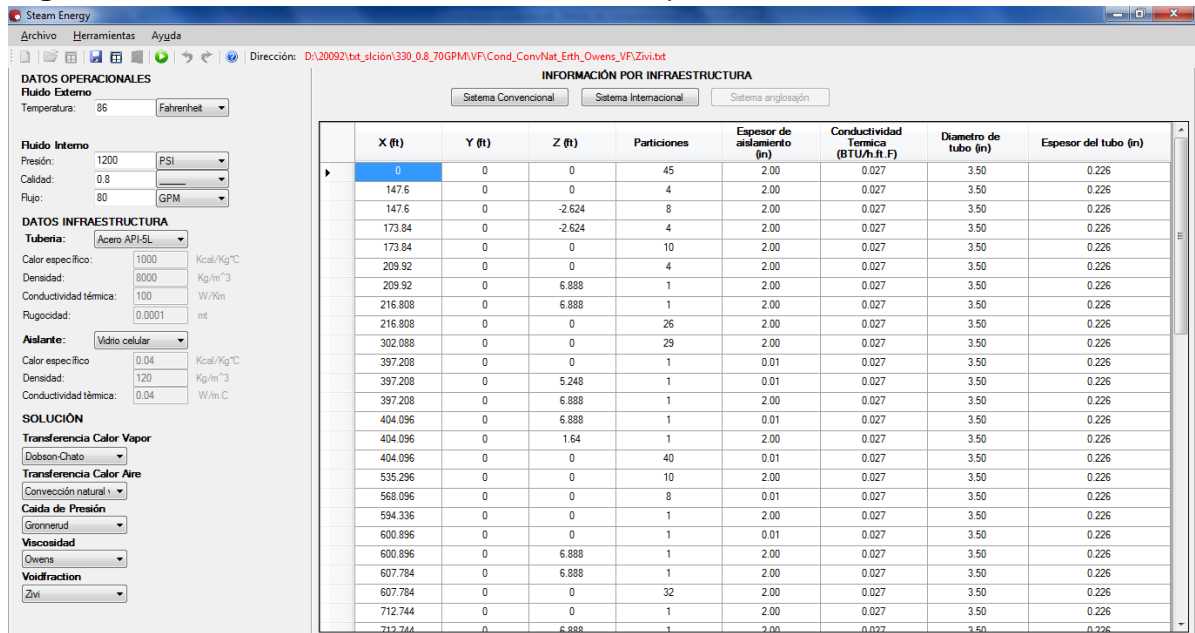


Si el usuario desea continuar con un documento previamente guardado, deberá buscar la ubicación donde guardó el archivo con su respectivo nombre y ubicación (el archivo guardado está en formato .txt), ver Figura 6, así mismo, posterior a la selección, se encontrará con la pantalla de acceso diligenciada previamente en otro trabajo, Figura 7, en la cual podrá modificar la información para el cálculo de este modelo y dar inicio al cálculo. El detalle de esta información será descrito en el capítulo de cálculo.

**Figura 6.** Cargar un documento previo



**Figura 7. Pantalla de acceso con documento previo**



## DESCRIPCIÓN PANTALLA DE ACCESO

En la pantalla de acceso, se introducen los datos operacionales, como fluido interno el vapor y como fluido externo el aire, los datos de infraestructura, los cuales corresponden a las propiedades de la tubería de inyección y las propiedades del aislante, las correlaciones a utilizar como solución para el cálculo de la energía en la línea de inyección, , ver Figura 8, así mismo se introduce el detalle de la infraestructura por coordenada cartesiana, número de particiones por tramo de tubería, diámetro y espesor del aislante y la tubería.

Dentro de los datos operacionales, la información de temperatura se puede incluir en unidades de Kelvin, Fahrenheit o Celsius, la presión se puede incluir en Pascales, Kilo pascales, Mega pascales o PSI, el flujo puede incluirse en galones por minuto o kilogramos por segundo.

Dentro de los datos de infraestructura, se pueden seleccionar diferentes tipos de tubería y de aislante o así mismo, incluir uno nuevo con otras propiedades a las descritas en el modelo.

Figura 8. Pantalla de acceso. Input operacional y de solución

The image shows a screenshot of the 'Steam Energy' software interface. The window title is 'Steam Energy' and it has a menu bar with 'Archivo', 'Herramientas', and 'Ayuda'. Below the menu bar is a toolbar with various icons and a 'Dirección:' field. The main content area is divided into two sections: 'DATOS OPERACIONALES' and 'DATOS INFRAESTRUCTURA'.  
**DATOS OPERACIONALES**  
**Fluido Externo**  
Temperatura: [input field] [Kelvin dropdown menu]  
**Fluido Interno**  
Presión: [input field] [Pa dropdown menu]  
Calidad: [input field] [dropdown menu]  
Flujo: [input field] [Kg/s dropdown menu]  
**DATOS INFRAESTRUCTURA**  
Tubería: [dropdown menu]  
Aislante: [dropdown menu]  
**SOLUCIÓN**  
Transferencia: [dropdown menu]  
Transferencia Calor Aire: [dropdown menu]  
Caida de Presión: [dropdown menu]  
Viscosidad: [dropdown menu]  
Voidfraction: [dropdown menu]

The 'Aislante' dropdown menu is open, showing the following options: Lana mineral, Perlita, Silicato de calcio, Fibra de vidrio, Vidrio celular (highlighted), Poliuretano expandido, Polietileno expandido, and Otro.

## **DATOS OPERACIONALES**

### **Fluido externo:**

El fluido externo en las líneas de inyección de vapor es el aire. En este punto se requiere la temperatura promedio de la zona, la cual puede entrar en unidades de Kelvin, Fahrenheit o Celsius. Existe otra casilla oculta que solo se mostrará si en el modelo de cálculo se contempla convección forzada exterior. Para esta condición se requiere de dato de entrada la velocidad del flujo en Kg/s de aire.

### **Fluido interno:**

El fluido interno en las líneas de inyección de vapor es el vapor inyectado. En este punto se requiere la presión de inyección medida a la salida del generador o sistema final reductor de presión para el suministro de vapor a la línea de inyección. El dato de presión puede ingresarse en unidades de Pascales, Kilo pascales, Mega pascales o PSI.

Se requiere conocer la calidad con la cual entra el vapor a las líneas de inyección (adimensional o en porcentaje), así mismo, el flujo de agua inyectada en galones por minuto (máximo 80GPM) o kilogramos por segundo (acorde a la densidad del agua).

## **DATOS INFRAESTRUCTURA**

### **Tubería:**

Se presenta diferentes materiales de tubería (Acero al carbono API 5L, Acero inoxidable, cobre u otro que se desee calcular), tomando como variables requeridas: El calor específico, la densidad, la conductividad térmica y la rugosidad del material.

### **Aislante:**

Se presenta diferentes materiales de aislante (lana mineral, perlita, silicato de calcio, fibra de vidrio, vidrio celular, poliuretano expandido, polietileno expandido u otro que se desee calcular), tomando como variables requeridas: El calor específico, la densidad y la conductividad térmica del material.

## **SOLUCIÓN**

A continuación se describen las opciones en correlaciones que se pueden utilizar en el modelo para calcular la transferencia de calor del vapor y del aire, el factor

de fricción implícito en la caída de presión, la fracción de hueco requerida en algunas correlaciones para determinar la caída de presión y finalmente correlaciones para calcular la viscosidad dinámica de cada una de las fases.

- **Transferencia de calor del vapor:** Modelo de Dobson-Chato
- **Transferencia de calor del aire:** Convección natural y Convección forzada
- **Caída de presión:** Domanski; Lochart-Martinelli; Chisholm; Friedel; Lin; Grönerud; Müller- Steinghagen & Heck; Erth; Sami
- **Fracción de hueco “Void Fraction”:** Zivi; Chisholm; Adhremis-Tom; Smith; Lockhart-Martinelli; Tandon; Premoli; Steiner
- **Viscosidad:** Owens; Mc Adams; Cicchitti; Dukler et al.; Beattie & Whalley; Lin

## INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA

En la Figura 9 se observa la información por infraestructura, detallada en una tabla, en la cual se requiere estipular la topografía de la línea de inyección, en coordenadas x, y, z, así mismo, para cada sección de tubería, la precisión del cálculo (número de particiones), el espesor y la conductividad del aislamiento, el diámetro del tubo y el espesores del mismo. Este formato se puede digitar en sistema internacional de unidades o en sistema anglosajón.

**Figura 9.** Pantalla de acceso. Input información por infraestructura

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA						
Sistema Convencional		Sistema Internacional		Sistema anglosajón		
X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Termica (BTU/h.ft.F)	Diámetro de tubo (in)

La lectura del programa en esta tabla se realiza por tramos, quiere decir que los datos de particiones, espesor del aislante, conductividad térmica, diámetro de tubería y espesor del tubo, descritos en el primer renglón, corresponden al tramo del primero con el segundo y así mismo entre el segundo y tercero, tercero y cuarto tramo, tantos como se contemplen en el estudio. Al finalizar, se recomienda

que el último renglón contenga los datos inmediatamente anteriores (los datos del penúltimo renglón).

Con una diferencia menor al 0.0001% se recomienda realizar el número de particiones por cada metro de tubería por tramo. Quiere decir si un tramo de tubería tiene 24 metros, estos tendrán asociados 24 particiones.

### Descripción general para diligenciar la información de infraestructura

Primera, segunda y tercera columna: Coordenadas x, y, z respectivamente: El dato del primer renglón impone el punto de referencia, quiere decir que será el punto (0,0,0) en un plano espacial, donde x y y corresponden a las coordenadas horizontales y z es la perpendicular a la superficie terrestre.

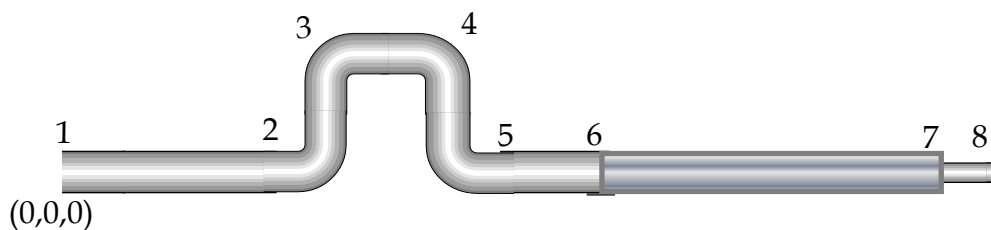
Cuarta columna (particiones): Acorde a coordenada x, y, z del siguiente renglón (se recomienda que la dirección inicial de la línea de inyección de vapor imponga el eje x y los cambios de dirección sobre el plano horizontal con el eje y) se determina la distancia entre los dos puntos y por consiguiente se determina el número de particiones.

Para determinar la siguiente coordenada hay que tener en cuenta:

- Cambios de dirección: Llegó a un codo.
- Cambios del estado de aislamiento: Donde no presenta continuidad del aislamiento.
- Cambios geométricos: El diámetro de la tubería cambia.

En la Figura 10, se puede evidenciar los tramos enmarcados por cambios de dirección 1 a 2, por cambio del estado del aislamiento 6 y 7 y cuando el diámetro cambia.

**Figura 10.** Esquema selección de tramos.



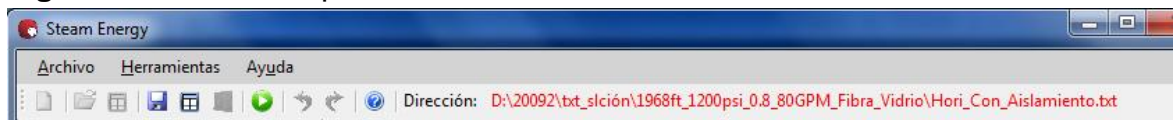
Cada punto enmarcado por variaciones en la dirección, aislamiento o geometría será un nuevo tramo y una nueva coordenada que será detallada en la segunda, tercera, cuarta,... columna, en la línea de datos en las casillas de infraestructura.






El modelo fue desarrollado de tal manera que al detectar un cambio en la dirección, adiciones al cálculo de la caída de presión considerando un codo. Para el caso de ejemplo de la figura 10 y posterior de incluir las coordenadas del punto 1, 2, 3, 4 hasta el 8, se generarán los tramos, entre 1 y 2, entre 2 y 3, y así sucesivamente, calculando los cosenos directores de los vectores de las coordenadas x,y,z entre cada tramo y verificando la existencia del codo. La correlación para determinar la caída de presión del codo se realiza por el modelo desarrollado pro Kakac, S and Liu, H. (1998)





## DESCRIPCIÓN CINTA DE OPCIONES

La cinta de opciones, Figura 11 contempla:

**Figura 11.** Cinta de opciones

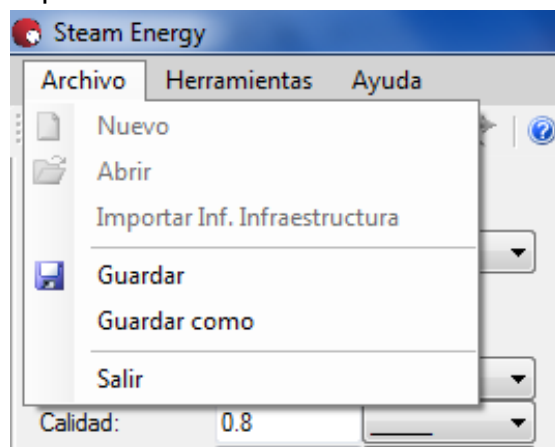


- Nuevo  (documento a diligenciar por completo)
- Abrir  (documento existente, previamente diligenciado)
- Importar información por infraestructura  (se puede cargar información por infraestructura, coordenadas x, y y z, así mismo, para cada sección de tubería, la precisión del cálculo (número de particiones), el espesor y la conductividad del aislamiento, el diámetro del tubo y el espesos del mismo y posterior diligenciar los datos operacionales). Habilitado para documentos nuevos.
- Guardar  (almacenamiento del modelo cargado en el computador).
- Exportar tabla  (Exporta la información por infraestructura en una tabla de Excel, si está en la ventana de resultados, guardará los datos de resultados, si está en la pantalla de acceso guardará la tabla de información por infraestructura)

- Ejecutar prueba  (Posterior al diligenciamiento total de la información para calcular la energía del vapor en las líneas de inyección)
- La opción de ayuda  le permitirá contar con este manual y así mismo con un documento completo sobre algunos de los aislantes más utilizados en la industria
- Anterior y siguiente  (posterior a los resultados, se puede navegar entre las páginas de resultados y la pantalla de acceso.
- Dirección: Describe la ubicación donde se están guardando los datos de entrada.
- Guardar gráfica  (Acorde a los resultados obtenidos, se puede graficar y guardar la gráfica en el computador). Se habilita al momento de graficar.

Estas mismas opciones mostradas como íconos de acceso rápido en la cinta de opciones las podrá encontrar en las casillas superiores de Archivo, Herramientas y Ayuda, ver Figura 12, Figura 13 y Figura 14 respectivamente.

**Figura 12.** Casillas de opciones: Archivo

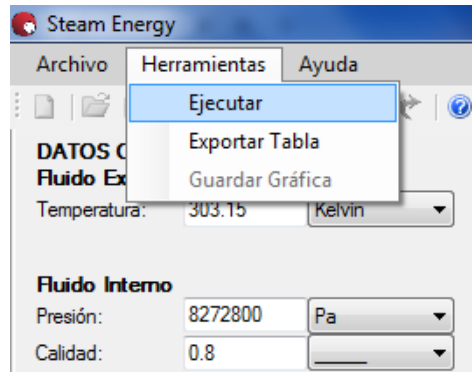


- Nuevo (documento a diligenciar por completo). Deshabilitado al cargar un documento, estar trabajando en él o en uno nuevo.
- Abrir (documento existente, previamente diligenciado). Deshabilitado al cargar un documento, estar trabajando en él o en uno nuevo.
- Importar información por infraestructura (se puede cargar información por infraestructura, coordenadas x, y y z, así mismo, para cada sección de tubería, la precisión del cálculo (número de particiones), el espesor y la conductividad del aislamiento, el diámetro del tubo y el espesos del mismo

y posterior diligenciar los datos operacionales). Habilitado para documentos nuevos. Deshabilitado al cargar un documento o estar trabajando en él.

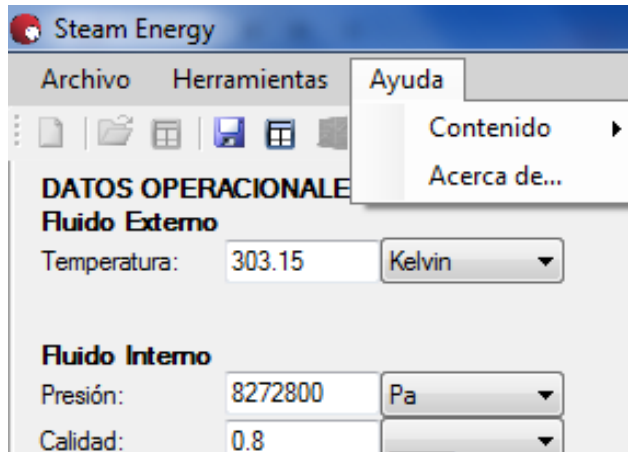
- Guardar (almacenamiento del modelo cargado en el computador).
- Guardar como (almacenamiento del modelo cargado con otro nombre en el computador).
- Salir (cerrar el software. No se guardarán las modificaciones sin guardar)

**Figura 13.** Casillas de opciones: Herramientas



- Exportar tabla (Exporta la información por infraestructura en una tabla de Excel, si está en la ventana de resultados, guardará los datos de resultados, si está en la pantalla de acceso guardará la tabla de información por infraestructura)
- Ejecutar (Igual a ejecutar prueba, posterior al diligenciamiento total de la información para calcular la energía del vapor en las líneas de inyección)
- Guardar gráfica (Acorde a los resultados obtenidos, se puede graficar y guardar la gráfica en el computador). Se habilita al momento de obtener los resultar y graficar.

**Figura 14.** Casillas de opciones: Ayuda

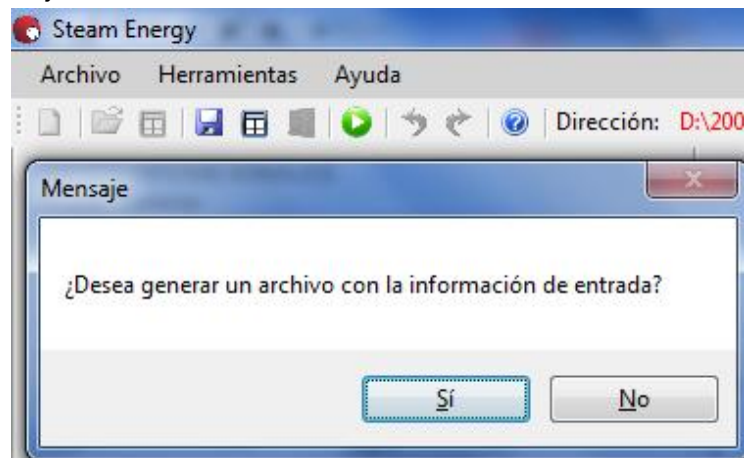


La opción de ayuda le permitirá contar con este manual y así mismo con un documento completo sobre algunos de los aislantes más utilizados en la industria. Incluidos dentro de “Contenido”.

## DESCRIPCIÓN PANTALLA DE RESULTADOS

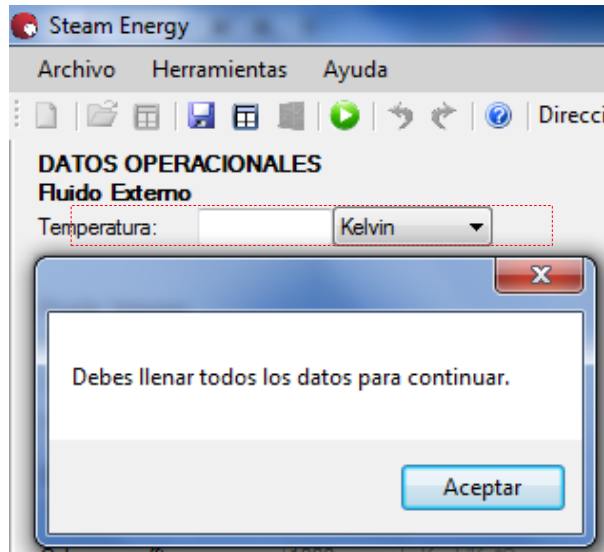
Posterior a ejecutar el programa y si la información requerida en la pantalla de acceso está diligenciada, se le realizará la pregunta: ¿Desea generar un archivo con la información de entrada?, ver Figura 15. Este documento será generado en .pdf y contará con un resumen de la información introducida en la pantalla de acceso y con la cual se está calculando. El resumen se presenta con unidades de sistema internacional.

**Figura 15.** Mensaje de alerta: Generar documento resumen



Posterior, el programa verifica que la información esté completa, si falta algún dato, no se podrá continuar con el cálculo y se enviará un mensaje de alerta, ver Figura 16.

Figura 16. Mensaje de alerta: Información incompleta



Al finalizar el cálculo, se genera una pantalla de intercambiador, ver Figura 17, la cual deberá cerrarse para ver los resultados en el modelo, Figura 18.

Figura 17. Mensaje de alerta: Información incompleta

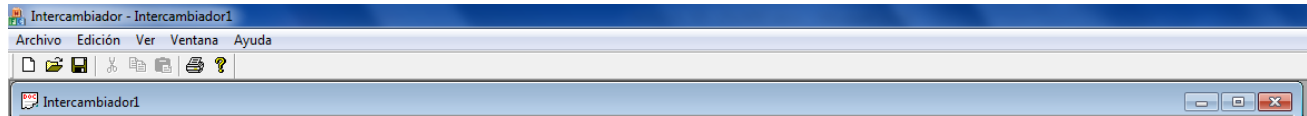
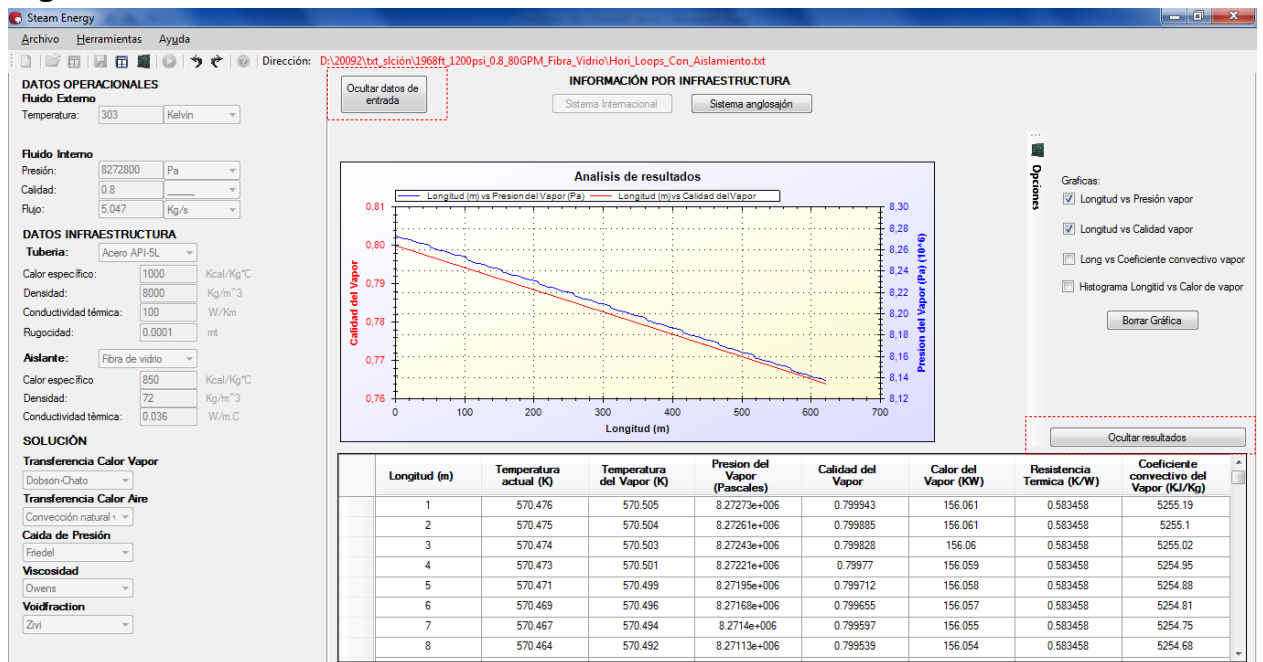


Figura 18. Pantalla de resultados

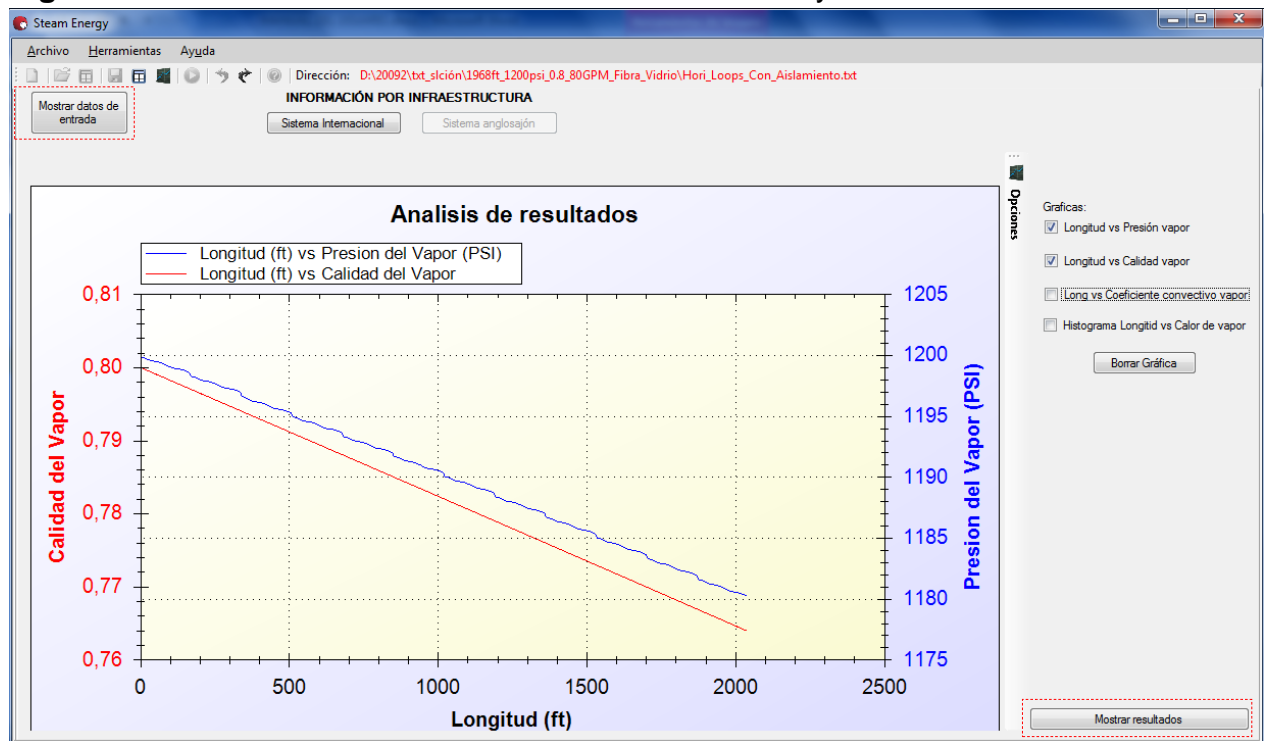


Los resultados mantienen visualmente los datos de la pantalla de acceso, el input operacional y de solución, así mismo, la pantalla presenta dos ítems enmarcados con cuadro rojo en la Figura 18 para ocultar los datos de entrada y ocultar los resultados (después de ocultar datos de entrada, se visualiza mostrar datos de entrada, cuadro rojo Figura 20 de igual manera después de ocultar los resultados, se visualiza mostrar resultados), para ampliar la gráfica y concentrarse en el análisis de la misma.

**Figura 19.** Detalle de botones de visualización

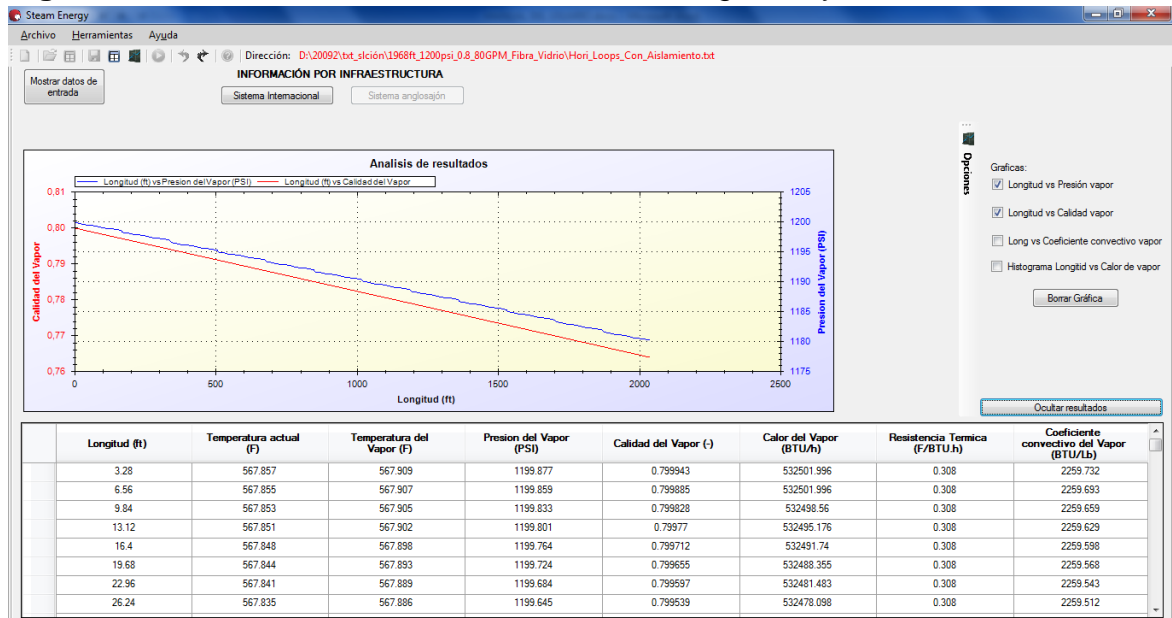


**Figura 20.** Pantalla de resultados: Ocultando resultados y datos de entrada.



La gráfica se puede visualizar como: Presión, Calidad del vapor, Coeficiente convectivo del vapor y Calor del vapor, versus la longitud.

**Figura 21. Pantalla de resultados: Resultados en gráfica y en tabla**



Tal y como se observa, en la tabla de resultados se presenta la longitud por partición, la temperatura actual (pared) y del vapor, la presión y calidad del vapor, calor transferido por sección, resistencia térmica y el coeficiente convectivo. (Se puede visualizar en unidades internacionales y anglosajonas).

## MI PRIMER ESTUDIO

Para su primer estudio, se creará una línea de inyección horizontal con la siguiente información del campo de inyección.

**Nombre del proyecto:** Ejemplo 1. Inyección de vapor en línea horizontal.

Datos a la salida del generador:



- Presión de inyección: 1200 psi.
- Calidad del vapor: 80%
- Flujo de inyección: 80 GPM.

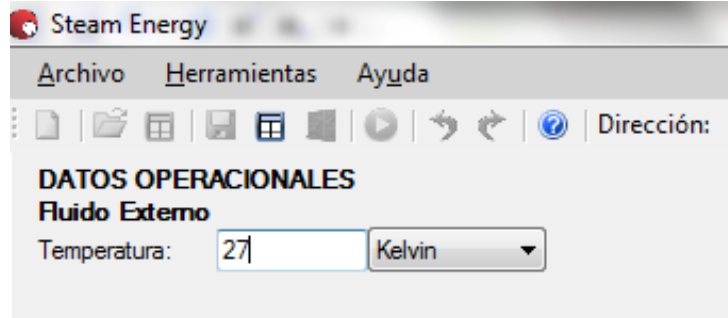
Datos de la línea de inyección:

- Descripción: Tubería de acero al carbono API-5L X42.
- Longitud total de 200 ft.
- Diámetro nominal: 3.26” en todo su trayecto.

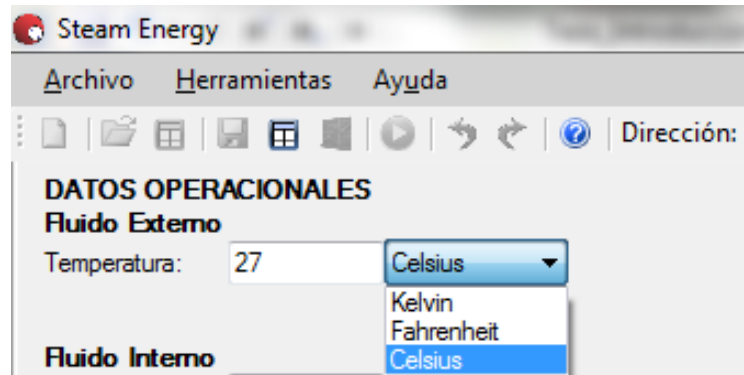
- Espesor de la pared: 0.24"
- Tubería aislada con fibra de vidrio con espesor de 1.5".

Para comenzar este estudio:

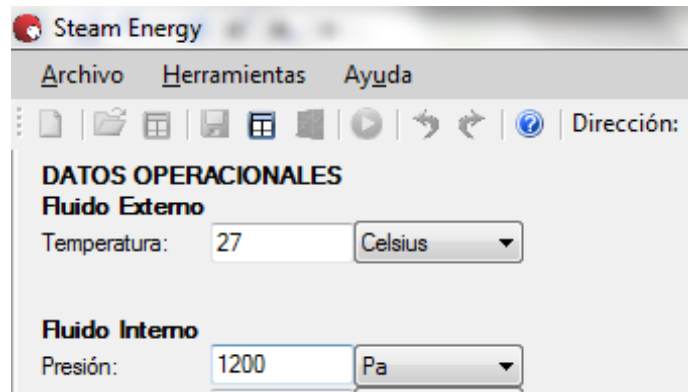
1. Abra la aplicación de Steam Energy dando doble clic .
2. Haga clic en nuevo . En este punto hay que empezar a diligenciar el documento.
3. Ingresar los datos operacionales:
  - a. Fluido externo:
    - Haga clic en la casilla de temperatura.
    - Introduzca el valor de la temperatura ambiente del campo en cuestión.



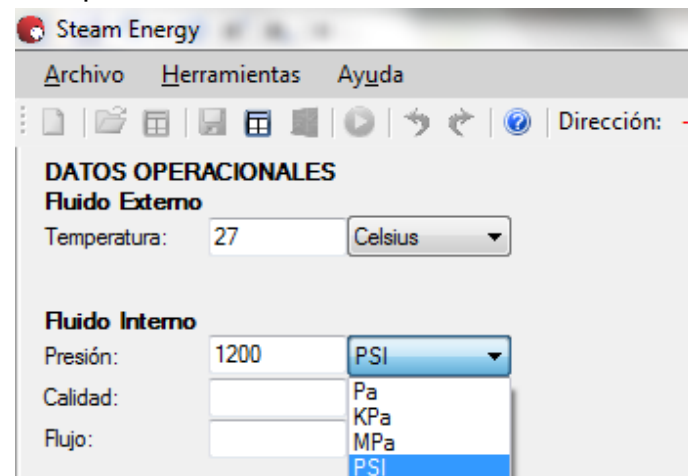
- Selecciones la unidad adecuada.



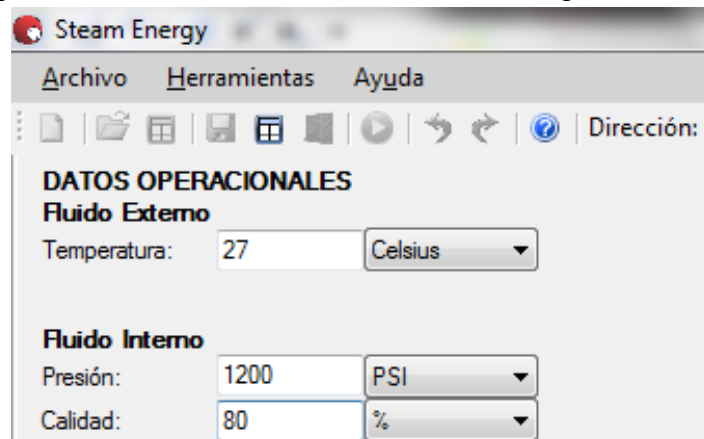
- b. Fluido Interno:
  - Haga clic en la casilla de presión.
  - Digite el valor de la presión.



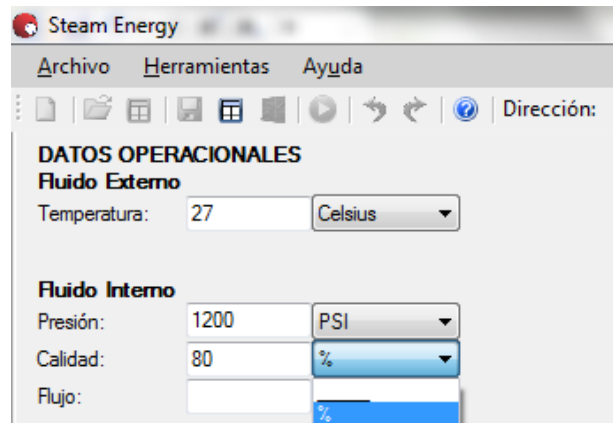
- Seleccione las unidades del dato ingresado haciendo clic sobre la lista de opciones delante del valor.



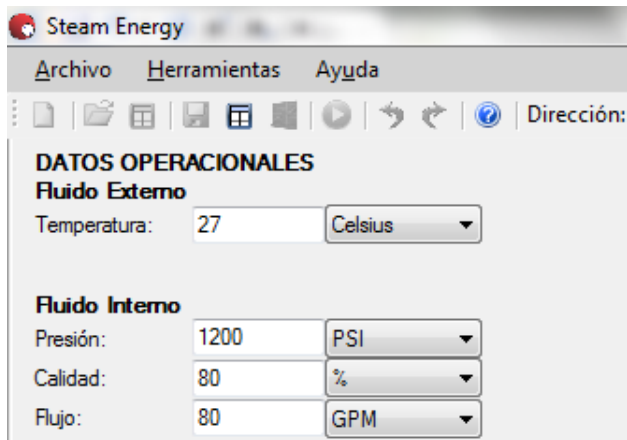
- Haga clic en la casilla de calidad.
- Digite el valor de la calidad a la salida del generador.



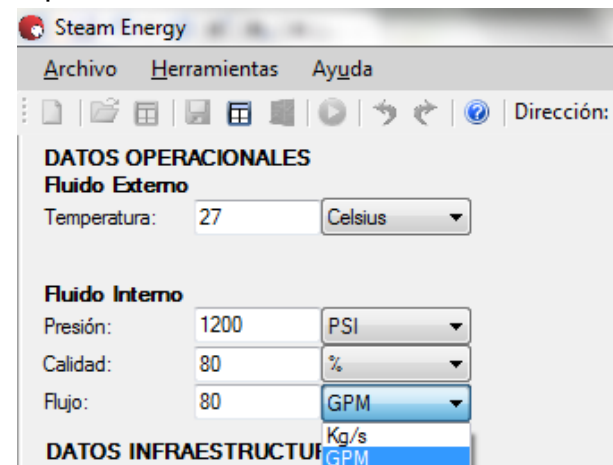
- Seleccione las unidades del dato ingresado haciendo clic sobre la lista de opciones delante del valor.



- Haga clic en la casilla de flujo.
- Digite el valor del flujo de inyección.



- Seleccione las unidades del dato ingresado haciendo clic sobre la lista de opciones delante del valor.



4. Ingresar los datos de infraestructura:
  - a. Tubería:

- Seleccione el tipo de tubería haciendo clic sobre la lista de opciones. (Automáticamente serán cargados y mostrados los valores de calor específico, densidad, conductividad térmica y rugosidad del material, en unidades del sistema internacional) para la tubería seleccionada.

**DATOS INFRAESTRUCTURA**

**Tubería:** Acero API-5L

Calor específico: Acero API-5L Kcal/Kg°C

Densidad: Acero inoxidable AISE Kg/m<sup>3</sup>

Conductividad térmica: Cobre W/Km

Rugosidad: Otro 0.0001 mt

b. Aislante:

- Seleccione el tipo de tubería haciendo clic sobre la lista de opciones. (Automáticamente serán cargados y mostrados los valores de calor específico, densidad, conductividad térmica y rugosidad del material, en unidades del sistema internacional) para la tubería seleccionada.

**DATOS INFRAESTRUCTURA**

**Tubería:** Acero API-5L

Calor específico: 1000 Kcal/Kg°C

Densidad: 8000 Kg/m<sup>3</sup>

Conductividad térmica: 100 W/Km

Rugosidad: 0.0001 mt

**Aislante:** Fibra de vidrio

Calor específico: Lana mineral Kcal/Kg°C

Densidad: Perlita Kg/m<sup>3</sup>

Conductividad térmica: Silicato de calcio W/m.C

**SOLUCIÓN**

Fibra de vidrio

Vidrio celular

Poliuretano expandido

Polietileno expandido

5. Ingresar los datos para la solución:

a. Cálculo de transferencia de calor del vapor

- Seleccione la correlación de Dobson Chato para el cálculo del coeficiente convectivo por transferencia de calor del vapor al interior de la línea, haciendo clic sobre la lista desplegable y sobre el nombre del autor de la correlación.

**SOLUCIÓN**

**Transferencia Calor Vapor**

Dobson-Chato

**Caída de Presión**

**Viscosidad**

**Voidfraction**

b. Cálculo de transferencia de calor del aire

- Seleccione la correlación para el cálculo de la transferencia de calor con el ambiente (aire), ya sea por convección natural o convección forzada externa (si hay presencia de ventiladores que obligan al aire pasar sobre la línea) haciendo clic sobre la lista desplegable y sobre el nombre de la correlación.

**SOLUCIÓN**

**Transferencia Calor Vapor**

Dobson-Chato

**Transferencia Calor Aire**

Convección forzada exte  
Convección natural

**Viscosidad**

**Voidfraction**

c. Cálculo de la caída de presión:

- Seleccione la correlación para calcular la pérdida de presión por fricción, haciendo clic sobre la lista desplegable y sobre el nombre del autor de la correlación.

**SOLUCIÓN**

**Transferencia Calor Vapor**  
 Dobson-Chato ▼

**Transferencia Calor Aire**  
 Convección natural ▼

**Caida de Presión**  
 ▼  
 Domanski  
 Friedel  
 Gronnerud  
 Sami  
 Erth  
 Lockhart

- d. Cálculo de la viscosidad del vapor:
- Seleccione la correlación para calcular la viscosidad, haciendo clic sobre la lista desplegable y sobre el nombre del autor de la correlación.

**SOLUCIÓN**

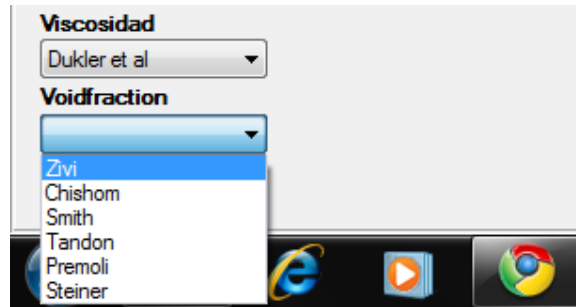
**Transferencia Calor Vapor**  
 Dobson-Chato ▼

**Transferencia Calor Aire**  
 Convección natural ▼

**Caida de Presión**  
 Gronnerud ▼

**Viscosidad**  
 ▼  
 Owens  
 Mc Adams  
 Cicchiti  
 Dukler et al  
 Beattie & Whalley  
 Lin

- e. Cálculo de la fracción de hueco “Void Fraction”
- Seleccione la correlación para calcular la fracción de hueco, haciendo clic sobre la lista desplegable y sobre el nombre del autor de la correlación.



6. Ingresar los datos de información por infraestructura:

- a. Haga clic en las unidades que desea trabajar la información de la infraestructura.

**INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA**

	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
▶*								

- b. Como primer paso de ubicación se establece el punto de origen en el sistema cartesiano (0,0,0). Haga clic en la primera, segunda y tercera casilla de la columna X, Y, Z respectivamente y digite el valor de origen.

**INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA**

	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
▶*	0.0	0.0	0.0					

- c. Para detallar el número de particiones a dividir del primer tramo (distancia entre el primer punto “origen” y el del segundo renglón). Haga clic en la cuarta casilla de izquierda a derecha y digite el número de particiones.

**INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA**

	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
▶*	0.0	0.0	0.0	20				

- d. Para detallar el espesor del aislamiento, la conductividad térmica, el diámetro del tubo de acero y el espesor del mismo, del primer tramo de tubería (distancia entre el primer punto “origen” y el del segundo renglón “X2, Y2, Z2”). Haga clic en las casillas 5, 6, 7 y 8 de izquierda a derecha y digite los valores correspondientes.

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA								
Sistema Convencional			Sistema Internacional			Sistema anglosajón		
	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
	0.0	0.0	0.0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
*								

- e. Como segundo paso de ubicación se establece el punto siguiente (dado por el cambio de dirección, la longitud total, el cambio de espesor, material del tubo, aislante, entre otros), para este primer estudio, las condiciones son constantes en lo largo de la línea, por esta razón, el siguiente punto será el final de la tubería horizontal a los 200 ft. (Por este motivo, se entiende que para 200 ft en 20 particiones, serán analizados 20 incrementos longitudinales de 10 ft de tubería).


INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA								
Sistema Convencional			Sistema Internacional			Sistema anglosajón		
	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
	0.0	0.0	0.0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	200	0.0	0.0					
*								


- f. Ya que este punto es el último, la información restante se diligencia igual a la anterior ya que no es requerida para el cálculo del tramo.

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA								
Sistema Convencional			Sistema Internacional			Sistema anglosajón		
	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
	0.0	0.0	0.0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	200	0.0	0.0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
*								

## 7. Realizar la corrida del modelo:

- a. Antes de realizar la corrida o durante cualquier momento se puede guardar el modelo que se está trabajando.

- Dar clic en  en la cinta de opciones.
- En el cuadro de diálogo, escriba Ejemplo 1. Para nombre de archivo en la ubicación que desee almacenar el estudio diligenciado en los datos de entrada (El archivo será almacenado en un formato .txt).

- b. Dar clic en  en la cinta de opciones. En este punto aparecerá un cuadro de Mensaje, en el cual puede elegir generar un archivo con la información de entrada en formato .pdf.
- c. Si selecciona generar el archivo, deberá seleccionar la ubicación del mismo.
- d. Para visualizar los resultados, deberá cerrar el archivo generado llamada intercambiador.
- e. Ya puede graficar, revisar, exportar y guardar los datos de resultados, haciendo clic en cada ícono descrito en la cinta de opciones.

## EVALUACIÓN DEL SISTEMA CON CAMBIO DE DIRECCIÓN “CODOS”

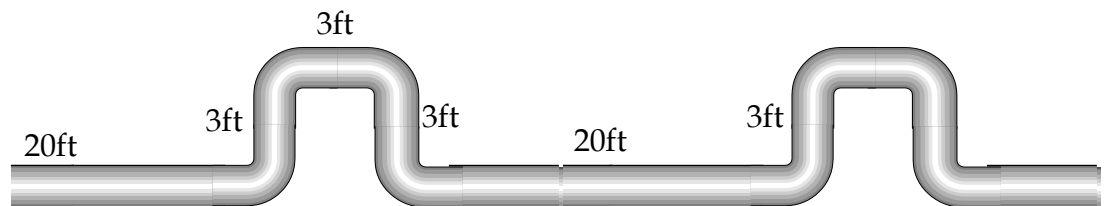
**Nombre del proyecto:** Ejemplo 2. Inyección de vapor en línea con loops de expansión.

Datos a la salida del generador:

- Presión de inyección: 1200 psi.
- Calidad del vapor: 80%
- Flujo de inyección: 80 GPM.

Datos de la línea de inyección:

- Descripción: Tubería de acero al carbono API-5L X42.
- Longitud total de 200 ft, con loops de 3 ft de longitud, ubicado cada 20 ft de tubería.
- Diámetro nominal: 3.26” en todo su trayecto.
- Espesor de la pared: 0.24”
- Tubería aislada con fibra de vidrio con espesor de 1.5”.



Para comenzar este estudio: se deberá realizar el mismo procedimiento descrito del Ejemplo 1, hasta el punto número 7\_d, descrito a continuación:

- d. Para detallar el espesor del aislamiento, la conductividad térmica, el diámetro del tubo de acero y el espesor del mismo, del primer tramo de tubería (distancia entre el primer punto “origen” y el del segundo renglón “X2, Y2, Z2”). Haga clic en las casillas 5, 6, 7 y 8 de izquierda a derecha y digite los valores correspondientes.

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA								
Sistema Convencional			Sistema Internacional			Sistema anglosajón		
	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de aislamiento (in)	Conductividad Térmica (BTU/h.ft.F)	Diametro de tubo (in)	Espesor del tubo (in)
✎	0.0	0.0	0.0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
*								

- e. Como segundo paso de ubicación se establece el punto siguiente (dado por el cambio de dirección, la longitud total, el cambio de espesor, material del tubo, aislante, entre otros), para este segundo estudio, las condiciones varían a lo largo de la línea por el cambio de dirección en el “loop” de expansión, por esta razón, el siguiente punto será hasta el inicio del primer “loop” a los 20 ft. (Se entiende que para 20 ft en 20 particiones, serán analizados 20 incrementos longitudinales de 1 ft de tubería cada incremento).

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA								
Sistema Convencional			Sistema Internacional			Sistema anglosajón		
	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de	Conductividad	Diametro de	Espesor del
	0	0	0	20	1.5	62	3.26	0.24
	20.0	0	0	3	1.5	62	3.26	0.24

- f. El número de particiones corresponde al siguiente tramo, y para el caso del “loop” de expansión, pasa de un tramo horizontal a uno vertical de 3ft (tercer renglón), en el cual, el valor de X no varía y el valor de Z muestra el nuevo punto (20,0,3), posteriormente en el cuarto renglón, pasa del tramo vertical al tramo horizontal de 3ft a la misma altura en la coordenada (23,0,3) y así sucesivamente, después de cada “loop” una distancia de 20ft hasta el próximo, terminando al finalizar los 200ft en X.

INFORMACIÓN POR INFRAESTRUCTURA

Sistema Convencional

Sistema Internacional

Sistema anglosajón

	X (ft)	Y (ft)	Z (ft)	Particiones	Espesor de	Conductividad	Diametro de	Espesor del
	0	0	0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	20.0	0	0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	20.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	23.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	23.0	0	0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	43.0	0	0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	43.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	46.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	46.0	0	0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	66.0	0	0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	66.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	69.0	0	3.0	3	1.5	0.062	3.26	0.24
	69.0	0	0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
	89.0	0	0	20	1.5	0.062	3.26	0.24
▶▶								

**ANEXO D**  
**ANÁLISIS DE INCIDENCIA EN PROCESOS DE INYECCIÓN DE VAPOR**

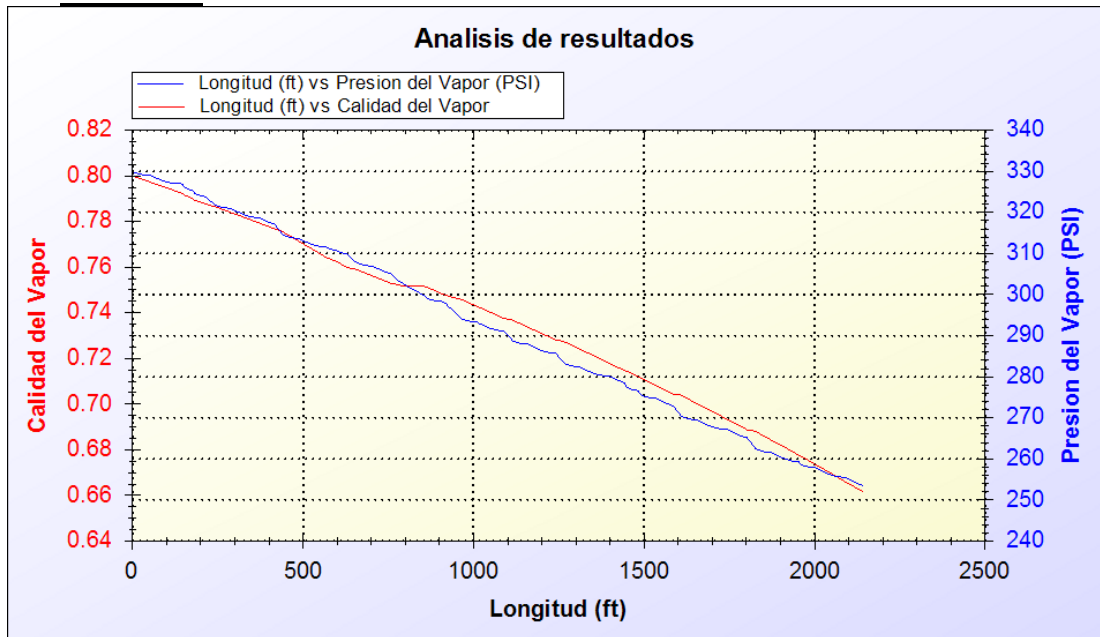
**POZO T0219 A CONDICIONES DE INYECCIÓN DE 300PSI DE PRESIÓN 0.8 DE CALIDAD Y 70GPM.**

**a. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA CAÍDA DE PRESIÓN.**

Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, viscosidad por Owens y fracción de hueco por Zivi.

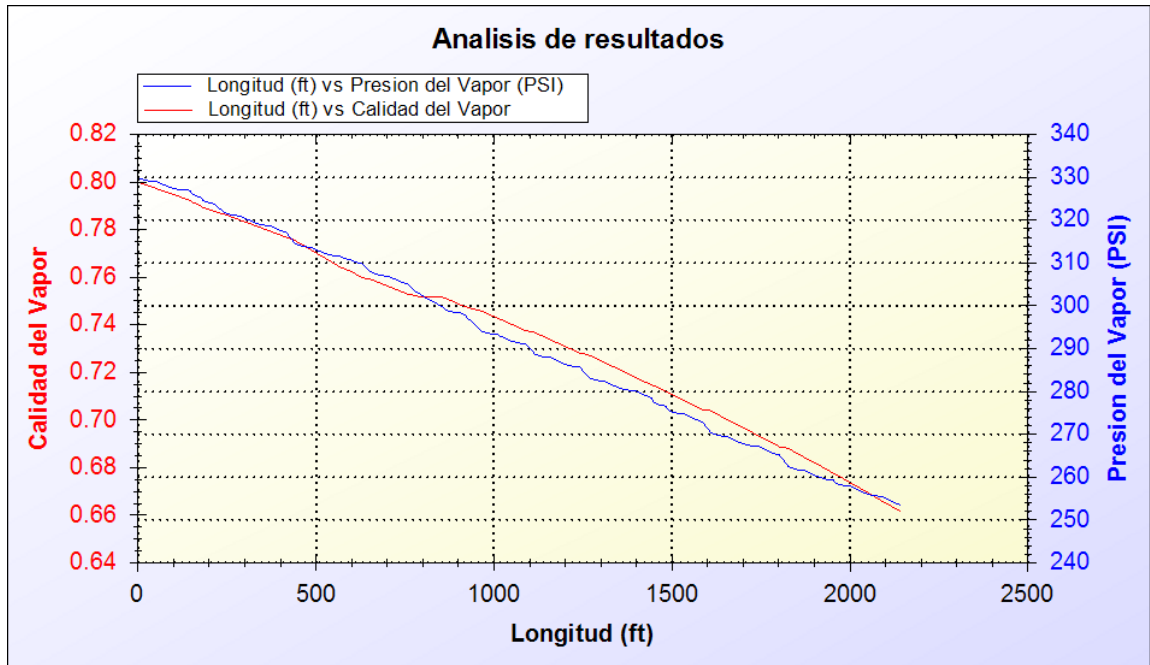
Posterior a cada cálculo de la caída de presión por las diferentes correlaciones y bajo las condiciones de inyección e infraestructura del pozo, se determina la presión y calidad al final de los 2146ft (P, X) que corresponde a la distancia entre salida del generador de vapor y cabeza de pozo.

- Domanski



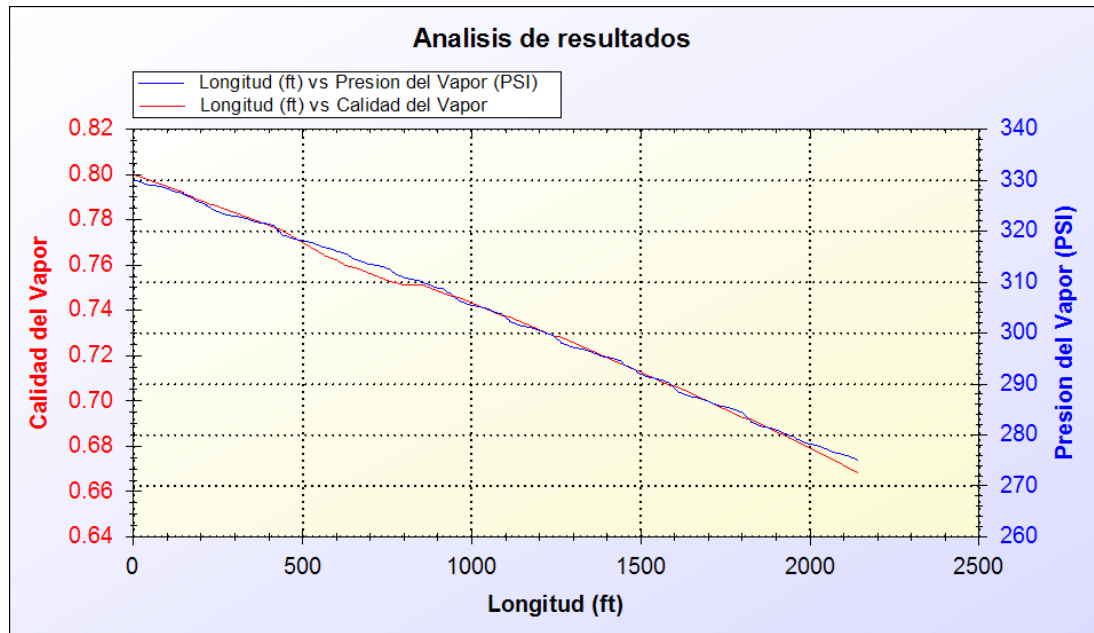
X= 0.661211 P= 253.444 psi

- Erth



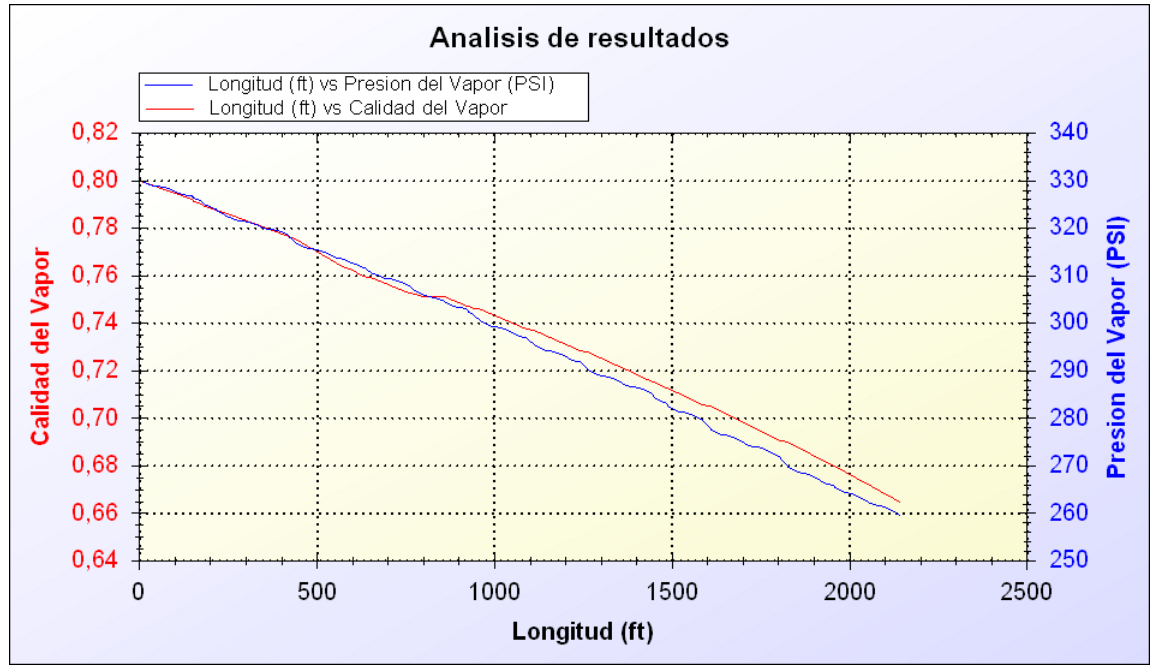
X= 0.661211 P= 253.444 psi

- Friedel



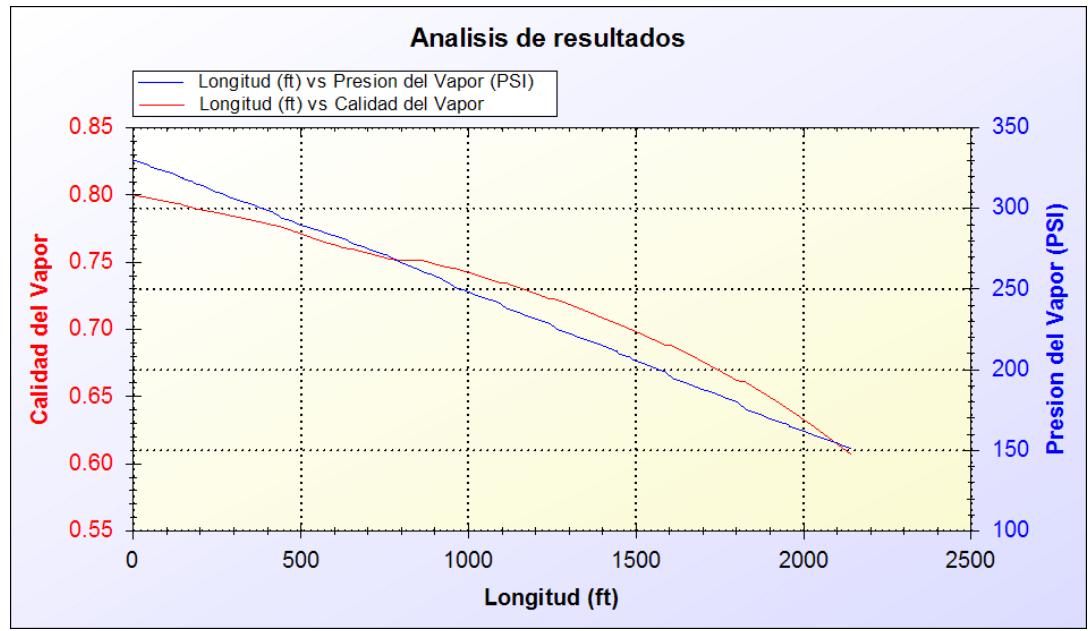
X= 0.668048 P= 274.955 psi

- Gronnerud



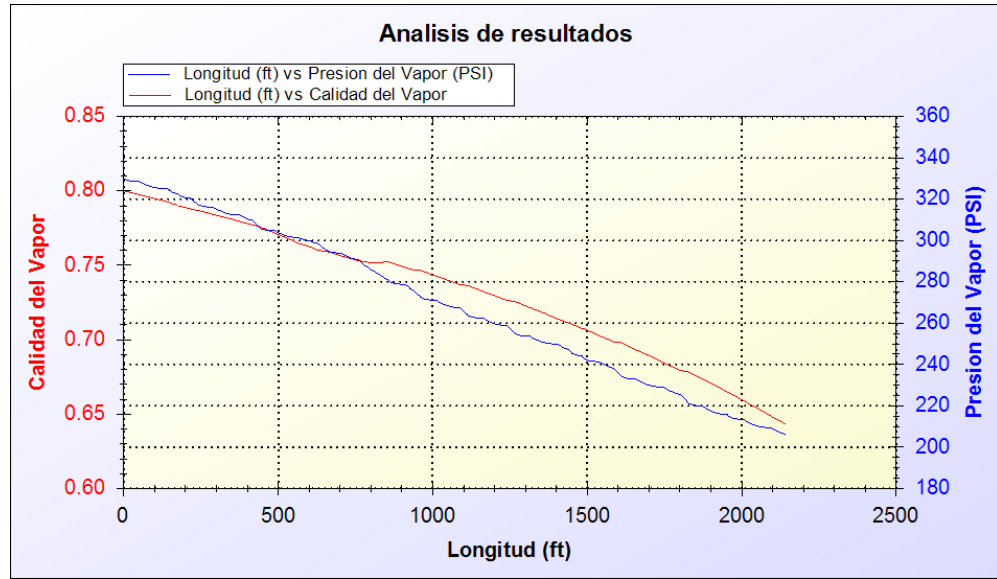
X=0.664445 P=259.426 psi

- Lockhart



X= 0.605948 P= 150.76 psi

- Sami

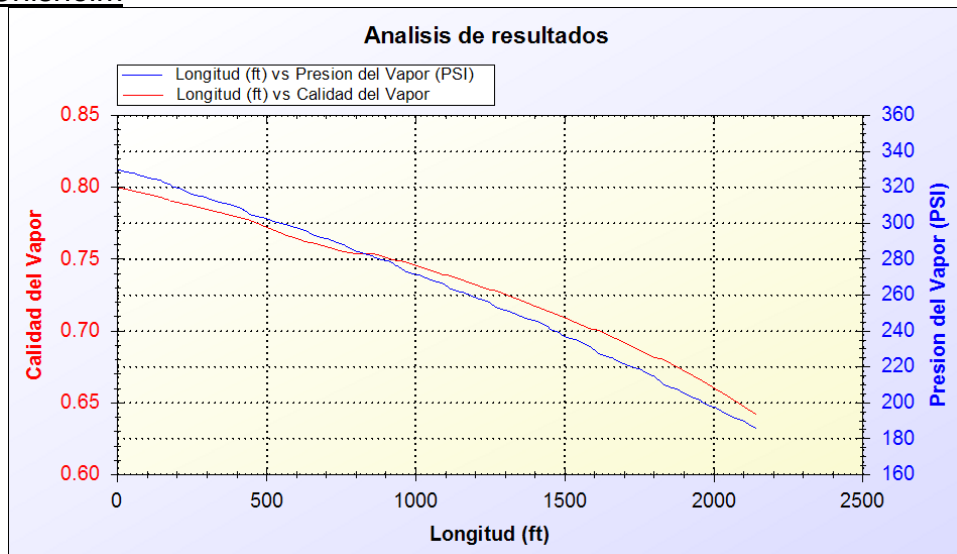


X= 0.64273 P= 205.977 psi

**b. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA LA FRACCIÓN DE HUECO.**

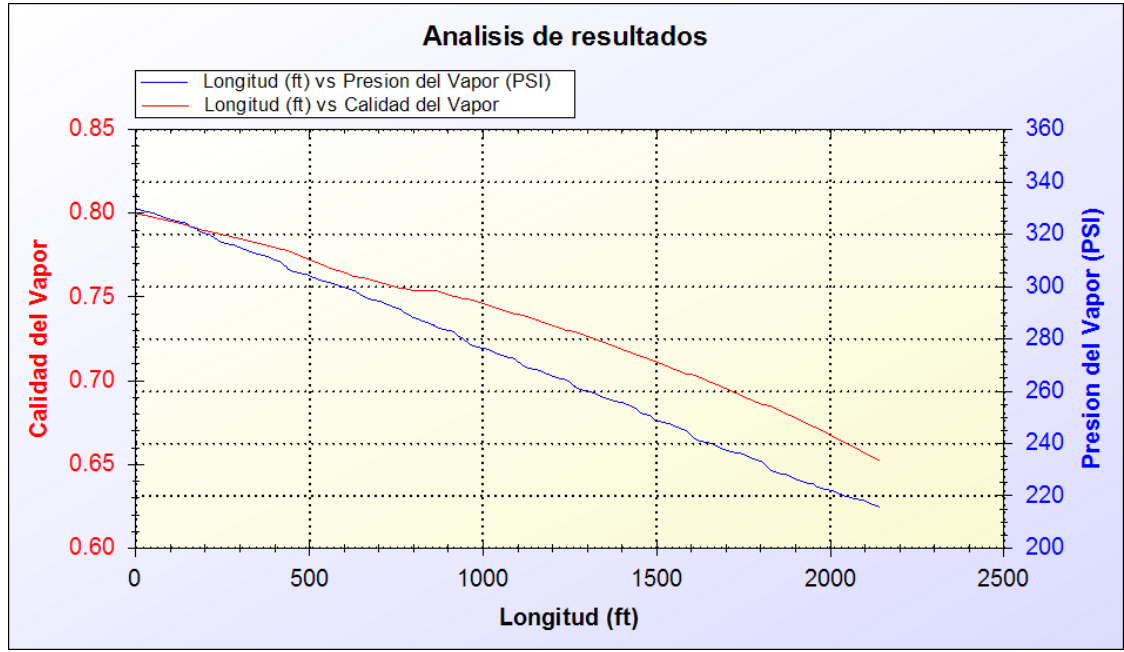
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Domanski y viscosidad por Owens.

- Chisholm



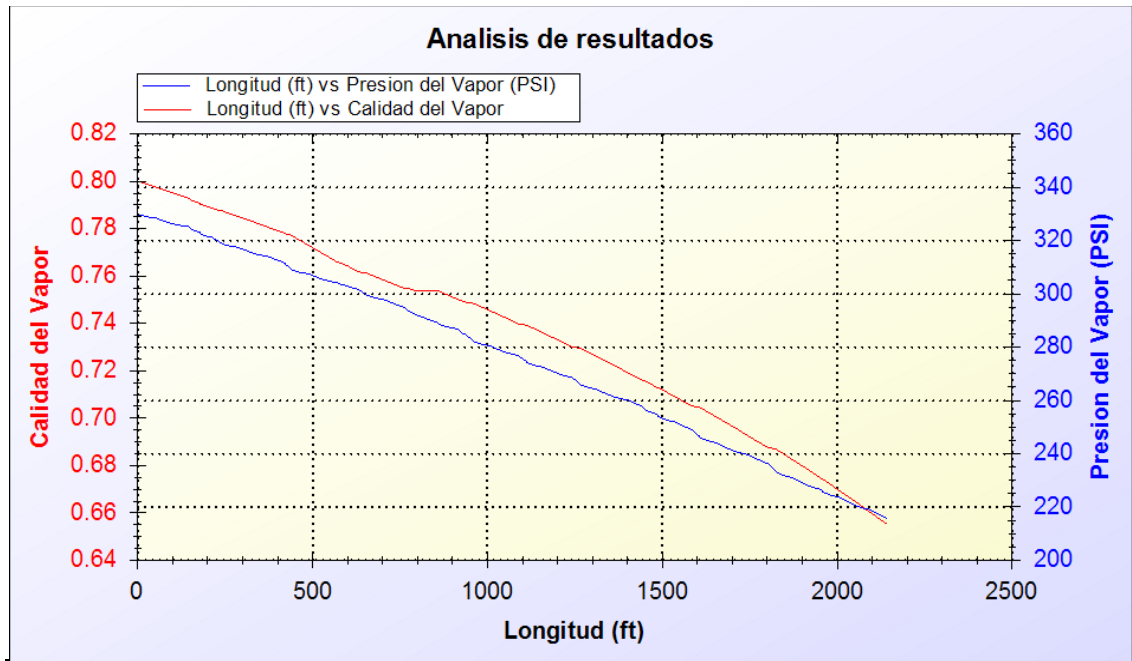
X= 0.641259 P= 185.307 psi

Premoli



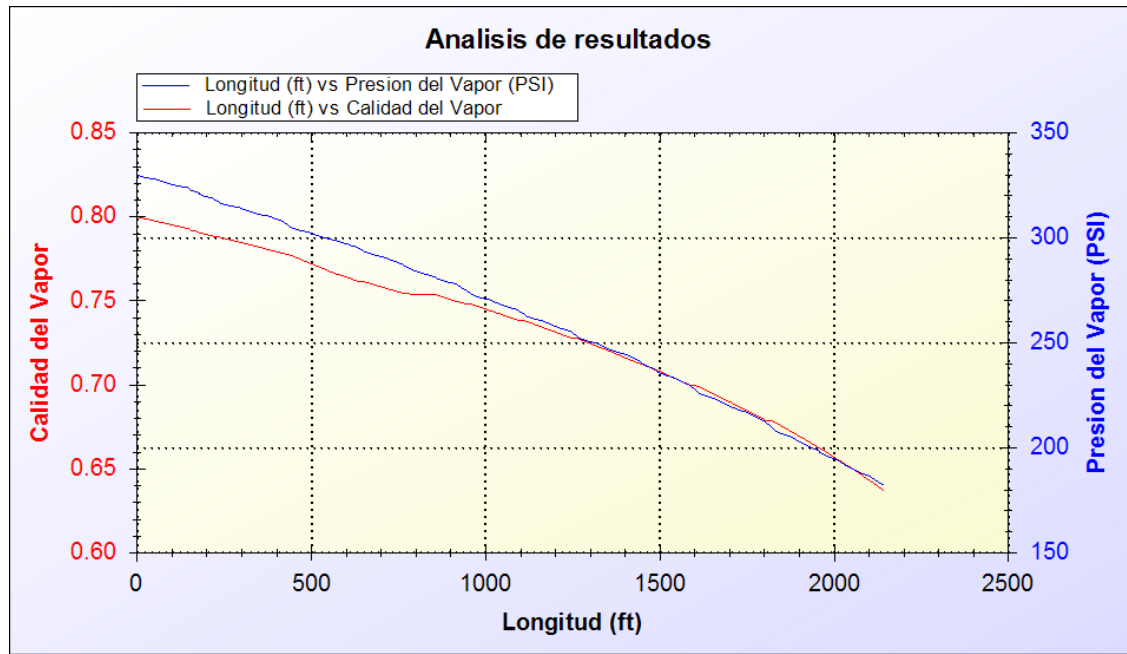
X= 0.65178 P= 215.624 psi

- Smith



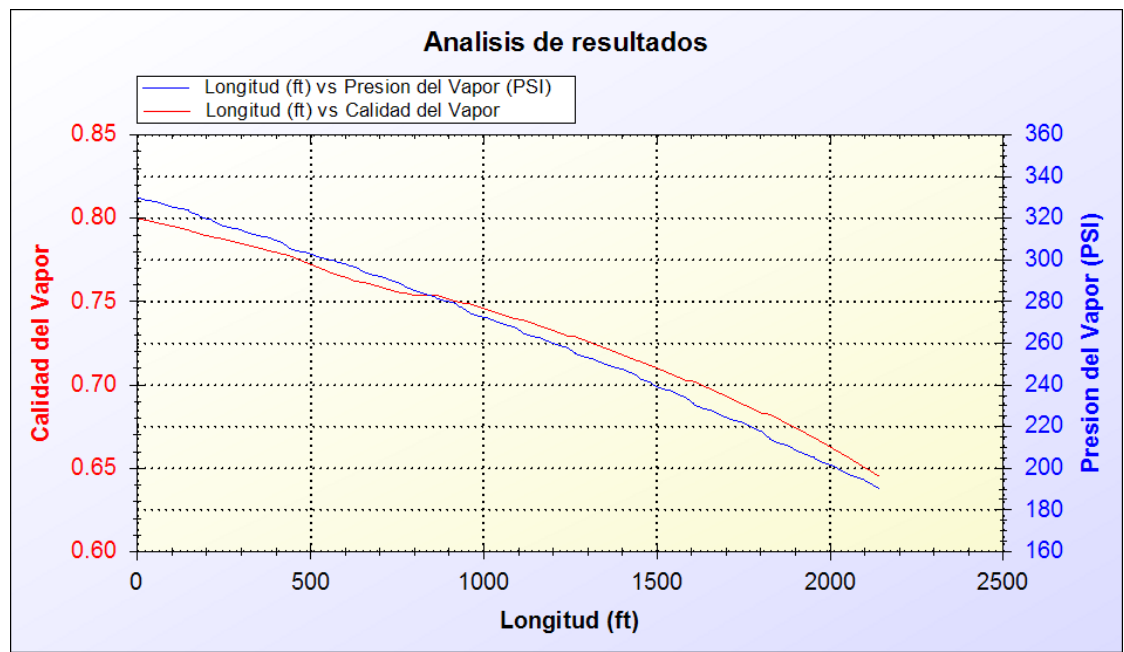
X= 0.65479 P= 215.527 psi

- Steiner



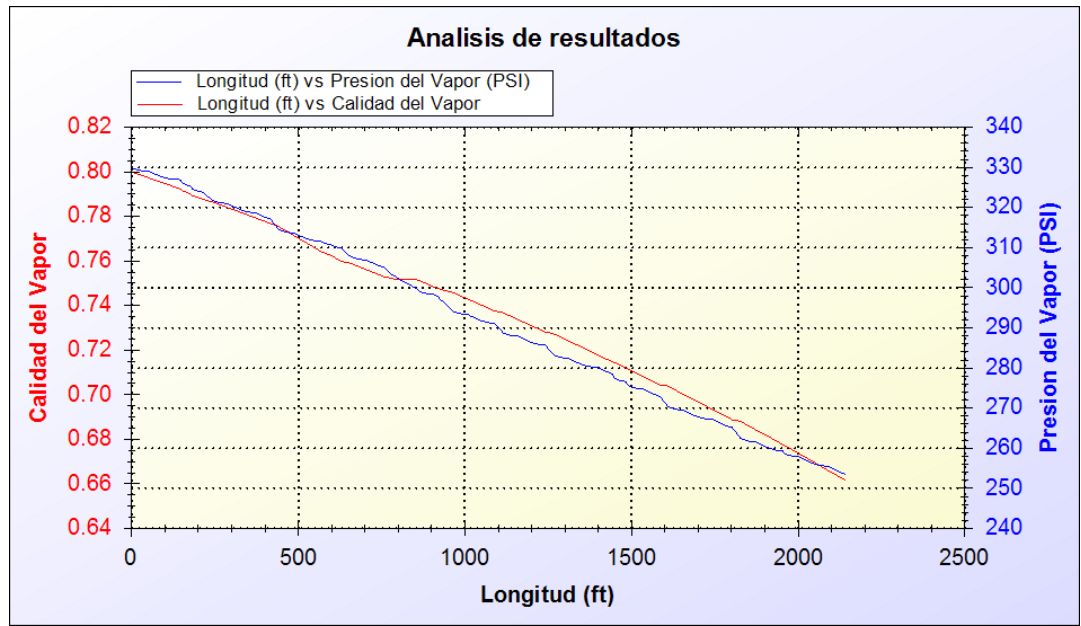
X=0.636669 P= 181.847 psi

- Tandon



X= 0.644602 P= 190.087 psi

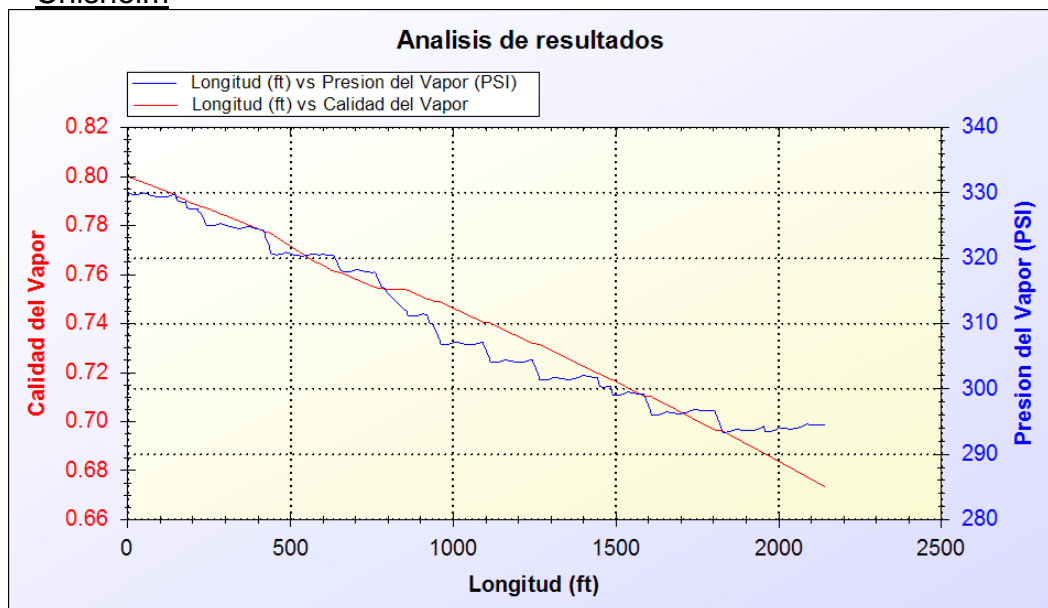
- Zivi



X= 0.661211 P= 253.444 psi

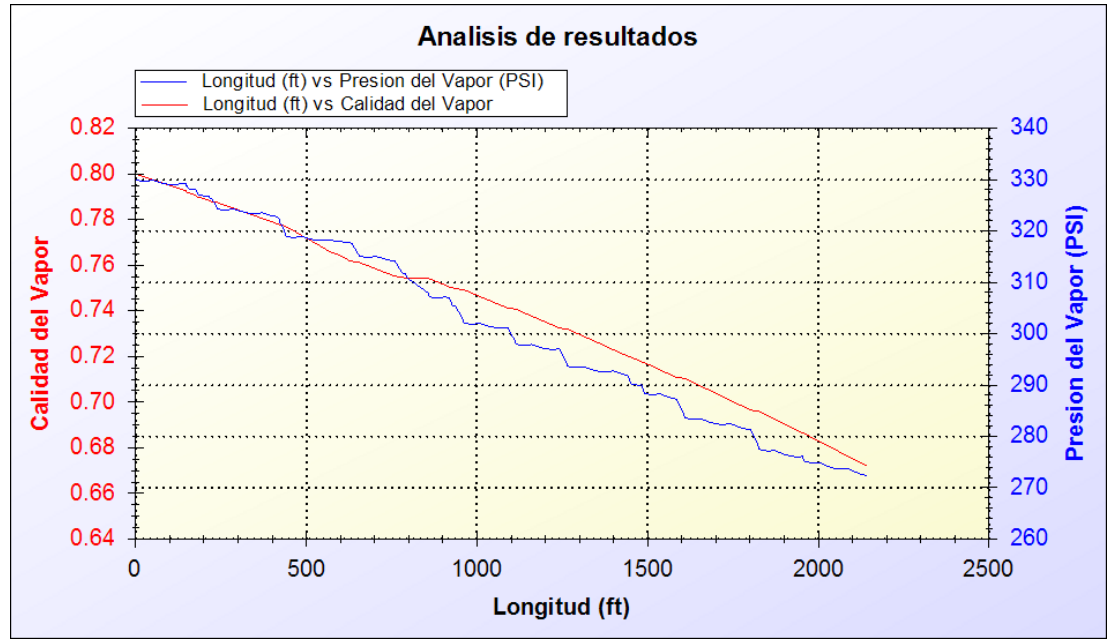
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Erth y viscosidad por Owens.

- Chisholm



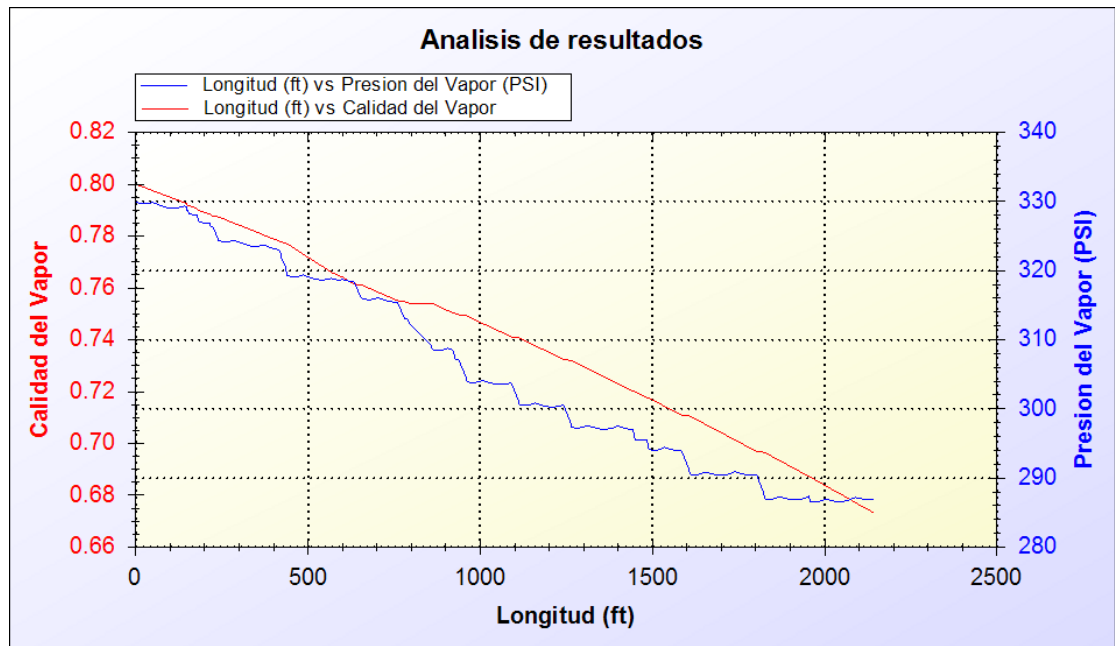
X= 0.673077 P= 294.588 psi

- Premoli



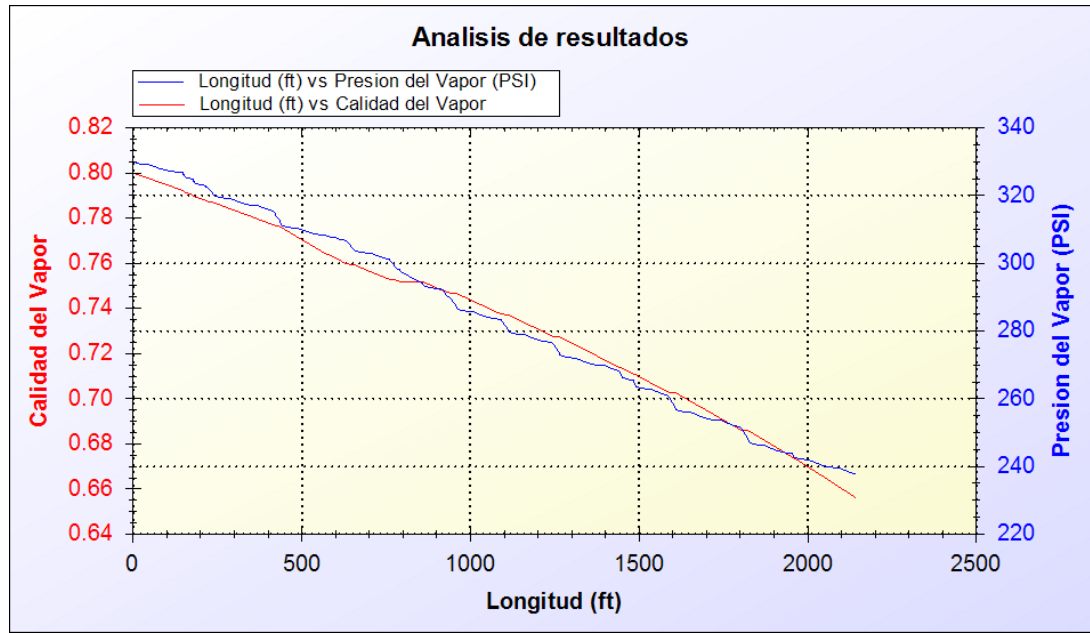
X= 0.671634 P= 272.301 psi

- Smith



X= 0.672957 P= 286.938 psi

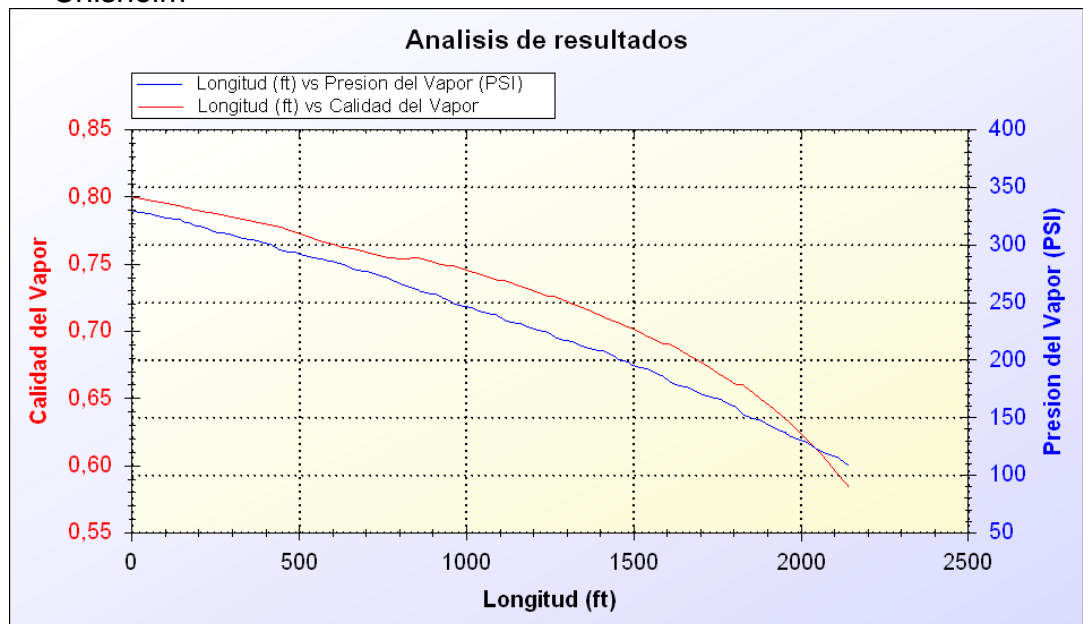
Zivi



X= 0.655824 P= 237.636 psi

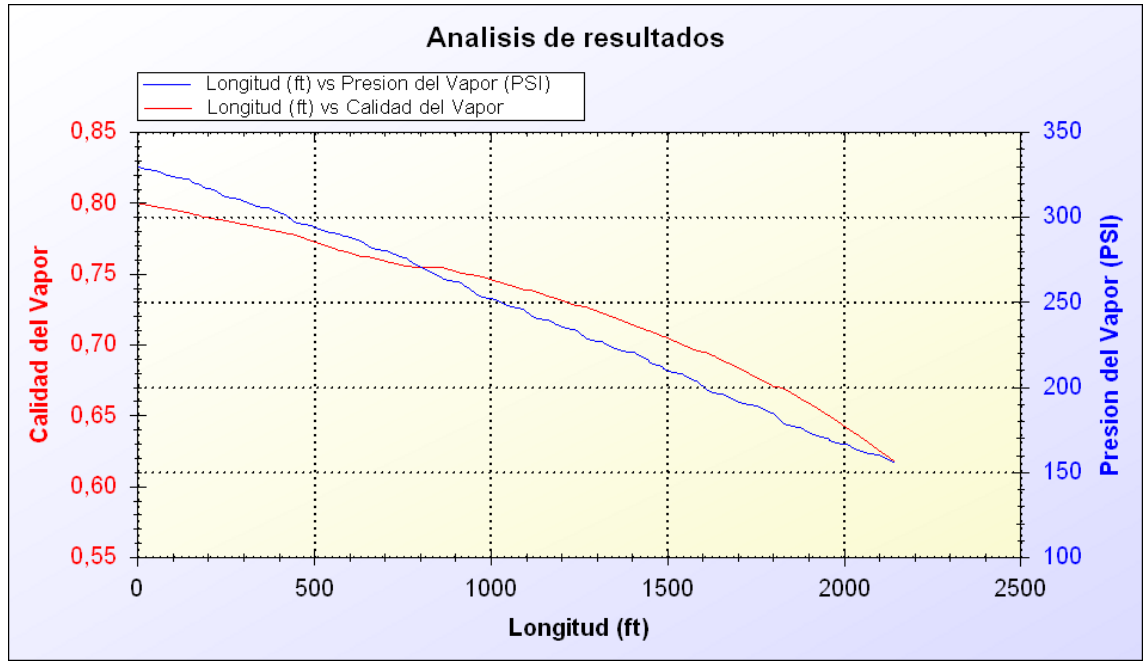
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Sami y viscosidad por Owens.

- Chisholm



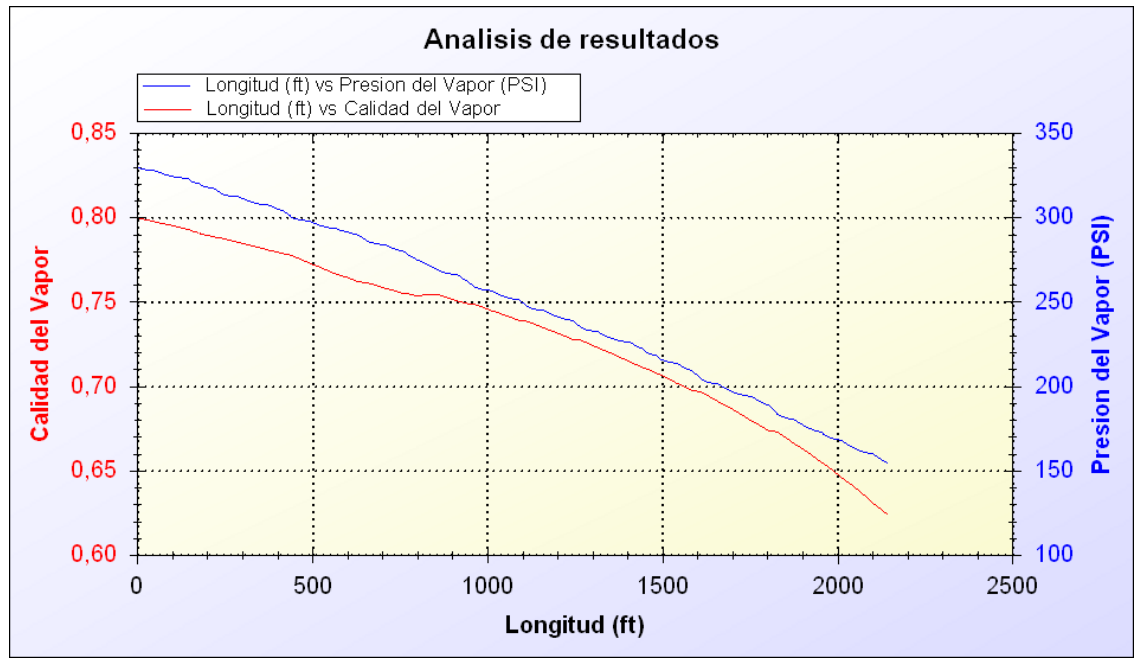
X= 0.583126 P= 107.87 psi

- Premoli



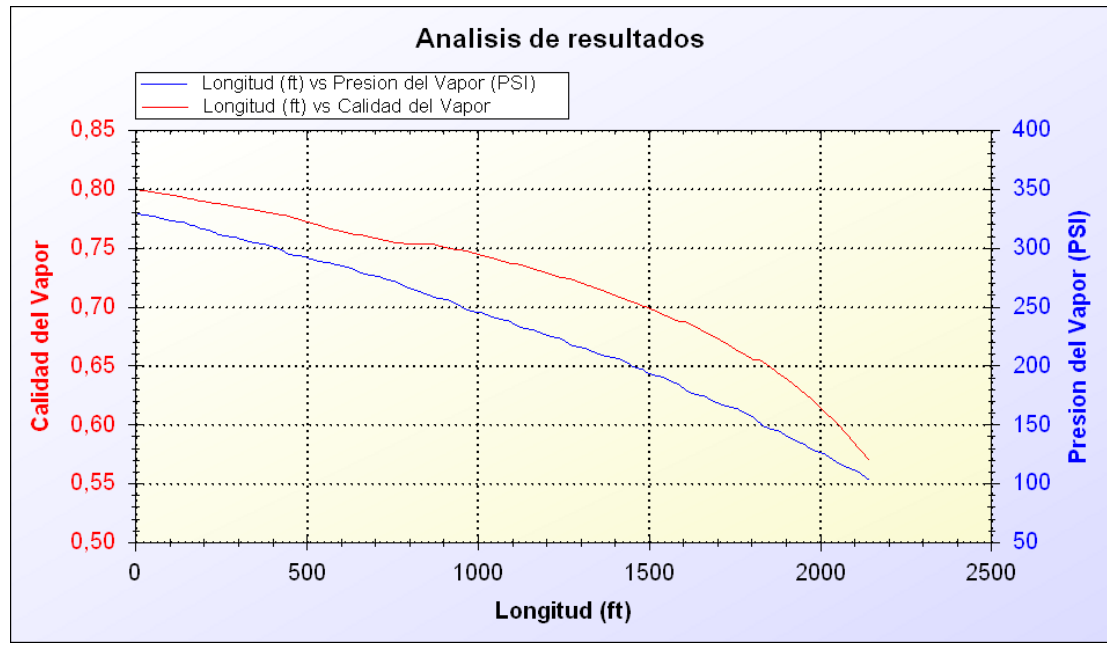
X= 0.617142 P= 155.715 psi

- Smith



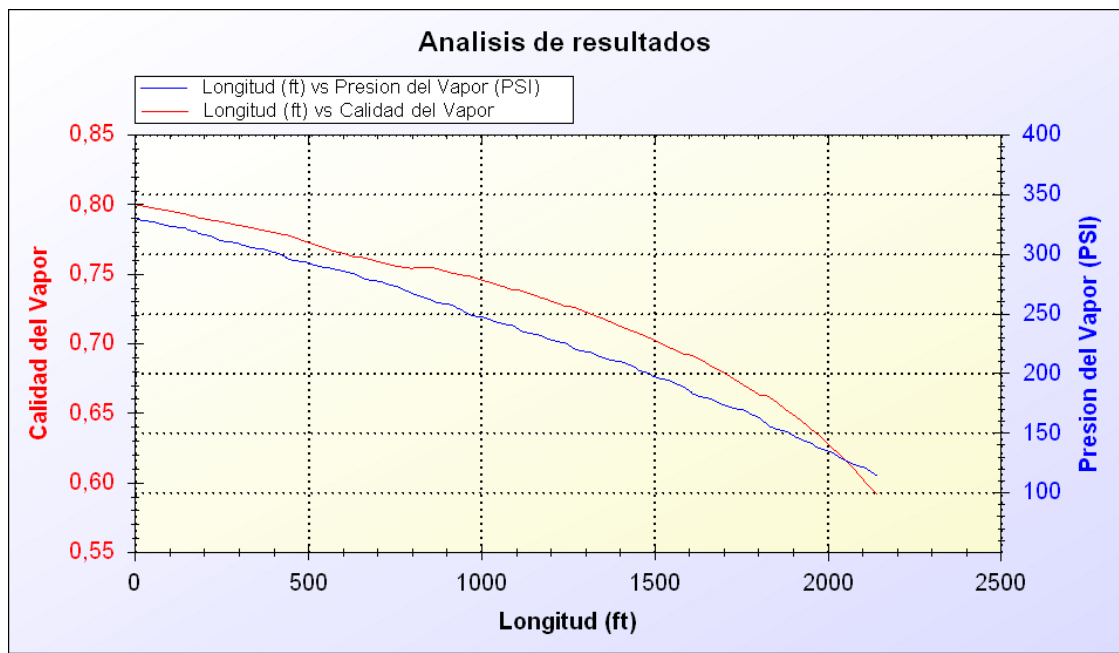
X= 0.623214 P= 154.314 psi

- Steiner



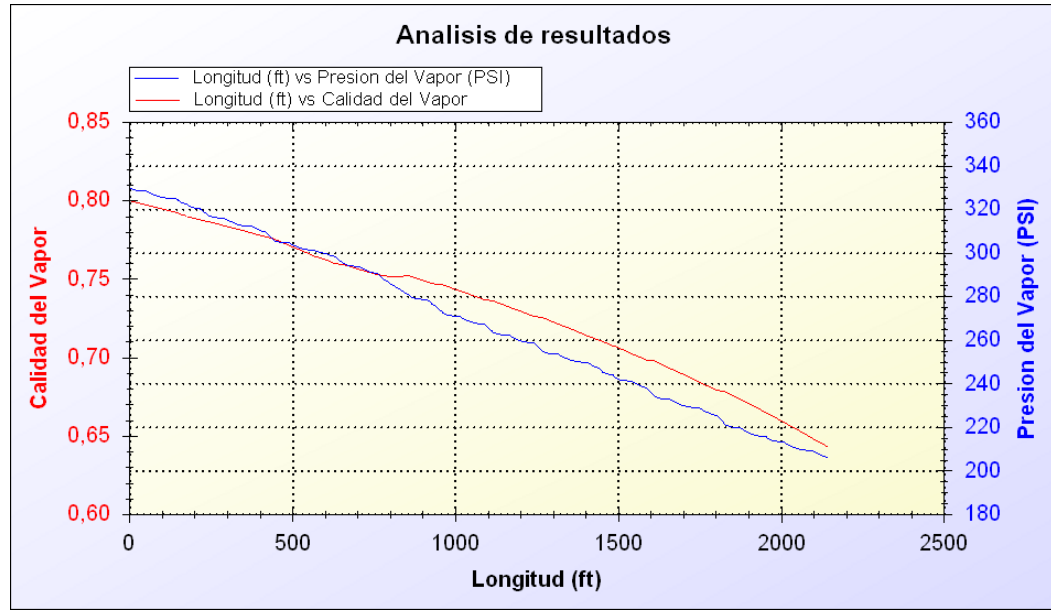
X= 0.568588 P= 102.411 psi

- Tandon



X= 0.590189 P= 113.462 psi

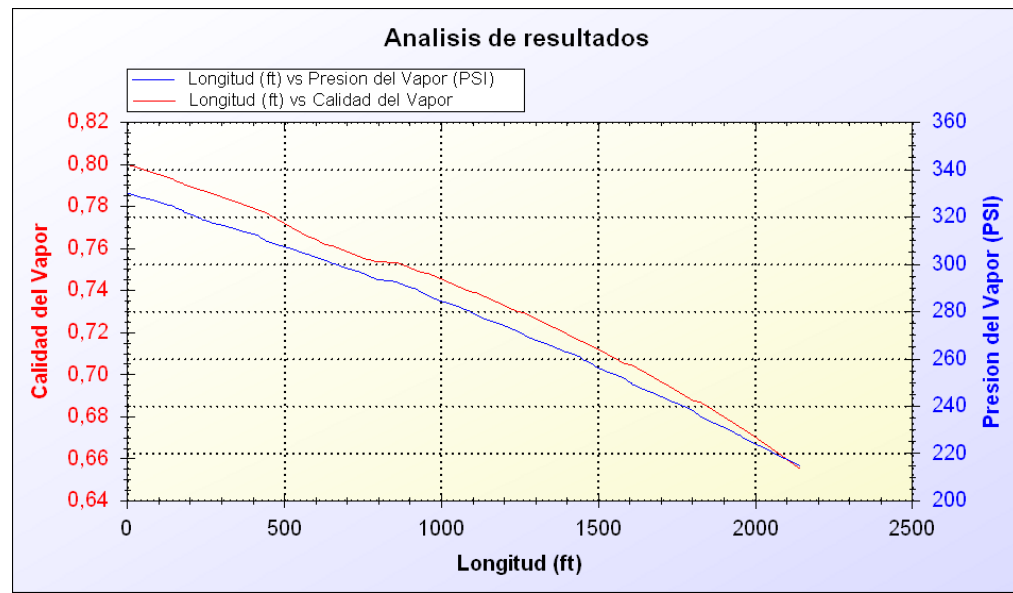
- Zivi



X: 0.64273 P: 205.977 psi

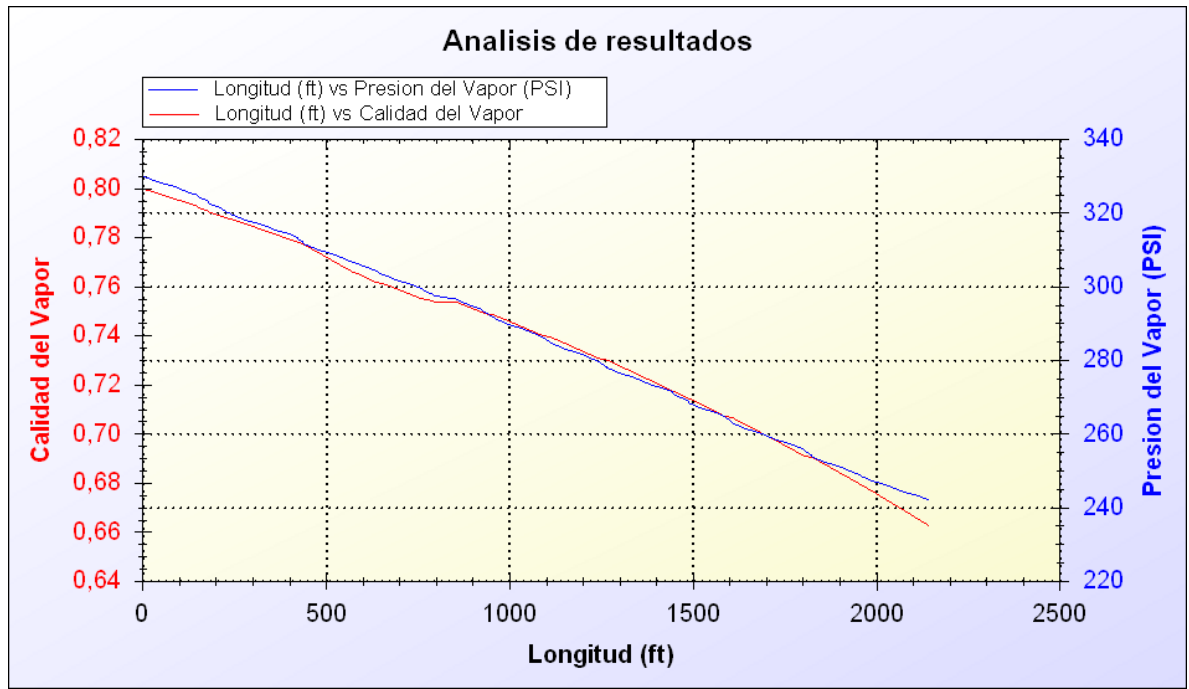
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Friedel y viscosidad por Owens.

- Chisholm



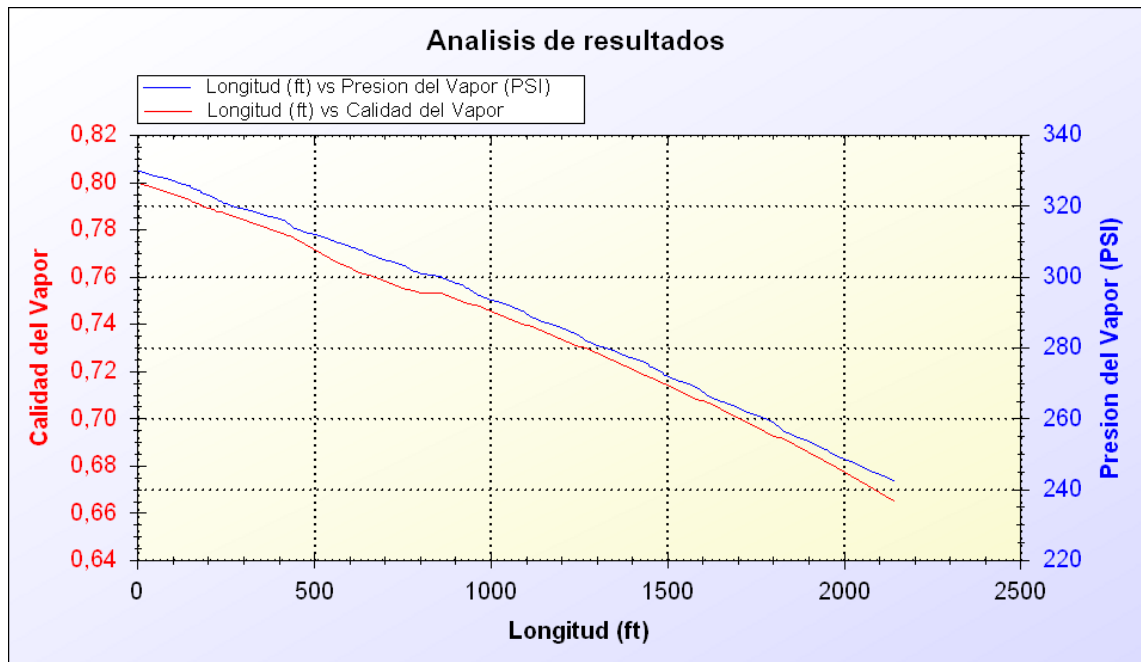
X= 0.654809 P= 214.398psi

- Premoli



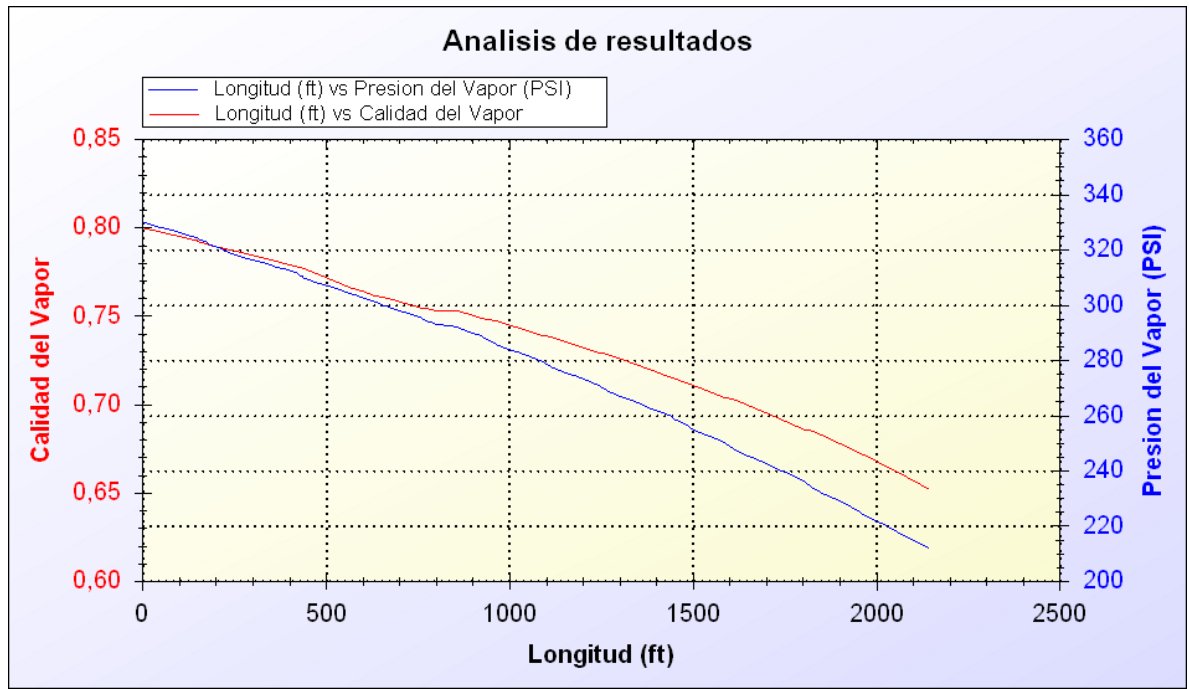
X= 0.662377 P= 241.967psi

- Smith



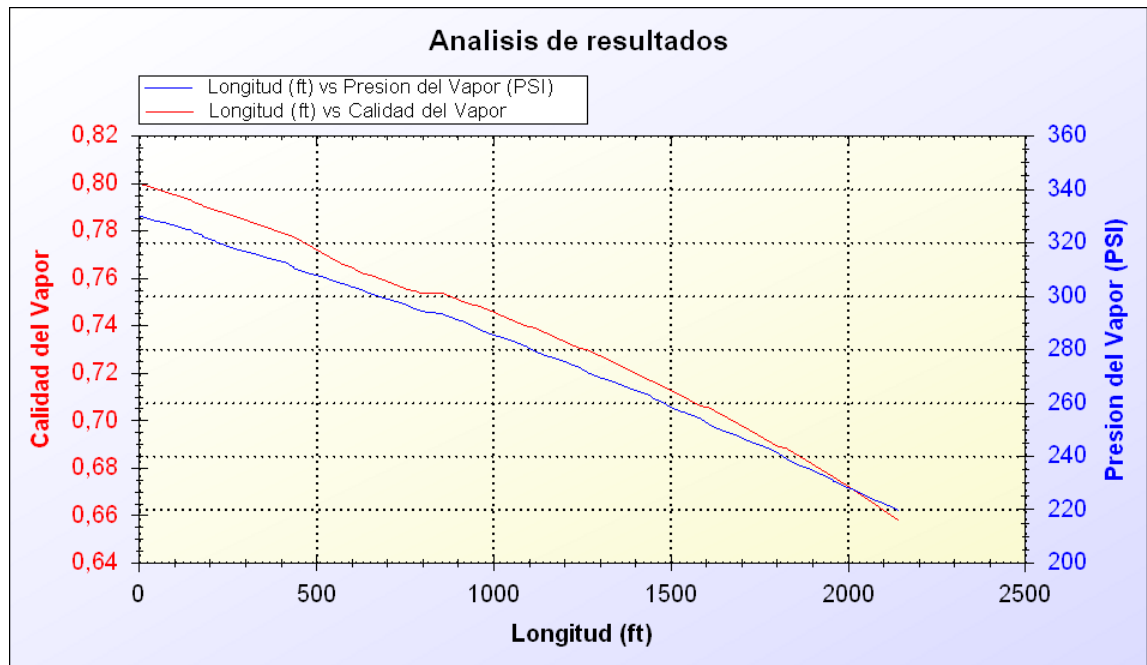
X= 0.664687 P= 242.144psi

- Steiner



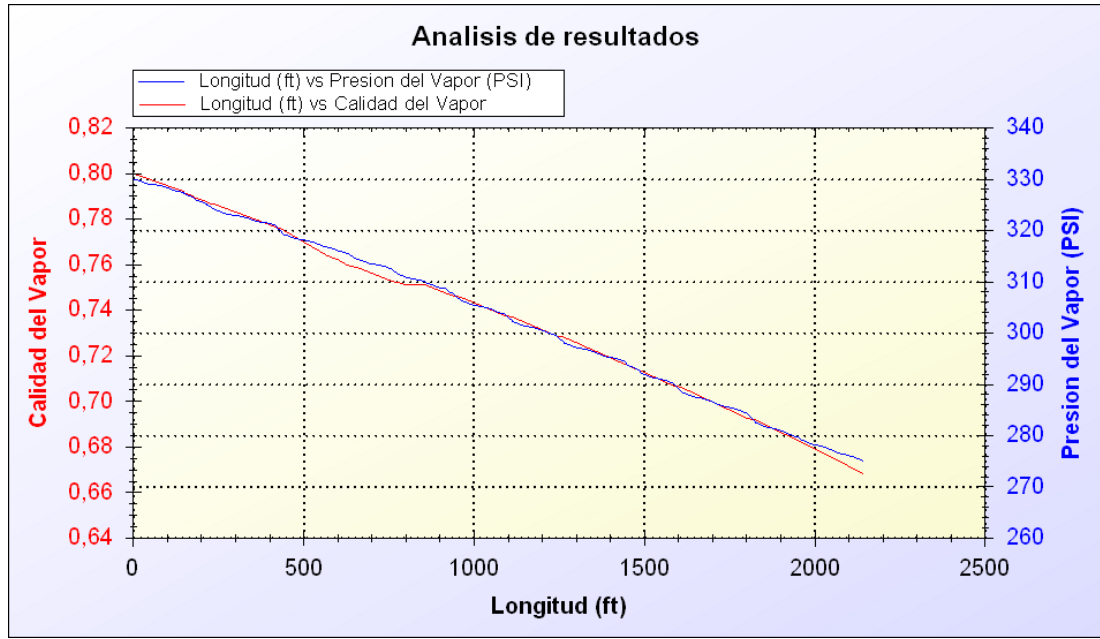
X= 0.651835 P= 211.65psi

- Tandon



X= 0.657486 P= 219.43psi

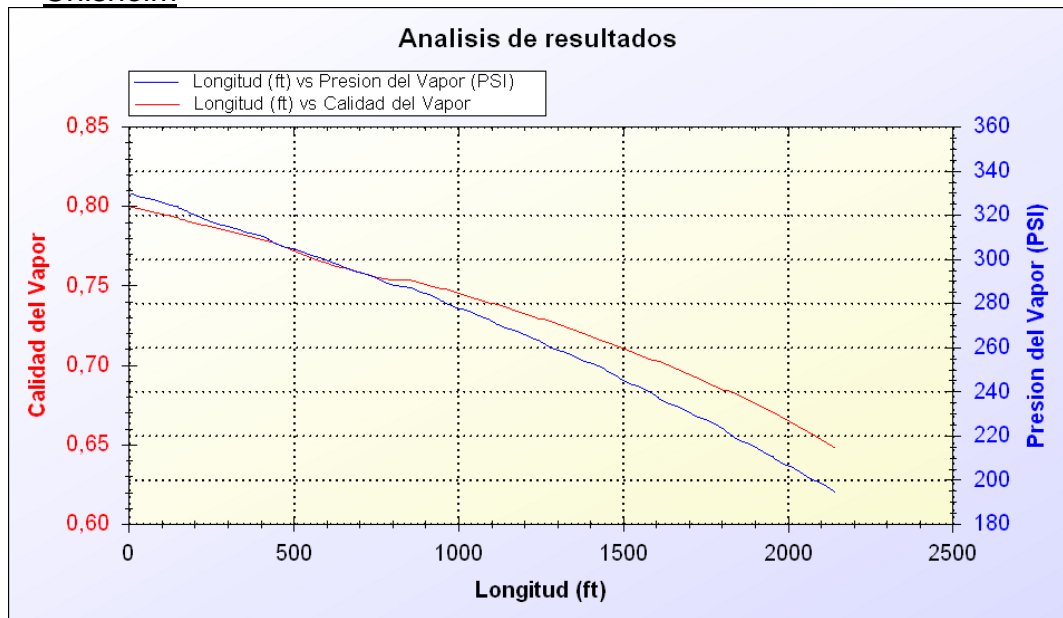
- Zivi



X= 0.668048 P= 274.955psi

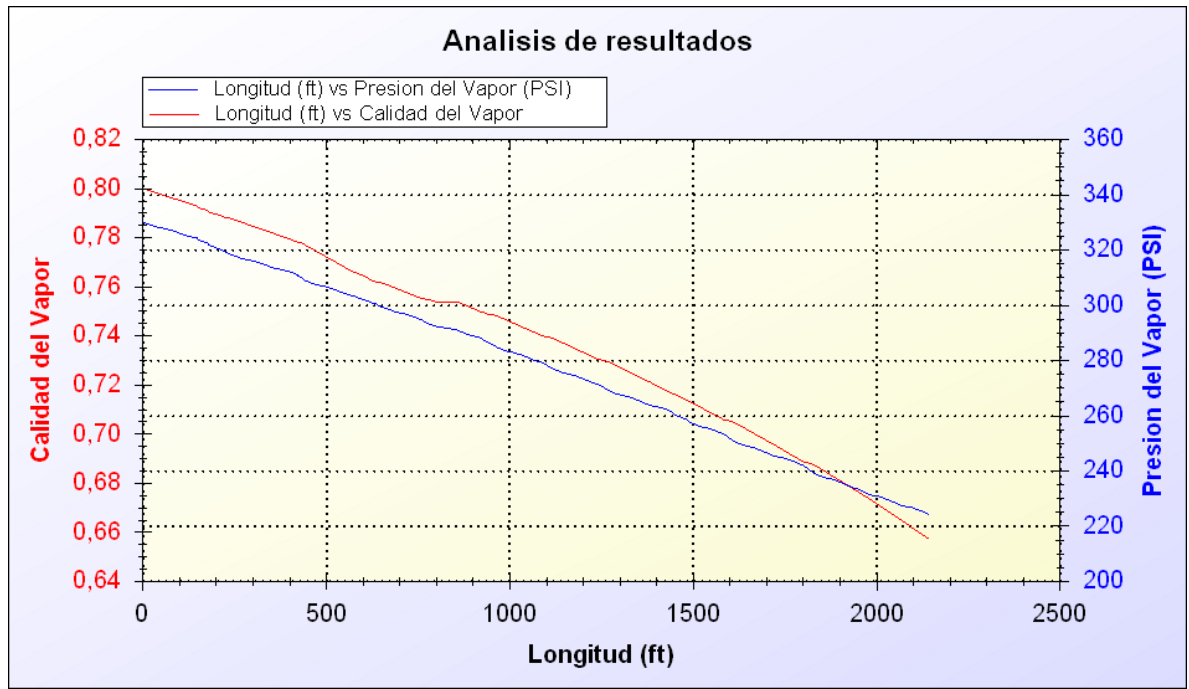
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Gronnerud y viscosidad por Owens.

- Chisholm



X= 0.647628 P= 194.239psi

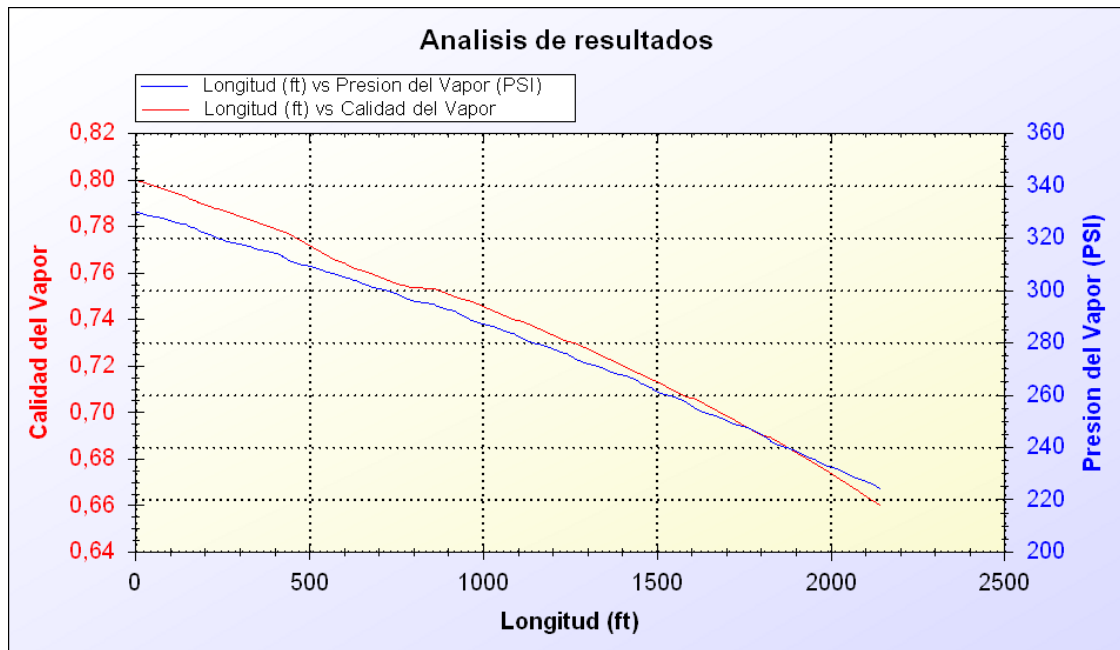
- Premoli



X= 0.656938 P= 224.091ps

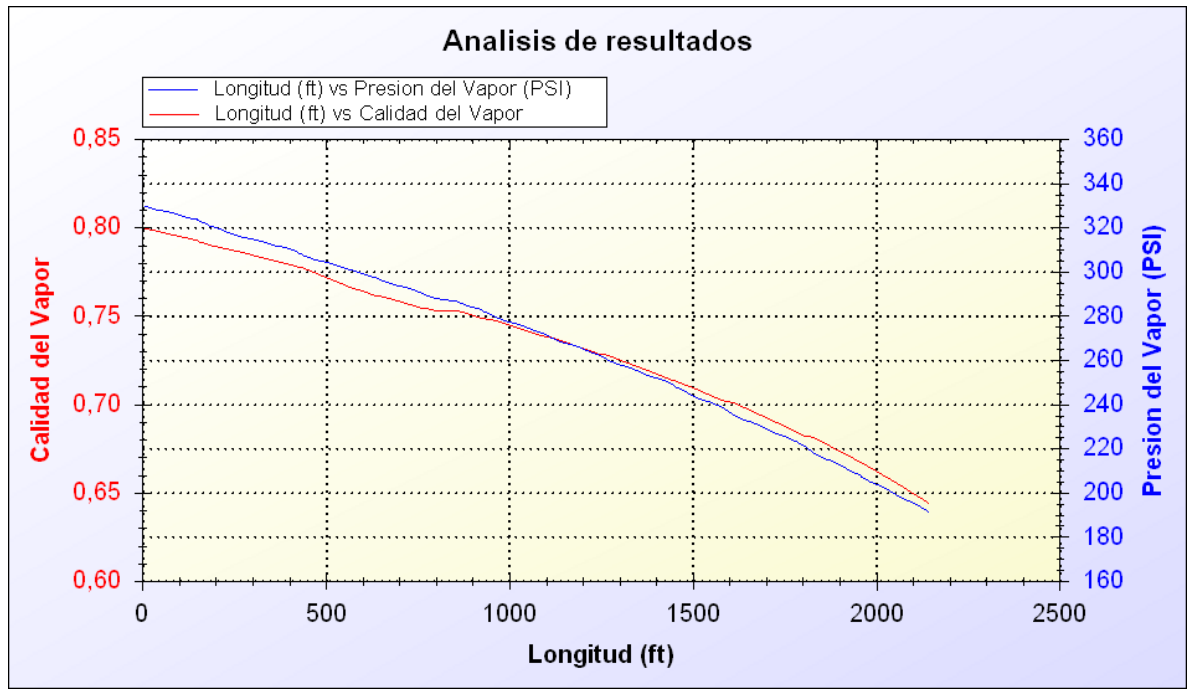
i

- Smith



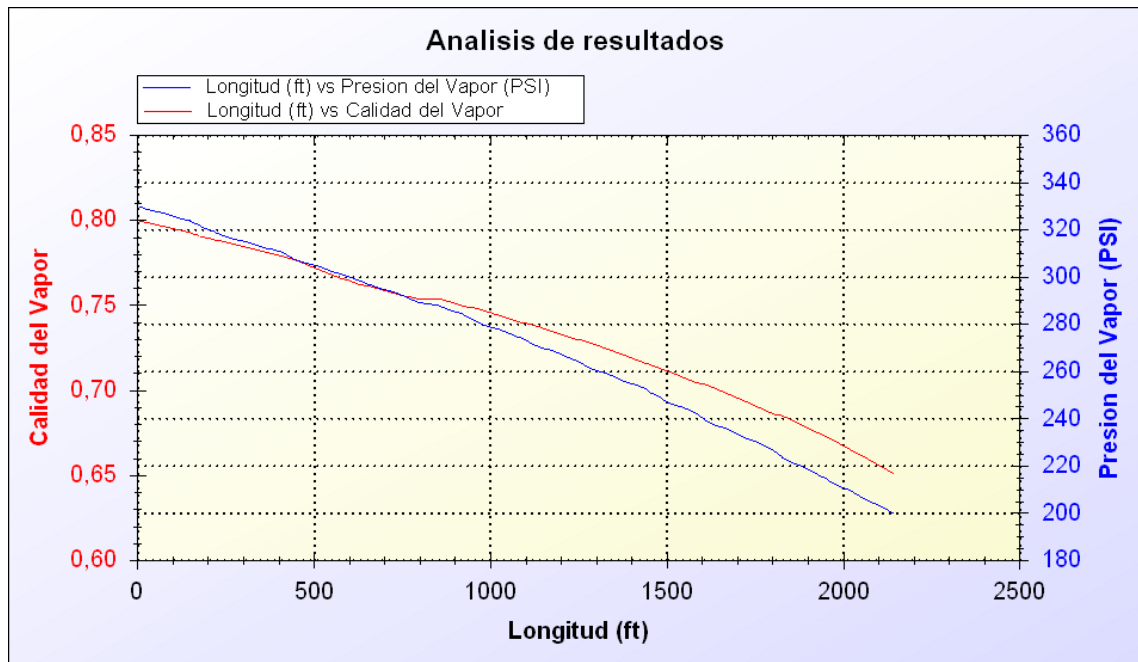
X= 0.659611 P= 224.022psi

- Steiner



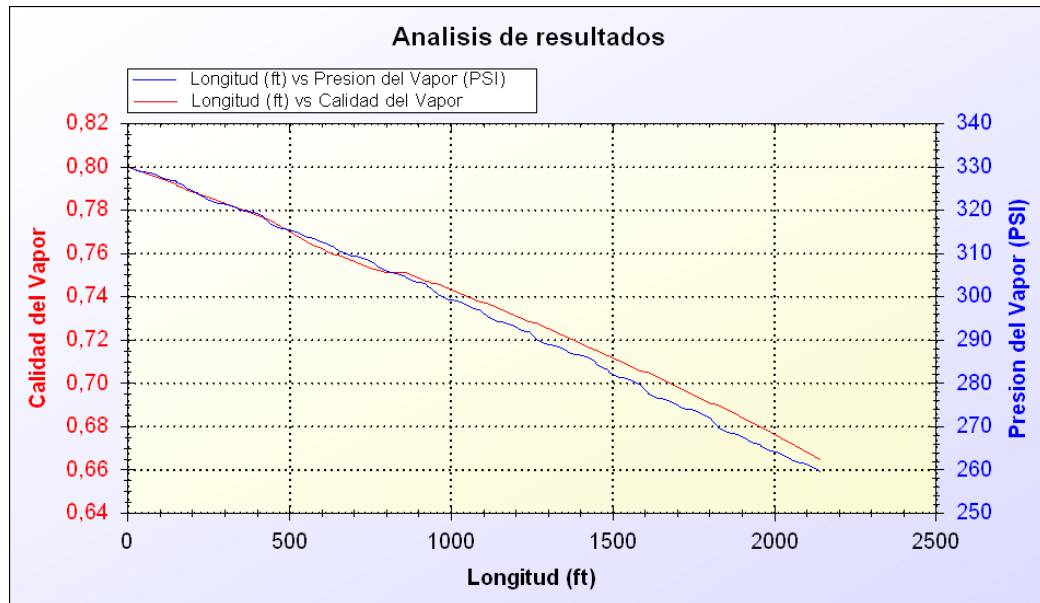
X= 0.643758 P= 191.016psi

- Tandon



X= 0.650663 P= 199.442psi

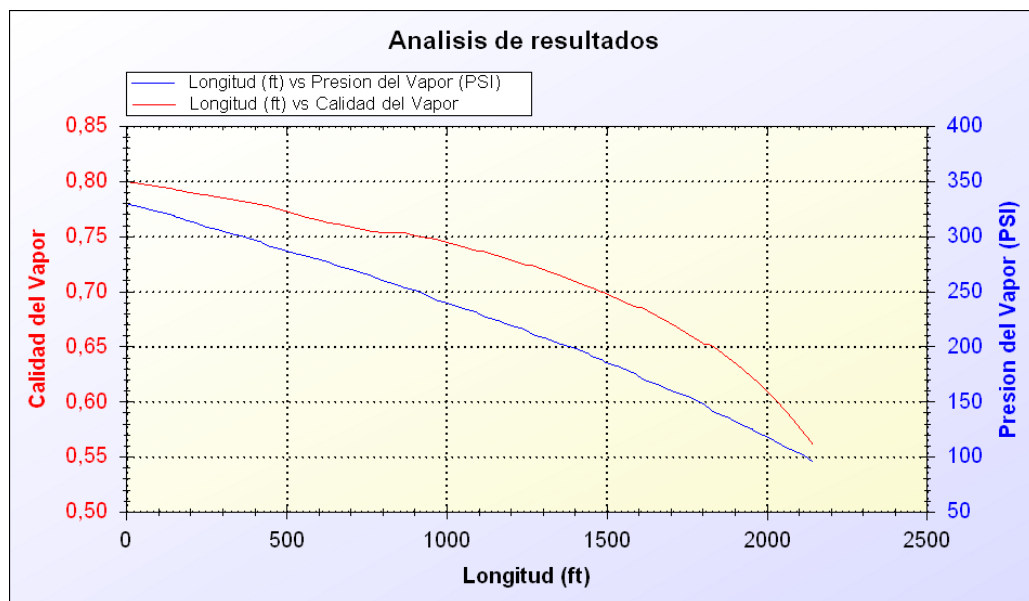
- Zivi



X= 0.664445 P= 259.426psi

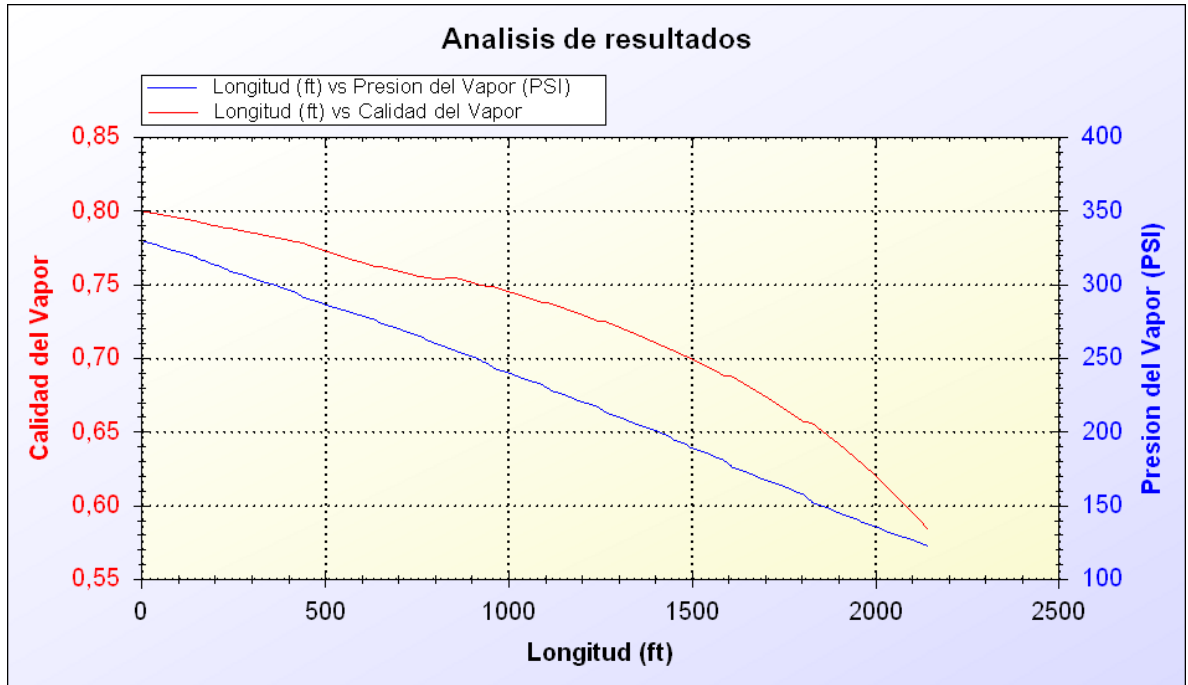
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Lockhart y viscosidad por Owens.

- Chisholm



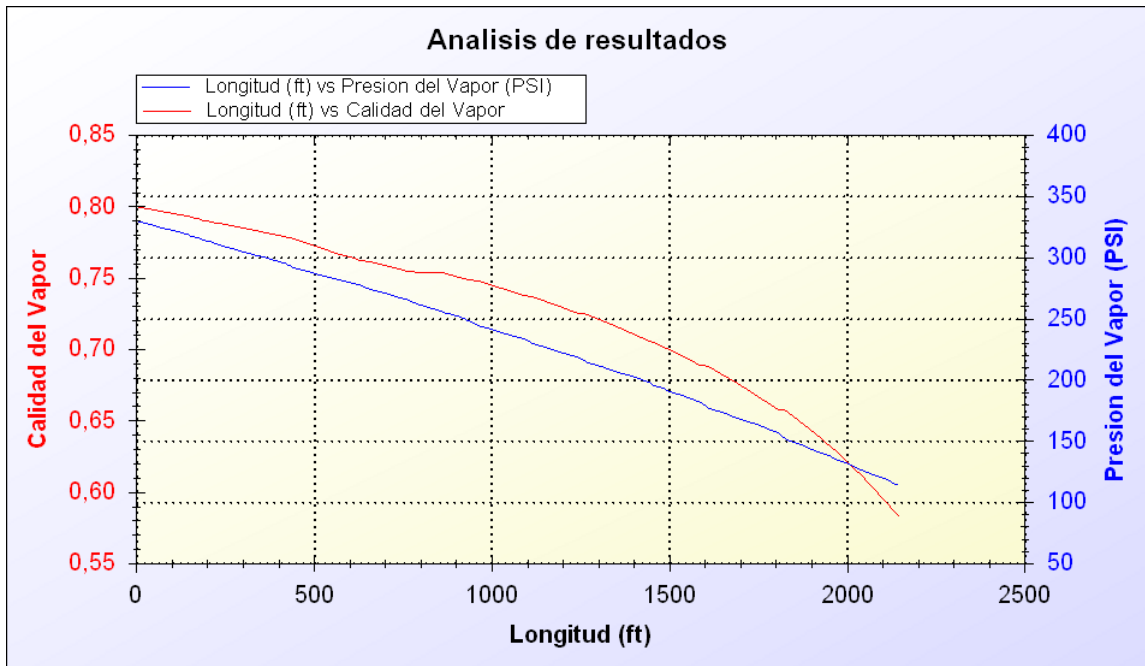
X= 0.560137 P= 95.326psi

- Premoli



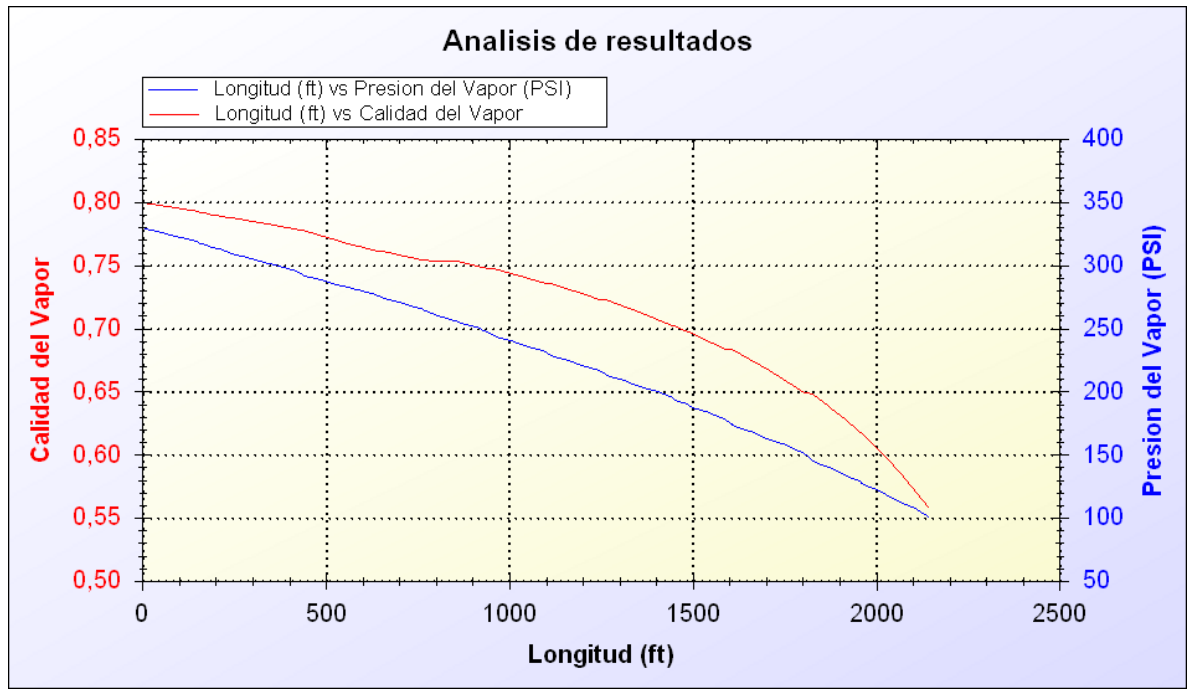
X= 0.583063 P= 122.51psi

- Smith



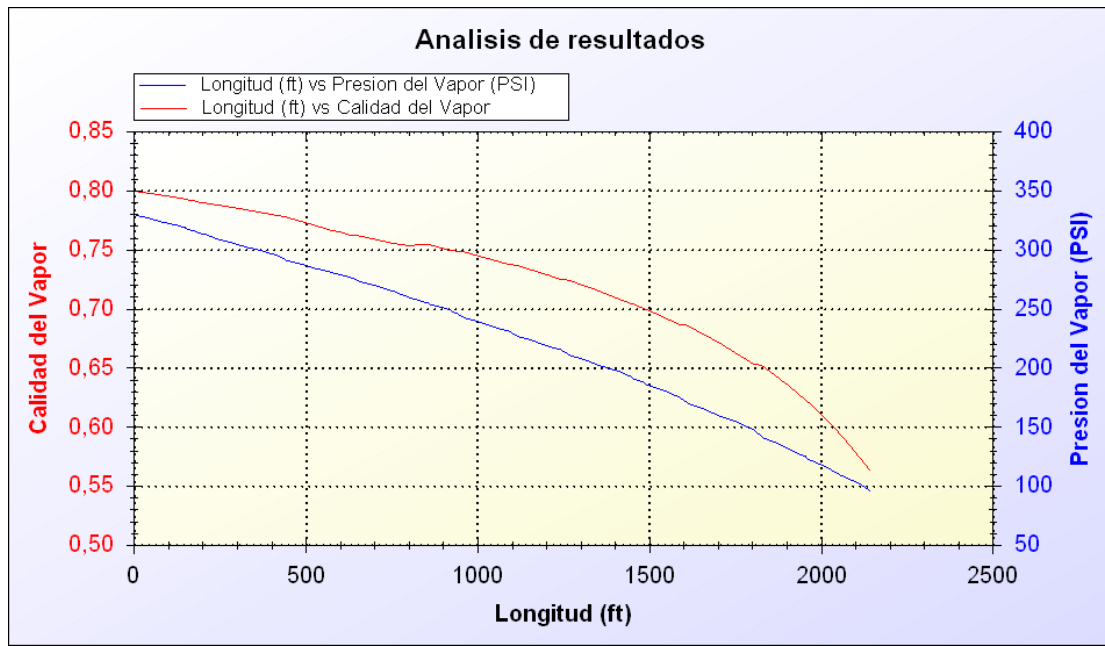
X= 0.582457 P= 113.661psi

- Steiner



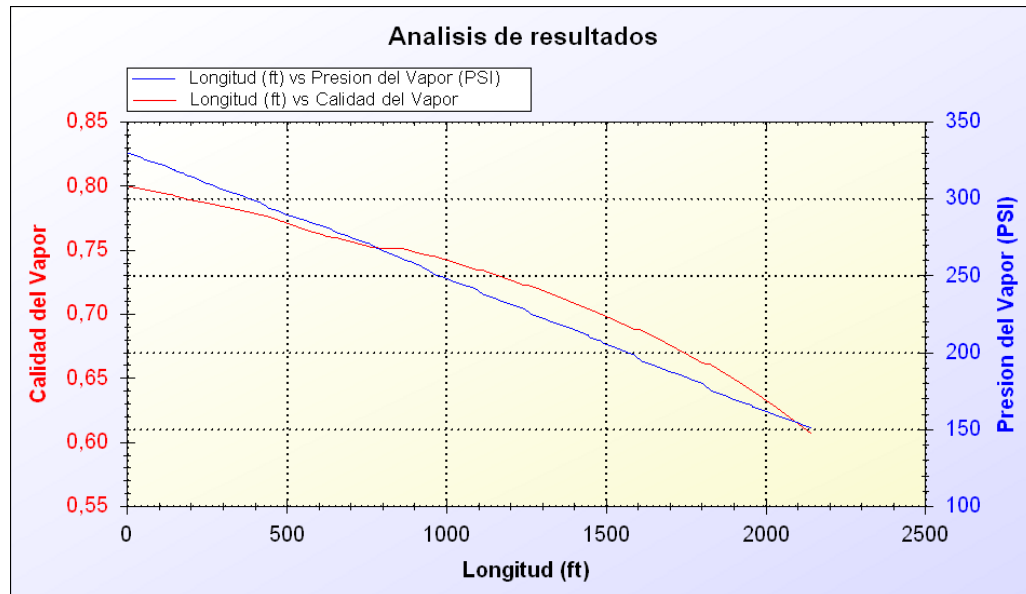
X= 0.556578 P= 100.384psi

- Tandon



X= 0.561537 P= 95.62psi

- Zivi

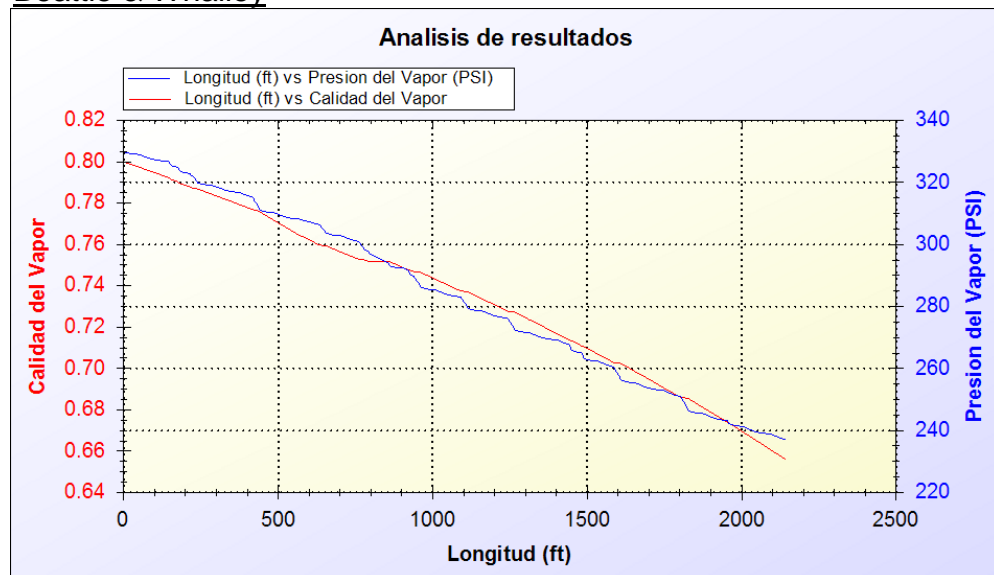


X= 0.605948 P= 150.76psi

**c. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA LA VISCOSIDAD.**

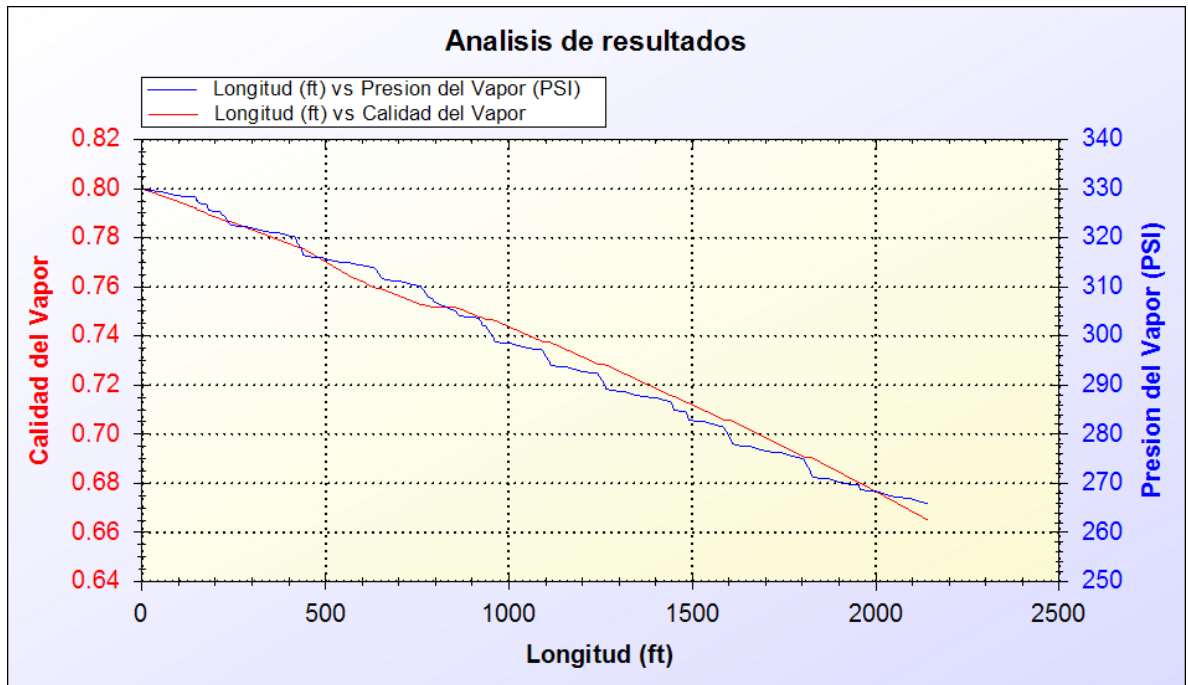
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Domanski y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



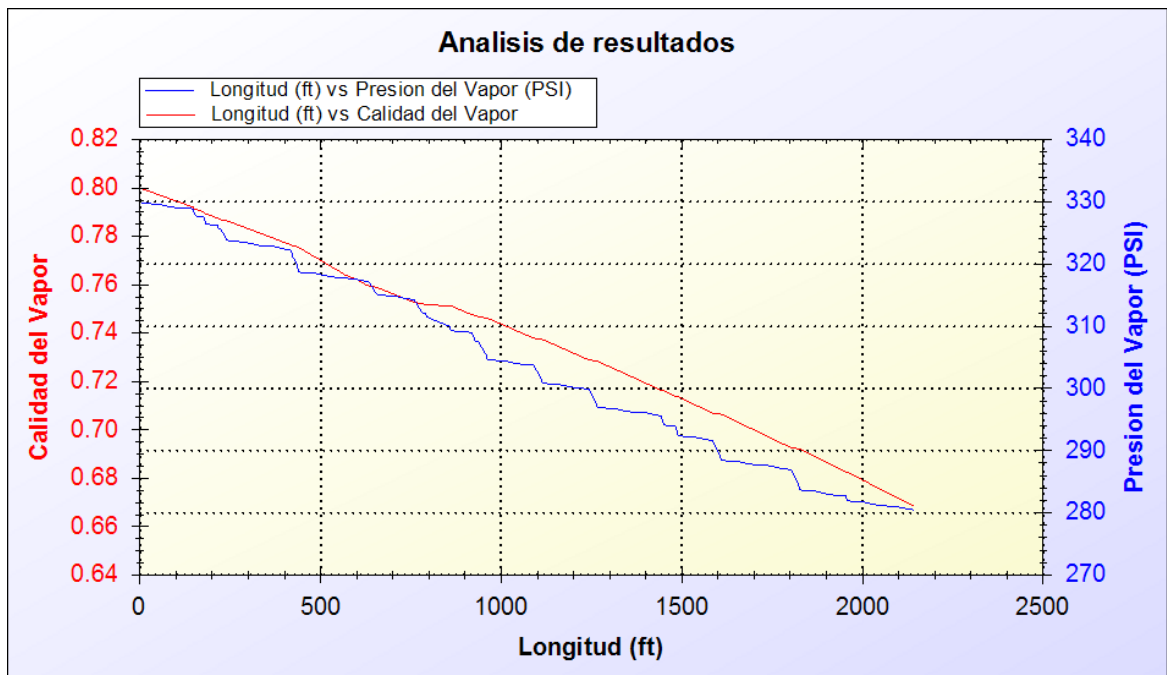
X= 0.655584 P= 236.946psi

- Cicchiti



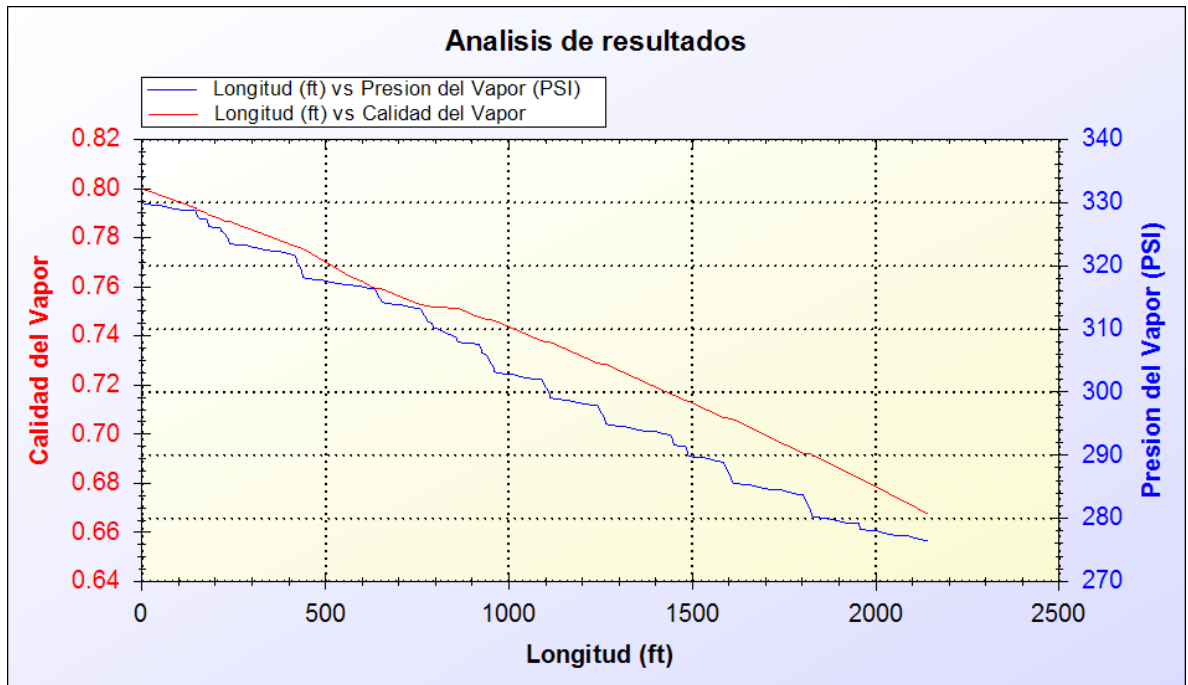
X= 0.664688 P= 265.835psi

- Dukler et al



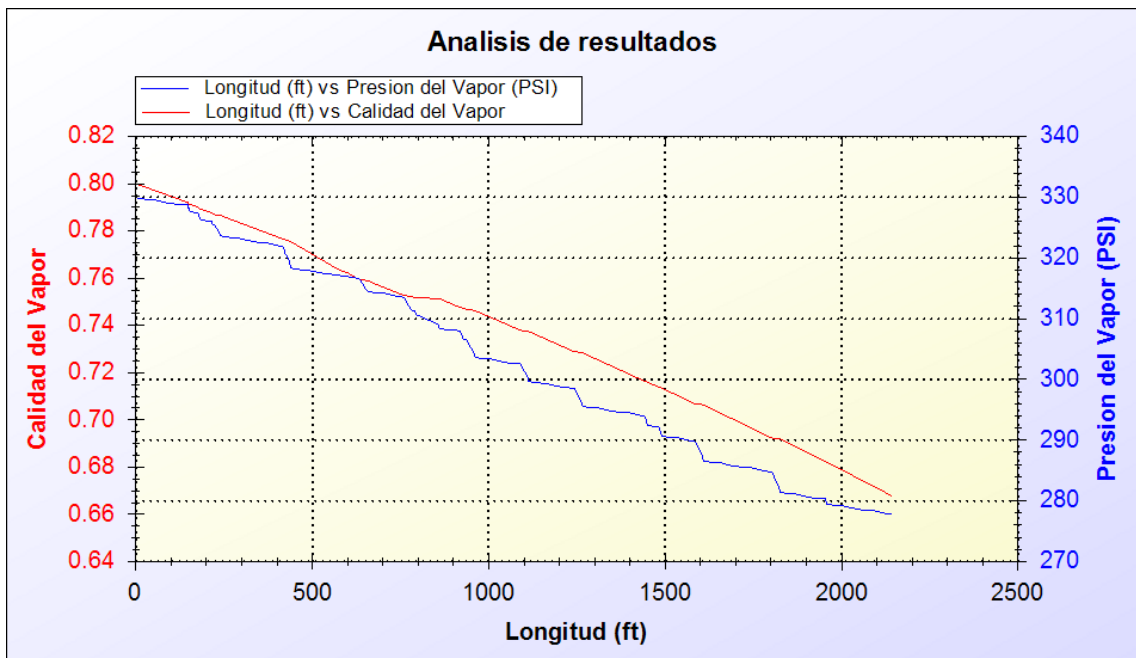
X= 0.668143 P= 280.478psi

- Lin



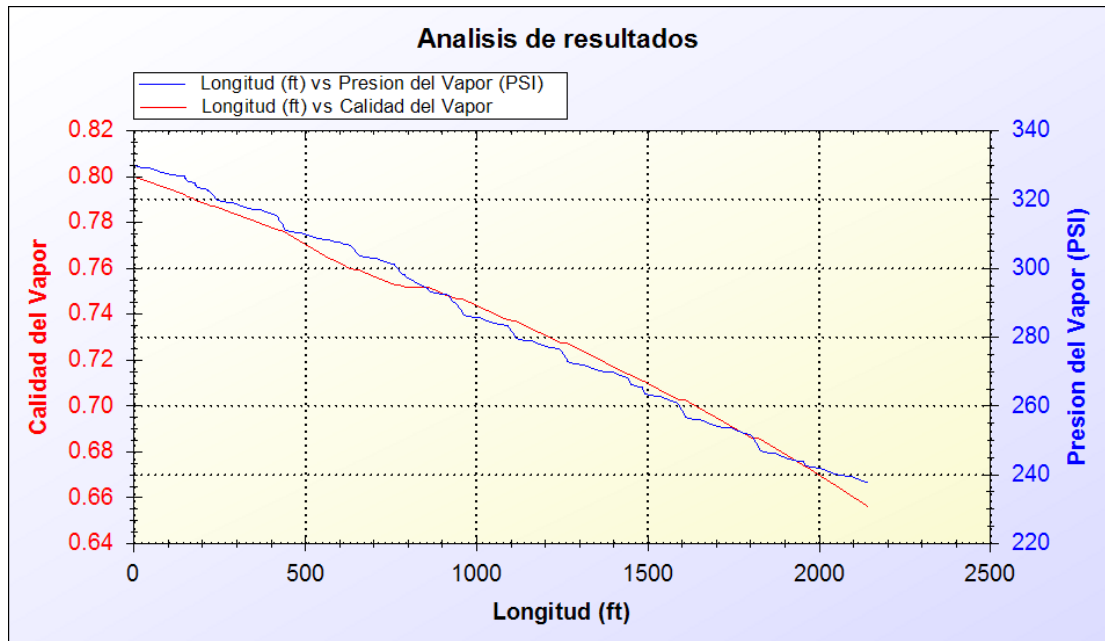
X= 0.667256 P= 276.42psi

- Mc Adams



X= 0.667545 P= 277.731psi

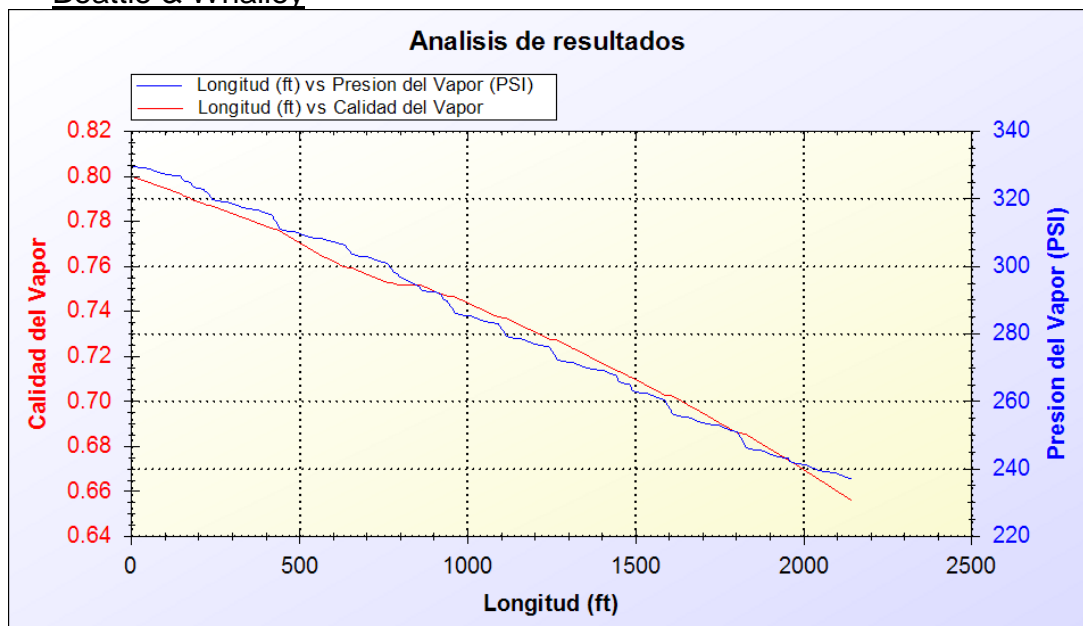
- Owens



X= 0.655824 P= 237.636psi

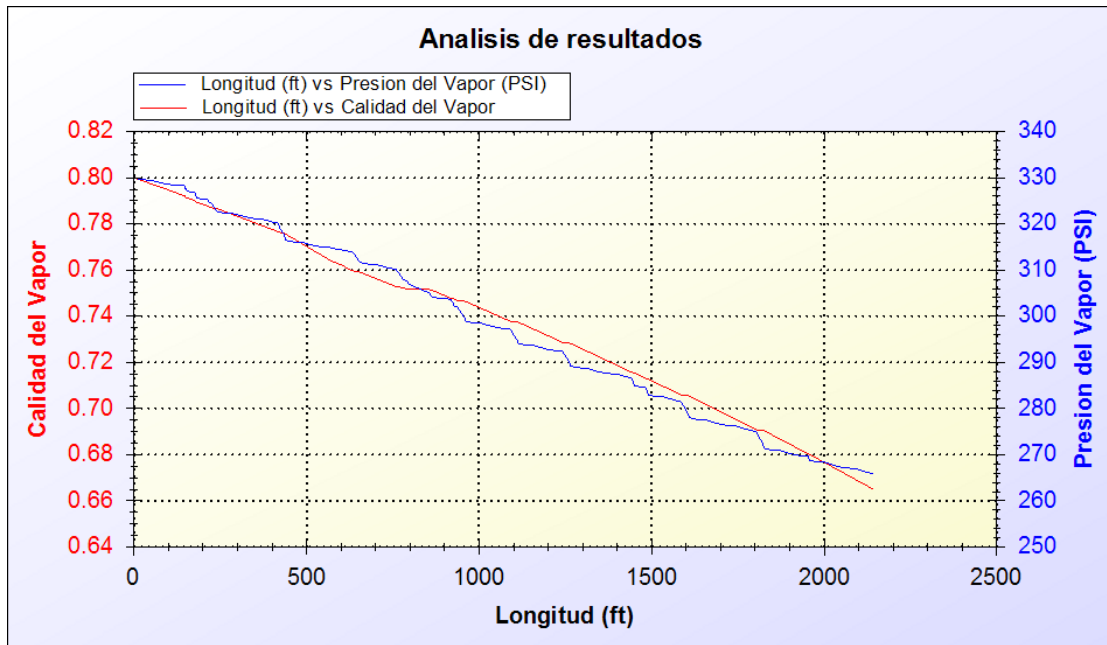
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Erth y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



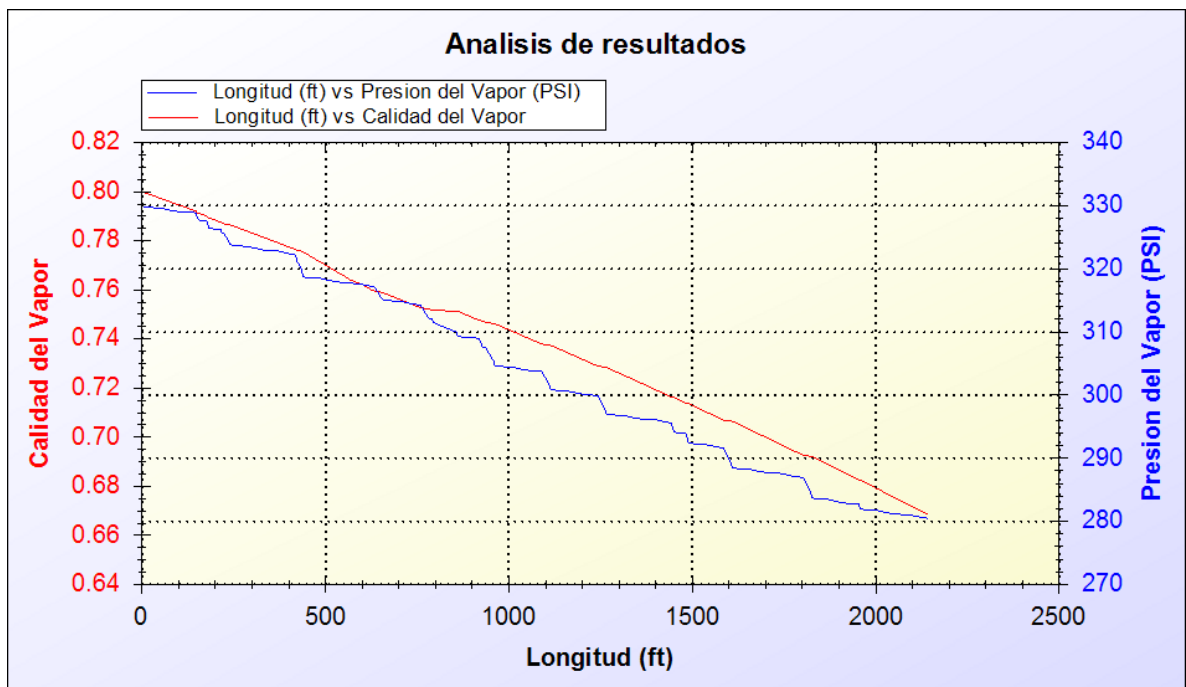
X= 0.655584 P= 236.946psi

- Cicchiti



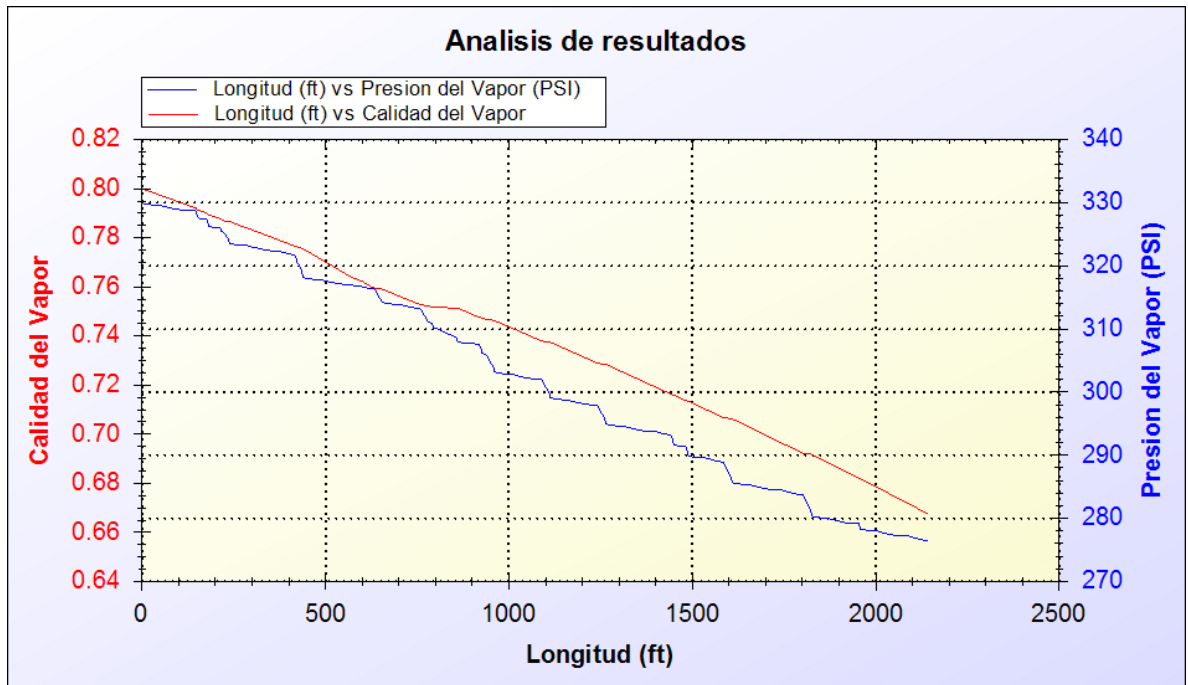
X= 0.664688 P= 265.835psi

- Dukler et al



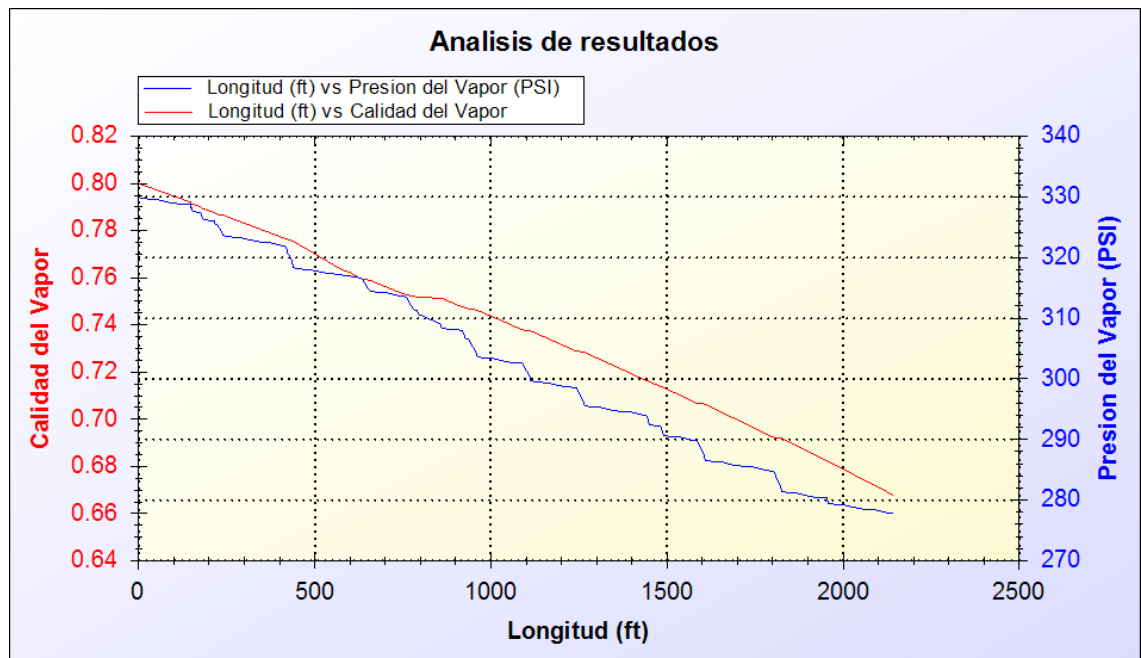
X= 0.668143 P= 280.478psi

- Lin



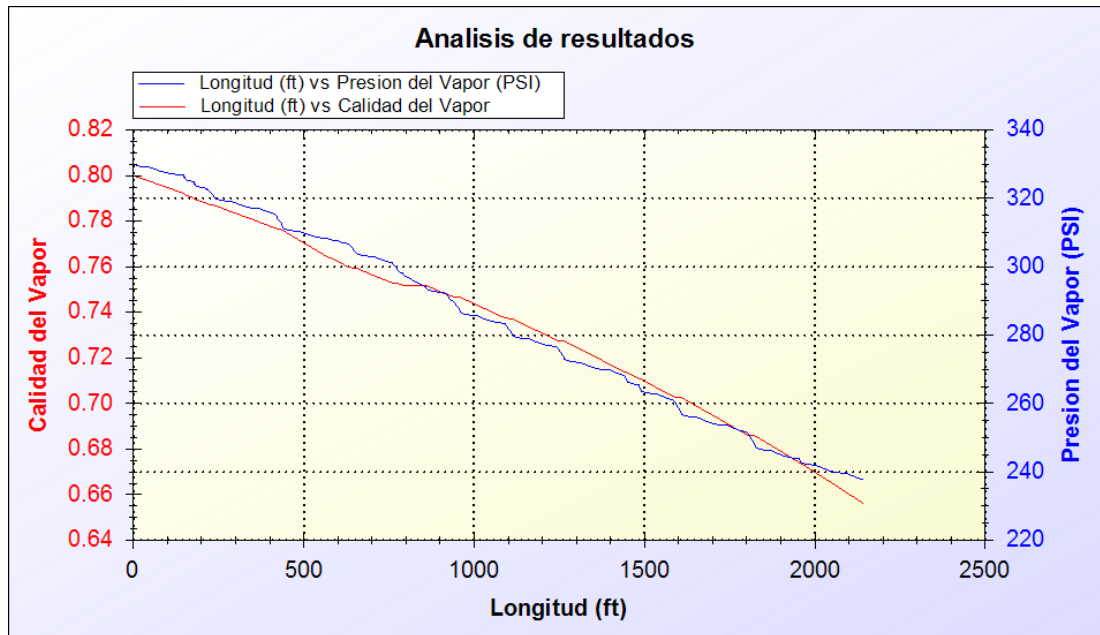
X= 0.667256 P= 276.42psi

- Mc Adams



X= 0.667545 P= 277.731psi

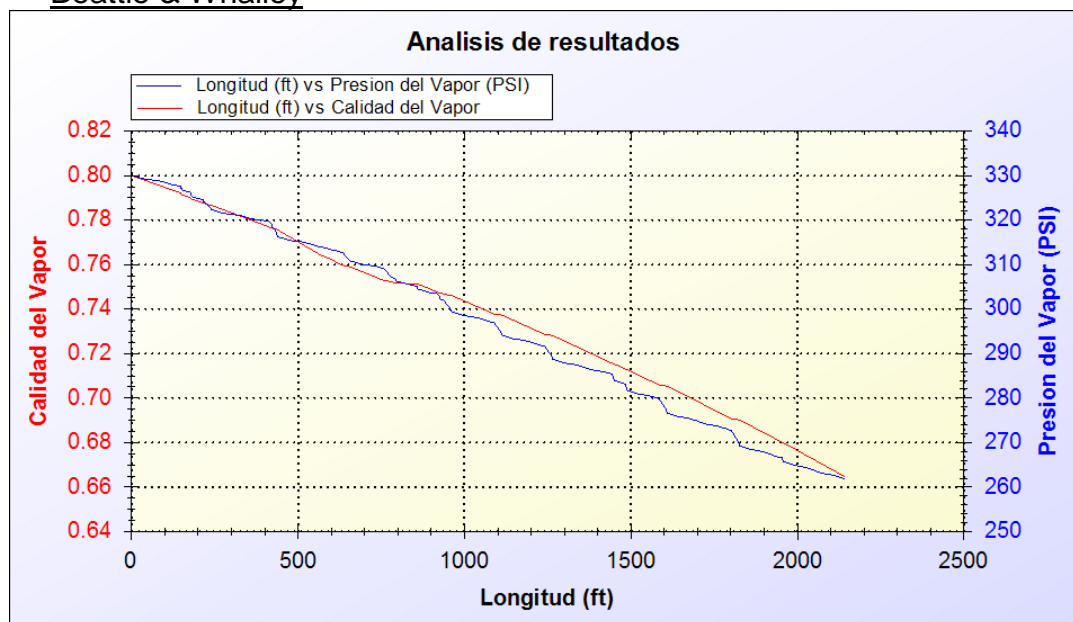
- Owens



X= 0.655824 P= 237.636psi

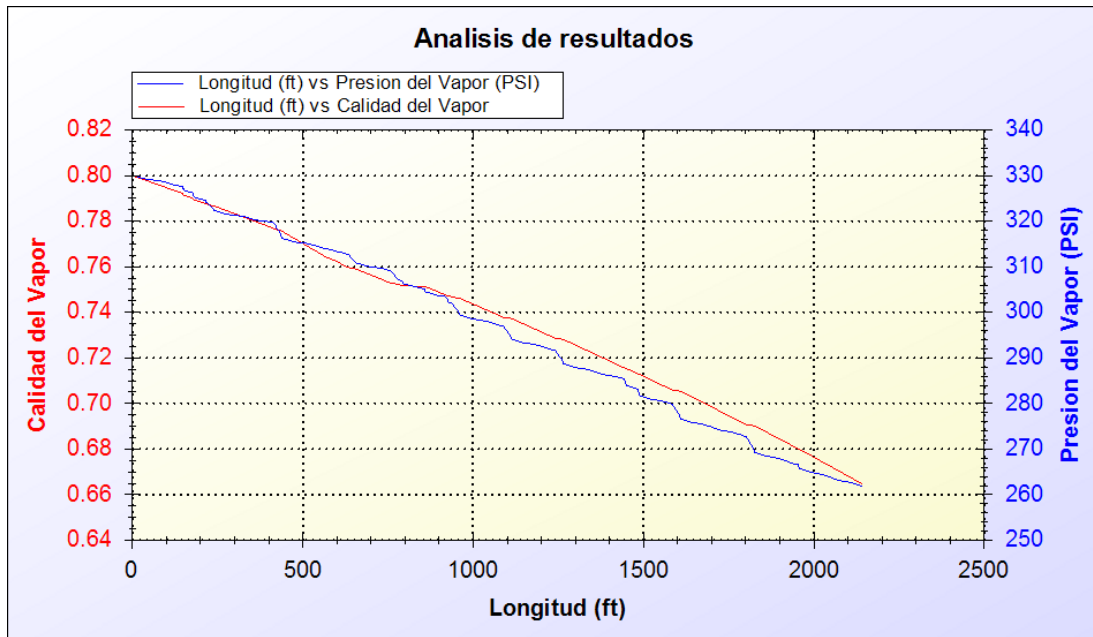
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Friedel y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



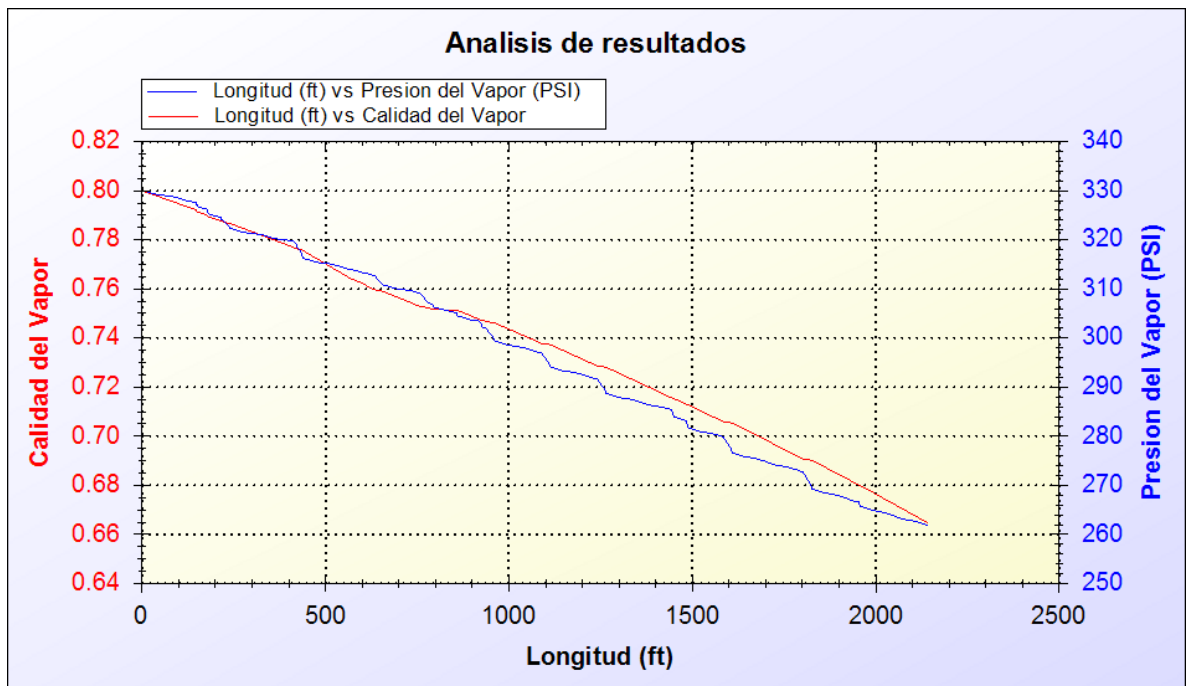
X= 0.664329 P= 261.681psi

- Cicchiti



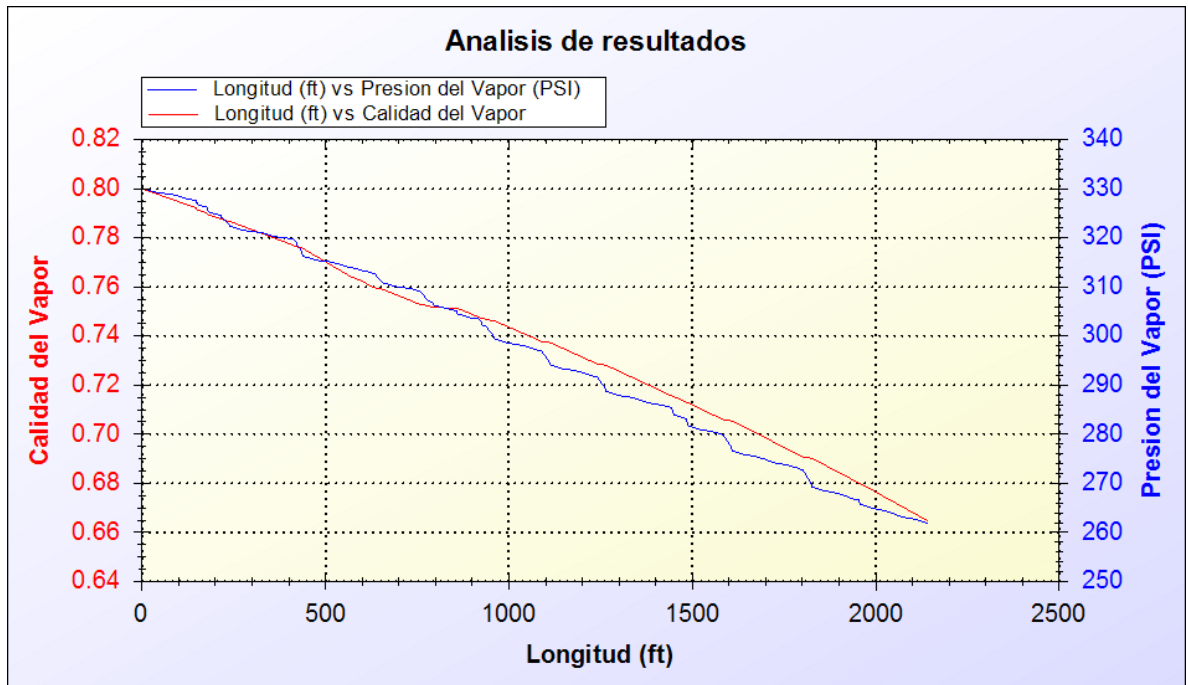
X= 0.664329 P= 261.681psi

- Dukler et al



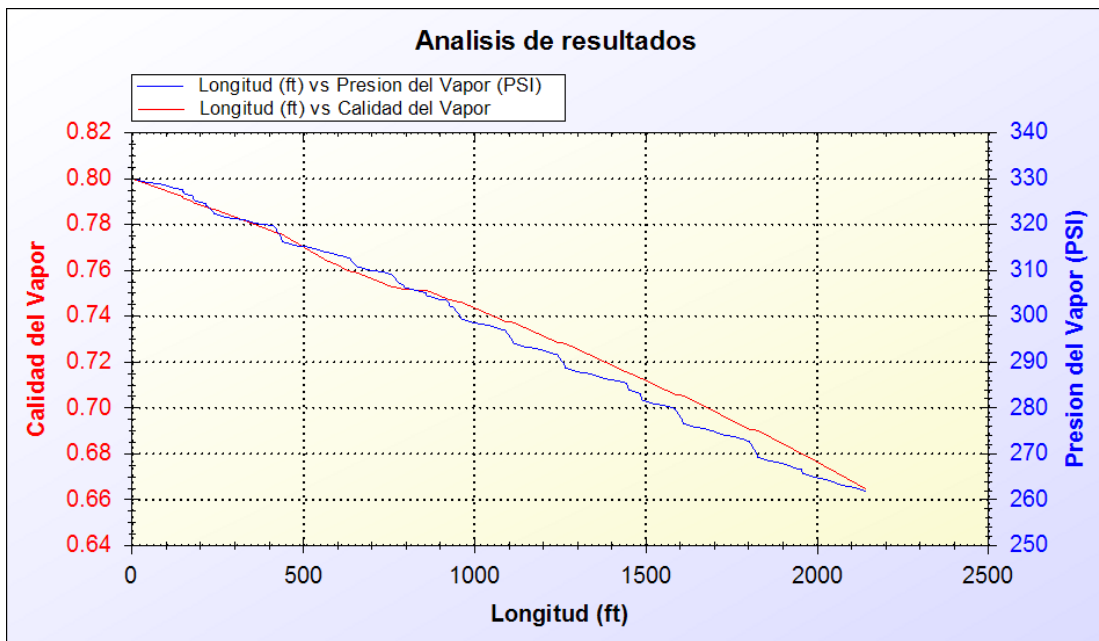
X= 0.664329 P= 261.681psi

- Lin



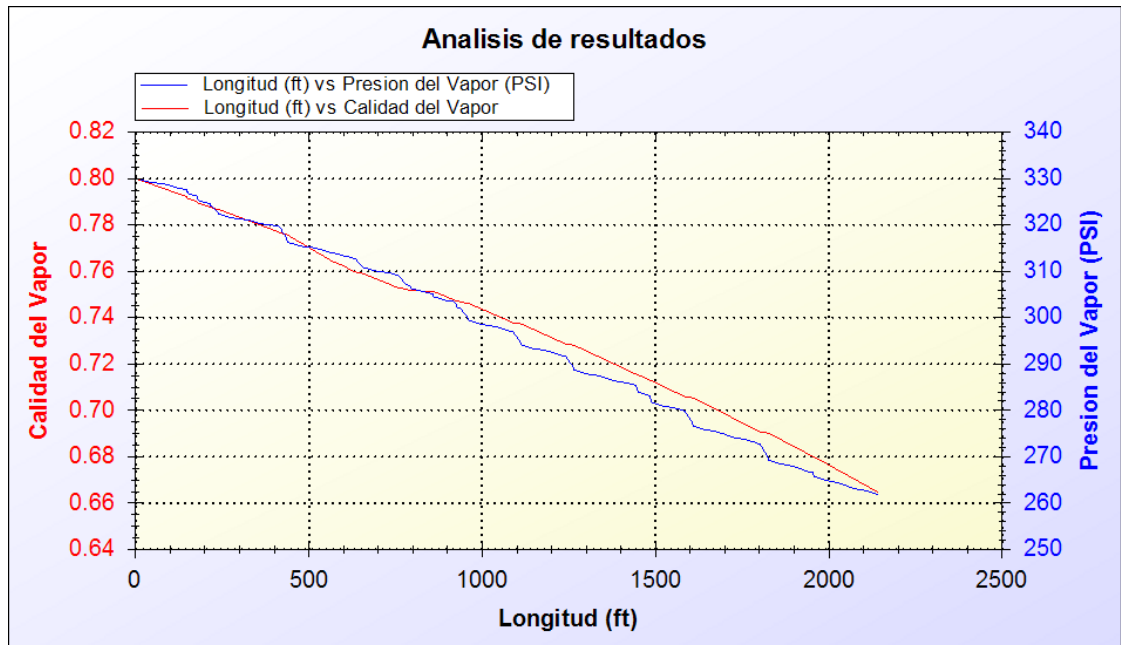
X= 0.664329 P= 261.681psi

- Mc Adams



X= 0.664329 P= 261.681psi

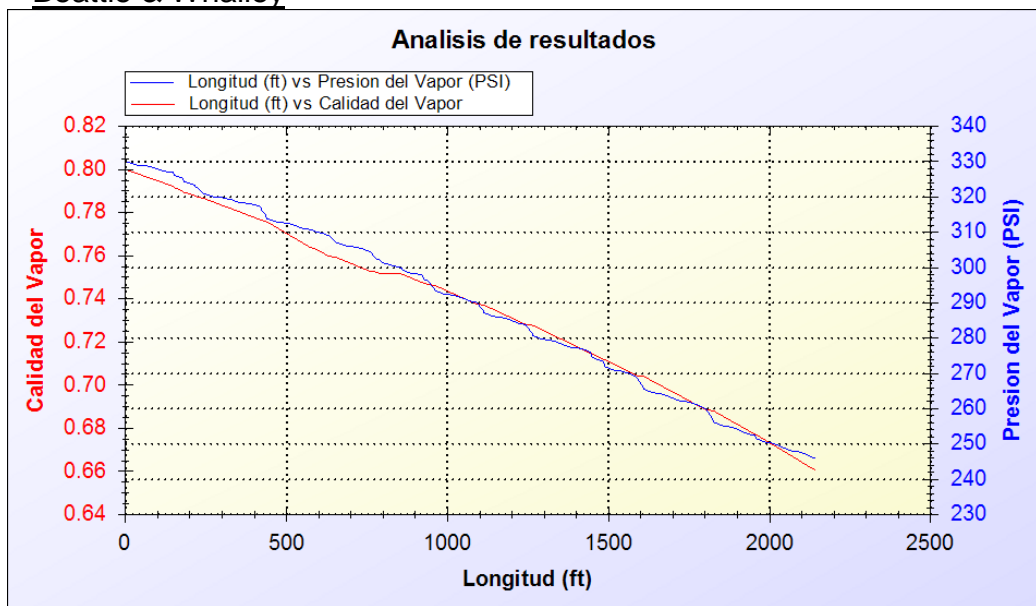
- Owens



X= 0.664329 P= 261.681psi

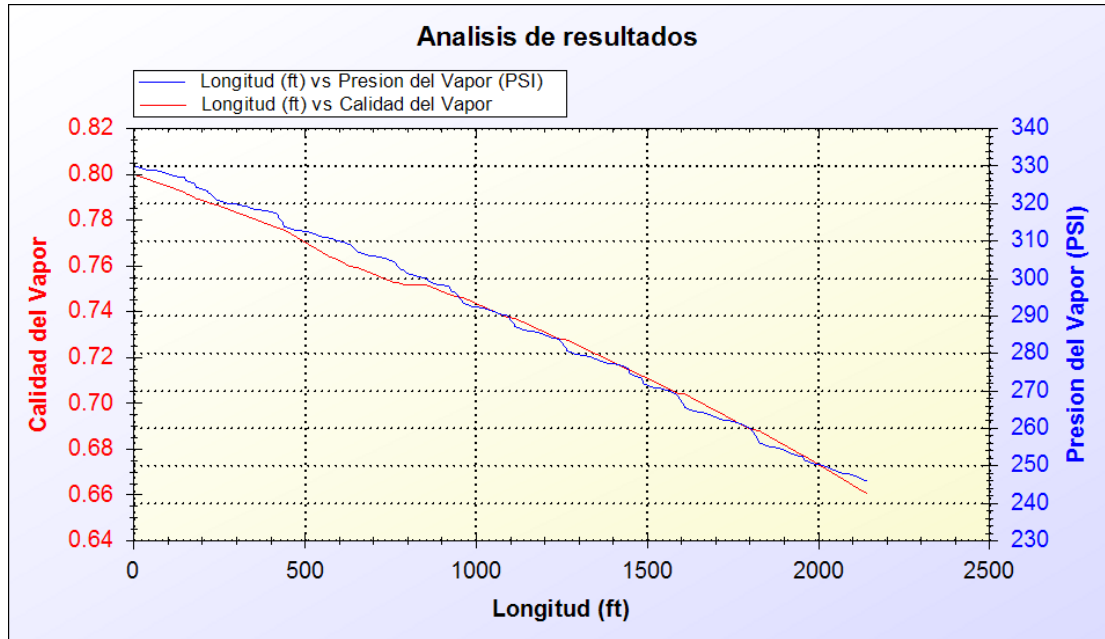
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Gronnerud y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



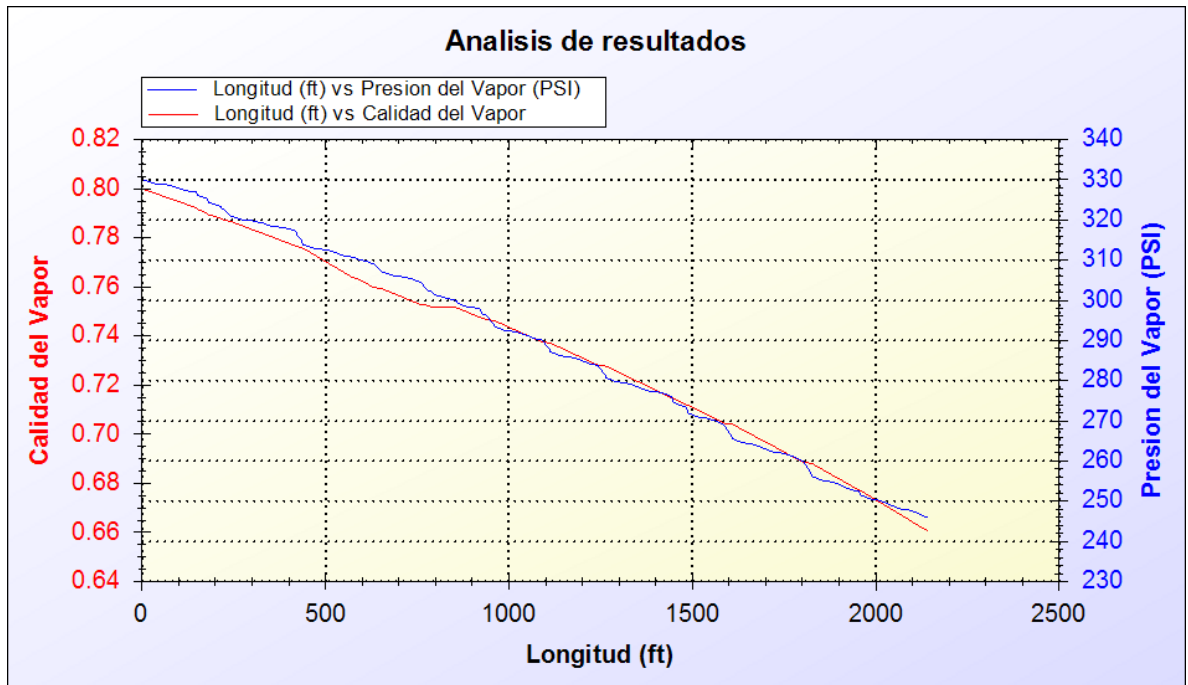
X= 0.660142 P= 245.682psi

- Cicchiti



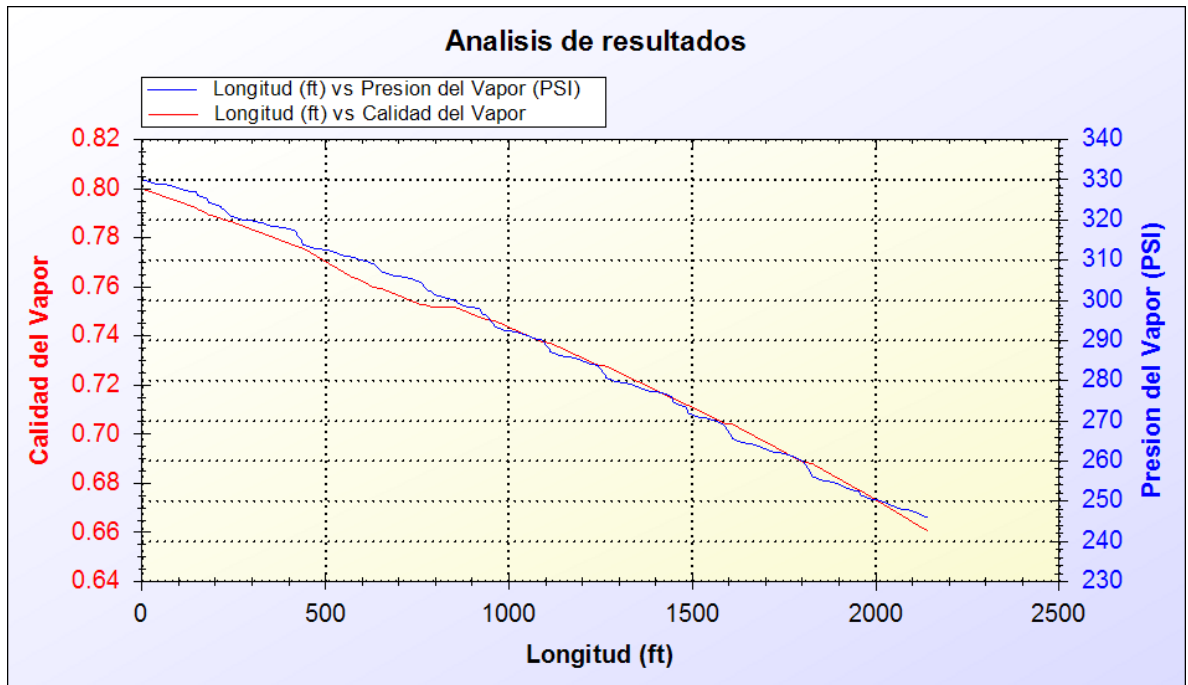
X= 0.660142 P= 245.682psi

- Dukler et al



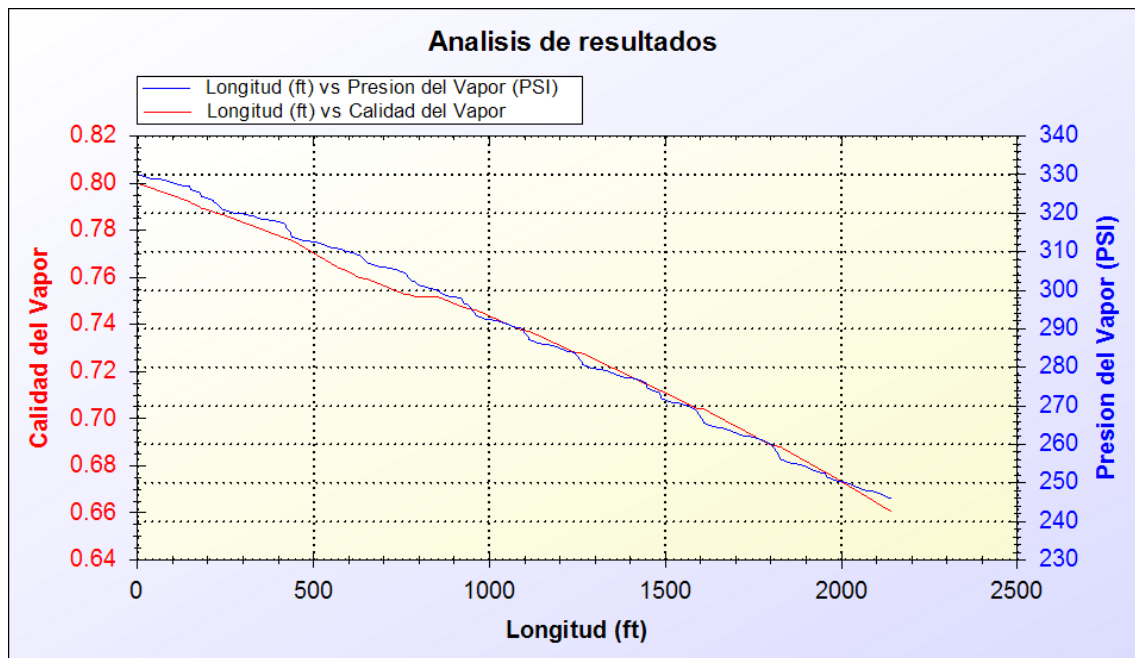
X= 0.660142 P= 245.682psi

- Lin



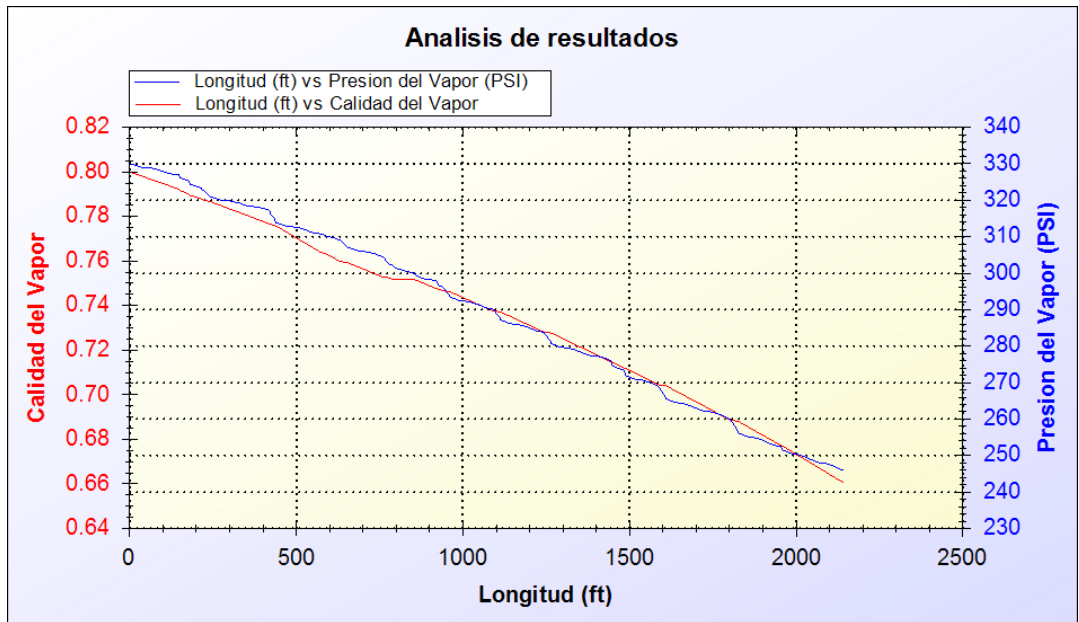
X= 0.660142 P= 245.682psi

- Mc Adams



X= 0.660142 P= 245.682psi

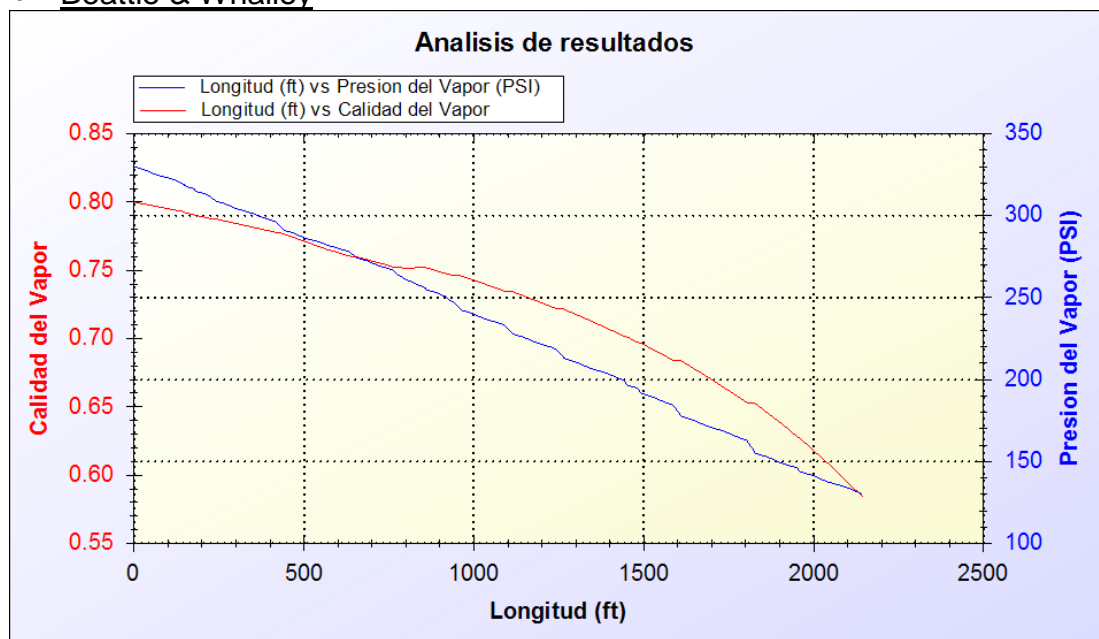
- Owens



X= 0.660142 P= 245.682psi

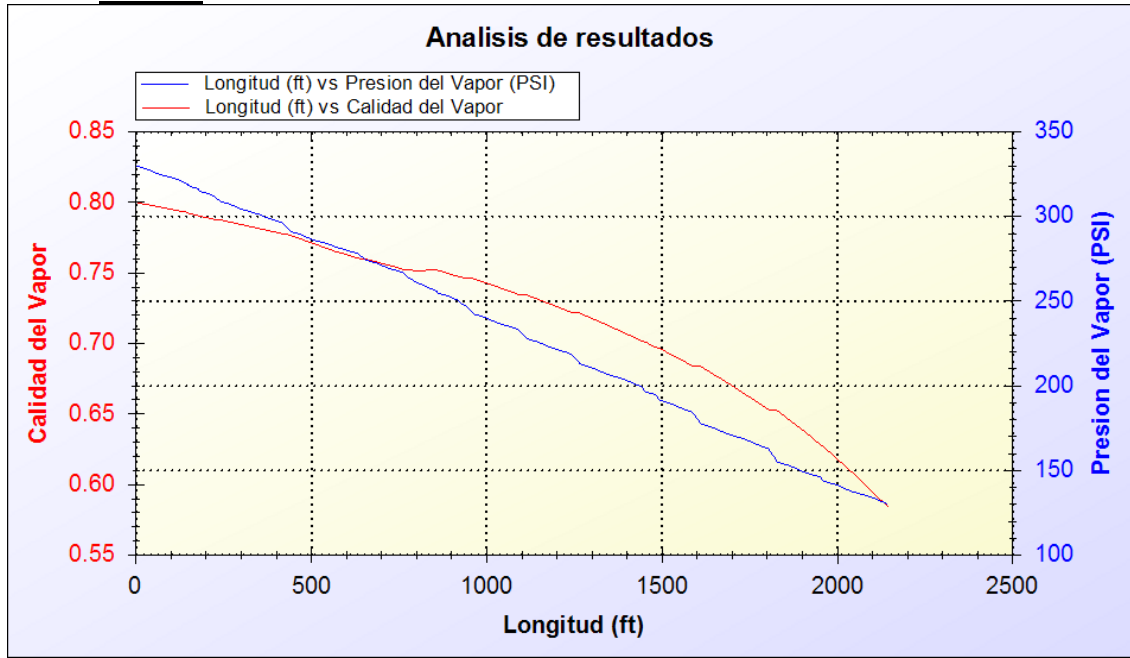
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Lockhart y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



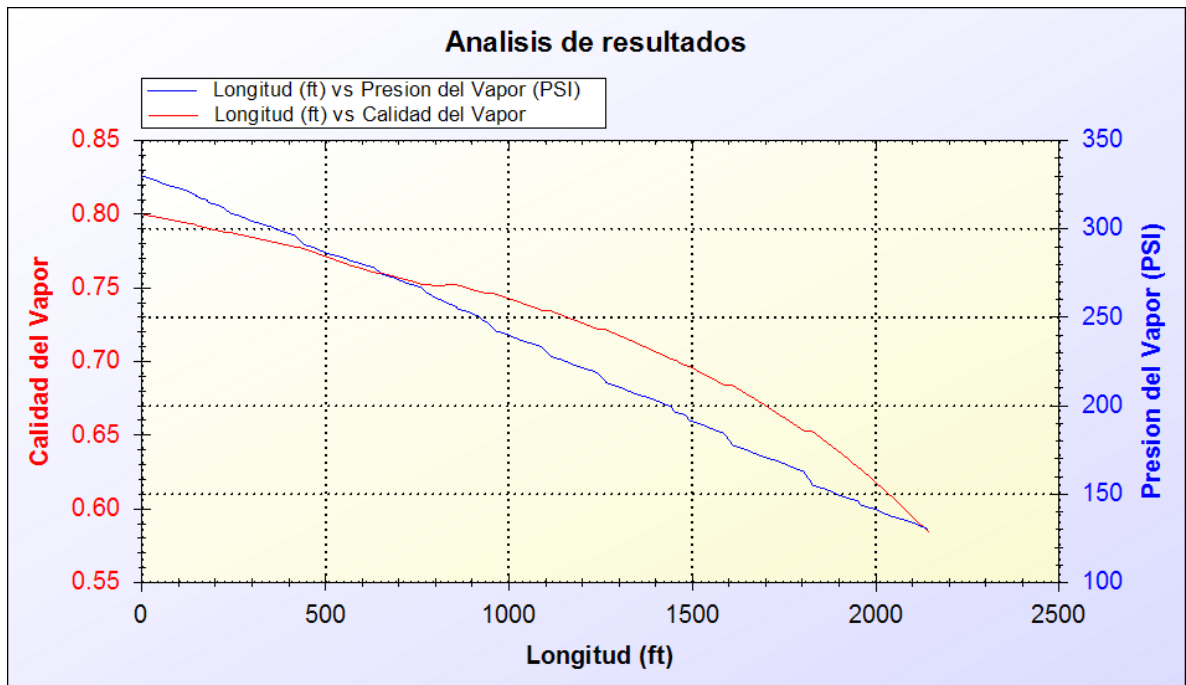
X= 0.583468 P= 130.164psi

- Cicchiti



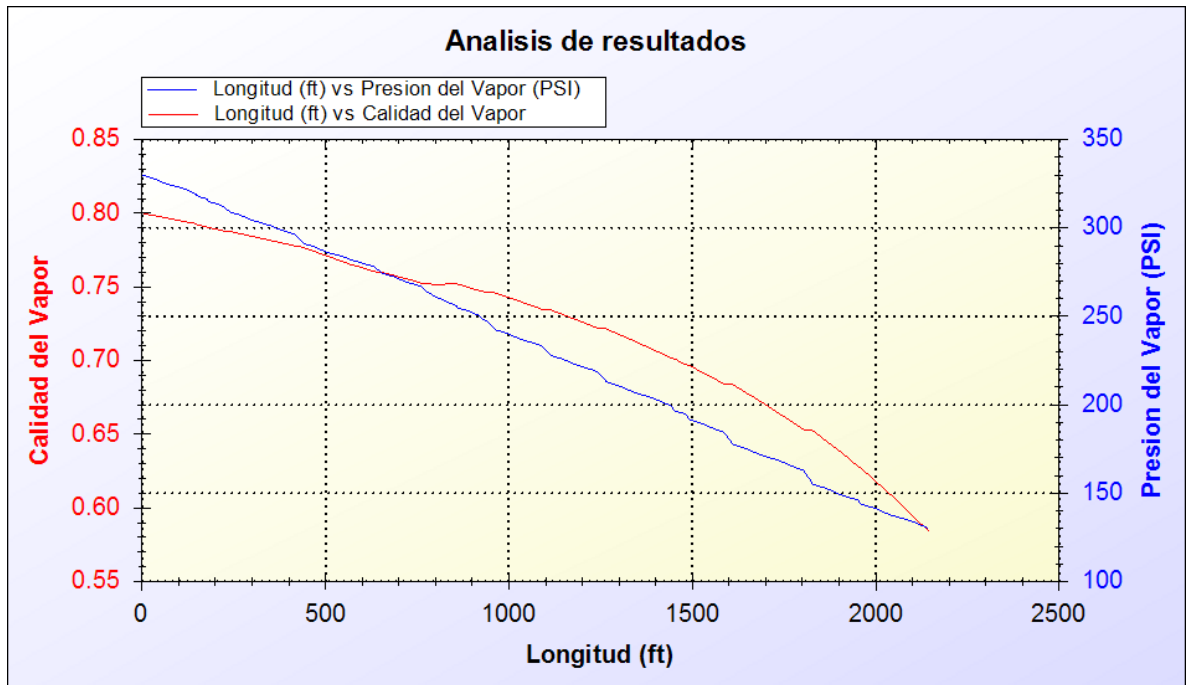
X= 0.583468 P= 130.164psi

- Dukler et al



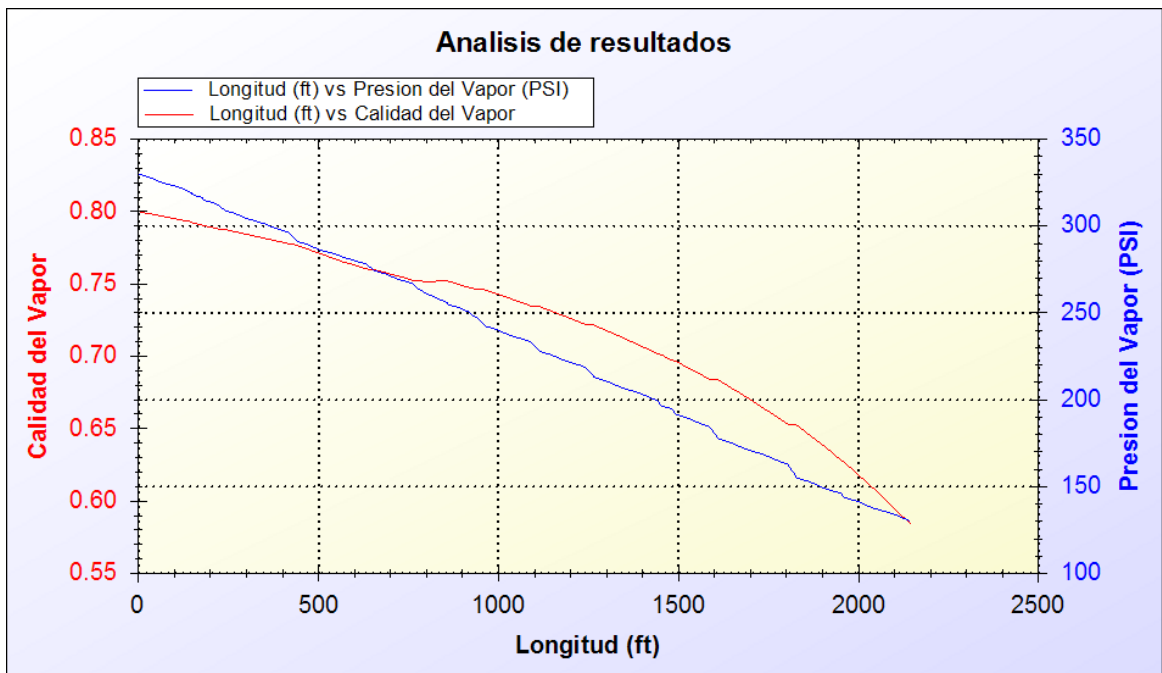
X= 0.583468 P= 130.164psi

- Lin



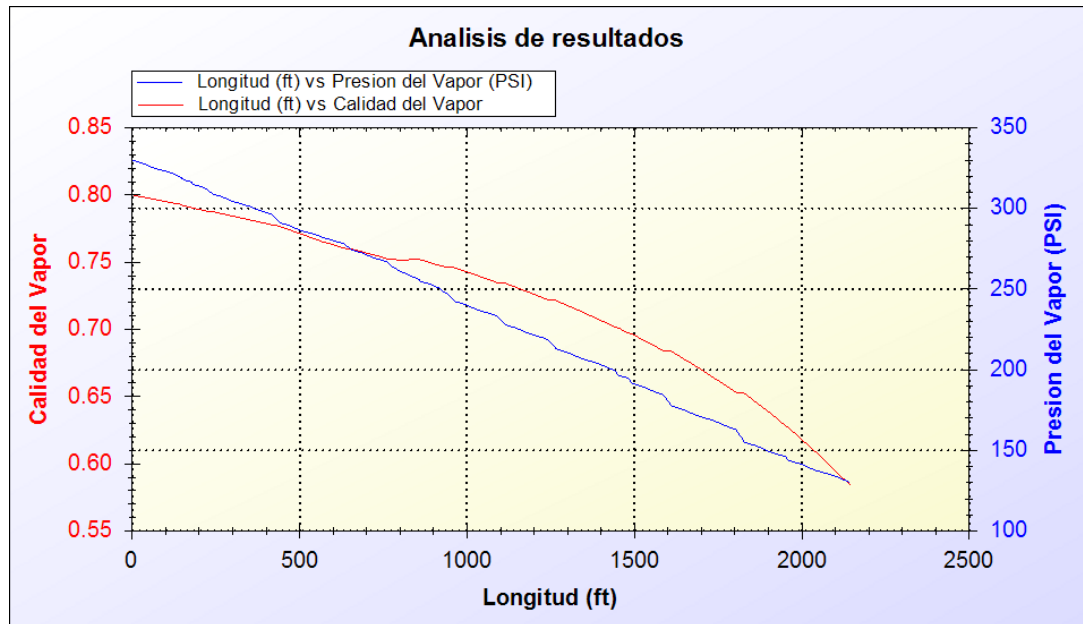
X= 0.583468 P= 130.164psi

- Mc Adams



X= 0.583468 P= 130.164psi

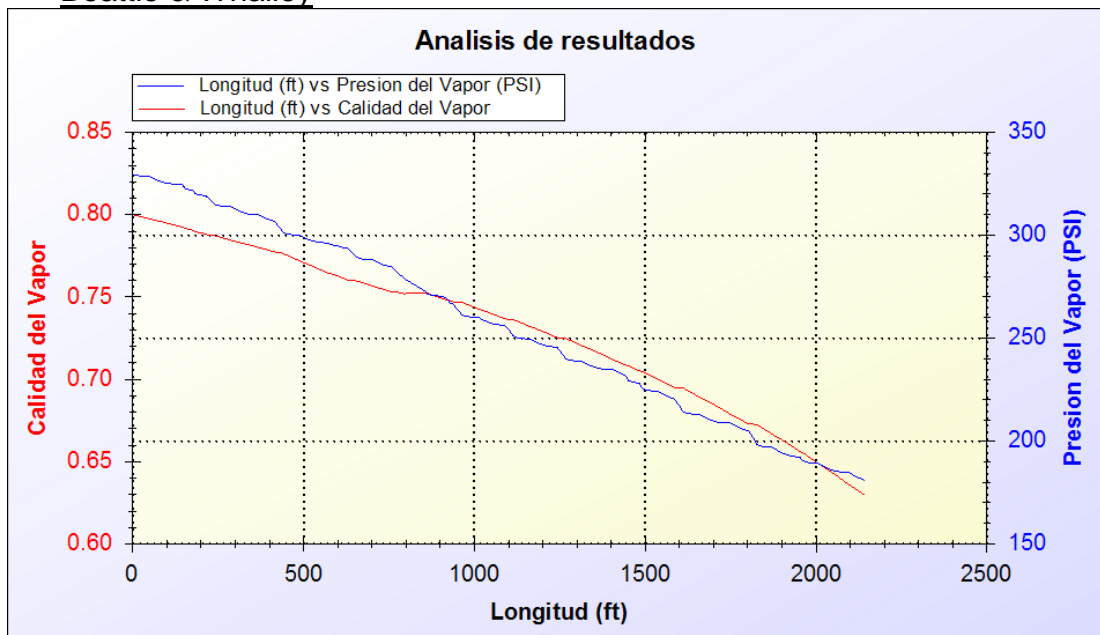
- Owens



X= 0.583468 P= 130.164psi

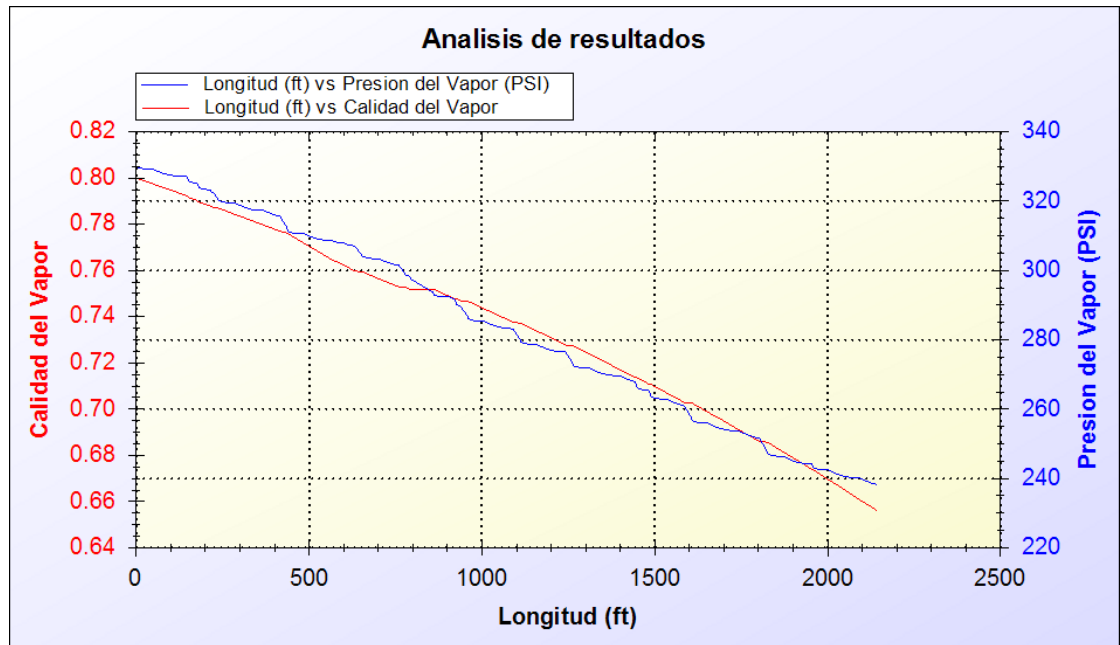
Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, caída de presión por Sami y fracción de hueco por Zivi.

- Beattie & Whalley



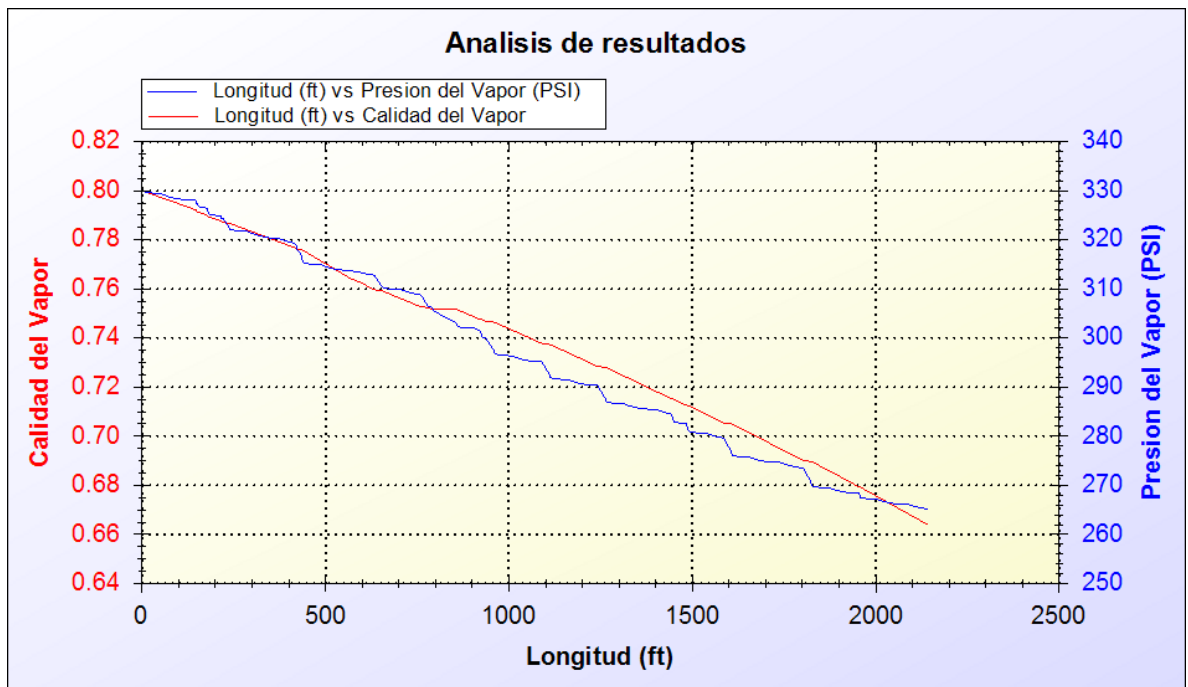
X= 0.628948 P= 180.907psi

- Cicchiti



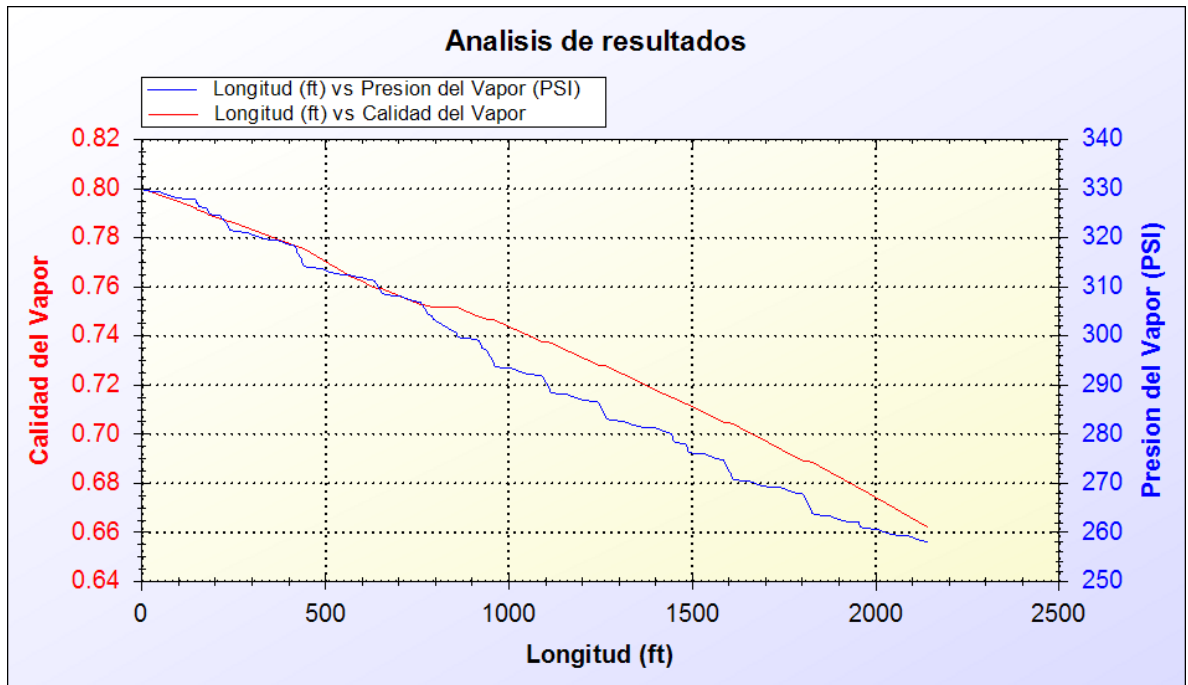
X=0.655719 P=238.238psi

- Dukler et al



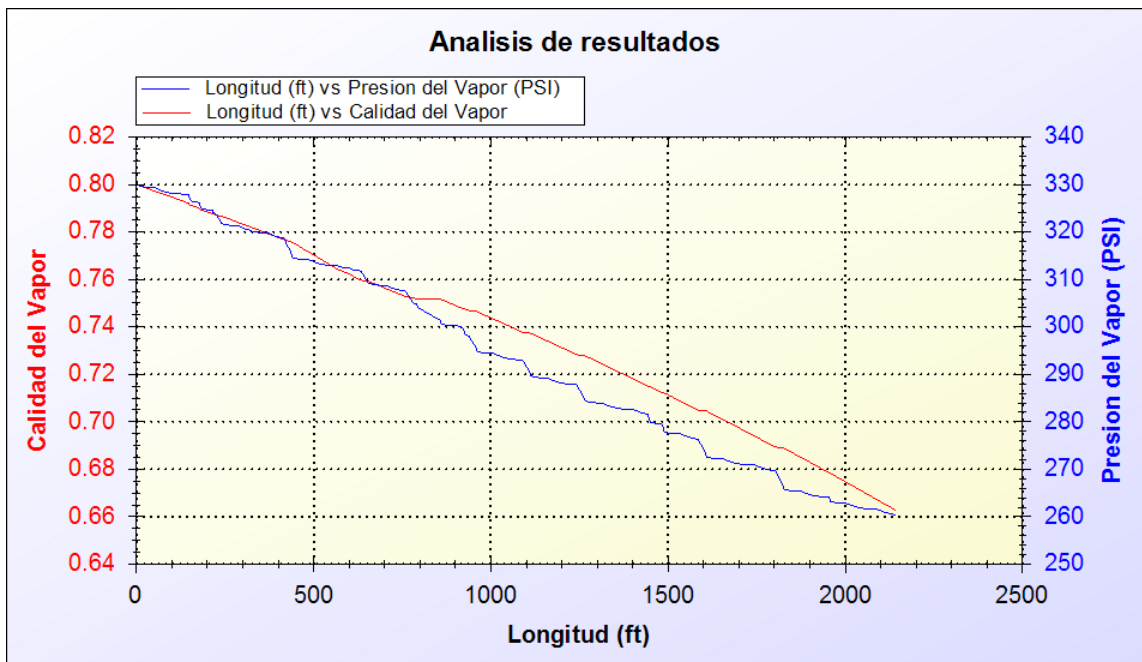
X= 0.663616 P=265.143psi

- Lin



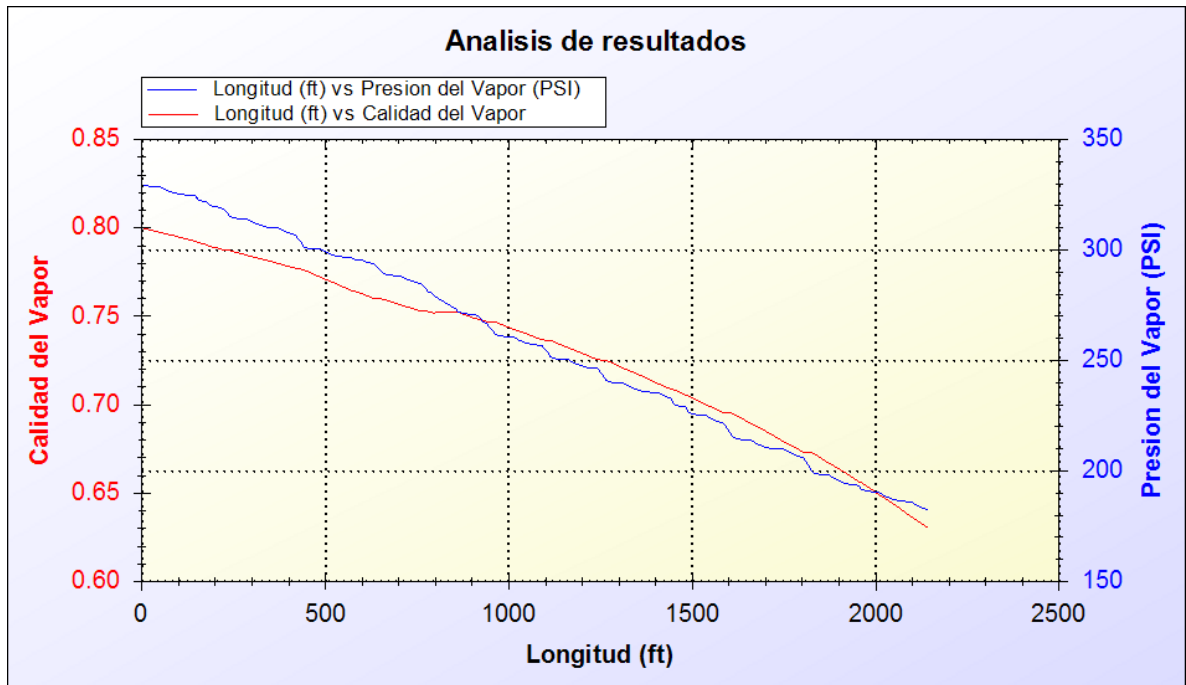
X=0.661718 P=258.022psi

- Mc Adams



X=0.662346 P=260.364psi

- Owens



X=0.629808 P=182.343psi

**POZO T150 A CONDICIONES DE INYECCIÓN DE 350PSI DE PRESIÓN 0.8 DE CALIDAD Y 70GPM.**

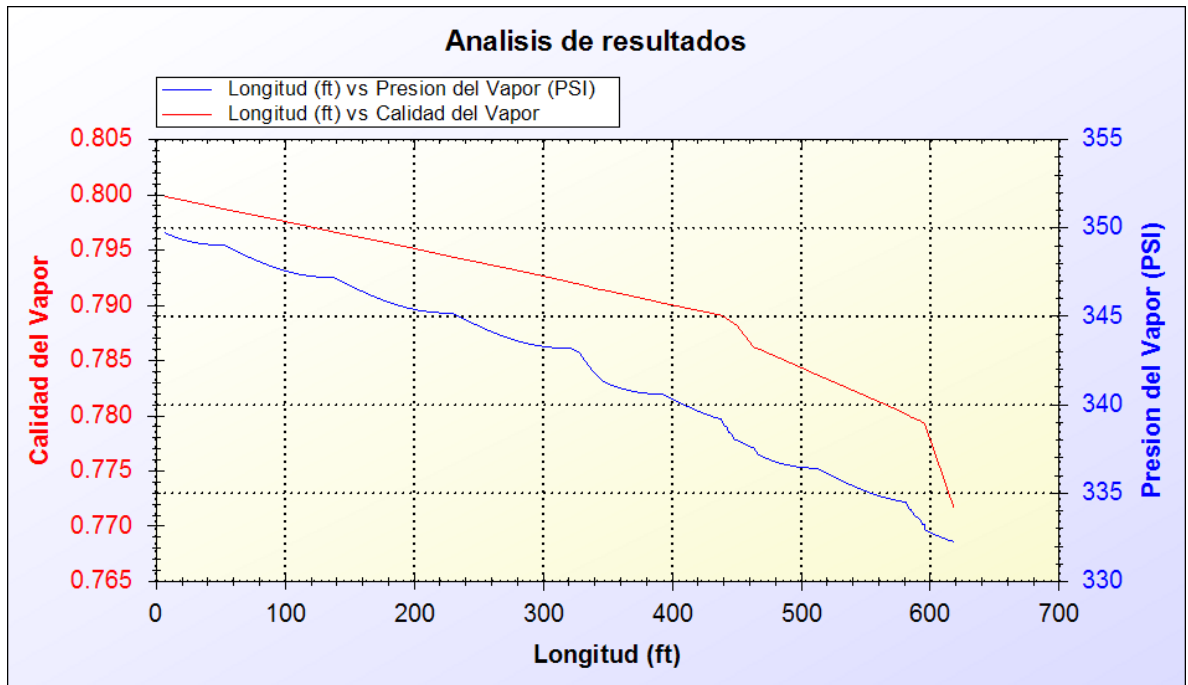
**a. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA CAÍDA DE PRESIÓN.**

Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, viscosidad por Owens y fracción de hueco por Zivi.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el pozo T0219 se calcula la caída de presión con la correlacion de Domanski y Friedel

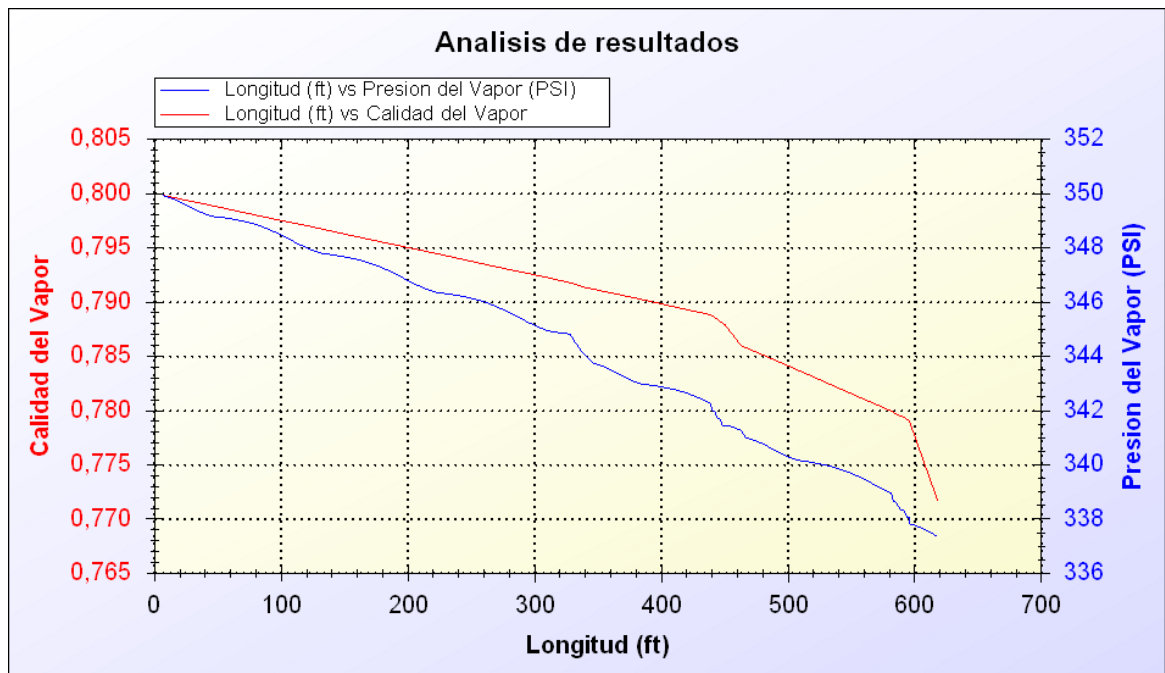
Posterior a cada cálculo de la caída de presión por la diferentes correlaciones y bajo las condiciones de inyección e infraestructura del pozo, se determina la presión y calidad al final de los 600ft (P,X) que corresponde a la distancia entre salida del generador de vapor y cabeza de pozo.

- Domanski



X= 0.771543 P= 332.25psi

- Friedel



X= 0.771495 P= 337.338psi

## POZO T150 A CONDICIONES DE INYECCIÓN DE 380PSI DE PRESIÓN 0.8 DE CALIDAD Y 70GPM.

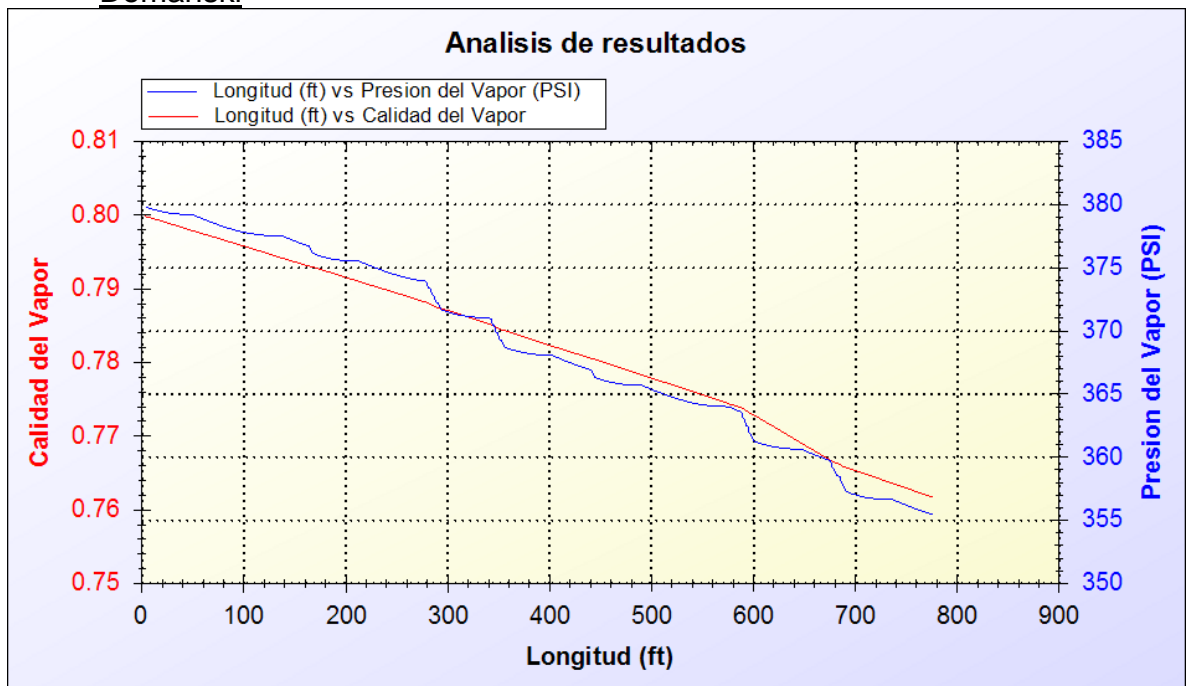
### a. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA CAÍDA DE PRESIÓN.

Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, viscosidad por Owens y fracción de hueco por Zivi.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el pozo T229 se calcula la caída de presión con la correlacion de Domanski y Friedel

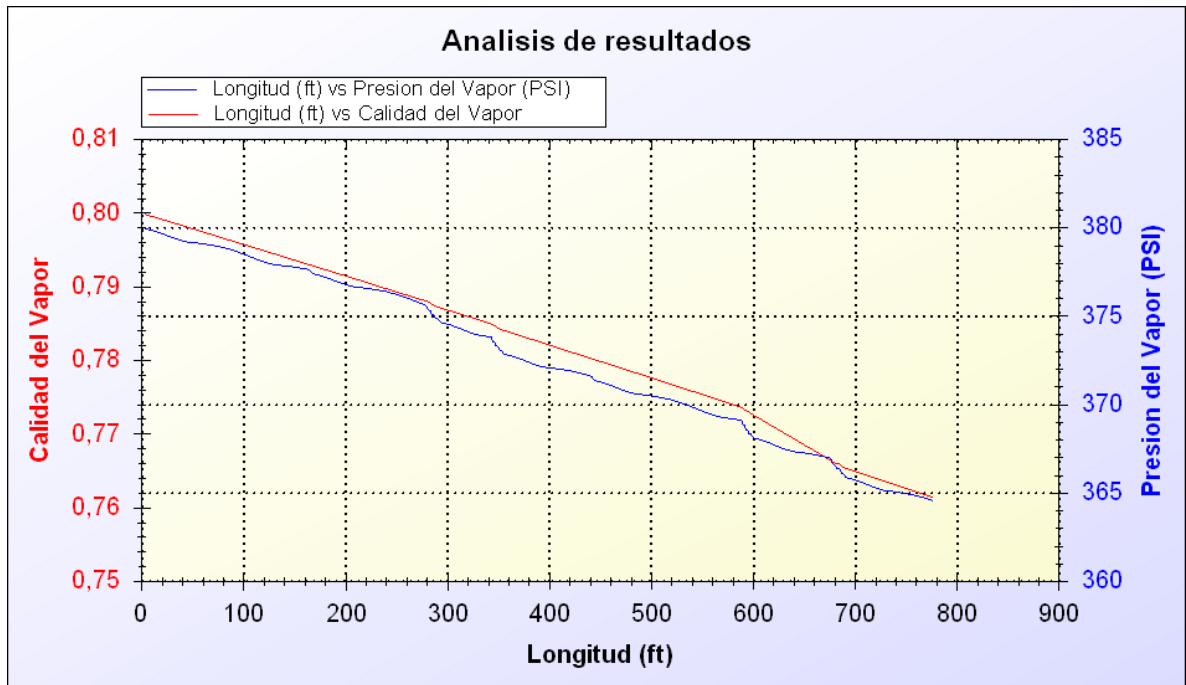
Posterior a cada cálculo de la caída de presión por la diferentes correlaciones y bajo las condiciones de inyección e infraestructura del pozo, se determina la presión y calidad al final de los 750ft (P,X) que corresponde a la distancia entre salida del generador de vapor y cabeza de pozo.

- Domanski



X= 0.761558 P= 355.387psi

- Friedel



X= 0.761258 P= 364.506psi

**POZO T150 A CONDICIONES DE INYECCIÓN DE 420PSI DE PRESIÓN 0.8 DE CALIDAD Y 70GPM.**

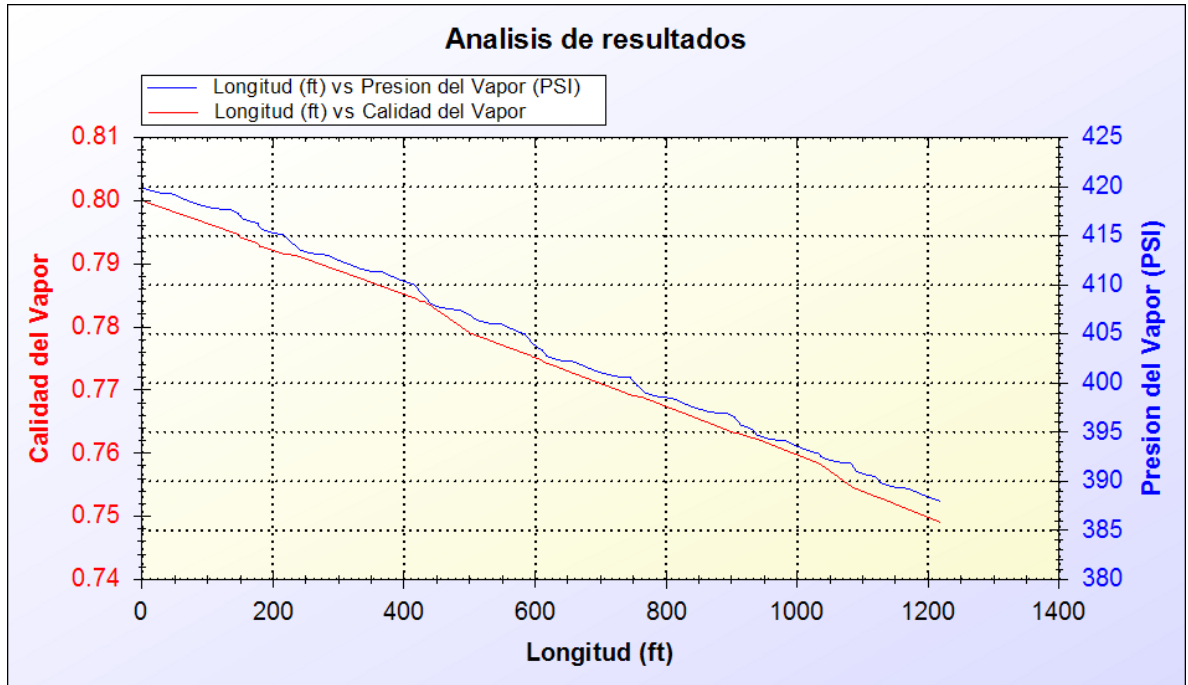
**A. ANÁLISIS DE CORRELACIONES PARA CAÍDA DE PRESIÓN.**

Manteniendo constante las correlaciones para calcular la transferencia de calor del vapor por Dobson Chato, transferencia de calor del aire por convección natural, viscosidad por Owens y fracción de hueco por Zivi.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el pozo T517 se calcula la caída de presión con la correlacion de Domanski y Friedel

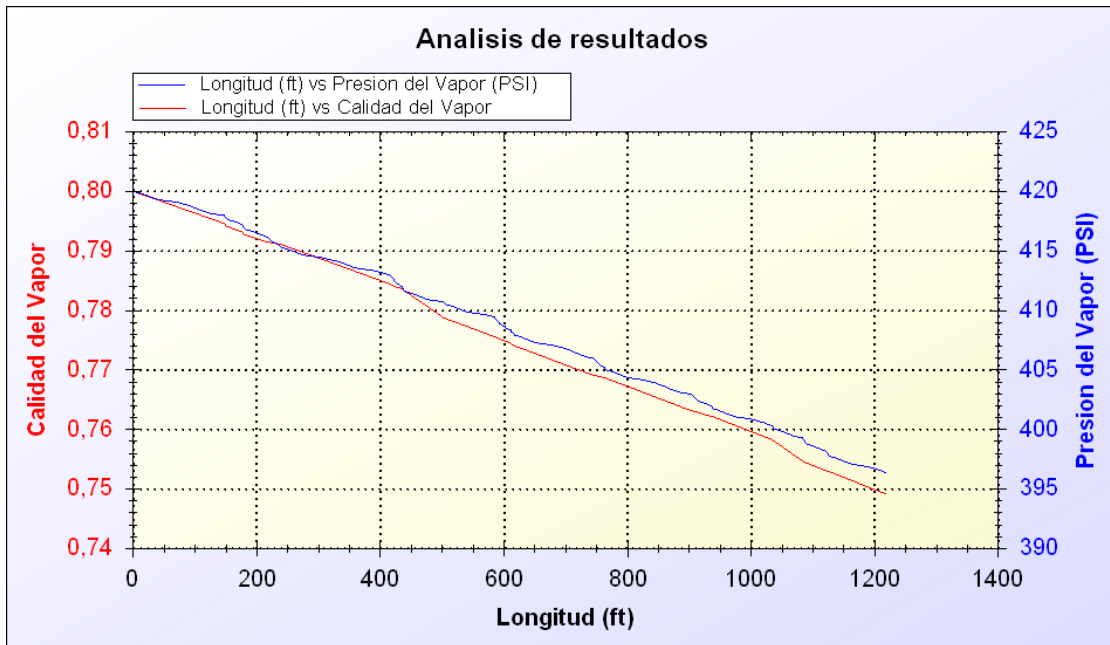
Posterior a cada cálculo de la caída de presión por la diferentes correlaciones y bajo las condiciones de inyección e infraestructura del pozo, se determina la presión y calidad al final de los 347.7ft (P,X) que corresponde a la distancia entre salida del generador de vapor y cabeza de pozo.

- Domanski



X=0.748922 P=387.944psi

- Friedel



X=0.749015 P=396.301psi