

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

**CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA**

**Proyecto técnico previo a la obtención del título de
INGENIEROS MECÁNICOS**

**TEMA:
ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE CAMBIO DE FASE DEL
REFRIGERANTE R600a DURANTE EL PROCESO DE EVAPORACIÓN EN
TUBOS HORIZONTALES**

**AUTORES:
RONNY SEBASTIÁN NOBOA SEVILLA
KEVIN ANDRÉS TOBAR ESTRELLA**

**TUTOR:
WILLIAM GIOVANNY QUITIAQUEZ SARZOSA**

Quito, julio del 2019

CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Ronny Sebastián Noboa Sevilla, con cédula de ciudadanía N° 1718789215 y Kevin Andrés Tobar Estrella, con cédula de ciudadanía N° 1722881784, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE CAMBIO DE FASE DEL REFRIGERANTE R600a DURANTE EL PROCESO DE EVAPORACIÓN EN TUBOS HORIZONTALES”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Ronny Sebastián Noboa Sevilla
C. I. 1718789215



Kevin Andrés Tobar Estrella
C. I. 1722881784

Quito, julio de 2019.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo, William Giovanni Quitiaquez Sarzosa, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación: “ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE CAMBIO DE FASE DEL REFRIGERANTE R600a DURANTE EL PROCESO DE EVAPORACIÓN EN TUBOS HORIZONTALES”, realizado por Ronny Sebastián Noboa Sevilla y Kevin Andrés Tobar Estrella, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, julio del 2019



William Giovanni Quitiaquez Sarzosa
C.I. 1721609764

DEDICATORIA

Dedicado, especialmente, a mis sobrinos Nicolás y Benjamín, que luchan por sus anhelos. Todo es posible con disciplina y esfuerzo. A mi abuela, Graciela, por su comprensión y apoyo. A mis hermanos Erick y Andrea por la ayuda en los momentos difíciles; por último, a mi madre Magali y a mi abuelo Rafael que desde el cielo me inspiran a ser mejor cada día.

Ronny

Dedico esta tesis a mis padres Vicente y Aida que siempre me apoyaron, incondicionalmente, en la parte cognitiva, material y emocional para poder llegar a ser un profesional; a mis hermanos Christian, John, Daniel; a mi abuelito Enrique y a los demás miembros de mi familia por el apoyo que siempre me brindaron, día a día, en el transcurso de cada año de mi carrera Universitaria.

Kevin

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana, profesores y directivos, por la formación personal y profesional, por los valores impartidos desde el primer día, en especial a las personas que conformaron la Carrera de Ingeniería Mecánica, en el Campus Kennedy, que con su esfuerzo lograron impulsar el desarrollo en nuestro país.

Al ingeniero William Quitiaquez, MSc., tutor de este Trabajo de Titulación, por la confianza depositada en nosotros para el desarrollo de este proyecto técnico. Le agradecemos por el tiempo dedicado y por los conocimientos compartidos durante la realización de esta investigación.

Ronny y Kevin

ÍNDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
NOMENCLATURA	xiv
RESUMEN.....	xvii
ABSTRACT	xviii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
MARCO TEÓRICO SOBRE MAPAS DE FLUJO Y PATRONES DE FLUJO EN TUBERÍAS HORIZONTALES.....	3
1.1. Revisión de la literatura.....	3
1.2. Flujo bifásico.....	8
1.3. Canales o tuberías en flujos bifásicos.....	9
1.3.1. Materiales de elaboración de la tubería.....	10
1.4. Patrones de flujo.....	11
- Flujo estratificado.....	13
- Flujo anular.....	13
- Flujo intermitente.....	13
- Tapón/slug (SL).....	14
- Tapón burbujeante (SLF).....	14

-	Burbuja dispersa (DB).....	14
-	Burbujeante (DBF).....	14
1.4.1.	Antecedentes relacionados con la investigación sobre los patrones de flujo bifásicos.	18
1.5.	Tipos de mapas de flujo.....	20
1.5.1.	Contribución histórica	21
1.5.2.	Mapa de patrón de flujo de Kattan, Thome y Favrat.....	23
1.5.3.	Mapa de patrón de flujo de Zürcher	24
1.5.4.	Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal	24
1.6.	Mapas de patrones de flujo en diferentes refrigerantes	27
1.6.1.	Mapa de patrón de flujo del refrigerante R134a a diferentes diámetros	27
1.6.2.	Mapa de refrigerante R600a con un diámetro de 8.25 mm.....	29
1.7.	Correlaciones.....	29
1.7.1.	Correlación de Baker.....	30
1.7.2.	Correlación de Govier y Omer	30
1.7.3.	Correlación de Mandhane.....	30
1.7.4.	Correlación de Taitel y Dukler.....	30
1.7.5.	Correlación de Beggs y Brill	31
1.8.	Ecuaciones de flujo de los fluidos.....	31
1.8.1.	Ecuación de continuidad	31
1.8.2.	Ecuación de cantidad de movimiento.....	31
1.8.3.	Ecuación de la energía.....	32
1.8.4.	Ecuación de Euler.....	32
1.8.5.	Ecuación de Navier Stokes.....	32
1.9.	Números adimensionales.....	33

1.9.1.	Número de Reynolds	33
1.9.2.	Número de Froude.....	33
1.9.3.	Número de Weber	33
1.10.	Algoritmos de solución.....	33
1.10.1.	Métodos utilizados para la discretización de las ecuaciones de flujo de los fluidos	33
1.10.2.	Método implícito tramo a tramo (Step by Step).....	34
1.10.3.	Método semi implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE)	35
1.10.4.	Método de volumen finito para problemas de difusión en MATLAB ...	36
CAPÍTULO II		39
COMPONENTES DE MAPAS Y PATRONES DE FLUJO EN TUBERÍAS HORIZONTALES		39
2.1.	Coeficiente de transferencia de calor	39
2.1.1.	Correlación de Steiner	39
2.1.2.	Coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva.....	40
2.1.3.	Coeficiente de transferencia de calor de ebullición nuclear.....	41
2.2.	Flujo de calor.....	42
2.3.	Carga térmica total suministrada.....	42
2.4.	Calidad de vapor.....	43
2.4.1.	Cambio en la calidad del vapor a través de la sección de prueba.....	43
2.5.	Mapa de patrones de flujo de Kattan-Thome-Favrat.....	43
2.6.	Mapa de patrón de Flujo de Steiner y Kind.....	49
2.6.1.	Determinación de las curvas de límite en el mapa de patrón de flujo	51
2.7.	Mapa de patrones de flujo de Thome y El Hajal	52
2.8.	Mapa de patrones de flujo de Wojtan, Ursenbacher y Thome	55

CAPÍTULO III.....	60
ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	60
3.1. Esquematización inicial.....	60
3.2. Resultados Gráficos obtenidos en la hoja de cálculo y EES	61
3.2.1. Mapa de patrones de flujo con recirculación del condensador.....	62
3.2.2. Mapa de patrones de flujo sin recirculación del condensador.....	69
3.3. Comparación de los tipos de recirculación.....	75
CONCLUSIONES	79
RECOMENDACIONES	80
REFERENCIAS	81
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Patrones y transición de flujos bifásicos	12
Figura 2. Patrones de flujo en tuberías horizontales	15
Figura 3. Ejemplo de mapa de patrón de flujo para una tubería horizontal	16
Figura 4. Regiones de transferencia de calor en evaporación convectiva	17
Figura 5. Fotografías del patrón de flujo R600a (a) flujo tapón (b) flujo ondulado estratificado (c) flujo de lodo (d) flujo anular	18
Figura 6. Mapa de los patrones de flujo de Hoohendoorn	19
Figura 7. Diagrama de Baker	20
Figura 8. Mapa de patrón de flujo de Kattan en comparación con Steiner para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm	23
Figura 9. Mapa de patrón de flujo de Zürcher en comparación con Kattan para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm	24
Figura 10. Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal en comparación con Zürcher para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm y una velocidad de masa $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$	25
Figura 11. Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm a tres velocidades de masa $G = 100, 200$ y $G = 300 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$	26
Figura 12. Datos del patrón de flujo de 15,3 mm del tubo de entrada	27
Figura 13. Datos del patrón de flujo de 12 mm del tubo de entrada	28
Figura 14. Datos del patrón de flujo de 8.7 mm del tubo de entrada	28
Figura 15. Comparación entre los patrones de flujo observados para el tubo liso	29
Figura 16. Nodos y malla para el método tramo a tramo (step by step)	35
Figura 17. Volumen de control de límites para la ecuación de continuidad	36
Figura 18 convención habitual de los métodos de CFD	37
Figura 19. Mapa de patrón de flujo de Kattan (1998) (líneas continuas) evaluado para el refrigerante R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm	44
Figura 20. Dimensiones geométricas del flujo	46
Figura 21. Ángulo estratificado en flujo bifásico	53

Figura 22. Mapa de patrón de flujo para R-22 a $T_{\text{sat}} = 5^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 13.84mm con $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ y $q = 2.1\text{kW/m}^2$	55
Figura 23. Mapa de patrón de flujo para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 13.84 mm con $G = 300 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ y $q = 7.5 \text{ kW/m}^2$	60
Figura 24. Distribución de ecuaciones para mapas de patrones de flujo para tubos horizontales Kattan-Thome—Favrat.....	61
Figura 25. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am.....	62
Figura 26. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am.....	62
Figura 27. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am	63
Figura 28. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 11.63^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am.....	63
Figura 29. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 11.63^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am	64
Figura 30. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 11.63^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am	64
Figura 31. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 5.7^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 491 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm	65
Figura 32. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 5.7^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 491 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm.....	65

Figura 33. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 5.7 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 491 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm.....	66
Figura 34. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 7.58 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 532 \text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm	66
Figura 35. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 7.58 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 532 \text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm.....	67
Figura 36. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 7.58 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 532 \text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm.....	67
Figura 37. Cambio de régimen a diferente flujo másico con recirculación	68
Figura 38. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 3.52 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am.....	69
Figura 39. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 3.52 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am.....	70
Figura 40. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 3.52 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am.....	70
Figura 41. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm.....	71
Figura 42. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm.....	71
Figura 43. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm	72

Figura 44. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm.....	72
Figura 45. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm.....	73
Figura 46. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^{\circ}\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm	73
Figura 47. Cambio de régimen a diferente flujo másico sin recirculación	74
Figura 48. Comparación patrones de flujo con recirculación (superior) versus sin recirculación (inferior) a 12:00 pm	76
Figura 49. Comparación coeficiente de transferencia de calor con recirculación (superior) versus sin recirculación (inferior) a 12:00 pm	77

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Esquema de clasificación de canales.....	9
Tabla 2. Conductividades térmicas de distintos materiales para elaboración de tubería.	10
Tabla 3. Conductividades térmicas de distintos materiales para revestimiento/aislamiento de tubería.....	11
Tabla 4. Cronología de la contribución histórica de varios autores y su aportación para el desarrollo de esta ciencia.	21
Tabla 5. Variables obtenidas experimentalmente del colector/evaporador.....	68
Tabla 6. Datos ideales para graficas estándar de patrones de flujo del colector/evaporador.	69

NOMENCLATURA

Latín

Símbolo	Descripción	Unidad
g	Aceleración de la gravedad	$[m \cdot s^{-2}]$
A	Área de la sección transversal	$[m^2]$
A_{vd}	Área de la sección transversal que ocupa la fase vapor	Adimensional
A_{Ld}	Área de la sección transversal que ocupa la fase líquida	Adimensional
C_p	Calor específico	
D	Diámetro interno del tubo	$[m]$
d_h	Diámetro hidráulico	$[m]$
h_{Ld}	Altura de líquido vertical	Adimensional
h_{vd}	Altura del vapor	Adimensional
k	Conductividad térmica	$[W/m \cdot C]$
We	Número de Weber líquido	Adimensional
G	Flujo de masa	$[kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$
Nu	Número de Nusselt	
P_{iD}	Interfaz líquida no dimensional – $[P_i/D]$	Adimensional
P	Presión	kPa
P_{sat}	Presión de saturación	kPa
p^*	Presión reducida	kPa
q	Flujo de calor	$[W \cdot m^{-2}]$
q_{crit}	Flujo de calor crítico	$[W \cdot m^{-2}]$
Re	Número de Reynolds	
x	Calidad de vapor	Adimensional
x	Coordenadas en la dirección del flujo horizontal	$[m]$
Q	Calor	$[J]$
$S-SW$	Transición entre flujo estratificado y estratificado-ondulado	Adimensional
$SW-I / A$	Transición entre flujo estratificado-ondulado e intermitente / anular	Adimensional

$I-A$	Transición entre flujo intermitente y anular	Adimensional
$A-M$	Transición entre flujo anular y de niebla	Adimensional
$I-B$	Transición entre flujo intermitente y burbujeante	Adimensional
Fr	Número de Froude	Adimensional
i	Entalpía	[J.kg ⁻¹]
h	Coefficiente de transferencia de calor	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_c	Coefficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
h_n	Coefficiente de transferencia de calor por ebullición nuclear	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor	[W]
\dot{m}	Razón de transferencia de masa	[kg.s ⁻¹]
h_{fg}	Calor latente de evaporación	[J.kg ⁻¹]
u_L	Velocidad principal de la fase líquida	[m/s]
u_V	Velocidad principal de la fase vapor	[m/s]

Griego

Símbolo	Descripción	Unidad
θ_{strat}	Ángulo estratificado	Radianes
ε	Fracción de vacío	Adimensional
μ_L	Viscosidad dinámica del líquido	[μPa·s]
μ_V	Viscosidad dinámica del vapor	[μPa·s]
σ	Tensión superficial	[N·m ⁻¹]
ρ_L	Densidad del líquido	[kg·m ⁻³]
ρ_V	Densidad del vapor	[kg·m ⁻³]
ξ	Factor de fricción	Adimensional
ε_m	Emisividad	Adimensional
Φ	Parámetro de escala	Adimensional

Símbolo	Descripción
<i>sat</i>	Temperatura de saturación
<i>L</i>	Propiedades correspondientes del líquido saturado
<i>V</i>	Propiedades correspondientes de vapor saturado
<i>rad</i>	Carga térmica de radiación
<i>conv</i>	Carga térmica de convección
<i>strat</i>	Flujo estratificado
<i>wavy</i>	Flujo ondulado
<i>dryout</i>	Flujo secado
<i>mist</i>	Flujo niebla
<i>bubbly</i>	Flujo burbuja
<i>int</i>	interior
<i>lim</i>	Límite

RESUMEN

Este proyecto está compuesto por tres capítulos; siendo el primero, la recopilación de información de investigaciones más recientes, junto al aprendizaje del mismo. Se definen los diferentes patrones de flujo. Estos delimitan regiones en el mapa de patrones de flujo por las cuales el fluido va a atravesar, al realizar el cambio de fase, en un proceso de evaporación. Se definen diferentes mapas de patrones de flujo de algunos autores destacados, para predecir los diversos regímenes de flujo bifásico en tubos horizontales, los cuales sirven para identificar los patrones de flujo durante el proceso de evaporación a diferentes velocidades de masa, flujos de calor y presión de saturación. Los principales componentes del mapa de patrón de flujo son velocidad de masa en el eje vertical y calidad de vapor en el eje horizontal.

En el capítulo dos se detallan las ecuaciones discretizadas por diferentes métodos de solución algebraico, realizadas por varios autores como Kattan, Steiner, Thome y Wojtan, entre otros; siendo estos los investigadores más significativos en el área de patrones de flujo durante el proceso de evaporación en tuberías horizontales partiendo de variables de calidad, temperatura y flujo de calor para obtener valores adimensionales de área periférica y transversal de la tubería, obteniendo así los límites de patrones de flujo de cada autor para su respectiva interpretación grafica delimitante.

En el último capítulo se exhiben los resultados obtenidos, utilizando la metodología que más patrones de flujo predice, la cual fue presentada por Wojtan. Se presentan los patrones de flujo obtenidos a partir de datos experimentales, una comparación con las gráficas obtenidas de otros refrigerantes y futuro mejoramiento de la máquina empleada para toma de datos, siendo el flujo de calor un dato bajo que se debe tomar en comparación a estudios previos.

Palabras clave: patrones de flujo, R600a, flujo bifásico, colector/evaporador, tubo horizontal.

ABSTRACT

The project contains three chapters, the first is the collection of information from more recent investigations, together with the learning of it, different flow patterns are defined, which delimit regions in flow patterns maps. Different flow pattern maps according some authors are defined on this chapter, in order to predict several two-phase flow regimes in horizontal tubes, which serve to identify the flow patterns during the evaporation process at different mass velocities, heat fluxes and pressure of saturation. Main components of the flow pattern map are mass velocity on the vertical axis and vapor quality on the horizontal axis.

Chapter two shows equations encountered by different methods of algebraic solution, made by several authors such as Kattan, Steiner, Thome and Wojtan, among others, which become the most significant researchers in the flow patterns map area, during the evaporation process in horizontal tubes. Starting from variables of quality, temperature and heat flux, in order to obtain dimensionless values of peripheral and transversal area of the pipeline, thus the limits of flow patterns of each author for their respective delimiting graphical interpretation are obtained.

In the last chapter, results are showed, using the most accuracy methodology to predicts the flow patterns maps, which was presented by Wojtan, the flow patterns obtained from experimental data are presented, a comparison with the graphs obtained from other refrigerants and future improvement of the machine used for data collection. Heat flux being a low data that should be realized, if it is going to be compared to previous studies.

Key words: Flow patterns, R600a, two-phase flow, collector / evaporator, horizontal tube.

INTRODUCCIÓN

El refrigerante R600a, también conocido como isobutano, es un refrigerante natural, adecuado para su uso en una variedad de aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado [1]. El uso de este tipo de refrigerante está aumentando debido a su bajo impacto ambiental y su excelente rendimiento termodinámico [2]. No es tóxico, presenta cero potenciales de agotamiento del ozono (ODP, Ozone depletion potential) y muy bajo potencial de calentamiento global (GWP, Global-warming potential).

El uso del refrigerante R600a, demuestra ser una alternativa adecuada a largo plazo en términos de sus excelentes prestaciones en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Mediante el análisis numérico del proceso de cambio de fase del refrigerante R600a, durante el proceso de evaporación en tubos horizontales, se pretende demostrar los diferentes patrones de flujo que se presentan al momento de la evaporación de este refrigerante.

Algunos de los equipos de aire acondicionado y cámaras de frío utilizan Hidroclorofluorocarbonos (HCFC), como el R22 con valores de 0.055 y 1500 de ODP y GWP, respectivamente, R12 con un ODP de 1 y GWP de 8100 [3] y algunos gases refrigerantes que resultan peligrosos al ser liberados a la atmósfera. Estos debilitan la capa de ozono que protege de la radiación UV. Se basa en los estudios de Mendoza [4], que impulsan la reducción de consumo energético mediante energías no renovables.

Con relación al estudio numérico del refrigerante, muchas de las veces se basa en simulaciones con software, más no con simulaciones numéricas. El propósito de esta investigación es demostrar el proceso de cambio de fase en el flujo circulante en un evaporador con tubos horizontales, de esta manera se puede brindar información que puede ser de aporte en futuras investigaciones y contribuir al desarrollo de nuevas tecnologías, a la vez optimizar la eficiencia de sistemas de refrigeración, contribuyendo a satisfacer la demanda energética y reduciendo los índices de contaminación en el Ecuador, el cual a nivel nacional, el número de investigaciones es bajo.

El objetivo general es analizar numéricamente el proceso de cambio de fase del refrigerante R600a durante el proceso de evaporación en tubos horizontales.

Los objetivos específicos son:

Estudiar la situación actual sobre el proceso de cambio de fase del refrigerante R600a utilizado como fluido de trabajo en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Determinar los patrones de flujo que se presentan en un colector/evaporador, componente de una bomba de calor asistida por energía solar utilizando como datos de entrada valores experimentales obtenidos previamente.

Comparar los resultados de investigaciones anteriores con los obtenidos en un prototipo experimental construido previamente.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO SOBRE MAPAS DE FLUJO Y PATRONES DE FLUJO EN TUBERÍAS HORIZONTALES

El refrigerante R600a es un hidrocarburo que tiene un bajo impacto ambiental debido a que no daña la capa de ozono, seguido de un bajo potencial de calentamiento global (GWP, Global-warming potential). En este capítulo se presentan conceptos específicos de lo que se evaluará en el proyecto, considerando que se analizará el cambio de fase del refrigerante a través de tubos horizontales en un colector-evaporador, componente de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar. Se presentarán definiciones de los diversos patrones de flujo que se obtienen al realizar un análisis al refrigerante, así como los diferentes algoritmos de solución y se enfocará en el algoritmo que mejor se adapte al estudio.

1.1. Revisión de la literatura

Según Ishii [5], una de las mayores dificultades en el modelado del flujo bifásico es determinar la geometría del flujo, contrariamente al flujo monofásico, el flujo bifásico no presenta distribuciones uniformes, lo anterior se debe a las relaciones existentes entre las transiciones que se presentan en los estados físicos de la materia las cuales son afectadas por los cambios de propiedades termo-físicas [6].

Los patrones de flujo en un fluido bifásico dependen de las propiedades físicas, las geometrías y el tamaño del canal, detallan la transición de líquido a vapor, la cual se desarrolla a lo largo de etapas intermedias de flujo de dos fases, de líquido monofásico a vapor monofásico [7]. Según los resultados reportados por Mao y Hibiki [8], generalmente se pueden observar cinco patrones de flujo en un fluido, los cuales son, flujo burbujeante, burbujeante de tapa, de rotación, burbujeante finamente dispersado y anular.

Para el refrigerante R134a durante la ebullición de flujo en un canal de 0,68 mm, los coeficientes de transferencia de calor se estudiaron en un rango de flujo de calor de 7.63 – 49.46 kW/m², el rango de flujo de masa estuvo entre 600 – 1400 kg/m²·s, y un rango de temperatura de saturación de 23 – 31 °C. Los resultados mostraron que hay seis diferentes

patrones de flujo que ocurren durante la ebullición de los refrigerantes R134a: flujo burbujeante, burbujeante-bala, bala, anular de garganta, de rotación y anular [9].

García [10] afirma que la discretización de las ecuaciones gobernantes es acoplada utilizando dos algoritmos diferentes: método implícito tramo a tramo (Step by Step Method) y método segregado implícito basado en corrección de presiones del tipo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations, por sus siglas en inglés). El método SIMPLE puede resolver fenómenos de flujo complejos.

La formulación matemática se basa en las ecuaciones de conservación de masa, momento lineal y energía para los fluidos y la ecuación de energía para los elementos sólidos. Para los fluidos, estas ecuaciones se integran sobre la base de mallas escalonadas. De esta manera, el dominio se divide en varios volúmenes de control [10].

En base a las mediciones dinámicas de la fracción de vacío descrito en [Int. J. Multiphase Flow 30 (2004) 125-137], la región ondulada estratificada se ha subdividido en tres subzonas: bala, bala / ondulada estratificada y ondulada estratificada [11].

Basado en el análisis de la evolución de la fracción de vacío como una función del tiempo, se han realizado varias modificaciones del mapa del patrón de flujo de Kattan para mejorar el modelo de predicción de transferencia de calor en el flujo ondulado estratificado y extender su aplicación a calidades de vapor por debajo de 0.15 [12].

Zürcher et al. [13], han propuesto un método más detallado para predecir transiciones del patrón de flujo teniendo en cuenta el entrelazado de la fracción de vacío en la transición de flujo y el patrón de flujo en la fracción vacía, lo que resulta en un mapa que es muy efectivo pero muy complejo de implementar.

En el método tramo a tramo (step by step method) la solución se logra al dividir el dominio en volúmenes relativamente pequeños, sobre las cuales se definen y aplican integrales.

Así se genera un sistema de ecuaciones lineales con un número de incógnitas igual al número de volúmenes [14].

Mendoza [15] define el método tramo a tramo (step by step method, en inglés), como un método sencillo y fácil de implementar, donde no se presentan cambios de geometría ni reflujo, los cuales son necesarios para el método SIMPLE.

Las condiciones de entrada: flujo másico (\dot{m}), presión (P) y temperatura (T) en casos de entrada de fluido en una sola fase o la fracción másica de vapor o calidad de vapor (x) en los casos de entrada de un fluido en dos fases, son las condiciones de contorno a la entrada para la resolución directa del método tramo a tramo (step by step method) [10].

Para el análisis de un flujo bifásico, se utilizan extensiones de las ecuaciones que existen para analizar un flujo en una sola fase, fundamentales para el algoritmo de solución SIMPLE, donde los elementos de un fluido en movimiento deben cumplir con el requisito de la conservación de masa y *momentum* o cantidad de movimiento [16].

Según Patankar [17], el acoplamiento entre el momento y la continuidad se resuelve mediante el método SIMPLE con base en presión semi-implícita, que es una técnica bastante robusta, aunque este método se ha utilizado comúnmente en el flujo de una sola fase, algunos problemas pueden aparecer a lo largo del proceso de convergencia en el caso de los flujos de dos fases. Es una consecuencia de un acoplamiento adicional generado en la interfaz, debido al término de las velocidades relativas en cada una de las ecuaciones de momento.

De acuerdo a Ribas [18], el algoritmo de resolución SIMPLE del sistema divide el intercambiador en un número entero de volúmenes de control, para cada uno se obtendrán un conjunto de ecuaciones algebraicas a partir de las ecuaciones gobernantes. Las variables de flujo en la sección de salida en cada volumen de control se obtienen resolviendo de manera iterativa las ecuaciones algebraicas a partir de las condiciones de contorno y los

valores conocidos en la sección de entrada. Cuando las variables de salida convergen, estas se toman como condiciones de entrada para el siguiente volumen de control.

El estudio de Xu y Fang [19] fue realizado utilizando 2622 puntos de datos experimentales de 15 refrigerantes, con un diámetro hidráulico de 0.81 a 19.1 mm; flujo de masa de 25.4 a 1150 kg·m²/s² y un flujo de calor de 0.6 a 150 kW·m². El cálculo de la caída de presión friccional en dos fases para la evaporación del flujo en tuberías es requerido en muchos campos. Se encuentra que la mejor correlación tiene una desviación media absoluta relativa (MARD, por sus siglas en inglés) del 28.5 %, mejorando, notablemente, la predicción de dos fases, caída de presión por fricción para el flujo de evaporación de la tubería, especialmente para microcanales.

Durante los últimos años se ha logrado reducir el margen de error de las correlaciones y modelos predictivos para el flujo bifásico, desde un 40 % hasta valores de alrededor de 25 %, gracias a la optimización de los modelos por medio de pruebas experimentales precisas, con mejores herramientas de control y monitoreo [20].

La predicción confiable de la caída de presión en el flujo de dos fases es un requisito previo importante para una optimización precisa de los sistemas térmicos. Debido a la complejidad de estos tipos de flujo, las relaciones empíricas o semi empíricas solamente tienen una fiabilidad limitada y las caídas de presión predichas utilizando métodos líderes (tales como Baker (1954), Taitel y Dukler (1976), Hashizume (1983) y Steiner (1993)) a menudo difieren en un 50 % o más [21].

Peyyla [22] indica que los flujos bifásicos surgen comúnmente en una variedad de aplicaciones físicas, de ingeniería e industriales, como la filtración, lubricación, proceso de pulverización, redes de gas natural y refrigeración del reactor nuclear, entre otros. El comportamiento hidrodinámico de flujos bifásicos como la caída de presión, la fracción de vacío o la distribución de velocidad varían de forma sistemática con los patrones de flujo observados, como en el caso del flujo monofásico, cuyo comportamiento depende de si el flujo está en el régimen laminar o turbulento.

En el estudio realizado por Mastrullo et al. [23], el flujo de masa se varió de 146 a 1504 kg/(m²·s) y las pruebas se realizaron a temperaturas de saturación de 24.7 a 75.5 °C. Con una nueva definición operativa de flujo de calor crítico, los resultados experimentales muestran que el flujo de calor crítico saturado (CHF, por sus siglas en inglés) se potencia fuertemente con mayor flujo de masa, mientras que solo está ligeramente influenciado por la temperatura de saturación. El efecto de L_h/D es una reducción de CHF a bajas velocidades de masa ($G < 500$ kg/m²·s), mientras que la tendencia se invierte para altas velocidades de masa.

Los resultados de la comparación muestran que la correlación de Callizo (2010) se ajusta mejor a toda la base de datos y también a los datos de bajo flujo másico (G), mientras que los métodos predictivos de Ong y Thome (2011) y Wojtan et al. (2006) funcionan mejor en flujos de masa altos [23].

Taitel y Dukler [24] proponen un mapa de patrón de flujo bifásico mejorado para la evaporación en tubos horizontales. En este trabajo, la transición estratificada a ondulada estratificada es similar al modelo propuesto con el uso del coeficiente de corrección definido por Steiner. Taitel y Dukler [24] definieron el valor de transición de una manera lógica que conduce a una fracción vacía de la altura del líquido en el tubo (hl) = 0.5, mientras que Steiner argumentó que la prueba experimental requería un valor menor de hl = 0.25. Debido al muy buen acuerdo con el amoníaco y la base de datos de HFC-134a. El valor de Steiner se ha adoptado en el nuevo mapa de flujo.

Una versión nueva y fácil de implementar es el mapa de patrón de flujo bifásico de Thome y El Hajal [13], se describe para la evaporación en tubos horizontales. El nuevo mapa predice datos de patrones de flujo para siete refrigerantes diferentes que cubren un amplio rango de velocidades de masa (10-500 kg/m²·s), calidades de vapor (0.01-0.99) y presiones de saturación (aproximadamente 0.1-0.9 MPa). El mapa es válido para flujos adiabáticos y diabáticos (evaporación).

Los modelos de correlación o empíricos se fundamentan en generar relaciones funcionales de datos experimentales en función de grupos adimensionales que controlan los mecanismos físicos del fenómeno en estudio [15].

De acuerdo a Yang *et al.* [25], el flujo de masa tiene poco efecto en la ebullición nucleada, por lo que el coeficiente de transferencia de calor es casi independiente del flujo de masa. El coeficiente de transferencia de calor aumenta, significativamente, con el flujo de masa. Además, este fenómeno se vuelve cada vez más notable en el flujo de calor elevado.

El efecto del flujo de calor en la transferencia de calor por ebullición nucleada es significativo. En la región de baja calidad de vapor, se activan más sitios de nucleación con el aumento del flujo de calor que conduce a la aceleración del crecimiento y la salida de las burbujas, y los comportamientos de las burbujas aumentan la ebullición nucleada. Se puede llegar a la conclusión de que la ebullición nucleada es más fuerte que la transferencia de calor por convección en baja calidad de vapor, mientras que en la región de alta calidad de vapor, la ebullición por nucleación es más débil que la transferencia de calor por convección [25].

1.2. Flujo bifásico

Los flujos bifásicos son fluidos que se encuentran en dos estados [15]. Pueden ser líquido-vapor, sólido-líquido, entre otros. En la presente investigación se va a enfatizar en el cambio de fase de líquido-vapor. La transferencia de calor en ebullición se caracteriza por un cambio de fase desde líquido a vapor, donde la temperatura es constante si lo es también la presión. Las formas básicas de ebullición pueden ser:

En piscina (Pool boiling), donde se sumerge una superficie calefactora en el seno de un líquido inactivo. En flujo (Flow boiling) que corresponde a una corriente de fluido, donde la superficie calefactora es usualmente la superficie de una tubería [15].

1.3. Canales o tuberías en flujos bifásicos

La selección del diámetro de una tubería para una situación específica de proceso resulta de un balance económico. Una tubería de gran diámetro requiere mayor inversión de dinero, pero a su vez abarata los costos de bombeo y viceversa. Los tramos cortos de tubería no proporcionan la misma posibilidad de balance económico [26].

A medida que el tamaño del canal de flujo varia, algunas de las correlaciones convencionales, ver subcapítulo 1.7, para el transporte de movimiento, calor y masa necesitan ser reevaluadas.

Las desviaciones de las correlaciones convencionales en la microescala surgen principalmente como el resultado de:

- a) Un cambio en los procesos fundamentales, tales como una desviación de la suposición del flujo de gas como un continuo, o la influencia incrementada de algunas fuerzas incrementadas, como la fuerza electrocinética, entre otros.
- b) Incertidumbre referente a la aplicabilidad de factores empíricos derivados de experimentos llevados a cabo a mayor escala, tales como los coeficientes de pérdida en entrada y salida de tuberías, entre otros.
- c) Incertidumbre en las mediciones a microescala, incluyendo dimensiones geométricas y parámetros operativos [15].

Los estudios de flujo bifásico, clasifican de forma general a los diferentes tipos de canales, de acuerdo con el diámetro interno de la tubería, al definir la macroescala para diámetros mayores a 3 mm, y dividir la microescala en varias subregiones [12].

Tabla 1. Esquema de clasificación de canales [15]

Tipo de Canal	Intervalo
Canales convencionales	$d > 3\text{mm}$
Minicanales	$3\text{ mm} \geq d > 200\ \mu\text{m}$
Microcanales	$200\ \mu\text{m} \geq d > 10\ \mu\text{m}$

Continuación Tabla 1

Transición de microcanales	$10 \mu\text{m} \geq d > 1 \mu\text{m}$
Transición a nanocanales	$10 \mu\text{m} \geq d > 0.1 \mu\text{m}$
Nanocanales	$0.1 \mu\text{m} \geq d$

1.3.1. Materiales de elaboración de la tubería

Es de gran importancia considerar las diferentes conductividades térmicas presentadas por los materiales de elaboración de las tuberías, y sus recubrimientos o aislamientos.

En la Tabla 2 y Tabla 3 se ofrecen algunas conductividades térmicas según Valle [27].

Tabla 2. Conductividades térmicas de distintos materiales para elaboración de tubería [27]

Material de Elaboración de la Tubería	[W/m·K]
Acero	26
Hierro Dúctil	26-30
Aluminio	115.53
Cobre	219.56
Polietileno de alta densidad	0.2080
PVC	0.10978
Concreto	0.491-0.99
Fibra de vidrio	0.10169

Tabla 3. Conductividades térmicas de distintos materiales para revestimiento/aislamiento de tubería [27]

Material recubrimiento/aislante	[W/m·K]
Asfalto	9.8224×10^{-2}
Cemento	0.60668
Concreto	$5.7779 \times 10^{-2} - 0.34667$
Fusión Epoxi	0.14503
Fibra de vidrio	2.3112×10^{-2}
Poliestireno	9.0713×10^{-2}
Espuma de Poliestireno	$1.675 \times 10^{-2} - 2.0223 \times 10^{-2}$
PVC	0.10978
Espuma PVC	2.3112×10^{-2}

1.4. Patrones de flujo

En flujo bifásico (líquido/vapor), las interacciones entre la fase líquida y vapor, por estar influenciadas por sus propiedades físicas: caudales de flujo, tamaño, rugosidad y orientación de la tubería, causan varios tipos de regímenes de flujo llamados patrones de flujo. En un determinado punto en una línea, solamente existe un tipo de flujo en cualquier tiempo dado. Sin embargo, como las condiciones de flujo cambian, el régimen de flujo puede cambiar de un tipo a otro [28].

Los patrones de flujo bifásico en tubos horizontales son similares a los de los flujos verticales, pero la distribución del líquido está influenciada por la gravedad que actúa para estratificar el líquido en el fondo del tubo y el vapor en la parte superior [29].

Los patrones de flujo, para el flujo de vapor y líquido en paralelo en un tubo horizontal, se pueden diferenciar, pero se puede obtener patrones de flujo similares en todos los casos.

De acuerdo a Domitilo [30], existen, principalmente, 5 tipos de patrones de flujo, los cuales pueden observarse en la Figura 1; también se ilustra ampliamente la transición que hay entre ellos, adquieren diversas configuraciones que son enmarañadas y difíciles de

clasificar. Originalmente los patrones de flujo se definen de acuerdo a la aproximación de la geometría interfacial y a los mecanismos que dominan la caída de presión, así como la transferencia de calor y de masa.

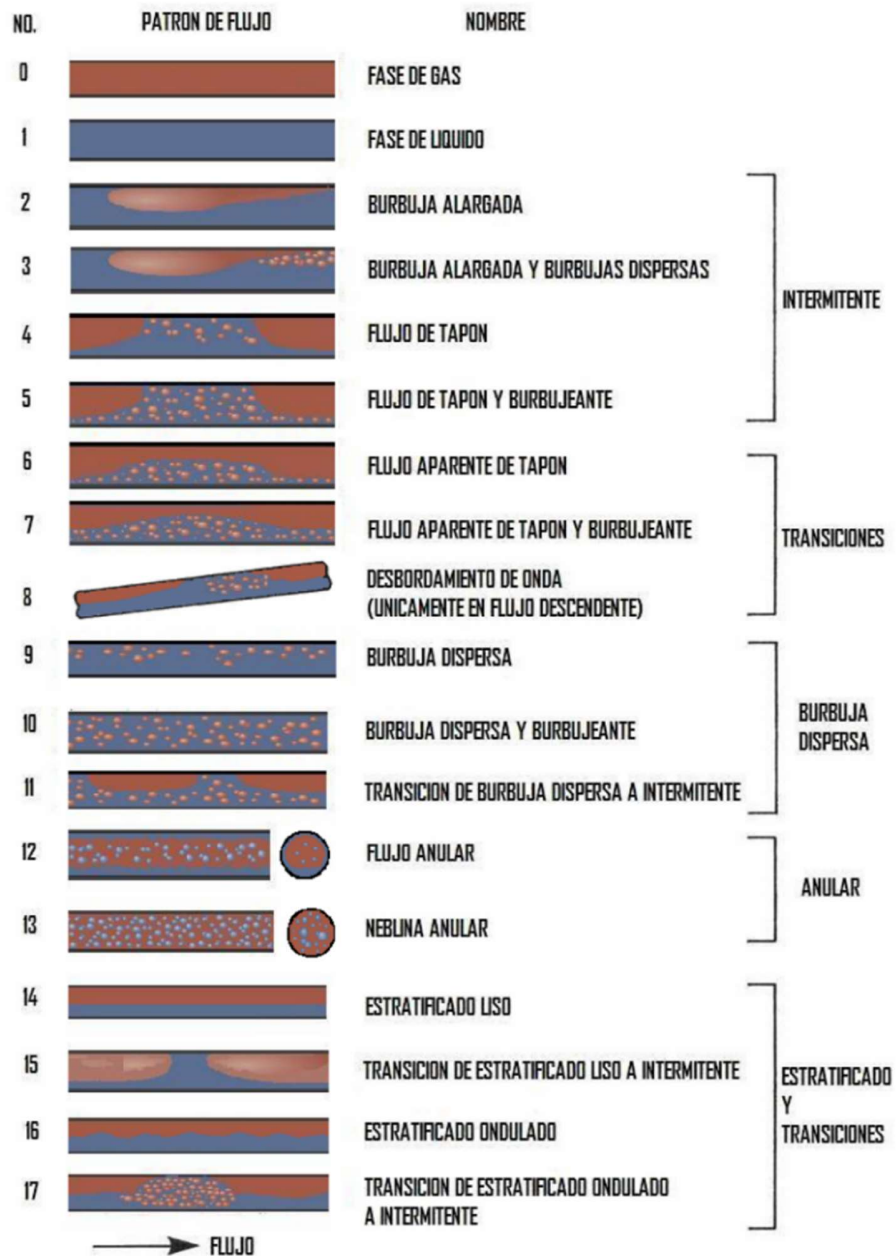


Figura 1. Patrones y transición de flujos bifásicos [30]

- **Flujo estratificado.** En este régimen de flujo, el líquido se mueve en la parte baja del tubo con el vapor revolviéndose en la parte superior sin mezclarse entre las dos fases. La interface es lisa y el régimen de flujo se llama estratificado liso, a velocidades bajas de vapor y de líquido [31]. Con un aumento en el caudal de vapor, la interface llega a ser ondulada y el régimen de flujo se llama estratificado ondulado. La interface tiene este aspecto debido a la ondulación en la superficie líquida, la cual viaja en la dirección del flujo [30].
- **Flujo anular.** Ocurre a caudales altos de vapor, donde las fuerzas superficiales prevalecen sobre las fuerzas gravitacionales. Esto se debe a que el líquido forma una capa delgada alrededor de la pared del tubo [2]. Cuando el caudal del vapor es limitadamente bajo, la mayoría de este líquido viaja a lo largo de la parte inferior del tubo, a caudales más altos de vapor, mínimas gotas de líquido se desprenden de la capa y se disipan dentro de la fase de vapor formando el fenómeno de atomización [32].
- **Flujo intermitente.** Este régimen está formado por tapones del líquido y grandes burbujas de gas que son, frecuentemente, mucho más largas que el diámetro del tubo. Los tapones del líquido se mueven a una frecuencia media que depende de las velocidades superficiales de líquido y del gas [30].
- **Burbuja alargada (EB).** Este régimen es un caso de limitación del flujo intermitente, los tapones líquidos se encuentran libres de burbujas como se muestra en la Figura 1. El flujo de líquido debajo de la burbuja es similar al flujo bifásico estratificado liso, mientras que el flujo en el tapón líquido es laminar básicamente, la parte posterior de la burbuja puede llegar a desprenderse del cuerpo principal de la burbuja y es recogida por la siguiente burbuja [15].
- **Burbuja alargada con burbujas dispersas (EDB).** Al aumentar la velocidad de la mezcla, las burbujas dispersas empiezan a aparecer en el borde principal del tapón como se puede observar en la Figura 1. Aparece una pequeña zona de mezcla

turbulenta en la parte frontal del tapón, donde se generan las burbujas dispersas [30].

- **Tapón/slug (SL).** Es la continuación del régimen EDB con una fracción de volumen de vapor en el tapón líquido superior al 10 %; es decir, cuando la fracción de volumen de gas en el tapón es del 10 %, ocurre la transición del flujo EDB al flujo SL [8]. El nivel de turbulencia en el tapón aumenta y la capa líquida debajo de la burbuja de gas exhibe una interface semejante al flujo estratificado ondulado con pequeñas burbujas dispersas [10].
- **Tapón burbujeante (SLF).** En este patrón de flujo, a altos caudales de gas y líquido, se observa que el líquido del tapón y la capa son burbujeantes debido a la turbulencia [32]. El líquido en el tapón tiene similares características al régimen de flujo burbujeante, no obstante, la transición del flujo de SL a SLF ocurre a una $V_m = 4-5 \text{ m}\cdot\text{s}$ con una fracción volumétrica de gas en el tapón $\approx 30 \%$ [30].
- **Burbuja dispersa (DB).** En este régimen, relativamente a bajos caudales de gas las burbujas están situadas cerca de la parte alta del tubo debido a la flotabilidad, pero a altos caudales de gas las burbujas se dispersan uniformemente, además la fase de gas se encuentra dispersa en pequeñas burbujas en una fase continua líquida. [13].
- **Burbujeante (DBF).** Este patrón de flujo se lo puede observar a altos caudales de gas y de líquido, al mezclarse entre ellos, es imposible detectar cual es la fase dispersa, este régimen de flujo es referido como flujo agitado (churn) y también se asocia con altas caídas de presión para muchos observadores [30].

Según Steiner [33], en tubos horizontales y ligeramente inclinados y bajo ciertas condiciones de flujo, la estratificación de dos fases se produce debido a la gravedad. Los patrones de flujo para tubos horizontales y ligeramente inclinados (ángulo de inclinación con respecto a la horizontal $\Theta = \pm 10^\circ$ como máximo) se bosquejan en la Figura 2. Por razones hidráulicas, solo parte de la pared calentada se humedece en forma estratificada, ondulada y lodo. Dado que la humectación incompleta ejerce un efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor, es esencial conocer el patrón de flujo. En consecuencia, el mapa de patrón de flujo reproducido en la Figura 3 se aplica a líquidos con puntos de ebullición bajos y medios.

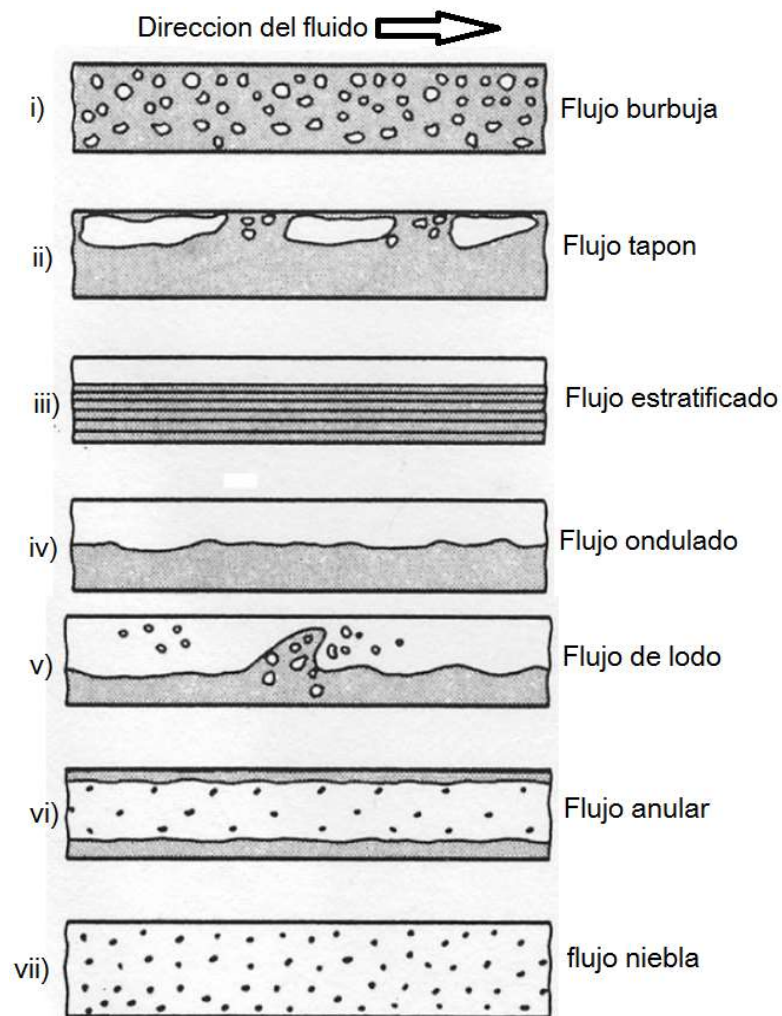


Figura 2. Patrones de flujo en tuberías horizontales [33]

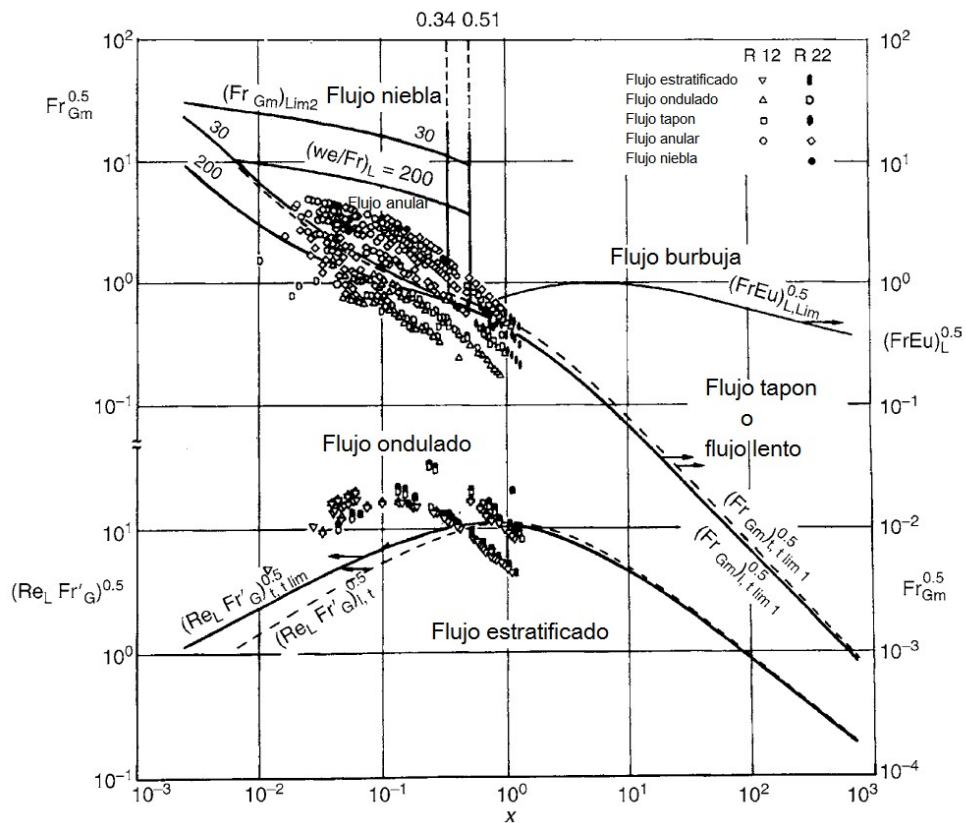


Figura 3. Ejemplo de mapa de patrón de flujo para una tubería horizontal [33]

Según Mendoza [15], los patrones de flujo se muestran como en la Figura 4 y se clasifican de la siguiente manera:

La **región A** corresponde a la transferencia de calor en una fase para líquido; la **región B** se relaciona con el inicio de la formación de vapor en la presencia de líquido subenfriado, mecanismo de transferencia de calor conocido como ebullición nucleada subenfriada, en la cual la temperatura de la pared permanece esencialmente constante a unos cuantos grados por encima de la temperatura de saturación, mientras que la temperatura global del fluido se incrementa hasta la temperatura de saturación [34]. La transición hacia la **región C** (ebullición nucleada saturada), está definida desde el punto de vista de la termodinámica, al alcanzarse la temperatura de saturación a la presión local. Las burbujas de vapor que se forman en la pared se separan de ésta creando el flujo en burbujas; con la producción de más vapor, la cantidad de burbujas se incrementa, y su coalescencia origina el flujo tipo bala (**región D**), para posteriormente pasar a flujo anular (**región E**). Cerca a

este punto la formación de vapor en las paredes puede cesar, y la posterior formación de vapor será resultado de la evaporación en la interfase líquido-vapor. El incremento de velocidad en el núcleo de vapor causará la formación de gotas líquidas (**región F**). Debido a que la nucleación es completamente suprimida, el proceso de transferencia de calor se realiza por convección forzada y evaporación [35]. La reducción de la película de líquido causa el flujo de secado de pared, lo cual conlleva a un súbito aumento de la temperatura de la pared cuando este fenómeno se completa. Las gotas continúan en el medio del vapor, lo que corresponde al régimen de flujo niebla (**región G**); estas gotas se evaporan lentamente hasta alcanzar la fase de vapor sobrecalentado, con lo que la transferencia de calor se presenta solamente en una fase (**región H**) [15].

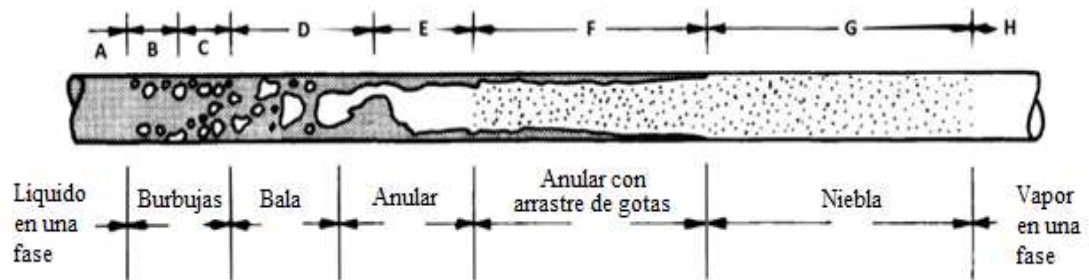


Figura 4. Regiones de transferencia de calor en evaporación convectiva [15]

Se debe considerar que los regímenes de flujos y los procesos de transición entre estos son dependientes de la geometría y la inclinación del canal de flujo y es sensible a las propiedades de ambas fases. Además, estos patrones de flujo no representan un panorama absoluto de todas las posibles configuraciones de flujo; sin embargo, los mapas de flujos basados en estos regímenes básicos han alcanzado alta aceptación con el tiempo [36]. Finalmente, durante un proceso de evaporación no necesariamente se atraviesan todos los patrones de flujo, pues las condiciones para cada uno de ellos son diferentes.

Según Yang [25], los patrones de flujo se muestran como en la Figura 5 y se clasifican de la siguiente manera:

El **flujo tapón** presenta burbujas alargadas que tiende a viajar en la mitad superior de la tubería y se produce en calidades de bajo vapor. A medida que aumenta la calidad del

vapor, las dos fases fluyen por separado con una interfaz relativamente suave y la interfaz es perturbado por las ondas que viajan en la dirección del flujo que resulta en **flujo estratificado-ondulado**. Este patrón solo ocurre con poco líquido y velocidades de vapor. Mientras que un aumento adicional en la velocidad de vapor hace que las ondas en la interfaz sean recogidas para formar una babosa espumosa que se propaga a lo largo del canal a una alta velocidad. La superficie superior del tubo detrás de la onda está humedecida por una película residual que drena hacia la mayor parte del líquido. Este comportamiento es capturado e identificado como el **flujo de lodo**. Como un gran aumento en la calidad del vapor, una velocidad de vapor aún mayor resultará en la formación de un núcleo de gas con una película líquida alrededor de la periferia de la tubería y se llama a este patrón de flujo como **flujo anular**.

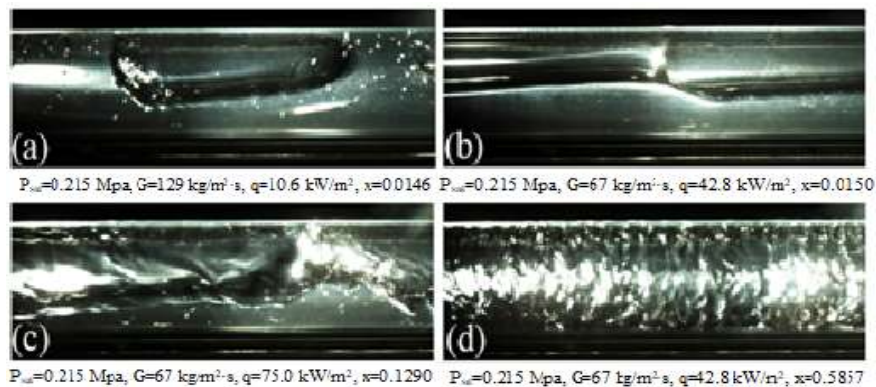


Figura 5. Fotografías del patrón de flujo R600a (a) flujo tapón (b) flujo ondulado estratificado (c) flujo de lodo (d) flujo anular [25]

1.4.1. Antecedentes relacionados con la investigación sobre los patrones de flujo bifásicos.

En la Unión Soviética, Kosterin en 1949, realizó una investigación donde utilizó una mezcla de agua y aire en tuberías horizontales de 25 mm (1 pulgada) a 100 mm (4 pulgadas) de diámetro interno, logró identificar por primera vez, visualmente, cada uno de los patrones de flujo [37].

Bergelin y Gazly, trabajaron con una mezcla de agua-aire en tuberías horizontales de 25 mm (1 pulgada), su clasificación de igual forma fue realizada en forma visual. La investigación fue realizada en Estados Unidos en 1949 [37].

Hoohendoorn en 1959 propuso un modelo al realizar experimentos con varios líquidos, entre ellos, vapor de freón 11, agua y aire como fase gaseosa. Donde concluyó que la densidad del gas no influye en la transición de los patrones de flujo, además propuso la construcción de un mapa para mostrar el comportamiento de cada uno de los patrones de flujo como se observa en la Figura 6, el cual tiene como coordenadas a la velocidad superficial del líquido en el eje de las abscisas y a la velocidad superficial del gas en el eje de las ordenadas, [38].

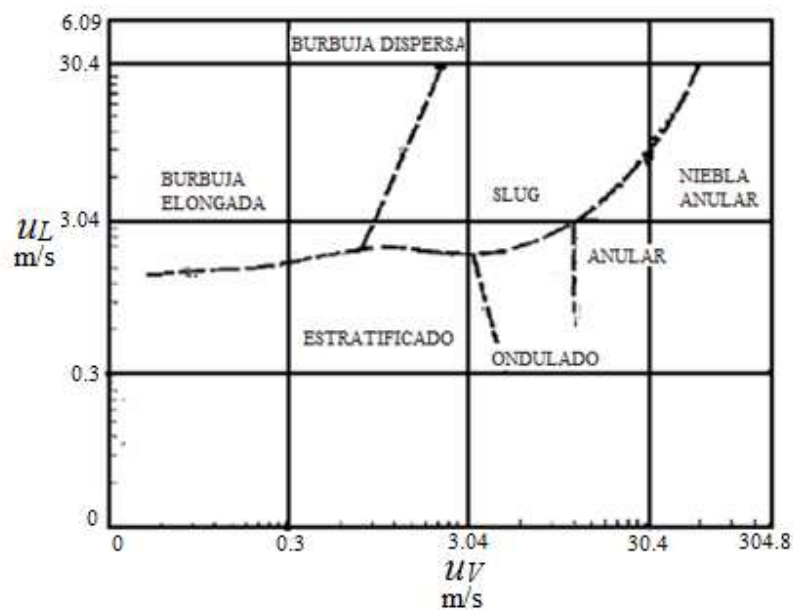


Figura 6. Mapa de los patrones de flujo de Hoohendoorn [34]

Bennett *et al.* en el año de 1965 reportaron experimentos en un sistema agua-vapor a presiones altas en condiciones de flujo totalmente desarrollado y en estado permanente. A estos patrones de flujo, se los observó con fotografías y las condiciones de flujo fueron generadas por adición de calor al agua pura, antes de la sección visual [38].

Baker en 1954 y modificado en 1960 buscó datos de una variedad de investigaciones y realizó una carta de regímenes de flujo que ha sido ampliamente apreciado como un diagrama muy representativo para flujo horizontal. Esta gráfica, modificada por Scott en 1963 se muestra en la Figura 7. En donde G_v y G_L son los flujos máxicos por unidad de área del gas-vapor y del líquido, respectivamente [39].

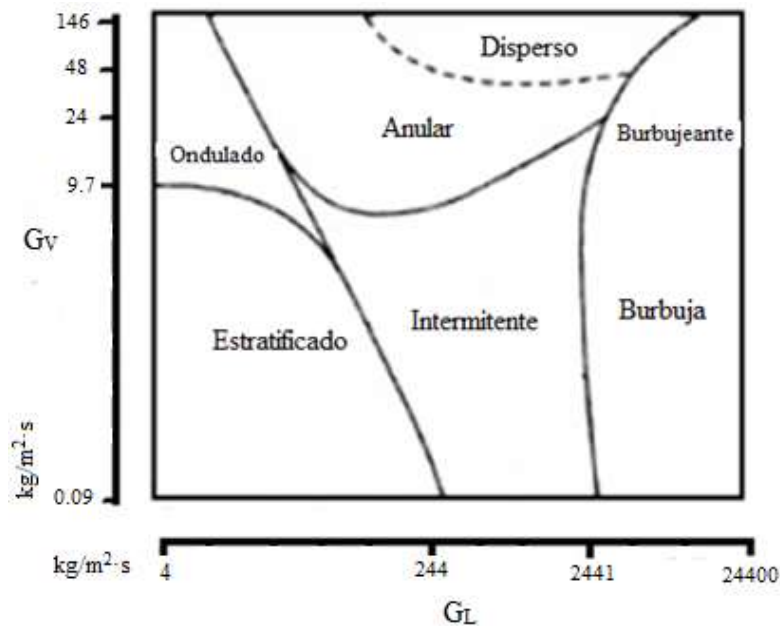


Figura 7. Diagrama de Baker [40]

Kokal en 1987, en un estudio experimental, detectó varios patrones de flujo con un método considerado como objetivo, el cual permitió su correcta identificación. El mapa del patrón de flujo se dividió en tres regiones básicas de flujo: sometidos por el vapor, intermitentes y sometidos por el líquido [39].

1.5. Tipos de mapas de flujo

Se encuentran disponibles numerosos mapas de patrones de flujo para predecir regímenes de flujo bifásico adiabático en tubos horizontales, tales como los reportados por Baker [41], Taitel y Dukler [24], Hashizume [42] y Steiner [31].

Los factores significativos para el flujo durante la evaporación, que tienen un resultado en la transición entre los regímenes de flujo, son la ebullición nucleada, la evaporación de capas líquidas y la aceleración del flujo debido al cambio de fase [31].

Es deseable definir para este tipo de flujo un mapa de patrón de flujo que incluye las influencias del flujo de calor y el secado en los límites de transición del patrón de flujo y uno que también es más fácil de implementar que el formato de registro, frecuentemente, utilizado. Como primer paso en esta dirección. Kattan et al. [32], propusieron una

modificación del mapa de Steiner [31], el cual a su vez es un mapa de Taitel-Dukler [24] modificado, y que incluye un método para predecir el inicio de la sequedad en la parte superior del tubo en la evaporación del flujo anular. En el estudio realizado por Kattan [32], se encontraron flujos estratificados (S), ondulados estratificados (SW), intermitentes (I) y anulares (A). Las burbujas (B) y el flujo de niebla (M), que se puede observar a una velocidad de masa muy alta, no se alcanzaron en su estudio. La transición que ocurre entre el flujo estratificado y ondulado estratificado se designará como “S-SW”, entre estratificado-ondulado e intermitente/anular como “SW-I/A”, entre intermitente y anular como “I-A”, entre anular y flujo de niebla como “A-M” y entre intermitente y burbujas como “I-B” [12].

1.5.1. Contribución histórica

A continuación, según Libreros [30], se ilustra mediante la Tabla 4 de manera cronológica algunos de los investigadores que han contribuido en el estudio de los flujos en dos fases, esta tabla solo representa algunas de las contribuciones que han sido consideradas más relevantes.

Tabla 4. Cronología de la contribución histórica de varios autores y su aportación para el desarrollo de esta ciencia [30]

Fecha	Autor-es	Contribución
1949	Lockhart y Martinelli	Determinación del ancho de los cuatro patrones
1949	Kosterin	Desarrollo de la correlación de patrones de flujo.
1954	Alves	Clasifica ocho patrones de flujo en forma separada.
1954	Baker	Obtiene ecuaciones para siete patrones de flujo.
1955	White y Huntington	Presentan mapa de patrones de flujo
1958	Sobocinski y Huntington	Observan en la subida de líquido en las paredes de un tubo la formación de flujo semianular.

1959	Hoogendoorn	Obtiene descripciones detalladas de patrones de flujo y provee ecuaciones para pérdida de presión.
1963	Al-Sheikh	Realiza estudios en computadora de patrones de flujo y deriva 25 correlaciones.
1966	Knowles, et al	Clasifica 8 categorías de patrones de flujo
1968	Calderon	Estudia la confiabilidad del mapa de patrones de flujo de Baker y concluye que no es confiable.
1973	Beggs y Brill	Presentan un rango completo de patrones de flujo de estudio de laboratorio.
1972	Govier y Aziz	Edita un libro con discusiones detalladas.
1993	VDI	VDI Heat Atlas
1998	Kattan et al.	Desarrollo de un mapa de patrón de flujo de dos fases diabético
2004	Wojtan et al.	Fracción vacío y transferencia de calor durante la evaporación en tubos horizontales
2007	Quiben et al.	Modelo de flujo basado en dos fases modelo de caída de presión por fricción para tubos horizontales.
2012	Mendoza	Método de Solución y Discretización de Ecuaciones de balance en flujo bifásico
2012	Xu et al.	Nueva correlación de la caída de presión por fricción de dos fases para el flujo de evaporación en tuberías
2017	Yang et al.	Transferencia de calor y las características de caída de presión del R600a durante el proceso de ebullición dentro de un tubo horizontal

1.5.2. Mapa de patrón de flujo de Kattan, Thome y Favrat

Para identificar de manera eficaz los patrones de flujo durante el proceso de evaporación a diferentes velocidades de masa y hacer del mapa una herramienta de investigación y diseño más útil, Kattan et al. [32], convirtieron los ejes del mapa de patrón de flujo de Steiner como muestra la Figura 8 en velocidad de masa (G) frente a calidad de vapor (x). Con esta nueva representación, es posible seguir el cambio en el patrón de flujo durante la evaporación de un refrigerante a una velocidad de masa fija. En comparación con el mapa original de Steiner, la curva de frontera de transición entre la región ondulada estratificada e intermitente / anular (SW-I/A) se planteó para describir mejor su base de datos de observación de gran patrón de flujo. También se ajustó para tener en cuenta la influencia del flujo de calor en el inicio del secado a alta calidad de vapor. La curva de transición de flujo anular a niebla (A-M) se ha modificado también para crear un límite más realista [12].

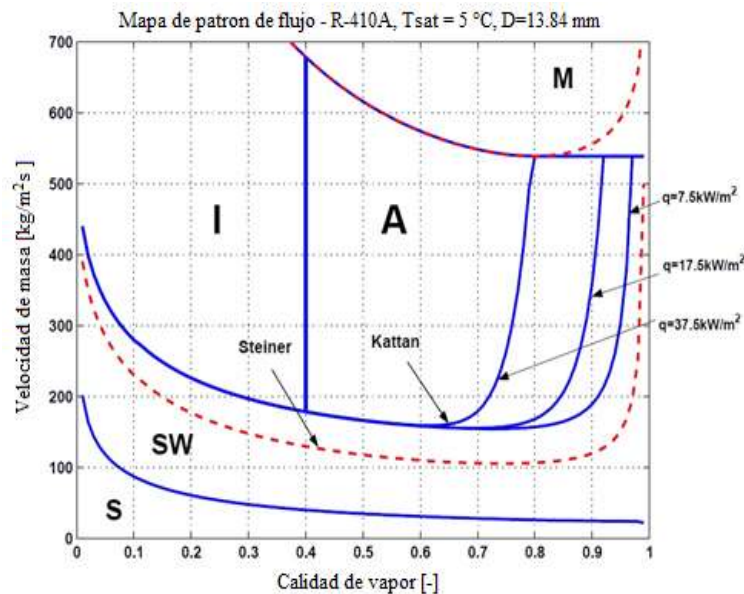


Figura 8. Mapa de patrón de flujo de Kattan en comparación con Steiner para R-410A a $T_{sat} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm [12]

1.5.3. Mapa de patrón de flujo de Zürcher

Con respecto a la mejora del mapa de patrones de flujo de Kattan et al. [32], Zürcher et al. [43], propusieron pequeños cambios en las curvas de transición “S-SW” y “SW-A/I” basadas en nuevas observaciones de amoníaco que se enfocaron en éstas dos transiciones. En particular, se encontró que la curva de transición S-SW era demasiado baja en función de las observaciones del patrón de flujo en $G=20 \text{ kg/m}^2\text{s}$, que estaban en el régimen completamente estratificado.

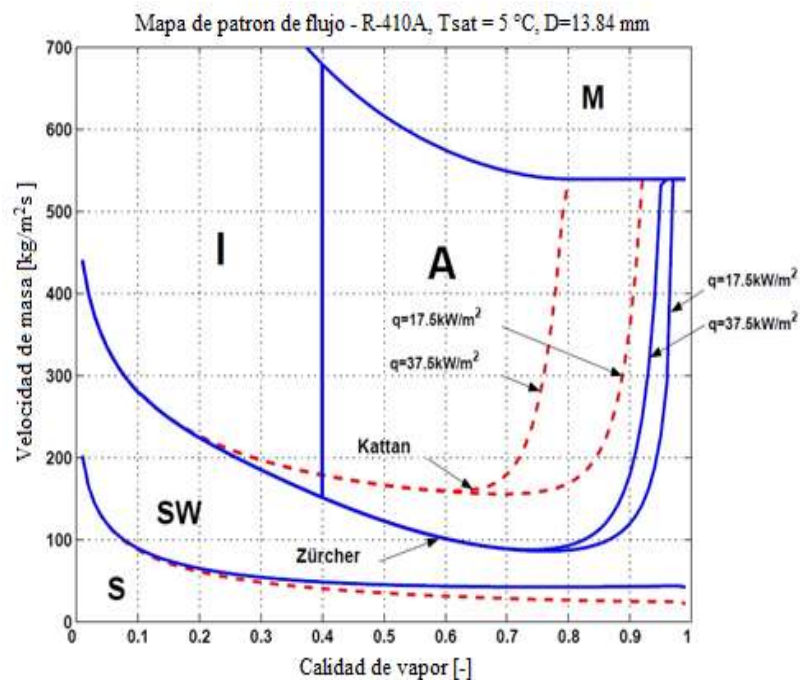


Figura 9. Mapa de patrón de flujo de Zürcher en comparación con Kattan para R-410A a $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm [12]

Zürcher et al. [43], describió una nueva versión más avanzada de un mapa de patrones de flujo que respeta y mejora la observación del patrón de flujo de amoníaco, pero de hecho es bastante compleja de implementar.

1.5.4. Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal

Como una opción práctica, Thome y El Hajal [13] propusieron una versión nueva y más fácil de implementar de los mapas anteriores. En ambos mapas de patrones de flujo presentados previamente, las variables sin dimensiones A_{LD} , A_{VD} , h_{LD} y P_{ID} se

calcularon de forma interactiva usando de facto un modelo de fracción vacío de Taitel y Dukler [24]. Por otro lado, el modelo de flujo de calor de ebullición de flujo de Kattan et al. [32], utiliza en su lugar el modelo de flujo de deriva Rouhani-Axelsson presentado en las ecuaciones (75)-(84), la cual se presentará más adelante.

Este modelo se puede aplicar fácilmente y da la fracción de vacío como una función del flujo de masa total, algo que el método de Taitel y Dukler [24] no hace. Por lo tanto, tiene sentido utilizar el mismo modelo de fracción de vacío tanto en el mapa de patrones de flujo como en el modelo de transferencia de calor de ebullición de flujo, para lo cual el modelo Rouhani-Axelsson es una mejor opción como método general.

En la Figura 10 se observa el mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal comparado con el de Zürcher.

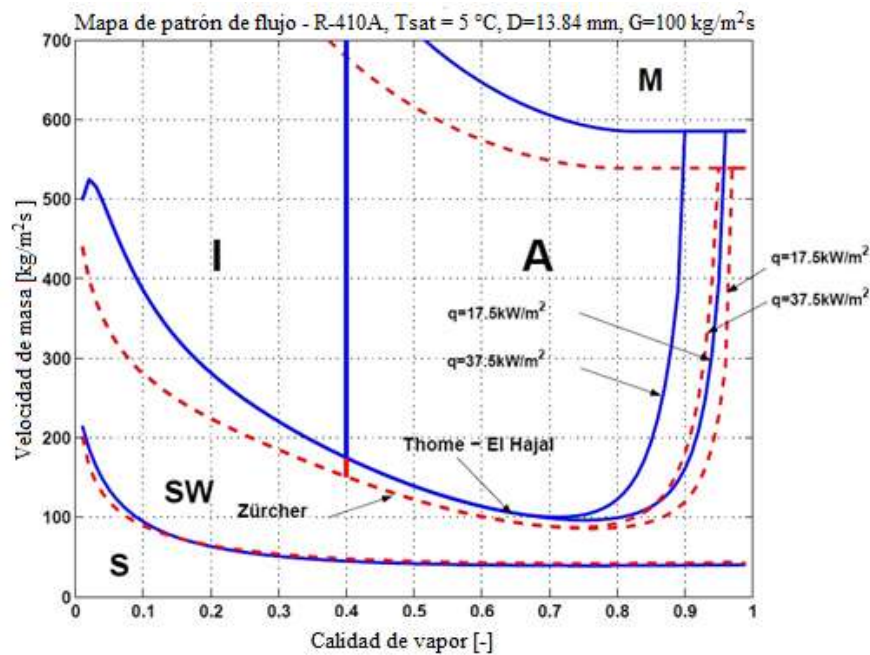


Figura 10. Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal en comparación con Zürcher para R-410A a $T_{sat} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm y una velocidad de masa $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ [12]

La Figura 10 muestra una comparación de las curvas de transición obtenidas por Thome y El Hajal y por Zürcher. En el método no iterativo de Thome y El Hajal, la fracción de vacío se calculó para la velocidad de la masa $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$. El enfoque anterior en una

G fija es solo para simplificar la generación del mapa de patrones de flujo. Las principales diferencias se observan entre las curvas de transición "SW-I / A" y "A-M". Las curvas predichas por Thome y El Hajal están, significativamente, por encima de los límites de Zürcher. El efecto del flujo de calor en el inicio del secado también se ha magnificado. Como la fracción de vacío es la función de la velocidad de la masa, en el modelo presentado influye en la posición de las curvas de transición. El efecto de la velocidad de masa en la predicción de la transición de flujo se muestra en la Figura 11.

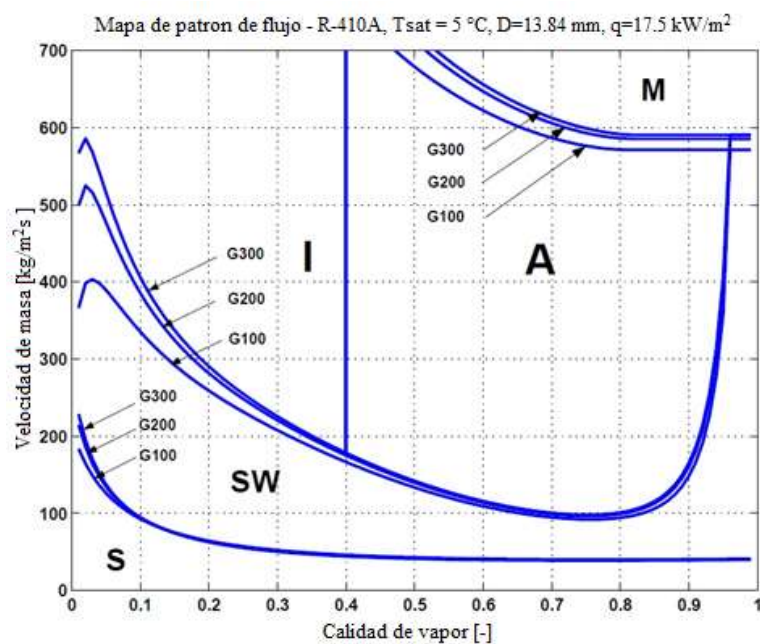


Figura 11. Mapa de patrón de flujo de Thome y El Hajal para R-410A a $T_{sat} = 5\text{ °C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm a tres velocidades de masa $G = 100, 200$ y $G = 300\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ [12]

El efecto más fuerte de la velocidad de masa se observa para la curva de transición "SW-I/A" para calidades de vapor por debajo de 0,1. La curva de transición incrementa al aumentar la velocidad de masa. Esta divergencia se vuelve menos significativa a medida que aumenta la calidad del vapor. La curva límite "A-M" sube con el aumento de la velocidad de masa.

1.6. Mapas de patrones de flujo en diferentes refrigerantes

1.6.1. Mapa de patrón de flujo del refrigerante R134a a diferentes diámetros

Según Fei [44], las curvas de transición entre diferentes patrones de flujo se dibujan para $D=15.3$ mm del tubo de entrada y $q=0$ kW/m². Luego se agregan los datos de visualización en esta gráfica para verificar la aptitud entre los datos experimentales y la predicción del modelo. Se observa que casi todos los patrones de flujo presentados en las condiciones para este diámetro son estratificados debido a la baja velocidad de la masa (baja velocidad inicial). Estos datos encajan bien en el área predicha por el modelo.

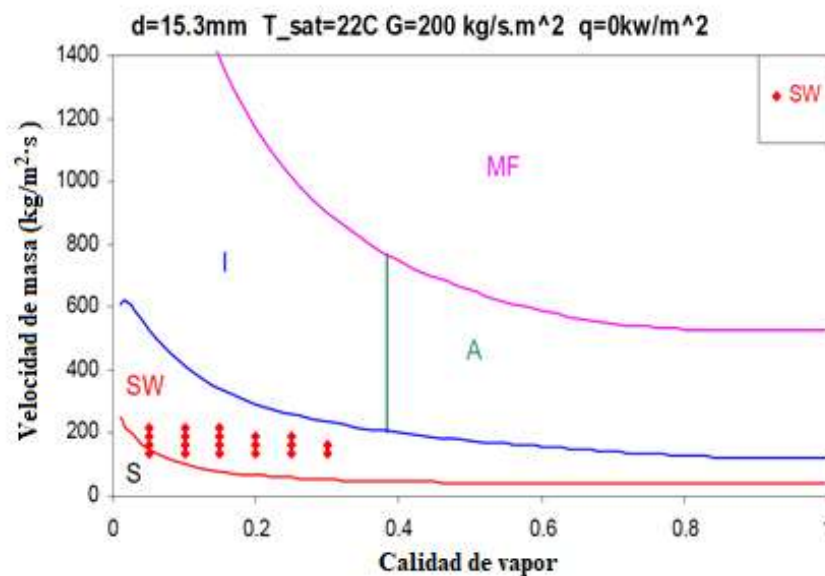


Figura 12. Datos del patrón de flujo de 15,3 mm del tubo de entrada [44]

En la Figura 13, se dibujan curvas de transición entre diferentes patrones de flujo para $D=12$ mm y $q=0$ kW/m². Los datos experimentales para este estudio tienen un rango relativamente mayor de flujo de masa. A una alta calidad del vapor ($> 20\%$) y la velocidad de la masa que varía de 300 a 400 kg/m², se puede observar una transición del flujo ondulado estratificado al flujo intermitente con secado parcial.

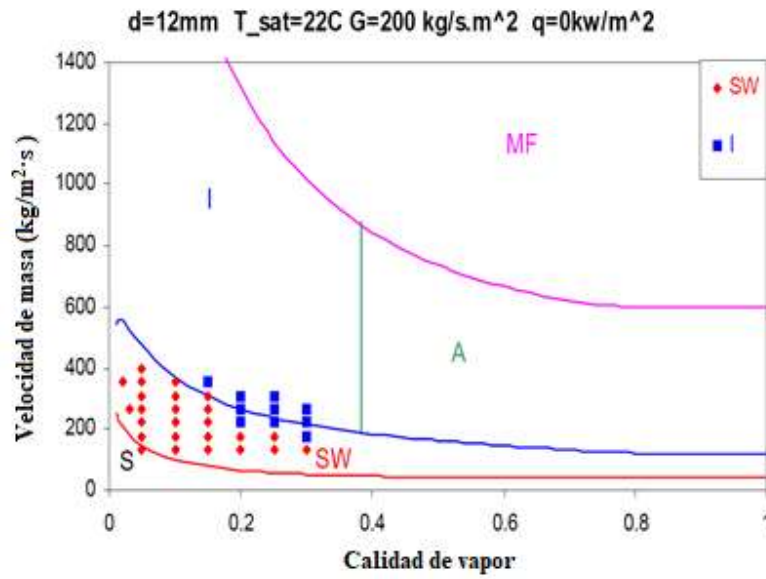


Figura 13. Datos del patrón de flujo de 12 mm del tubo de entrada [44]

De manera similar, en la Figura 14, las curvas de transición se trazan para tubos de entrada más pequeños, de modo que el flujo de masa / velocidad de masa pueda alcanzar un rango mucho mayor. De manera correspondiente, la mayoría de los patrones de flujo intermitente se observan para estos tubos de entrada pequeños.

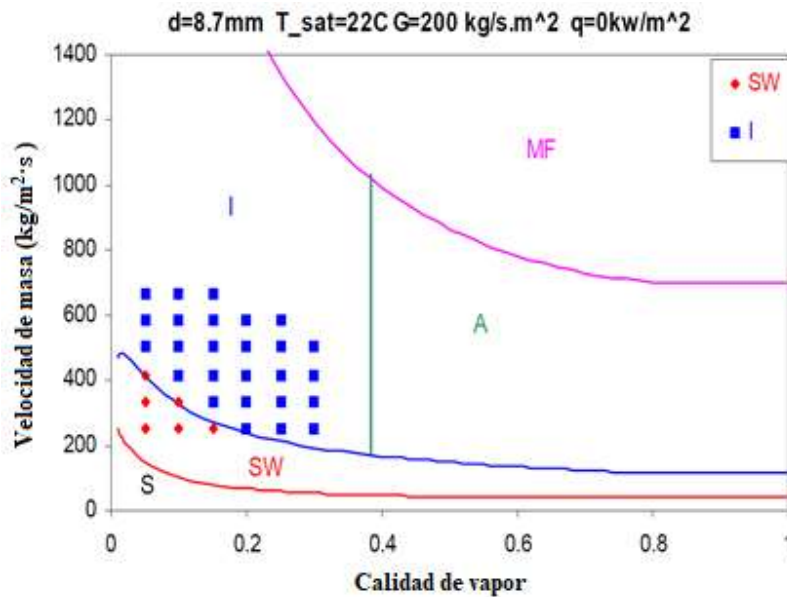


Figura 14. Datos del patrón de flujo de 8.7 mm del tubo de entrada [44]

1.6.2. Mapa de refrigerante R600a con un diámetro de 8.25 mm

De acuerdo a Mashouf [45], la transición del régimen estratificado-ondulado al intermitente tiene lugar a flujos de masa más altos que los indicados en el mapa. Además, la comparación entre los datos y el límite entre los flujos intermitentes y anulares muestra que el mapa proporciona un buen acuerdo con los predichos por el mapa.

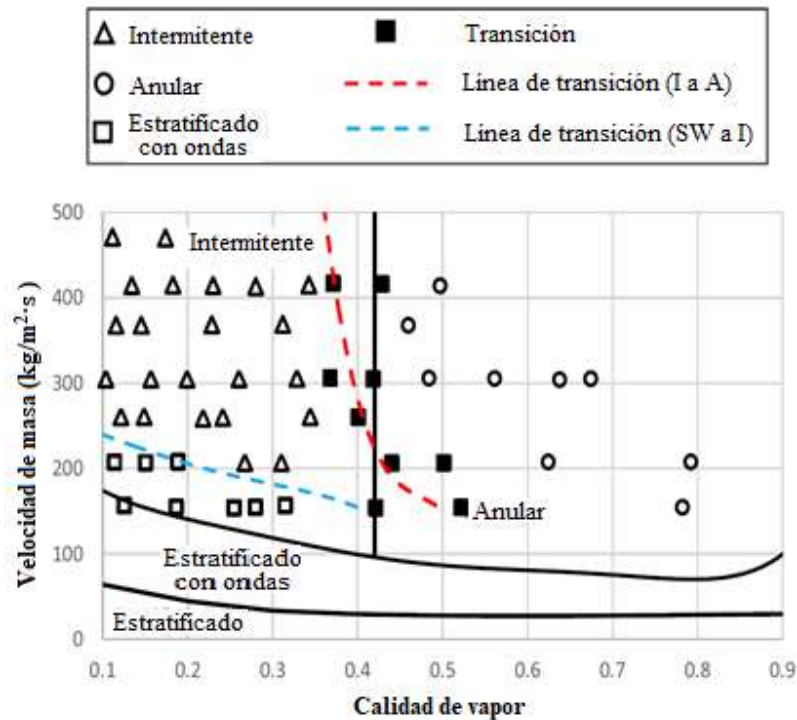


Figura 15. Comparación entre los patrones de flujo observados para el tubo liso [45]

1.7. Correlaciones

El término correlación por su relación con los procesos de separación líquido-vapor es empleado con funciones estadísticas, para hacer referencia al movimiento de dos o más variables en torno a una consecuencia provista por la función en estudio. La correlación se manifiesta, básicamente, cuando dos elementos tienen armonía en su variación. Esta armonía es dependiente, es decir, de la estabilización de una depende la posición de la otra. El funcionamiento de una correlación es muy sencillo de apreciar de manera gráfica, ya que las líneas que la conforman indican el movimiento de la estadística en estudio, si defiende o decrece de manera constante existe una correlación entre las variables, pero si en algún punto se quiebra, pierde el sentido [46].

1.7.1. Correlación de Baker

Los mapas de regímenes de flujo son usados para predecir los patrones de flujo en una tubería horizontal. Uno de los primeros mapas que se diseñaron fue creado por Baker en 1953, más tarde modificado por Scoot, en la cual los ejes son el flujo másico del líquido y del gas respectivamente [1].

1.7.2. Correlación de Govier y Omer

En 1962 Govier y Omer propusieron un mapa de patrones de flujo, mejorándolo más tarde para ajustarla a modificaciones de diámetro y a las propiedades de los fluidos. Govier y Aziz sugieren una modificación de las coordenadas para aplicarlo a otros tipos de fluidos diferentes al aire-agua [47].

1.7.3. Correlación de Mandhane

En 1964, Mandhane propone un mapa de patrones de flujo en el cual, con base en las coordenadas de Logaritmo de las velocidades superficiales del líquido (VSL) y de las velocidades superficiales del gas (VSG), se localizan los límites de transición. El mapa diseñado por Mandhane usa como ejes de coordenadas las velocidades superficiales del líquido y del gas (VSL vs. VSG) [2].

1.7.4. Correlación de Taitel y Dukler

Taitel y Dukler desarrollaron un modelo en el año 1976 para las transiciones de regímenes de flujo horizontal. Este modelo puede ser usado para elaborar mapas de regímenes de flujo para fluidos y diámetro de tuberías particulares. En él presenta un análisis teórico, la teoría de la inestabilidad de Kelvin-Helmholtz, para predecir las transiciones que ocurren entre los patrones de flujo. Para esto ellos demuestran que cada transición está controlada por un par diferente de grupos adimensionales. Con este modelo, generalizado se convirtieron en los primeros en la predicción analítica de los patrones de flujo [48].

1.7.5. Correlación de Beggs y Brill

En Beggs y Brill se realizó un mapa de patrones de flujo en el cual los ejes de coordenadas son el número de Froude (NFR) contra la fracción de líquido entrante (λL). Este mapa se caracteriza por presentar los cuatro patrones de flujo propuestos por ellos, sin tener en cuenta los diferentes regímenes de flujo [49].

1.8. Ecuaciones de flujo de los fluidos

Las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido a través de un volumen de control son las ecuaciones de conservación de masa (ecuación de continuidad), la ecuación de la cantidad de movimiento y de la energía, así como el segundo principio de la termodinámica o generación de entropía [10]. Estas ecuaciones serán presentadas en el siguiente capítulo.

1.8.1. Ecuación de continuidad

Se la considera como una propiedad del sistema que no se genera ni se destruye, es decir, solo puede hacer parte del sistema si entra, sale o se acumula en él. La acumulación (pérdida) de la masa en el sistema se puede cuantificar como el cambio en el tiempo de esta propiedad, siendo positivo para acumulación y negativo para pérdida [14].

1.8.2. Ecuación de cantidad de movimiento

La cantidad de movimiento o también conocido como *momentum*, se la define como el producto de la masa de un cuerpo por su velocidad [50].

La Segunda Ley de Newton afirma que la aceleración de un cuerpo es proporcional a la fuerza neta que actúa sobre él e inversamente proporcional a su masa, y que la razón de cambio de la cantidad de movimiento de un cuerpo es igual a la fuerza neta que actúa sobre ese cuerpo. Por lo tanto, la cantidad de movimiento de un sistema permanece constante cuando la fuerza neta que actúa sobre él es cero, y donde se conserva la cantidad de movimiento de esos sistemas [51].

1.8.3. Ecuación de la energía

La energía se puede transferir a un sistema cerrado, o extraerse de éste por medio de calor o de trabajo, y el principio de conservación de la energía exige que la energía neta transferida a un sistema, o extraída de él durante un proceso, sea igual al cambio en el contenido de energía de ese sistema. Los volúmenes de control incluyen la transferencia de energía también por la vía del flujo de masa, y el principio de conservación de la energía, también conocido como balance de energía [51].

1.8.4. Ecuación de Euler

Euler (*Eu*) realizó uno de los primeros intentos para llegar a una ecuación diferencial de conservación de momento de un fluido, obteniendo como resultado la ecuación adimensional para el movimiento de fluido ideal y las bases para los posteriores desarrollos en dinámica de fluidos. En la ecuación de Euler no se tiene en cuenta los efectos de la viscosidad, es decir, no se considera la fricción entre las capas del fluido con diferente velocidad, ni en las fronteras que separan el fluido de otros medios. Euler consideró que para realizar el balance de *momentum* o cantidad de movimiento, la velocidad se puede establecer como función de la posición y del tiempo. Por lo tanto, la derivada de ésta, que define la aceleración de las partículas del fluido en todo el dominio, se hace sustancial al calcular tanto la variación de la velocidad en el tiempo como en la posición [14].

1.8.5. Ecuación de Navier Stokes

Por medio del número adimensional de Reynolds es posible determinar los efectos dominantes en el movimiento de un fluido en una longitud característica L . Un número de Reynolds alto, indica un régimen de flujo turbulento, donde las fuerzas inerciales tienen tal magnitud, que hacen que el movimiento del fluido sea desordenado y aleatorio. Por otro lado, cuando el número de Reynolds es relativamente bajo, se dice que las fuerzas viscosas son mayores que las fuerzas inerciales, en una proporción dada por este. En el presente apartado se considera la última situación, donde sólo la contribución por fricción (viscosidad) juega un papel determinante en la distribución de velocidades y presión a obtener. Además, se supone estado estacionario, para definir lo que se conoce como Flujo

Stokes, en este flujo se considera la difusión como único mecanismo de transferencia de *momentum* o cantidad de movimiento [14].

1.9. Números adimensionales

1.9.1. Número de Reynolds

El número de Reynolds (Re) adimensional se puede concebir como la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre el elemento de un fluido [52].

1.9.2. Número de Froude

Es un parámetro adimensional que gobierna el carácter del flujo en canales abiertos, el cual representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el flujo de canal abierto. El número de Froude (Fr) es también la relación entre la velocidad de flujo y la velocidad de onda [29].

1.9.3. Número de Weber

Es una cantidad adimensional utilizada en la mecánica de fluidos, en la cual relaciona la fuerza de inercia y la fuerza de tensión superficial [53].

1.10. Algoritmos de solución

La solución del sistema de ecuaciones de continuidad y de energía, requiere de un algoritmo de solución iterativa, se dispone de dos opciones: el método implícito tramo a tramo (Step by Step Method), y el método segregado implícito basado en la corrección de presiones del tipo Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE, por sus siglas en inglés) [15].

1.10.1. Métodos utilizados para la discretización de las ecuaciones de flujo de los fluidos

El algoritmo SIMPLE es sencillo y se ha implementado con éxito en numerosos procedimientos de la dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés), este es un análisis de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados como reacciones químicas [54]. La otra variación de SIMPLE

puede producir ahorros en el esfuerzo computacional debido a la convergencia. En SIMPLE, la corrección de presión es satisfactoria para corregir velocidades, pero no tan buena para corregir presión. Por lo tanto, el procedimiento mejorado SIMPLER utiliza las correcciones de presión para obtener correcciones de velocidad solamente. Una ecuación de presión separada y efectiva se resuelve para obtener el campo de presión correcto. Como no se omiten términos para derivar la ecuación de presión discretizada en SIMPLE, el campo de presión resultante corresponde al campo de velocidad. Por lo tanto, en SIMPLER la aplicación del campo de velocidad correcto da como resultado el campo de presión correcto, mientras que no lo hace en el algoritmo SIMPLE. En consecuencia, el método es altamente efectivo para calcular correctamente el campo de presión. Esto tiene ventajas significativas al resolver las ecuaciones de impulso [18].

SIMPLEC y PISO, otros algoritmos de solución, han demostrado ser tan eficientes como SIMPLER en ciertos tipos de flujos, pero no está claro si se puede afirmar categóricamente que son mejores que SIMPLER, las comparaciones han demostrado que el rendimiento de cada algoritmo depende de las condiciones de flujo, además una comparación exhaustiva de los métodos PISO, SIMPLER y SIMPLEC para una variedad de problemas de flujo estacionario, mostró que para los problemas en los cuales las ecuaciones de momento no están acopladas a una variable escalar, el algoritmo PISO mostró un comportamiento de convergencia robusto y requirió menos esfuerzo computacional que SIMPLEC y SIMPLER [14].

El algoritmo SIMPLE se usa a menudo como el procedimiento predeterminado en los códigos CFD comerciales, debido a que los cálculos involucrados son 30 % menor que SIMPLER y la tasa de convergencia rápida reduce el tiempo de la computadora en un 30-50 % [54].

1.10.2. Método implícito tramo a tramo (Step by Step)

El flujo es evaluado de acuerdo a un esquema numérico implícito. El dominio es dividido en volúmenes de control como se muestra en la Figura 16. Nodos y malla para el método tramo a tramo (step by step) . El proceso de solución es llevado moviéndose, paso a paso,

en la dirección del flujo. De valores conocidos a la entrada de la sección y teniendo definidas las condiciones de contorno, los valores de dichas variables a la salida del volumen de control son obtenidas a partir de la discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía) que se detallan en la siguiente sección. Una vez obtenida la solución a la salida del volumen de control, ésta se convierte en los valores de entrada para el siguiente volumen de control. Este procedimiento se sigue en la dirección del flujo hasta que se encuentra el final de la tubería o canal. Este tipo de análisis es aplicado siempre y cuando las ecuaciones presenten una estructura parabólica en la dirección del flujo. Quedando por tanto excluidos casos de recirculación y/o de reflujo [10].

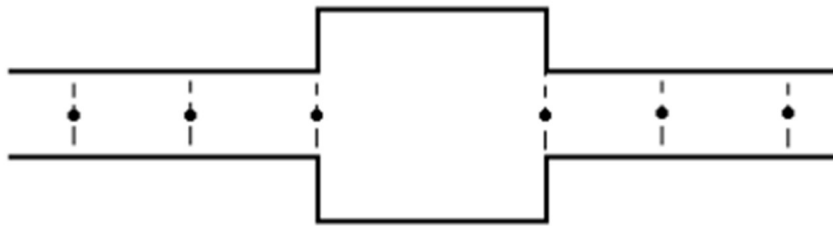


Figura 16. Nodos y malla para el método tramo a tramo (step by step) [10]

1.10.3. Método semi implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE)

En este método el dominio es discretizado en volúmenes de control sobre los que se resuelve la ecuación de continuidad o de corrección de presiones y la de los escalares (ecuación de la energía).

La ecuación de cantidad de movimiento se formula sobre una malla desplazada, de forma que los nodos de discretización se sitúen sobre las superficies limítrofes de los volúmenes de control de la malla principal. Esta técnica, representada en la Figura 17. Volumen de control de límites para la ecuación de continuidad, se denomina staggered grid y es la más utilizada en los últimos años. De esta forma, las diferentes variables escalares (entalpía, presión, temperatura y las propiedades termofísicas) se calculan en cada nodo de la malla principal, mientras que las velocidades y flujos máxicos son determinados en las caras de dichos volúmenes de control (nodos de la malla desplazada) [10].

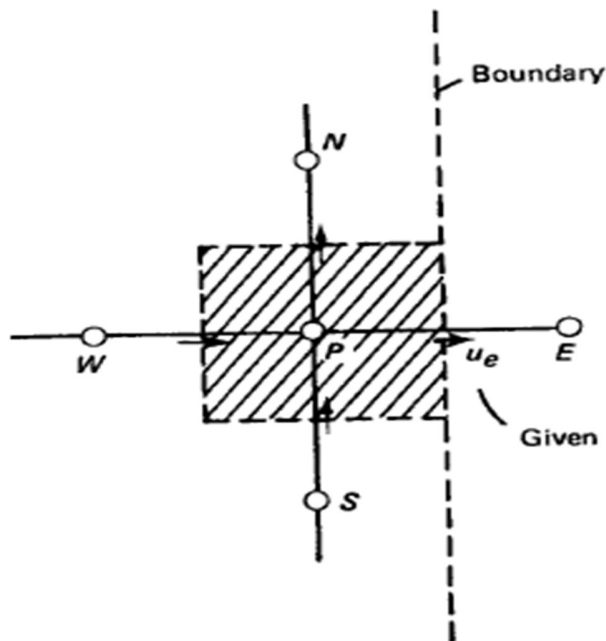


Figura 17. Volumen de control de límites para la ecuación de continuidad [17]

1.10.4. Método de volumen finito para problemas de difusión en MATLAB

Según Versteeg et al. [54] la resolución de las ecuaciones para convergencia de la respuesta se resuelve en pasos secuenciales.

Paso 1: Generación de malla

El primer paso en el método del volumen finito es dividir el dominio en volúmenes de control discretos. Ubicamos una serie de puntos nodales en el espacio entre A y B. Los límites o caras de los volúmenes de control se ubican a medio camino entre los nodos adyacentes. Así, cada nodo está rodeado por un volumen de control o una celda. Es una práctica común configurar volúmenes de control cerca del borde del dominio, de tal manera que los límites físicos coincidan con los límites del volumen de control.

En este punto, es apropiado establecer un sistema de notación que se pueda utilizar en desarrollos futuros. La convención habitual de los métodos dinámicos de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) se muestra en la Figura 18.

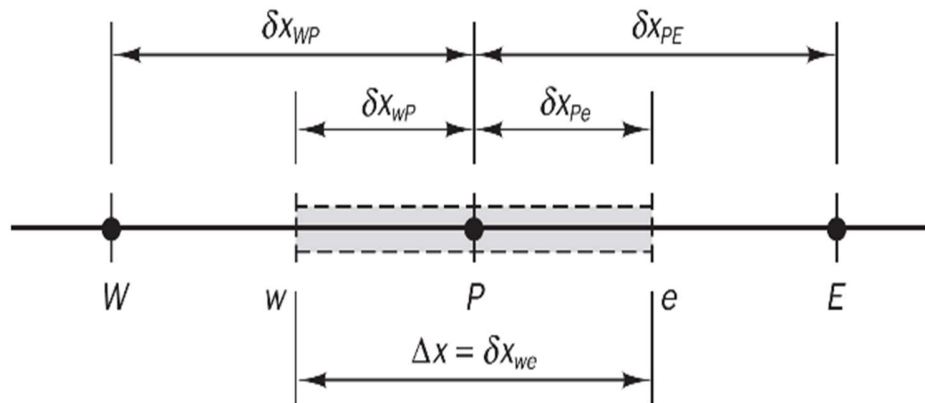


Figura 18 convención habitual de los métodos de CFD [54]

Paso 2: La discretización

El paso clave del método de volumen finito es la integración de la ecuación gobernante (ecuaciones) sobre un volumen de control para obtener una ecuación discretizada en su punto nodal P.

Paso 3: Solución de ecuaciones.

Las ecuaciones discretizadas deben configurarse en cada uno de los puntos nodales para resolver un problema. Para los volúmenes de control que son adyacentes a los límites del dominio, la ecuación general discretizada se modifica para incorporar las condiciones de los límites. El sistema resultante de ecuaciones algebraicas lineales se resuelve para obtener la distribución de la propiedad ϕ en los puntos nodales. Cualquier técnica de solución matricial adecuada puede alistarse para esta tarea.

Como se evidenció en el presente capítulo, los patrones de flujo definen regiones por las cuales el fluido va a atravesar, al realizar el proceso de evaporación. Los tipos de patrones de flujo, para el flujo de líquido-vapor en un tubo horizontal, pueden diferir en su clasificación dependiendo a la similitud de la geometría interfacial, pero se puede obtener similares grupos principales en todos los casos siendo éstos: intermitente (su mayoría es líquido), burbuja (+líquido -vapor), anular (-líquido +vapor) y estratificado (su mayoría es vapor).

Existen diferentes mapas de patrones de flujo para predecir regímenes de flujo bifásico en tubos horizontales, los cuales sirven para identificar mejor los patrones de flujo durante el proceso de evaporación a diferentes velocidades de masa. Los principales componentes del mapa de patrón de flujo son velocidad de masa (G) en el eje vertical y calidad de vapor (x) en el eje horizontal.

Se puede realizar los mapas de patrones de flujo con los algoritmos de solución, obtenidos a partir de la discretización de las ecuaciones gobernantes (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y energía).

Existen dos algoritmos de fácil solución, son métodos implementados por diferentes autores con los cuales se obtiene las ecuaciones finales para su respectivo cálculo. Estos son los siguientes:

En el algoritmo SIMPLE la corrección de presión es satisfactoria para corregir velocidades, pero no tan buena para corregir presión. Puede producir ahorros en el esfuerzo computacional debido a la convergencia de su programación, reduciendo el tiempo en un 30-50 %.

En el algoritmo Step by Step el dominio es dividido en volúmenes de control siguiendo la dirección del flujo hasta que se encuentra el final. Se lo presenta como un método sencillo de implementar, donde no se presenta los cambios de geometría y reflujos.

MATLAB utiliza el método de volúmenes finitos para resolver ecuaciones dinámicas de fluidos computacionales obteniendo ecuaciones algebraicas lineales y resolviéndola con técnica de solución matricial.

CAPÍTULO II

COMPONENTES DE MAPAS Y PATRONES DE FLUJO EN TUBERÍAS HORIZONTALES

En este capítulo se presenta las ecuaciones obtenidas después de la discretización de la ecuación de continuidad, ecuación de la cantidad de movimiento y la ecuación de la energía, aplicando los algoritmos de solución estudiados anteriormente, se desarrolla las ecuaciones utilizadas por varios autores influyentes, los cuales descubrieron los diversos patrones de flujo mediante un análisis a diferentes refrigerantes, presión de saturación y velocidad de masa, se enfatiza en el método de Wojtan, quien predijo más patrones de flujo en su investigación.

Para la resolución de las mismas será importante obtener las dimensiones exactas de los componentes del colector/evaporador utilizado para la adquisición de datos, se las puede desarrollar mediante un software matemático para determinar con precisión los valores que se proyectan en los mapas de flujo.

2.1. Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor local en la posición axial a lo largo del tubo (z) según Rabah [55], se puede obtener de la forma:

$$h(z) = \frac{q_i(z)}{T_{pi}(z) - T_{sat}(z)} \quad (1)$$

Donde $T_{sat}(z)$ es la temperatura de saturación para refrigerante puro o la temperatura del punto de burbuja para la mezcla en la posición axial z .

2.1.1. Correlación de Steiner

De acuerdo a Steiner [31], el coeficiente de transferencia de calor de dos fases es una combinación de parte convectiva y nucleada, se lo calcula como:

$$h = (h_c^3 + h_n^3)^{1/3} \quad (2)$$

Donde h_c y h_n son los coeficientes de transferencia de calor por ebullición convectiva y nucleada, respectivamente.

2.1.2. Coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva

El coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva para todos los tipos de patrones de flujo excepto el flujo estratificado y estratificado-ondulado se lo obtiene como:

$$\frac{h_c}{h_L} = \left\{ \left[(1-x) + 1.2x^{0.4} (1-x)^{0.01} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.37} \right] + \left[\frac{h_V}{h_L} x^{0.01} \left(1 + 8(1-x)^{0.7} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0.5} \quad (3)$$

Se asume que la velocidad de la masa total es líquido puro o vapor puro, los coeficientes de transferencia de calor h_L y h_G son del flujo monofásico. Se calculan en el caso de un flujo turbulento completamente desarrollado utilizando el modelo Gnielinski [56]:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4)$$

Donde:

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (5)$$

$$Re = \frac{Gd}{\mu_L} \quad (6)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu_L}{k} \quad (7)$$

$$f = (1.82 \log Re - 1.62)^{-2} \quad (8)$$

Para la humectación parcial del tubo (flujo estratificado o estratificado-ondulado), el coeficiente de transferencia de calor promedio en la circunferencia del tubo bajo la condición de límite térmico de una temperatura de pared constante se da como

$$h_c = h_{wet} (1 - \Phi) + h_V \Phi \quad (9)$$

Donde Φ es el parámetro de escala, h_{wet} es el coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva en la parte húmeda del tubo y se calcula utilizando la ecuación 3, y

h_V es el coeficiente de transferencia de calor en la parte seca del tubo (no humedecido).

Se calcula utilizando la ecuación 4, con Re y Nu definidos como:

$$Re_V = \frac{Gx d_h}{\varepsilon \mu_V} \quad (10)$$

$$Nu = \frac{h_V d_h}{k_V} \quad (11)$$

La fracción de vacío ε se calcula utilizando el modelo de Rauhani [28] con la ecuación 85.

El diámetro hidráulico de la parte ocupada por vapor de la sección transversal del tubo es:

$$d_h = d \left[\frac{\theta_{strat} - \sin \theta_{strat}}{d + 2 \sin \left(\frac{\theta_{strat}}{2} \right)} \right] \quad (12)$$

Donde θ_{strat} es el ángulo estratificado calculado iterativamente mediante la ecuación 88.

Con el supuesto de que no hay burbujas en la fase líquida y no hay arrastre (retención) en la fase de vapor, el parámetro de escalado Φ se puede calcular como:

$$\Phi = \frac{\theta_{strat}}{2\pi} \quad (13)$$

2.1.3. Coeficiente de transferencia de calor de ebullición nuclear

De acuerdo a Rabah [55], el coeficiente de transferencia de calor de ebullición nucleada h_n es:

$$\frac{h_n}{h_o} = \psi C_f \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_o} \right)^{n(p^*)} F(p^*) F(Ra) F(d) F(G, x) \quad (14)$$

Donde:

$$F(p^*) = 2.692 p^{*0.43} + \left(\frac{1.6 p^{*6.5}}{1 - p^{*4.4}} \right) \quad (15)$$

$$F(G, x) = \frac{G^{0.25}}{G_o} \left[1 - p^{*0.1} \left(\frac{\dot{q}}{q_{cr,n}} \right)^{0.3} x \right] \quad (16)$$

$$\dot{q}_{cr,n} = 2.79 \dot{q}_{cr,0.1} p^{*0.4} (1 - p^*) \quad (17)$$

$$\dot{q}_{cr,0.1} = 0.13 h_{LV} \rho_{v,0}^{0.5} \left[\sigma_0 g (\rho_{L,0} - \rho_{v,0}) \right]^{0.25} \quad (18)$$

$$F(R_a) = (R_a / R_{a,o})^{0.1333} \quad (19)$$

$$F(d) = (d_0 / d)^{0.5} \quad (20)$$

$$n(p^*) = 0.9 - 0.3 p^{*0.13} \quad (21)$$

$$C_f = 0.789 \left(\frac{\tilde{M}}{\tilde{M}_{H_2}} \right)^{0.11} \quad (22)$$

Donde \tilde{M} es el peso molecular y $\tilde{M}_{H_2} = 2.016$.

$$\psi = \begin{cases} 0.86 & \text{Flujo estratificado} \\ 1 & \text{Todo patrón de flujo} \end{cases}$$

2.2. Flujo de calor

Según Rabah [55], el flujo de calor está dado por la ecuación:

$$q_i(z) = \frac{\dot{Q}(z)}{A_i} \quad (23)$$

Donde A_i es el área de transferencia de calor según el diámetro interior.

2.3. Carga térmica total suministrada

La razón total de transferencia de calor hacia una superficie, o desde ésta, por convección y radiación se expresa en Cengel [52] como:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = h_{conv} A_s (T_s - T_{alred}) + \varepsilon_m \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (24)$$

2.4. Calidad de vapor

La calidad en la entrada de la sección de prueba establecida por Rabah [55], se calculó asumiendo el equilibrio termodinámico como:

$$x_i = \frac{i(p_i, T_i) - i_L(T_i)}{i_V(T_i) - i_L(T_i)} \quad (25)$$

Donde el subíndice i significa la entrada de la sección de prueba. i_L y i_V son las entalpías saturadas de líquido y vapor, respectivamente.

2.4.1. Cambio en la calidad del vapor a través de la sección de prueba

Rabah [55], calcula el cambio de calidad de vapor a través de la sección de pruebas como:

$$\Delta x = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m} h_{fg}} \quad (26)$$

Asumiendo una variación lineal la calidad en la posición axial z en el tubo de ensayo como:

$$\dot{x}(z) = x_i + \frac{z}{L} \Delta x \quad (27)$$

2.5. Mapa de patrones de flujo de Kattan-Thome-Favrat

Kattan et al. [[32], [57], [58]] propusieron una modificación del mapa de Steiner [31], que en sí mismo es un mapa modificado de Taitel y Dukler [59], e incluyó un método para predecir el inicio de la sequedad en la parte superior del tubo en la evaporación de los flujos anulares. Los límites de transición del régimen de flujo correspondientes se representan en la Figura 19 (el flujo burbujeante se produce a velocidades muy altas y no se muestra). Este mapa proporciona los límites de transición (calculados a partir de sus ecuaciones de transición subyacentes) en un gráfico lineal-lineal con velocidad de masa representada frente a la fracción de gas o vapor para el fluido en particular y el canal de flujo, que es mucho más fácil de usar que el de otros mapas.

Para simplificar, la transición entre flujo estratificado y estratificado-ondulado se designará como "S-SW", entre estratificado-ondulado e intermitente / anular como "SW-I / A", entre intermitente y anular como "I-A", entre el flujo anular y de niebla "A-M" y entre el flujo intermitente y burbujante como "I-B".

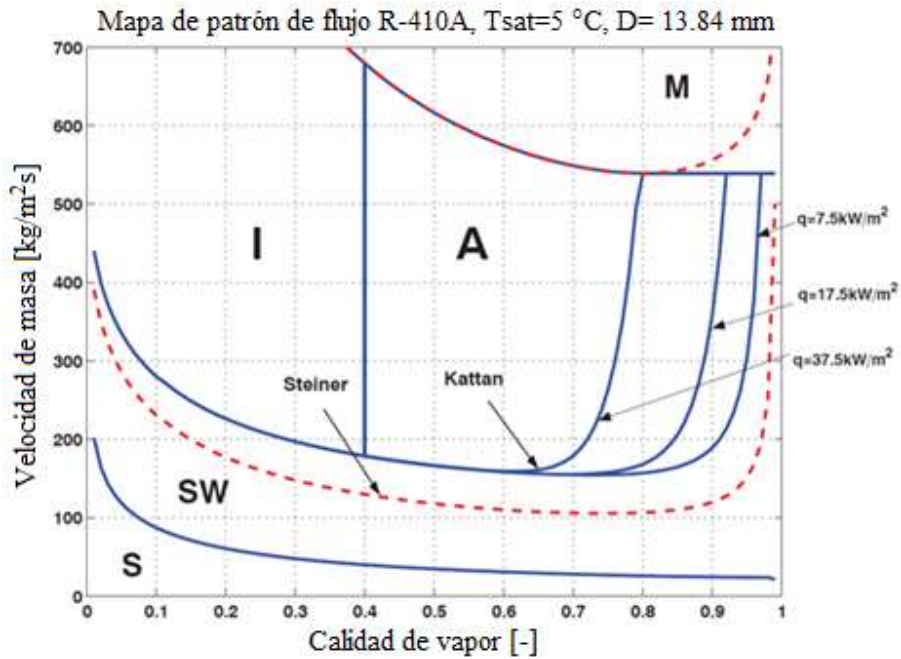


Figura 19. Mapa de patrón de flujo de Kattan (1998) (líneas continuas) evaluado para el refrigerante R-410A a $T_{sat} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tubo de diámetro interno de 13.84 mm

La transición "S-SW" viene dada por la expresión:

$$G_{strat} = \left[\frac{(226.3)^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

La transición "S-I / A" es:

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16 A_{VD}^3 g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_{LD} - 1)^2]^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25 h_{LD}^2} (1-x)^{-F_1(q)} \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-F_2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 \quad (29)$$

La parte de alta calidad del vapor de esta curva depende de la relación del número de Froude (Fr) al número de Weber (We), donde Fr es la relación de la inercia a las fuerzas de tensión de la superficie, mientras que We es la relación de la inercia a las fuerzas de gravedad. La transición "A-M" viene dada por la siguiente expresión:

$$G_{mist} = \left[\frac{7680 A_{VD}^2 g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 \xi_{Ph}} \left(\frac{Fr}{We} \right)_L \right]^{0.5} \quad (30)$$

Al evaluar la expresión anterior para determinar la velocidad de masa mínima de la transición de niebla, se obtiene el valor de x_{min} , y cuando $x > x_{min}$:

$$G_{mist} = G_{min} \quad (31)$$

El umbral de transición en flujo burbujeante viene dado por:

$$G_{bubbly} = \left[\frac{256 A_{VD} A_{LD}^2 D^{1.25} \rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{0.3164 (1-x)^{1.75} \pi^2 P_{iD} \mu_L^{0.25}} \right]^{1.75} \quad (32)$$

En las ecuaciones anteriores, la relación de We a Fr es:

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{g D^2 \rho_L}{\sigma} \quad (33)$$

y el factor de fricción es:

$$\xi = \left[1.138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1.5 A_{Ld}} \right) \right]^{-2} \quad (34)$$

Los exponentes empíricos no dimensionales $F1$ (q) y $F2$ (q) en la ecuación de límite "S-SW" incluyen el efecto del flujo de calor en el inicio de la desecación de la película anular, es decir, la transición del flujo anular al flujo anular con secado parcial alrededor del perímetro superior del tubo, este último se clasifica como flujo ondulado estratificado según el mapa. Se presentan como:

$$*F_1(q) = 646.0 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^2 + 64.8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right) \quad (35)$$

$$*F_2(q) = 18.8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right) + 1.023 \quad (36)$$

La correlación de Kutateladze [59], para el flujo de calor a la salida de la ebullición nucleada, q_{crit} , se utiliza para normalizar el flujo de calor local:

$$\dot{q}_{crit} = 0.131 \rho_V^{\frac{1}{2}} \Delta h_V \left[g(\rho_L - \rho_V) \sigma_L \right]^{\frac{1}{4}} \quad (37)$$

Se supone que la transición "I-A" ocurre en un valor fijo del parámetro Martinelli, X_{tt} igual a 0.34. Resolviendo para x en la ecuación, la línea de umbral transición de flujo intermitente a anular "IA" en x es:

$$x = \left\{ \left[0.2914 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{\frac{-1}{1.75}} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{\frac{-1}{7}} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (38)$$

La Figura 20 define las dimensiones geométricas del flujo donde P_L es el perímetro del tubo humedecido, P_G es el perímetro seco en contacto con vapor solamente, h_L es la altura de la capa líquida completamente estratificada y P_i es la longitud de la interfaz de la fase. Del mismo modo, A_L y A_G son los correspondientes

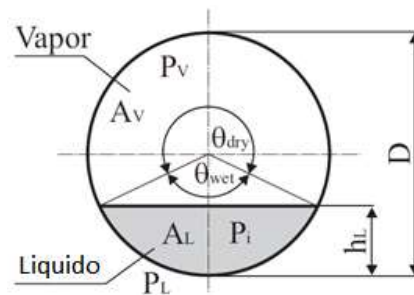


Figura 20. Dimensiones geométricas del flujo

Zonas transversales. Normalizando con el diámetro interno del tubo D , se obtienen seis variables adimensionales:

$$h_{Ld} = \frac{h_L}{d_{\text{int}}} \quad (39)$$

$$P_{Ld} = \frac{P_L}{d_{\text{int}}} \quad (40)$$

$$P_{Vd} = \frac{P_V}{d_{\text{int}}} \quad (41)$$

$$P_{id} = \frac{P_i}{d_{\text{int}}} \quad (42)$$

$$A_{Ld} = \frac{A_L}{d_{\text{int}}^2} \quad (43)$$

$$A_{Vd} = \frac{A_V}{d_{\text{int}}^2} \quad (44)$$

Las variables de área periférica y transversal sin dimensiones que se requieren para el análisis pueden derivarse de la geometría para una altura de líquido determinada h_L o para un nivel de referencia de líquido h_{LD} .

Para $h_{LD} \leq 0.5$

$$P_{Ld} = \frac{\left\{ 8(h_{Ld})^{0.5} - 2[h_{Ld}(1-h_{Ld})]^{0.5} \right\}}{3} \quad (45)$$

$$P_{vd} = \pi - P_{Ld} \quad (46)$$

$$A_{Ld} = \frac{\left\{ 12[h_{Ld}(1-h_{Ld})]^{0.5} + 8(h_{Ld})^{0.5} \right\} h_{Ld}}{15} \quad (47)$$

$$A_{vd} = \frac{\pi}{4} - A_{Ld} \quad (48)$$

Para $h_{LD} > 0.5$

$$P_{vd} = \frac{\left\{ 8(1-h_{Ld})^{0.5} - 2[h_{Ld}(1-h_{Ld})]^{0.5} \right\}}{3} \quad (49)$$

$$P_{Ld} = \pi - P_{vd} \quad (50)$$

$$A_{vd} = \frac{\left\{ 12[h_{Ld}(1-h_{Ld})]^{0.5} + 8(1-h_{Ld})^{0.5} \right\} (1-h_{Ld})}{15} \quad (51)$$

$$A_{Ld} = \frac{\pi}{4} - A_{vd} \quad (52)$$

Para h_{LD} entre 0 y 1 se tiene:

$$P_{id} = 2[h_{Ld}(1-h_{Ld})]^{0.5} \quad (53)$$

Como h_L es desconocido, es necesario un método iterativo que utilice la siguiente ecuación para calcular el nivel de referencia de líquido h_{LD} :

$$x_{it}^2 = \left[\left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\pi^2}{64A_{vd}^2} \right) \left(\frac{P_{vd} + P_{id}}{A_{vd}} + \frac{P_{id}}{A_{Ld}} \right) - \frac{1}{T_v^2} \right] \times \left(\frac{\pi}{P_{Ld}} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{64A_{Ld}^3}{\pi^2 P_{Ld}} \right) \quad (54)$$

Una vez que se conoce el nivel de líquido de referencia h_{LD} , las variables adimensionales se calculan a partir de las ecuaciones (39) a (54) y las curvas de transición para el mapa de patrón de flujo se determinan con las ecuaciones (28) a (32). Una versión mejorada de este mapa fue propuesta por Zürcher et al. [60], en el año 1999, Zürcher [61], en el año 2000 y Zürcher et al. [43], en el año 2002, respectivamente. Esta versión mejorada del mapa de patrones de flujo de Kattan et al. [32], respeta sus observaciones de patrones de flujo de amoníaco, pero de hecho es bastante compleja de implementar.

Utilizó el modelo de fracción vacía de Taitel y Dukler [59], (1976) para flujos completamente estratificados, el modelo de fracción vacía de Rouhani-Axelsson [62], en el año 1970 para flujos intermitentes y anulares e interpola entre estos dos para flujos ondulados estratificados. Además, incluye una función de disipación en la curva de transición "SW-A / I". El conjunto completo de ecuaciones de este mapa de patrón de flujo mejorado debe resolverse iterativamente para encontrar las curvas de transición, lo que es físicamente lógico pero difícil de implementar para la práctica general.

2.6. Mapa de patrón de Flujo de Steiner y Kind

Según Steiner [33] y Zhao et al. [63], se recomienda el siguiente esquema para la aplicación del mapa.

- Determinación del parámetro de Martinelli (X) el cual hace referencia a la calidad del vapor

$$X = \frac{\left(\frac{dp}{dz} \right)_L}{\left(\frac{dp}{dz} \right)_G} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0.125} \quad (55)$$

Con el índice 'G' para vapor y 'L' para líquido.

- Si Θ es el ángulo de inclinación con respecto a la horizontal, los números adimensionales vistos en el literal 1.9 del presente documento vienen dados por:

$$\left(\text{Re}_L Fr'_V \right)^{0.5} = \left[\frac{\left(\dot{m} \right)^3 \left(\dot{x} \right)^2 \left(1 - \dot{x} \right)}{\rho_V \left(\rho_L - \rho_V \right) \eta_L g \cos(\Theta)} \right]^{0.5} \quad (56)$$

$$\left(Fr_{Vm} \right)^{0.5} = \left[\frac{\left(\dot{m} \right)^2 \left(\dot{x} \right)^2}{gd \rho_L \rho_V} \right]^{0.5} \quad (57)$$

$$\left(FrEu \right)_L^{0.5} = \left[\frac{\xi_L \left(\dot{m} \right)^2 \left(1 - \dot{x} \right)^2}{2d \rho_L \left(\rho_L - \rho_V \right) g \cos(\Theta)} \right]^{0.5} \quad (58)$$

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{gd^2 \rho_L}{\sigma} \quad (59)$$

El número de Reynolds (Re) y el factor de fricción (ξ) se obtienen de las siguientes ecuaciones:

$$\text{Re}_L = \frac{\dot{m}(1-x)d}{\eta_L} \quad (60)$$

$$\xi_L = \frac{0.3164}{(\text{Re}_L)^{0.25}} \quad (61)$$

- c) El siguiente paso es determinar las condiciones límite a la luz del valor real del parámetro X de Martinelli. Las siguientes magnitudes con el subíndice "lim" corresponden a las curvas limitantes en la Figura 3. Para obtener un resultado definido, es esencial que las condiciones limitantes se definan en la siguiente sucesión:

El flujo es estratificado si:

$$(\text{Re}_L Fr'_V)^{0.5} \leq (\text{Re}_L Fr'_V)_{u,\text{lim}}^{0.5} \quad (62)$$

Si $(\text{Re}_L Fr'_V)_L$ es tomada en cuenta, la condición para el flujo ondulado es:

$$Fr_V^{0.5} \leq (Fr_{Vm})_{u,\text{lim}1}^{0.5} \quad (63)$$

El flujo de burbujas existe si:

$$(FrEu)_L^{0.5} \geq (FrEu)_{L,\text{lim}}^{0.5} \quad (64)$$

Bajo las siguientes condiciones, existe un flujo tapón o lodo:

$$x \geq 0.34 \quad \text{y} \quad Fr_{Vm}^{0.5} > (Fr_{Vm})_{u,\text{lim}1}^{0.5} \quad (65)$$

Dependiendo de $\left(\frac{We}{Fr}\right)_L$, la condición para el flujo neblina es:

$$x < 0.51 \quad \text{y} \quad Fr_{Vm}^{0.5} \geq (Fr_{Vm})_{lim2}^{0.5} \quad (66)$$

La alternativa final es el flujo anular, y está definido por más de una curva límite. Los límites para el flujo turbulento tanto del gas como del líquido (subíndice t, t) y también para el flujo laminar de líquido y gas turbulento (los subíndices " l, t ') se indican en la Figura 3. Dado que las diferencias no tienen importancia en la práctica, las únicas ecuaciones que se han dado son aquellas que se aplican al caso turbulento.

2.6.1. Determinación de las curvas de límite en el mapa de patrón de flujo

Las correlaciones requeridas con x deben ser conocidas para el trazado computarizado de las curvas de límite y para sondear el patrón de flujo anticipado. Las curvas limitantes ahora se pueden delinear insertando los valores conocidos para la altura relativa del líquido $h_L(x)$ en las funciones requeridas A_L, A_V y U_i . Al hacerlo, es esencial adherirse a la siguiente secuencia para sondear las condiciones de contorno para obtener un resultado único.

Flujo estratificado:

$$Re_L Fr_V' \leq (Re_L Fr_V')_{u,lim} = \frac{(226.3)^2}{\pi^3} A_L A_V^2 \quad (67)$$

Flujo ondulado:

$$Fr_{Vm} \leq (Fr_{Vm})_{u,lim1} = \frac{16A_V^3}{\pi^2 \sqrt{1-(2h_L-1)^2}} \left[\frac{\pi^2}{25h_L^2} \left(\frac{Fr}{We} \right)_L + \frac{1}{\cos \Phi} \right] \quad (68)$$

Flujo burbuja:

$$(FrEu)_L \geq [(FrEu)_L]_{lim} = \frac{128A_V A_L^2}{\pi^2 U_i} \quad (69)$$

Flujo tapón o bala:

Si $x \geq 0.34$, $Re_L < 1187$ y $Re_V \geq 1187$, se debe aplicar lo siguiente:

$$Fr_{Vm} > (Fr_{Vm})_{t,lim1} \quad (70)$$

Se deben cumplir las siguientes condiciones para el flujo de gas turbulento y líquido laminar, es decir, $Re_v \geq 1187$ y $Re_L < 1187$:

$$x \geq 0.51 \quad \text{y} \quad Fr_{Vm} \geq (Fr_{Vm})_{t,lim1} \quad (71)$$

Flujo de niebla:

$$x < 0.51 \quad \text{y} \quad Fr_{Vm} \geq (Fr_{Vm})_{lim2} = \frac{7680 A_v^2}{\pi^2 \xi_{Ph}} \left(\frac{Fr}{We} \right) \quad (72)$$

Donde:

$$\xi_{Ph} = \left[1.138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1.5 A_L} \right) \right]^2 \quad (73)$$

Flujo Anular:

Las condiciones que deben cumplirse en este caso son:

$$x < 0.51 \quad \text{y} \quad (Fr_{Vm})_{t,lim1} < Fr_{Vm} < (Fr_{Vm})_{lim2} \quad (74)$$

Todas las propiedades indicadas por el subíndice "L" para condensado de líquido/vapor sin componentes inertes son idénticas a las propiedades correspondientes del líquido saturado. Todos los valores indicados por el subíndice 'V' se aplican al vapor saturado.

2.7. Mapa de patrones de flujo de Thome y El Hajal

Thome y El Hajal [13], propusieron una versión más fácil de implementar a los mapas de Kattan et al. [58]. Las variables adimensionales A_{LD} , A_{VD} , h_{LD} y P_{iD} se determinan siguiendo un proceso iterativo utilizando el modelo estratificado de fracción de vacío de Taitel y Dukler [24]. Por otro lado, el modelo de transferencia de calor basado en patrones

de flujo de Kattan et al. [58], utiliza la versión Steiner [31] del modelo de flujo de deriva Rouhani-Axelsson [62] para tubos horizontales para predecir la fracción de vacío ε .

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[\left[1 + 0.12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) \left[g \sigma (\rho_L - \rho_v) \right]^{0.25}}{G^2 \rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (75)$$

Este modelo de fracción de vacío es fácil de aplicar y proporciona la fracción de vacío como una función explícita del flujo de masa total, lo que no hace el método de Taitel-Dukler [24]. Por lo tanto, tiene sentido usar el mismo modelo de fracción de vacío tanto en el mapa de patrón de flujo como en el modelo de transferencia de calor por ebullición de flujo, para el cual el modelo de Rouhani-Axelsson [62] es una mejor opción como método general. Luego, conociendo el área de la sección transversal del tubo, los valores A_{LD} y A_{VD} se pueden determinar cómo:

$$A_{LD} = \frac{A(1-\varepsilon)}{D^2} \quad (76)$$

$$A_{VD} = \frac{A\varepsilon}{D^2} \quad (77)$$

La altura del líquido sin dimensiones h_{LD} y la longitud sin dimensiones de la interfaz del líquido P_{iD} se pueden expresar en función del ángulo estratificado θ_{strat} :

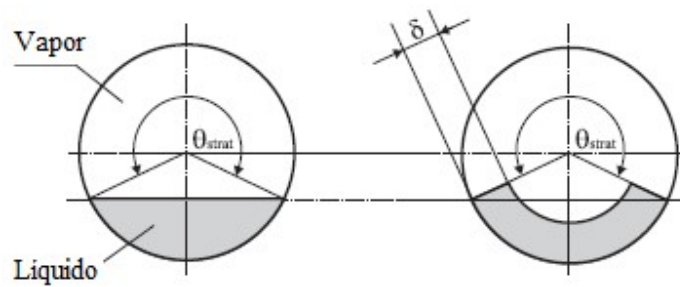


Figura 21. Ángulo estratificado en flujo bifásico [64]

$$h_{LD} = 0.5 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right] \quad (78)$$

$$P_{iD} = \sin\left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2}\right) \quad (79)$$

Evitando realizar iteraciones, el ángulo estratificado θ_{strat} se puede calcular a partir de una expresión aproximada, evaluada en términos de fracción vacía, propuesta por Biberg [65] de la siguiente manera:

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200}(1-\varepsilon)\varepsilon \left[1 - 2(1-\varepsilon) \left[1 + 4(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2 \right] \right] \right\} \quad (80)$$

La curva de transición "SW-I / A" se determina utilizando la expresión actualizada de Zürcher *et al.* [60], para G_{wavy} , donde G_{wavy} está en $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$:

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{VD}^3 g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_{LD} - 1)^2]^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} (1-x)^{-F_1(q)} \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-F_2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 - 75e^{-\left(\frac{(x^2 - 0.97)^2}{x(1-x)} \right)} \quad (81)$$

De manera similar, la curva de transición de "S-SW" se determina utilizando la otra expresión de Zürcher *et al.* [60], para G_{strat} , donde G_{strat} está en $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$:

$$G_{strat} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{\frac{1}{3}} + 20x \quad (82)$$

Los exponentes empíricos no dimensionales $F1(q)$ y $F2(q)$ se agregaron a la expresión de G_{wavy} para incluir el efecto del flujo de calor en el inicio de la desecación de la película anular [64]. Es decir, la transición del flujo anular al flujo anular con secado parcial. Estos parámetros se determinan como:

$$F_1(q) = 646.0 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^2 + 64.8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right) \quad (83)$$

$$F_2(q) = 18.8 \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^2 + 1.023 \quad (84)$$

Donde nuevamente la correlación de Kutateladze [59] para el flujo de calor crítico q_{crit} se utilizó para normalizar la transferencia de calor local. Los límites de transición "A-M", "I-A" e "I-B" no se han cambiado y se recomienda usarlos en la misma forma propuesta por Kattan *et al.* [58].

2.8. Mapa de patrones de flujo de Wojtan, Ursenbacher y Thome

El mapa de flujo propuesto por Wojtan *et al.* [11], es una versión actualizada del mapa de Kattan *et al.* [58]. Este mapa también incluye el efecto del flujo de calor en la transición al flujo de niebla.

Este mapa se ilustra en la Figura 22. Donde S = flujo estratificado, SW = flujo ondulado estratificado, I = flujo intermitente, A = flujo anular, M = flujo de niebla y D representa la zona de transición entre flujo de niebla y anular [64].

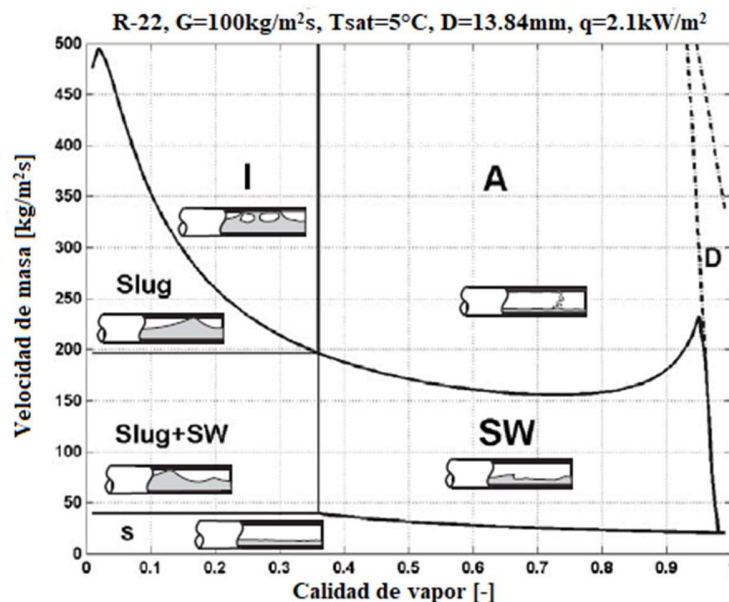


Figura 22. Mapa de patrón de flujo para R-22 a $T_{sat} = 5^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 13.84mm con $G = 100\text{ kg/m}^2\text{s}$ y $q = 2.1\text{kW/m}^2$ [64]

Para la versión actualizada se realiza el siguiente procedimiento de implementación:

- a. Primero los parámetros geométricos ε , A_{LD} , A_{VD} , θ_{strat} , h_{LD} y P_{iD} se calculan a partir de las siguientes ecuaciones [11]:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[\left[1 + 0.12(1-x) \right] \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x) \left[g\sigma(\rho_L - \rho_v) \right]^{0.25}}{G^2 \rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (85)$$

$$A_{LD} = \frac{A(1-\varepsilon)}{D^2} \quad (86)$$

$$A_{VD} = \frac{A\varepsilon}{D^2} \quad (87)$$

$$\theta_{strat} = 2\pi - 2 \left\{ \pi(1-\varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \left[1 - 2(1-\varepsilon) + (1-\varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] - \frac{1}{200}(1-\varepsilon)\varepsilon \left[1 - 2(1-\varepsilon) \left[1 + 4(1-\varepsilon)^2 + \varepsilon^2 \right] \right] \right\} \quad (88)$$

$$h_{LD} = 0.5 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \right] \quad (89)$$

$$P_{iD} = \sin \left(\frac{2\pi - \theta_{strat}}{2} \right) \quad (90)$$

- b. La transición S-SW se calcula a partir de:

$$G_{strat} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{LD} A_{VD}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) g \mu_L}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (91)$$

Donde: $G_{start} = G_{start}(x_{IA})$ cuando $x < x_{IA}$.

El flujo se estratifica siempre que $G < G_{start}$

- c. El límite SW-I / A se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16 A_{VD}^3 g D \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 \left[1 - (2h_{LD} - 1)^2 \right]^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-1} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 \quad (92)$$

$$Fr_L = \frac{G^2(1-x)^2}{\rho_L^2(1-\varepsilon)^2 gh_L} \quad (93)$$

$$We_L = \frac{\rho_L \mu_L^2 D}{\sigma} \quad (94)$$

La región estratificada-ondulada se encuentra sobre la región estratificada y luego se subdivide en tres zonas:

- $G > G_{wavy}(x_{IA})$ da la región de slug;
- $G_{strat} < G < G_{wavy}(x_{IA})$ y $x < x_{IA}$ da la región slug/stratified-wavy;
- $x \geq x_{IA}$ da la región stratified-wavy.

d. La transición I-A se calcula a partir de la siguiente ecuación y se extiende a su intersección con G_{strat} [11]:

$$x_{IA} = \left\{ \left[0.34^{0.875} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1.75} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{\frac{1}{7}} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (95)$$

e. El límite A-D se calcula a partir de:

$$G_{dryout} = \left\{ \frac{1}{0.235} \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \left(\frac{D}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.17} \left[\frac{1}{gD\rho_V(\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0.25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0.70} \right\}^{0.926} \quad (96)$$

f. El D-M se calcula a partir de:

$$G_{mist} = \left\{ \frac{1}{0.0058} \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] \left(\frac{D}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.38} \left[\frac{1}{gD\rho_V(\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{-0.27} \right\}^{0.943} \quad (97)$$

Las siguientes condiciones se aplican para definir las transiciones en el rango de alta calidad:

Si $G_{strat} \geq G_{dryout}$, entonces $G_{dryout} = G_{strat}$

Si $G_{wavy} \geq G_{dryout}$, entonces $G_{dryout} = G_{wavy}$

Los valores máximos de la calidad (x) para usar en las ecuaciones (85) a (97) son de 0 a 0.99. Hay muchos mapas de patrones de flujo disponibles para predecir regímenes de flujo de dos fases adiabáticos en tubos horizontales, la mayoría se los realizaron en base de datos de aire y agua, solo algunos se desarrollaron específicamente para refrigerantes [64]. El mapa de patrón de flujo original de Kattan et al. [58] y sus respectivas actualizaciones, se desarrollaron específicamente para refrigerantes en condiciones diabáticas y adiabáticas.

Los datos obtenidos del cálculo dependen de los resultados adquiridos al realizar lecturas de termocuplas, pirómetros y manómetros en los componentes de la máquina, a una hora en la que la radiación esté en su máxima potencia.

Se debe tomar en cuenta el autor a seguir, cada autor obtuvo diferentes ecuaciones, se recomienda estudiar y analizar un solo autor. La versión de Wojtan *et al.* [11], incluye las influencias del flujo de calor y la sequedad en los límites de transición del patrón de flujo, lo que proporciona una predicción mucho más precisa de los regímenes de flujo.

La discretización de las ecuaciones gobernantes (anexo 1 y 2) depende del autor, habiendo una pequeña diferencia en las constantes de las ecuaciones de los límites de las regiones de los patrones de flujo y una similitud en la estructura de las variables utilizadas, siendo erróneas las gráficas si se difiere de autor las gráficas con las ecuaciones al obtener los patrones de flujo.

La distribución de los regímenes y su definición depende netamente de la interpretación de cada investigador, Wojtan es el investigador que más regímenes de patrones de flujo discretiza, define y grafica hasta el actual proyecto técnico teniendo gráficas calidad-flujo másico de dispersión variada.

Finalmente, este mapa evita cualquier cálculo iterativo y, por lo tanto, se puede utilizar fácilmente para la identificación del régimen de flujo.

En el siguiente capítulo a través del desarrollo de las ecuaciones descritas (85)-(97), se presentarán gráficamente los resultados obtenidos en una hoja de cálculo. El software de cálculo EES (Engineering equation solver) fue relevante para la obtención de datos termodinámicos.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS Y RESULTADOS

En este capítulo se detallan, gráficamente, los resultados de la resolución de las ecuaciones presentadas en el Capítulo II, un breve análisis de los cálculos a diferente tipo de condiciones del condensador y recomendaciones para obtener gráficas más detalladas del cambio de estado del refrigerante en un análisis venidero.

3.1. Esquematación inicial

Según Wojtan [12], las ecuaciones gobernantes para los patrones de flujo (85)-(97) detallado en el capítulo dos limitan cinco regiones de flujo: anular (A), secado (D), niebla (M), estratificado (S) e intermitente (I) dividido en 3 subregiones babosa (Slug), babosa/estratificado con olas (Slug+SW) y estratificado con olas (SW) como se detalla en la

Figura 23.

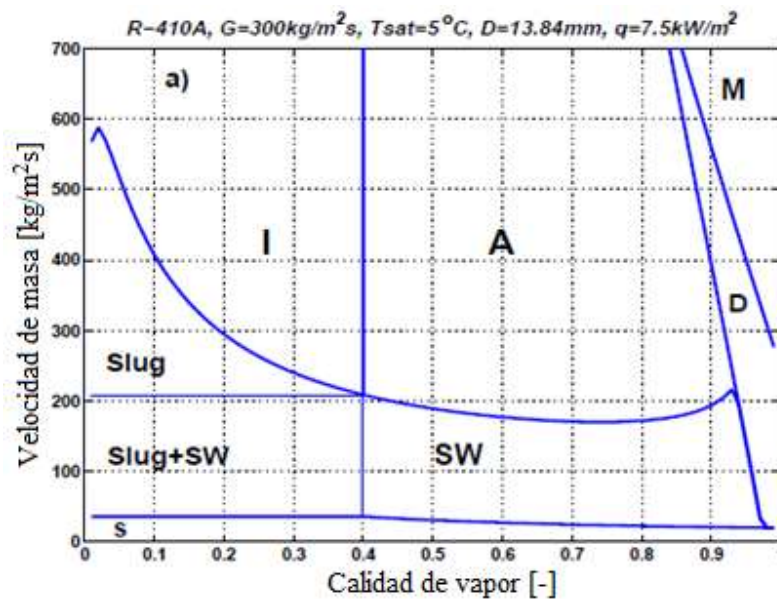


Figura 23. Mapa de patrón de flujo para R-410A a $T_{sat} = 5^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 13.84 mm con $G = 300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ y $q = 7.5 \text{ kW/m}^2$ [12]

Según la cronología de investigación de patrones de flujo detallada en el capítulo uno y dos, los patrones de flujo se pueden dividir dependiendo de los autores y sus correlaciones

teniendo una similitud en la distribución de ecuaciones para los diferentes regímenes de estado de refrigerantes como lo muestra Kattan et al. [32], en la

Figura 24.

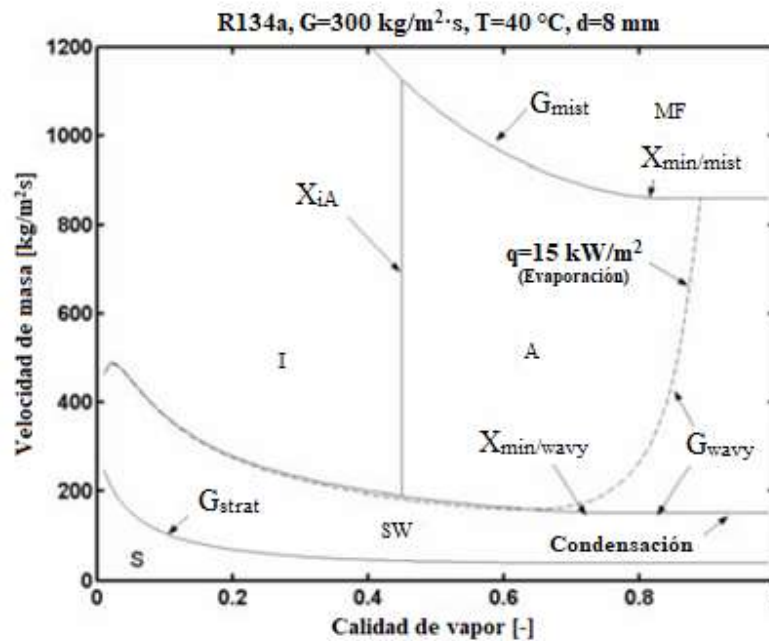


Figura 24. Distribución de ecuaciones para mapas de patrones de flujo para tubos horizontales Kattan-Thome—Favrat [32]

Según la toma de datos obtenidos del colector/evaporador de una bomba de calor de expansión directa asistida con energía solar detallada en la Tabla 5, los resultados se presentan en dos tipos de funcionamiento en el condensador: Sin recirculación y con recirculación analizados a continuación.

3.2. Resultados Gráficos obtenidos en la hoja de cálculo y EES

A continuación, se detalla los resultados obtenidos gráficamente en una hoja de cálculo y datos termodinámicos del EES a partir de las ecuaciones descritas en el capítulo dos a diferente horario, día, condición del condensador y calidad de vapor en la ubicación del barrio La Argelia, Sur de Quito - Ecuador.

3.2.1. Mapa de patrones de flujo con recirculación del condensador

Condiciones del condensador:	Con recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Nublado con sol	Calidad:	0.19
Fecha:	Domingo 26 de mayo del 2019	Hora:	10:40 am

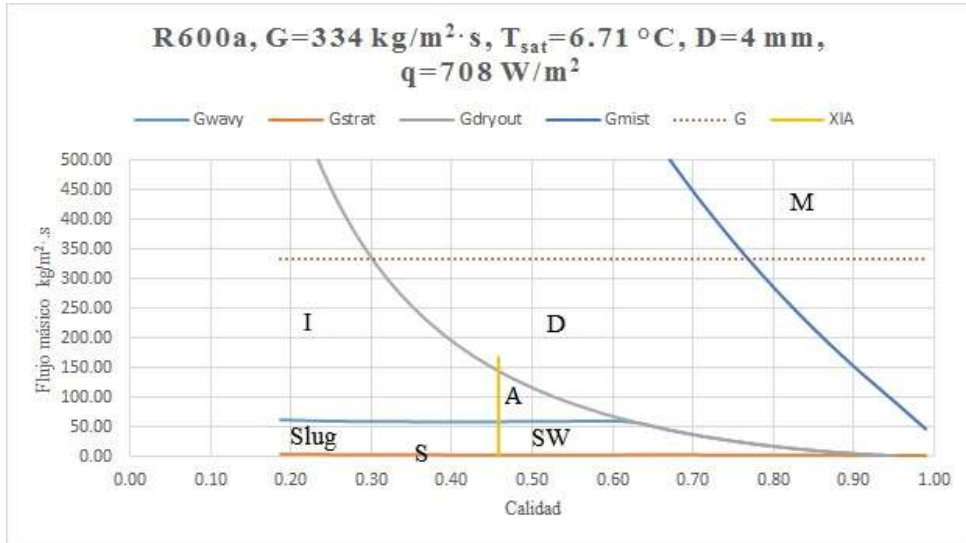


Figura 25. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am

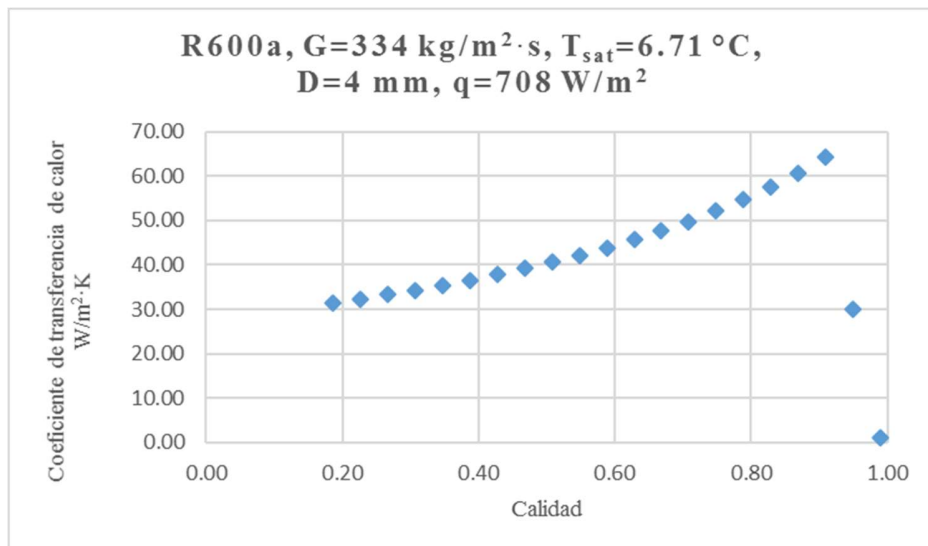


Figura 26. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am

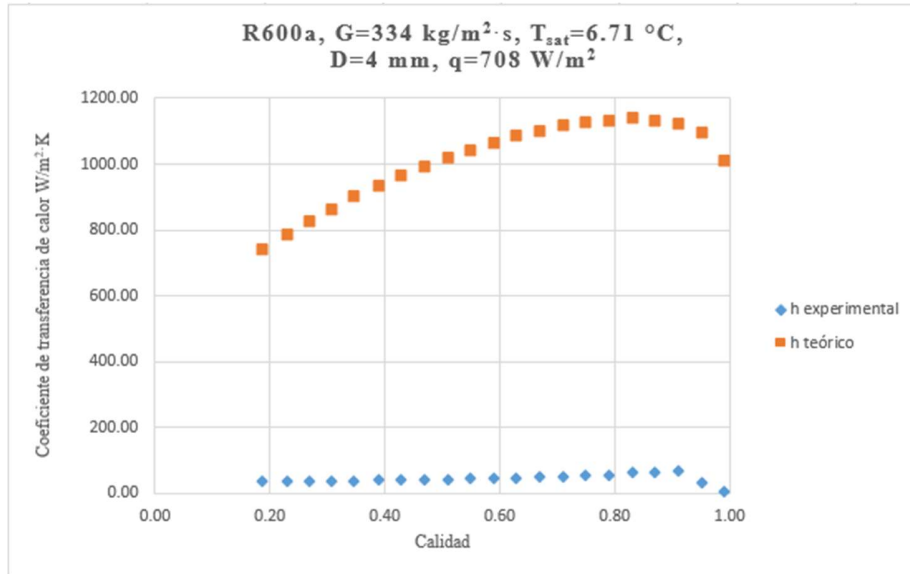


Figura 27. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 6.71 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 334 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 708 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 10:40 am

Condiciones del condensador:	Con recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Nublado con sol	Calidad:	0.24
Fecha:	Domingo 26 de mayo del 2019	Hora:	11:00 am

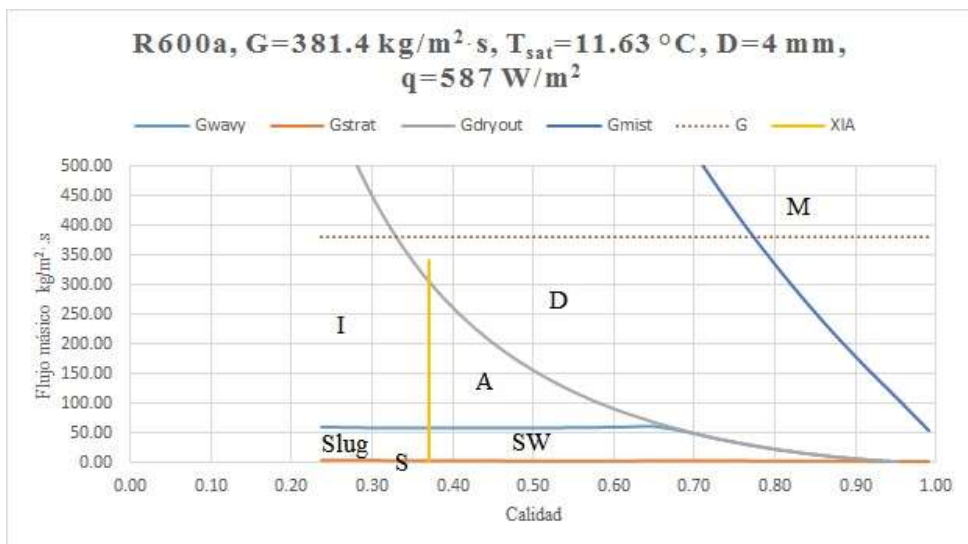


Figura 28. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 11.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am

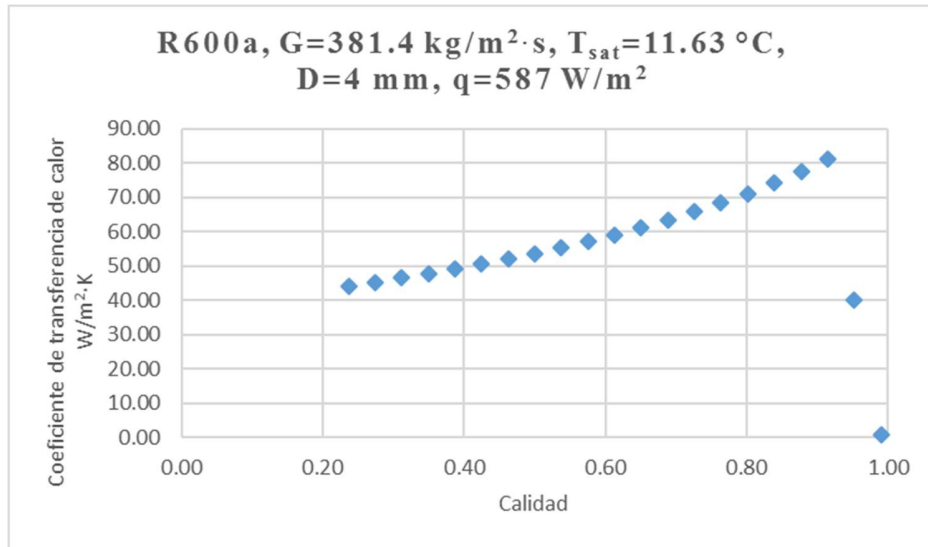


Figura 29. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{sat} = 11.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am

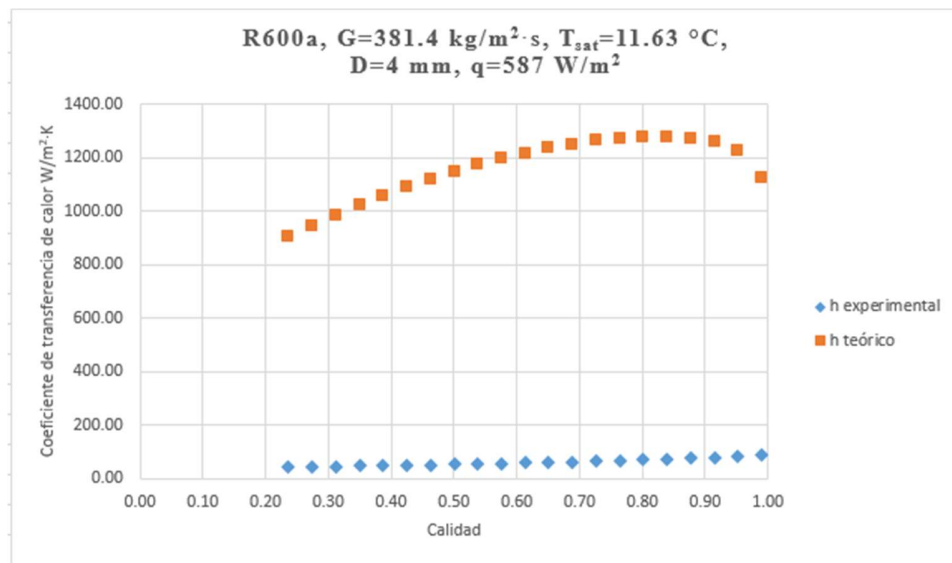


Figura 30. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{sat} = 11.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 381.4 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 587 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 11:00 am

Condiciones del condensador:	Con recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Parcialmente nublado con sol	Calidad:	0.27
Fecha:	Domingo 26 de mayo del 2019	Hora:	1:10 pm

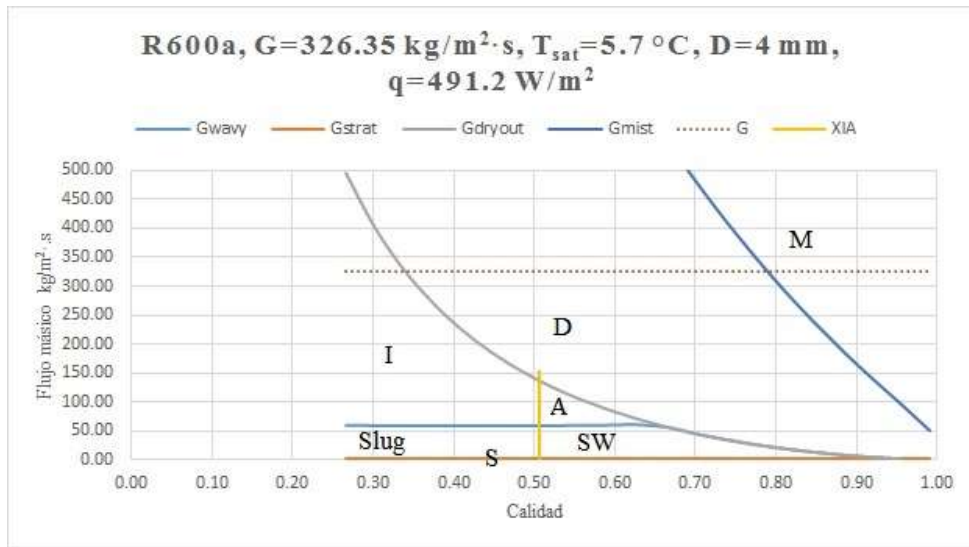


Figura 31. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 5.7 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 491 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm

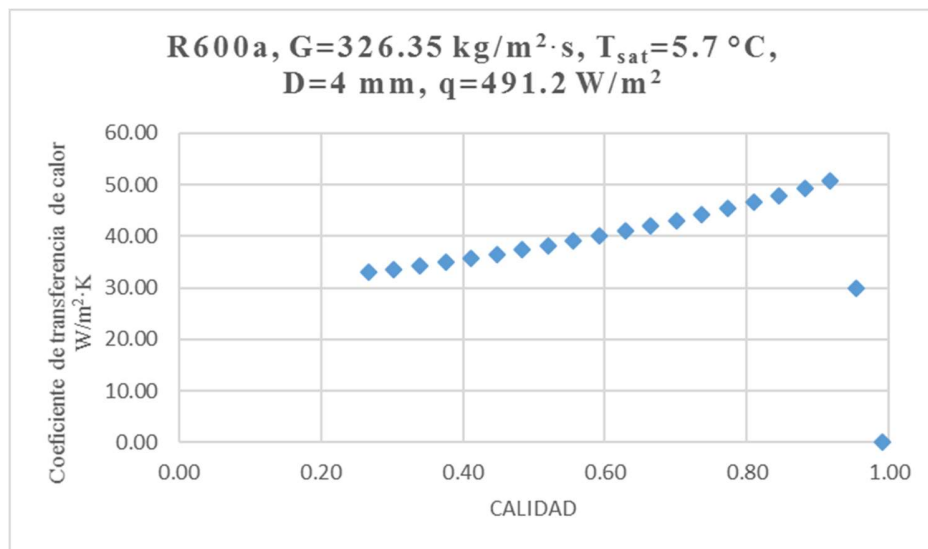


Figura 32. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 5.7 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 491 \text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm

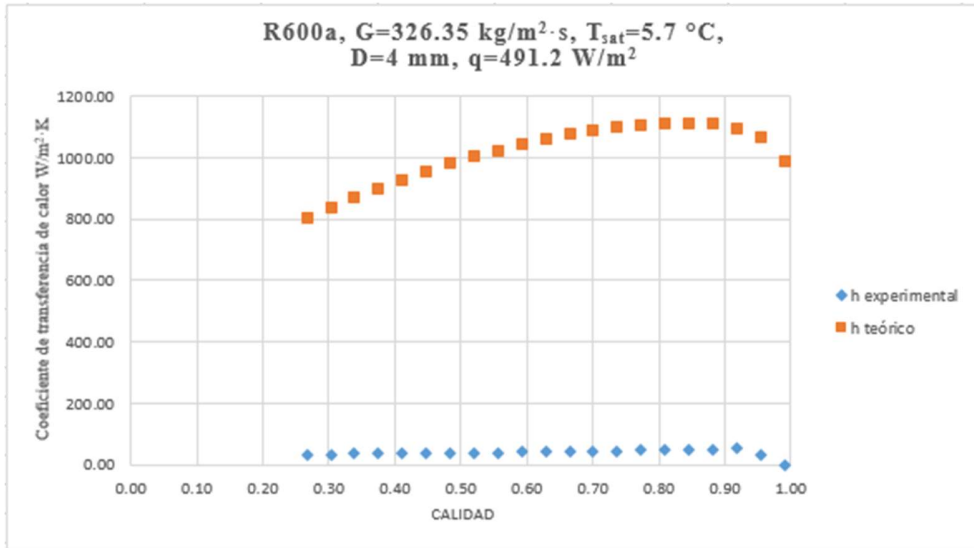


Figura 33. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{sat} = 5.7\text{ °C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 326.35\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 491\text{ W/m}^2$, con recirculación 26-05-2019 1:10 pm

Condiciones del condensador:	Con recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Parcialmente nublado	Calidad:	0.25
Fecha:	Martes 28 de mayo del 2019	Hora:	12:45 pm

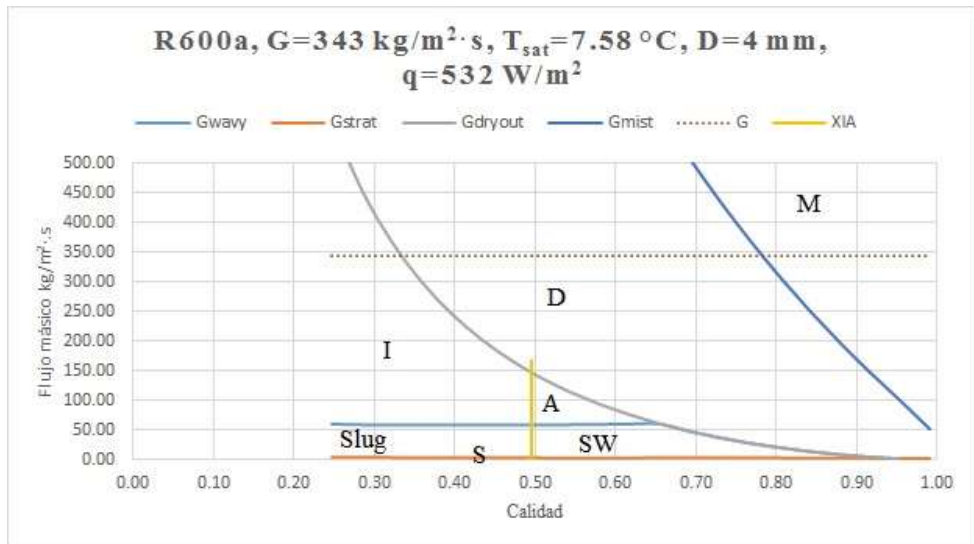


Figura 34. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{sat} = 7.58\text{ °C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 532\text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm

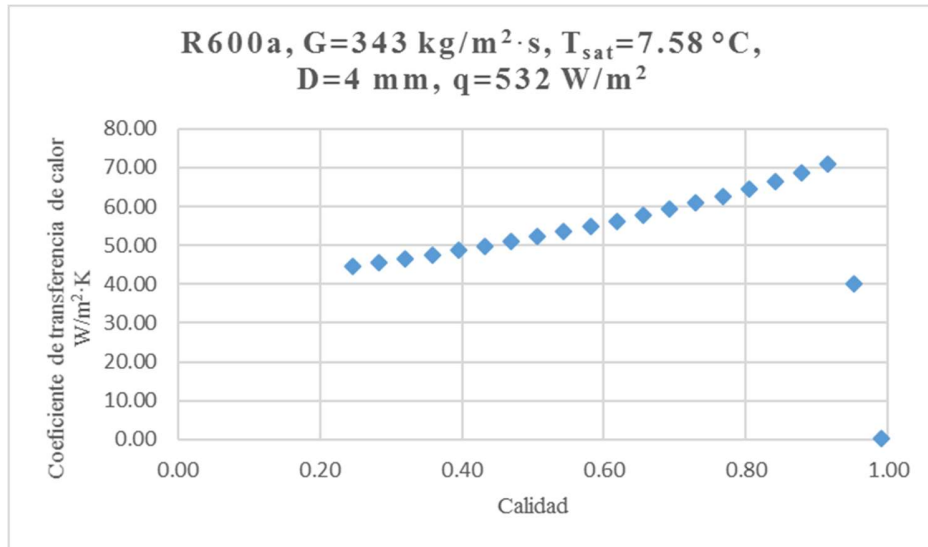


Figura 35. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 7.58 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 532 \text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm

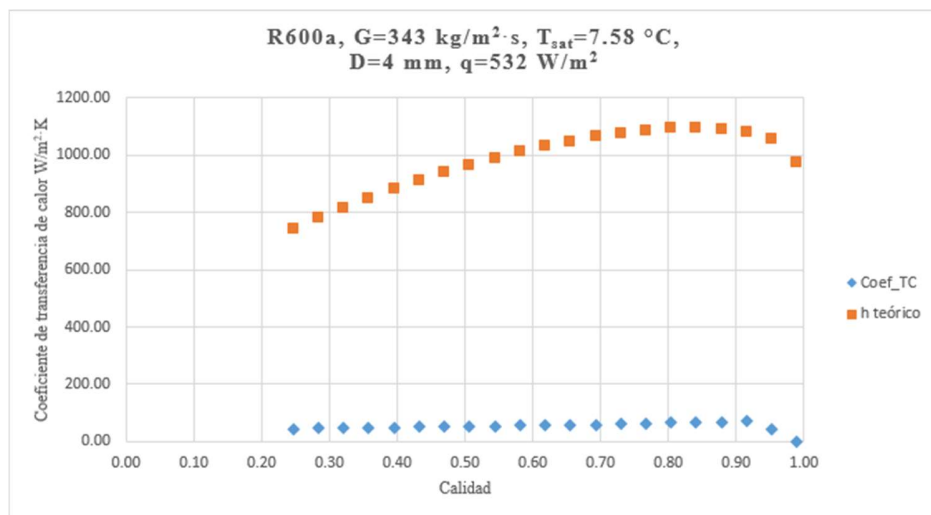


Figura 36. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 7.58 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 343 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 532 \text{ W/m}^2$, con recirculación 28-05-2019 12:45 pm

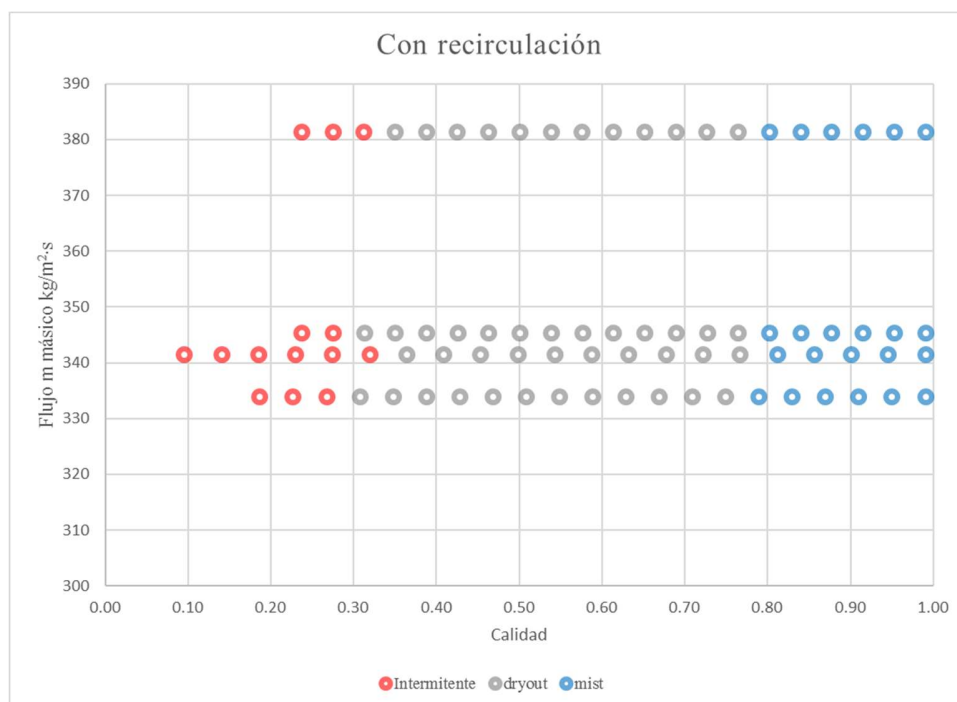


Figura 37. Cambio de régimen a diferente flujo másico con recirculación

Según los estudios mencionados en la literatura de la presente investigación, se puede evidenciar una clara distinción en los patrones de flujo descrito por los autores con relación a los resultados obtenidos con datos experimentales. Esta distinción se debe a varios factores descrita en la Tabla 5, la cual podría mejorarse utilizando factores descritos en la Tabla 6.

Tabla 5. Variables obtenidas experimentalmente del colector/evaporador

Variable	Dato experimental
Flujo de masa	Fijo a 3 g/s
Calidad de entrada	Rango de 0.17 a 0.35
Presión	Entrada \geq Salida
Temperatura del refrigerante	Entrada $<$ Salida
Radiación	0-700 W/m ²
Temperatura superficial de la placa	temperatura ambiente-creciente
Temperatura ambiente	Dato fijo 15-18 °C
Diámetro interno	Fijo 4 mm.

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Tabla 6. Datos ideales para graficas estándar de patrones de flujo del colector/evaporador

Variable	Dato experimental
Flujo de masa	Datos Variables
Calidad	Rango de 0 a 1
Presión	Entrada \geq Salida
Temperatura del refrigerante	Entrada \ll Salida
Radiación	$> 4 \text{ kW/m}^2$
Temperatura superficial de la placa	No menor a la temperatura ambiente
Temperatura ambiente	Inversamente proporcional temperatura ambiente-calidad
Diámetro interno	Datos variables

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

3.2.2. Mapa de patrones de flujo sin recirculación del condensador

Condiciones del condensador:	Sin recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Nublado con sol	Calidad:	0.21
Fecha:	Domingo 26 de mayo del 2019	Hora:	11:40 am

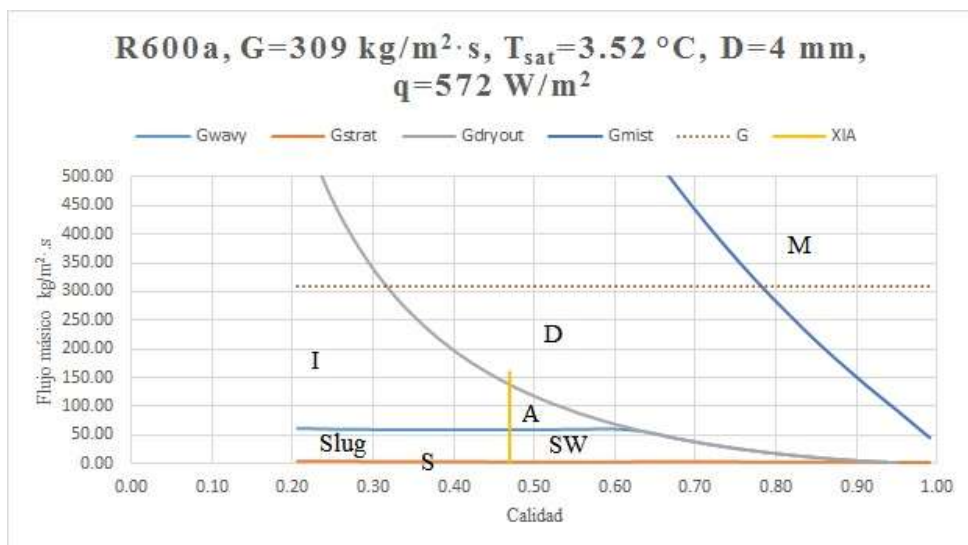


Figura 38. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 3.52 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am

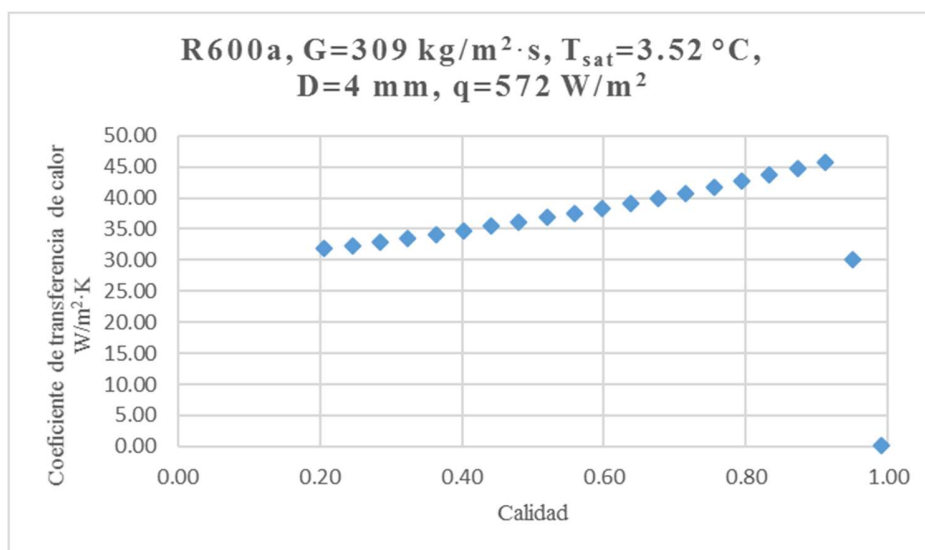


Figura 39. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{sat} = 3.52 \text{ °C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am

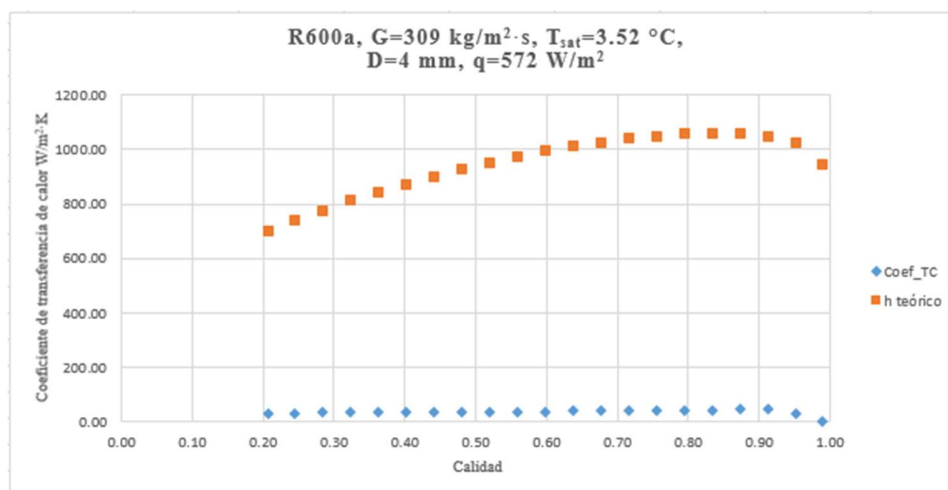


Figura 40. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{sat} = 3.52 \text{ °C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 309 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 572 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 26-05-2019 11:40 am

Condiciones del condensador:	Sin recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Parcialmente nublado con sol	Calidad:	0.20
Fecha:	Miércoles 29 de mayo del 2019	Hora:	12:20 pm

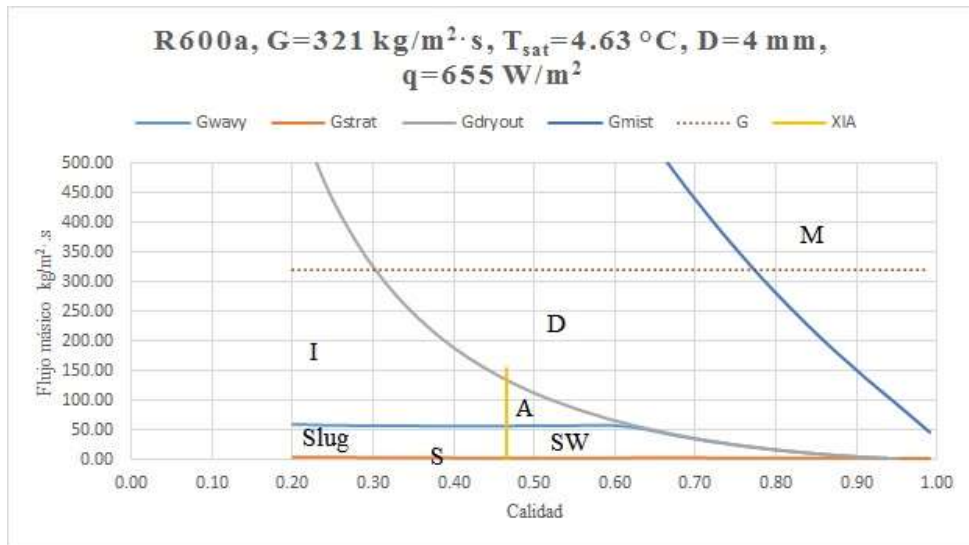


Figura 41. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm

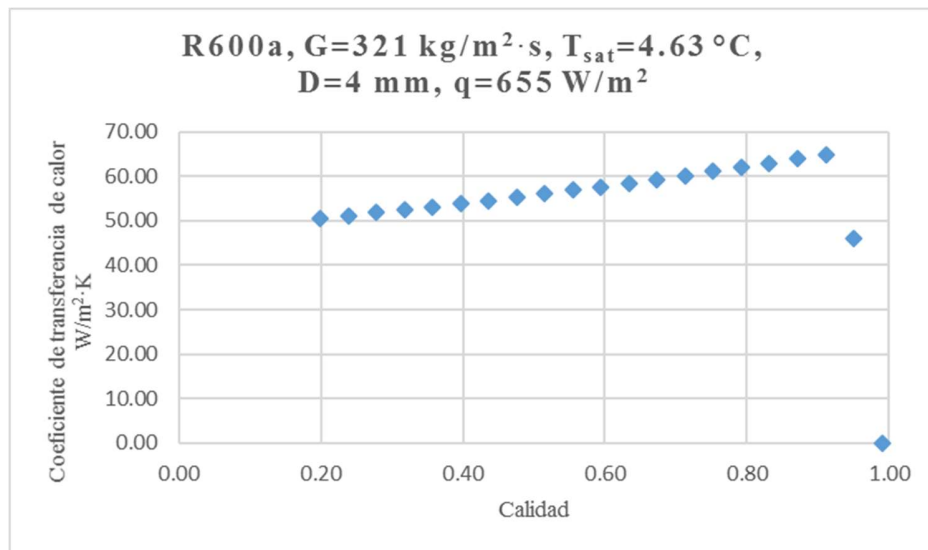


Figura 42. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm

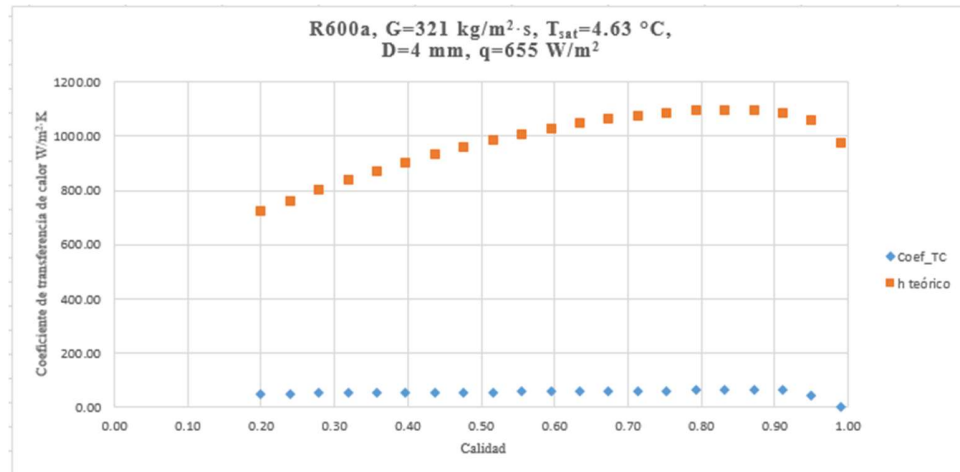


Figura 43. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 655 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:20 pm

Condiciones del condensador:	Sin recirculación	Carga Refrigerante R600a:	90 gramos
Condiciones climáticas:	Parcialmente nublado con sol	Calidad:	0.22
Fecha:	Miércoles 29 de mayo del 2019	Hora:	12:25 pm

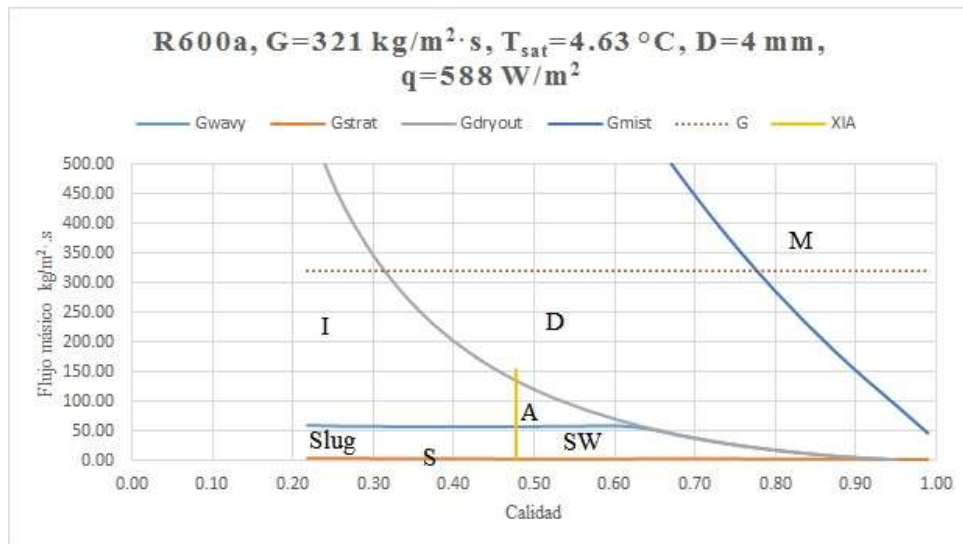


Figura 44. Mapa de patrón de flujo para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm

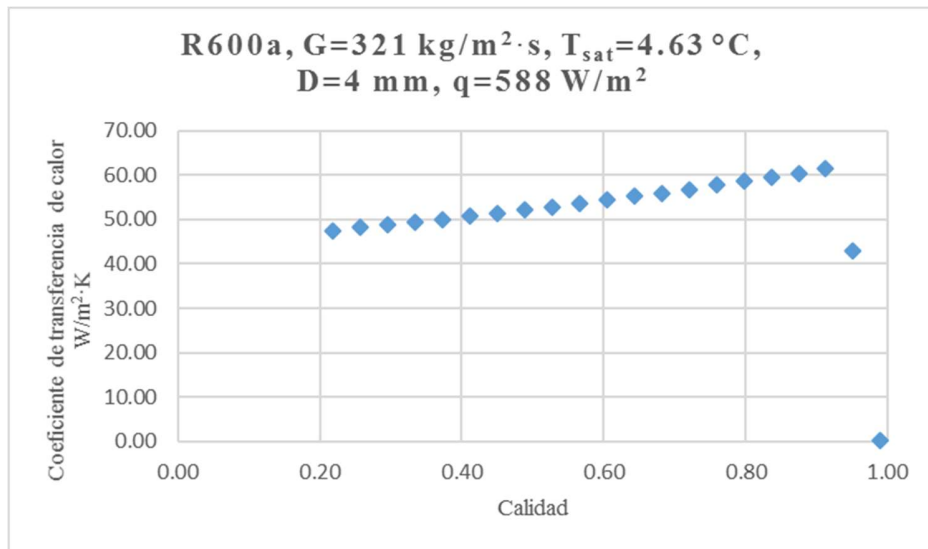


Figura 45. Coeficiente de transferencia de calor para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm

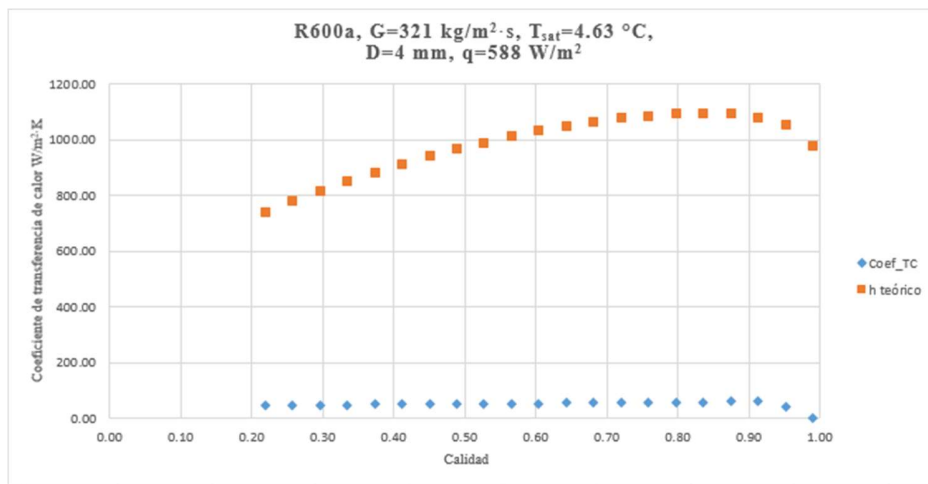


Figura 46. Comparación entre coeficiente de transferencia de calor teórico vs. experimental para R600a a $T_{\text{sat}} = 4.63 \text{ }^\circ\text{C}$ con un diámetro interno del tubo de 4 mm con $G = 321 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $q = 588 \text{ W/m}^2$, Sin recirculación 29-05-2019 12:25 pm



Figura 47. Cambio de régimen a diferente flujo másico sin recirculación

Con base en los datos obtenidos, cambiando la temperatura de saturación, se puede alterar el límite X_{LA} entre el límite I y A como se puede observar entre la

Figura 25 y

Figura 28. Además, se ha podido distinguir un cambio en las gráficas dependiendo del valor que se modifique en las ecuaciones como, por ejemplo:

- Cambiando el Q de radiación se altera el límite de G_{dryout}
- Cambiando el diámetro interior se altera el límite de G_{mist} .
- Aumentando la presión de entrada se altera G_{wavy} y G_{strat} ,
- La presión de salida debe ser igual o mayor a la presión de entrada para obtener patrones de flujo en calidades extrapolares.
- La temperatura de entrada del refrigerante debe ser menor al punto de ebullición para poder apreciar mejor los estados de patrones de flujo.

- Al tener valores de temperatura por debajo del punto de ebullición del refrigerante y a la salida valores por encima del mismo se puede apreciar que el G_{strat} aumenta junto con el G_{wavy} en el límite de intermitente a anular.
- El límite X_{IA} puede ser modificado si se varia el flujo de masa del refrigerante.

3.3. Comparación de los tipos de recirculación

Según los datos obtenidos, la modificación debido a la recirculación en el condensador es una mejora termodinámicamente, el coeficiente de transferencia de calor sin recirculación es bajo a comparación al coeficiente de transferencia de calor con recirculación como muestra la

Figura 49, además el límite entre I y A varía directamente a la calidad descrita en la Figura 48, pero es debido como se describió anteriormente a la variación del flujo de masa con la temperatura de saturación.

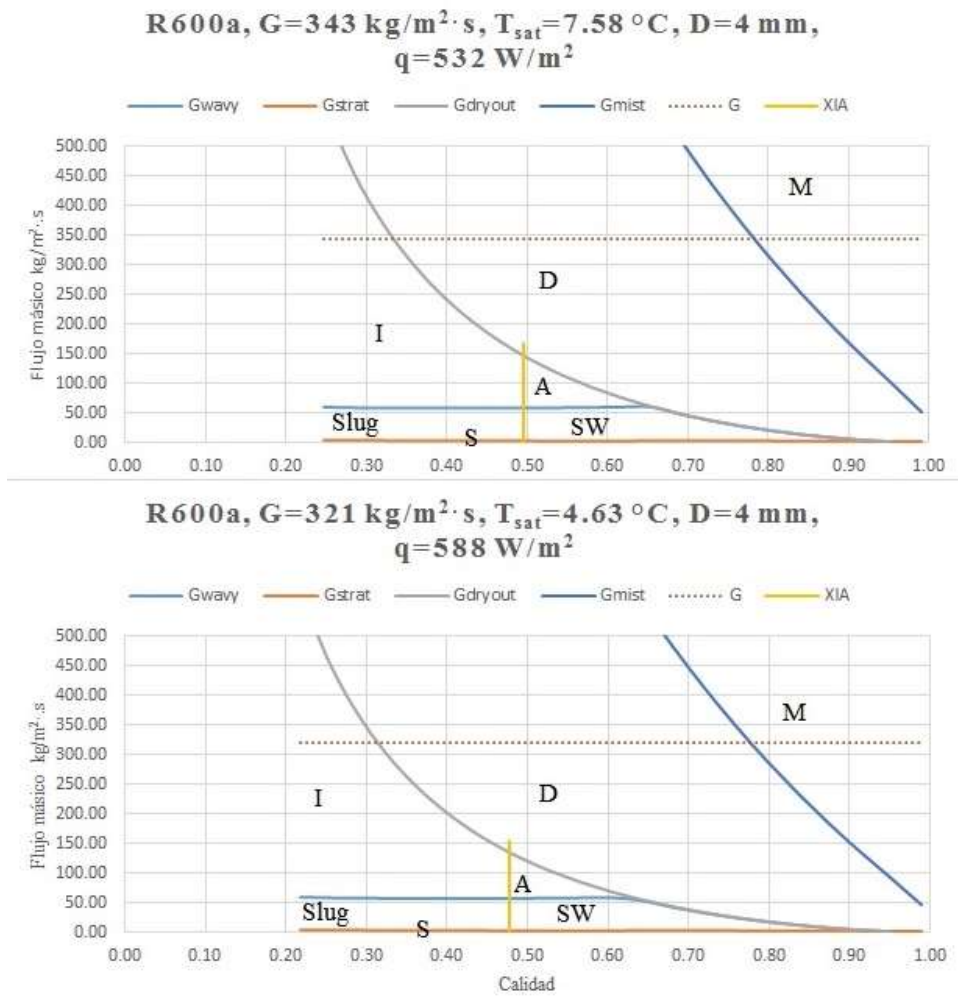


Figura 48. Comparación patrones de flujo con recirculación (superior) versus sin recirculación (inferior) a 12:00 pm

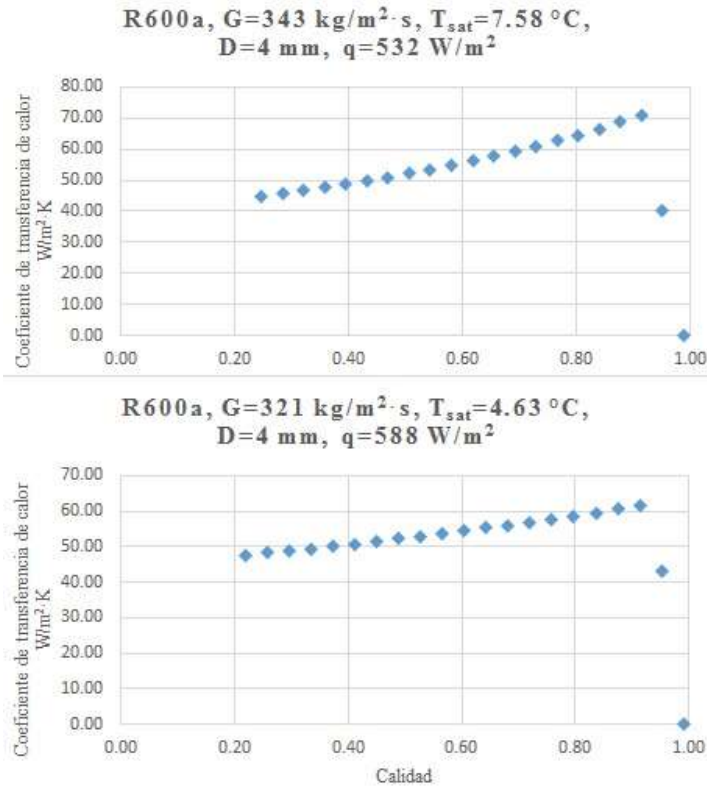


Figura 49. Comparación coeficiente de transferencia de calor con recirculación (superior) versus sin recirculación (inferior) a 12:00 pm

La distinción de las gráficas de los patrones de flujo con respecto a los autores es debido a la baja carga térmica total suministrada obtenida de datos experimentales, las gráficas se pueden mejorar con modificaciones descritas en la Tabla 6, el flujo del condensador con recirculación es una mejora para el coeficiente de transferencia de calor, junto con otras mejoras por ejemplo oscurecer la placa plana del colector, agregar paneles reflectantes hacia abajo del colector para aumentar la radiación pueden ser modificaciones para un mejor estudio venidero de los patrones de flujo con los datos experimentales obtenidos de la maquina empleada.

Las gráficas de patrón de flujo se pueden ver influenciada por las variables de densidad, presión, temperaturas, diámetro de la tubería, flujo másico y carga térmica siendo esta última una variable muy significativa en nuestro análisis con cambios en el límite I-A y dryout.

Al analizar el coeficiente de transferencia de calor, se percató que la transferencia de calor por ebullición nucleada es más fuerte que el proceso de transferencia de calor por convección y el flujo de masa tiene poco efecto en la ebullición nucleada, por lo que el coeficiente de transferencia de calor es independiente del flujo de masa.

Se determinó los patrones de flujo, adaptando al método de solución de Wojtan, los patrones obtenidos varían, debido al uso de un hidrocarburo natural que es el R600a como refrigerante, un bajo flujo de calor y velocidad de masa.

CONCLUSIONES

- El estudio actual refleja que las investigaciones más recientes sobre patrones de flujo, utilizando nuevos refrigerantes de bajo impacto ambiental seguido de un bajo GWP en procesos de evaporación, han sido desarrolladas desde 1993, con el primer atlas de transferencia de calor, hasta 2017 con la modificación y definición de nuevos patrones de flujo a distintos ángulos de inclinación (0° - 90°) con variaciones de flujo de masa, coeficiente de transferencia de calor, diámetros internos, calidad y temperaturas de saturación.
- Los patrones de flujo obtenidos han demostrado un déficit de valores y un limitante flujo de calor en el proceso de evaporación en un colector/evaporador debido a variables con valores inferiores a los estudiados en artículos previos, sugiriendo la modificación de la maquina empleada para la obtención de valores experimentales.
- La obtención de los patrones de flujo en un colector/evaporador componente de una bomba de calor asistida por energía solar ha demostrado que el coeficiente de transferencia de calor y la carga térmica total son un 1000 % más bajo, el rango de la calidad de 83/100 es un rango incompleto y un diámetro interno fijo es un limitante a comparación con investigaciones previas, obteniendo gráficas que difieren drásticamente de los autores.

RECOMENDACIONES

- Aumentar el flujo de calor, al hacerlo la línea de dryout y la línea de mist tendrán una tendencia a crear dos líneas paralelas, lo cual se replica en las líneas obtenidas por varios autores en sus investigaciones previas.
- Analizar el coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva, ebullición nucleada a una presión de saturación constante a diferentes flujos de masa y flujos de calor para poder visualizar el efecto en el coeficiente de transferencia de calor en las gráficas de h vs. x .
- Para una precisión en el cálculo de los mapas de patrones de flujo tener en cuenta los datos ideales a desarrollar por la maquina utilizada para la investigación, los cuales fueron reportados en la Tabla 6.

REFERENCIAS

- [1] J. M. Torres Coria y E. F. Trauwvitz Rosas , Flujo multifásico en tuberías, Mexico: Universidad Nacional Autónoma de México, 2008.
- [2] F. García, «Estudio experimental de patrones de flujo bifásico gas-líquido en tuberías horizontales y ligeramente inclinadas,» Universidad Central de Venezuela, Caracas, 2007.
- [3] B.O. Bolaji y Z. Huan, «Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 49-54, 2013.
- [4] R. E. M. Serna, «Evaluación Teórica de una Bomba de Calor Solar para el Calentamiento de Agua Sanitaria,» Medellín, Grupo de Investigación en Energía y Termodinámica, 2012.
- [5] M. Ishii y T. Hibiki, *Thermo-Fluid Dynamics of Two-Phase Flow*, Second Edition ed., París: Eyrolles, 1975.
- [6] O. C. Benítez Centeno, «Modelación de Flujo Bifásico a través de Pozos Petroleros,» Cuernavaca, 2004.
- [7] I. Matínez, «Heat convection with phase change,» 2018.
- [8] K. Mao y T. Hibiki, «Flow regime transition criteria for upward two-phase cross-flow in horizontal tube bundles,» *Applied Thermal Engineering*, West Lafayette, 2016.
- [9] C. Keepaiboon y S. Wongwises, «Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel,» Bangkok, 2015.
- [10] O. García Valladares, «Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión,» Terrassa, 2000.

- [11] L. Wojtan, T. Ursenbacher y J. R. Thome, «Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 14, n° 48, pp. 2955-2969, 2005.
- [12] L. Wojtan, «Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes,» Université de Cracovie, Lausanne, Switzerland, 2004.
- [13] J. R. Thome y J. El Hajal, «Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes,» Heat Transfer Engineering, Lausanne, Switzerland, 2010.
- [14] C. A. Bustamante Chaverra, «Método de volúmenes finitos aplicado a problemas de dinámica de fluidos,» Medellín, 2007.
- [15] R. E. Mendoza Serna, «Evaluación teórica de una bomba de calor solar para el calentamiento de agua sanitaria,» Universidad Pontificia Bolivariana, Medellín, Colombia, 2012.
- [16] J. P. Brill y H. Mukherjee, «Multiphase flow in wells,» Society of Petroleum Engineers, Texas, 1999.
- [17] S. Patankar, «Numerical heat transfer and fluid flow,» 1980.
- [18] C. A. Ribas, «Estudio y diseño numérico de un evaporador de doble tubo con flujo bifásico utilizando mapas de flujo,» Barcelona, 2004.
- [19] Y. Xu y X. Fang, «A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow pipes,» Nanjing, *International Journal of Refrigeration* 35, 2012, pp. 2039-2050.
- [20] M. A. Manrique Rojas, D. A. Fuentes y S. F. Muñoz Navarro, «Caracterización de Flujo Bifásico “Caída de Presión Transferencia de Calor y los Métodos de Solución”,» El Reventón Energético, Bucaramanga, 2010.

- [21] J. Moreno Quibén y J. R. Thome, «Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Lausanne, 2007.
- [22] A. Peyyala y S. Sudheer, «Evaluation of Mass Fluxes and Phase Parameters to Identify the Adiabatic two Phase Flow Patterns in Vertical and Horizontal Tubes,» *Scientific Journal Impact*, Guntur, India, 2014.
- [23] R. Mastrullo, A. W. Mauro y L. Viscito, Experimental CHF for low-GWP fluids and R134a. Effect of the Lh/D ratio at low and high mass velocities, Naples: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017.
- [24] Y. Taitel y A. E. Dukler, «A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow,» *AIChE J.*, Munich, 1976.
- [25] Z. Yang, M. Gong, G. Chen, X. Zou y J. Shen, «Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 120, p. 654–671, 2017.
- [26] A. Carrera, «Dimensionamiento de Tuberías de Proceso en Flujo Bifásico,» Pmec S.A., 5 Junio 2014. [En línea]. Available: <http://www.pmecsa.com/sitio/2014/06/05/dimensionamiento-de-tuberias-de-proceso-en-flujo-bifasico/>.
- [27] G. Valle Tamayo y F. Romero Consuegra, «Predicción de flujo multifásico en sistemas de recolección de crudo: descripción de requerimientos,» *El Reventón Energético*, vol. 15, n° 1°, p. 87/99, 2017.
- [28] PDVSA, Flujo Bifásico Líquido-Vapor, MDP-02-FF-05, 1996.
- [29] O. Cornejo Luna, «Contribución al Estudio de la Transferencia de Calor en Flujo Evaporativo en Culatas de MCIA,» Valencia, 2015.
- [30] D. Libreros, *Análisis dinámico del comportamiento del flujo anular mediante el procesamiento de señales*, México: Instituto politécnico nacional escuela superior de

ingeniería mecánica y eléctrica sección de estudios de posgrado e investigación, 2008.

- [31] Steiner, «Verein Deutscher Ingenieure VDI-Warheatlas (VDI Heat Atlas),» VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), Dusseldorf, 1993.
- [32] N. Kattan, J. R. Thome y D. Favrat, «Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1- Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map,» Laboratory for Industrial Energy Systems, Lausanne, Switzerland, 1998.
- [33] V.-G. V. u. Chemieingenieurwesen, VDI Heat Atlas, Germany: Springer, 2010.
- [34] A. S. Dalkiliç y Ö. Agra, «Experimental Apparatus for the Determination of Condensation Heat Transfer Coefficient for R134a and R600a Flowing Inside Vertical and Horizontal Tubes Respectively,» *Proceedings of the ASME 2009 Heat Transfer Summer Conference*, vol. Volume 1: Heat Transfer in Energy Systems, 2009.
- [35] László Garbai y Róbert Sánta, «Flow Pattern Map for In Tube Evaporation and Condensation,» *Budapest University of Technology and Economics, Hungary*.
- [36] A. Olmo Velázquez, M. D. I. V. Piedra Diaz, L. Rojas Mazaira, M. Rodríguez Madrigal y E. Martínez Martín , «Estudio y modelación del flujo bifásico líquido-gas para bajos valores de Reynolds,» vol. 8, La Habana, 2015, pp. 1-11.
- [37] H. Schlichting, *Boundary Layer Theory*, New York: McGraw-Hill, 1968.
- [38] A. Skelland, *Non-Newtonian Flow and Heat Transfer*, New York: John Wiley & Sons, 1967.
- [39] G. Gobier y K. Aziz, *The Flow of Complex Mixtures in Pipes*, New York: Robert Krieger Publishing, 1977.

- [40] A. Padovan, «Experimental Study on Flow Boiling of Refrigerants inside Horizontal tubes,» Università degli Studi di Padova, Padova, 2001.
- [41] O. Baker, «Design of Pipelines for The Simultaneous Flow of Oil and Gas,» Journal of Petroleum Technology, Dallas, Texas, 1954.
- [42] K. Hashizume, «Flow Pattern and Void Fraction of Refrigerant Two-Phase Flow in a Horizontal Pipe,» vol. 219, Kawasaki, Bulletin of JSME 26, 1983, pp. 1579-1602.
- [43] O. Zürcher, D. Favrat y J. Thome, «Development Of a Adiabatic Two-Phase Flow Pattern Map For Horizontal Flow Boiling,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 291-301, 2002.
- [44] P. Fei y P. S. Hrnjak, «Adiabatic Developing Two-Phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers,» *ACRC*, vol. 217, pp. 333-3115, 2004.
- [45] H. Mashouf, M. Shafae y A. Sarmadian, «Visual study of flow patterns during evaporation and condensation of R-600a inside horizontal smooth and helically dimpled tubes,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, p. 1392–1400, 2017.
- [46] Venemedia., «conceptdefinicion.de,» ©2014 Venemedia. , [En línea]. Available: <http://conceptdefinicion.de/correlacion/>. [Último acceso: 05 junio 2018].
- [47] A. Jaramillo Barrera, Correlaciones para flujo multifasico en tuberias verticales, horizontales e inclinadas, Quito: Universidad Tecnica Equinoccial, 2016.
- [48] L. Hernandez Guillen y E. Quiroga Gayosso, Comparacion de correlaciones para el calculo de caidas de presion en flujo bifasico aplicado a tuberias horizontales, Mexico: Instituto Politecnico Nacional, 2013.
- [49] M. Sttand Ibañez, «Patrones de Flujo,» Academia.edu, 12 Abril 2012. [En línea]. Available: https://www.academia.edu/28781599/PATRONES_DE_FLUJO_Patrones_de_Flujo?auto=download.

- [50] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, Sexta Edición ed., México D.F.: Pearson Education, 2006, pp. 505-506.
- [51] Y. A. Çengel y J. M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos*, México D.F.: McGraw-Hill, 2006, pp. 172-173.
- [52] Y. Çengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Cuarta ed., México, D.F.: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2011.
- [53] D. Lide, *CRC Handbook of Chemistry and Physics* 85th edition, Florida: CRC PRESS, Boca Raton, 2005.
- [54] H. K. Versteeg y W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*, Second Edition ed., Glasgow: Pearson Education Limited, 2007.
- [55] A. Rabah y S. Kabelac, «Flow Boiling of R134a and R134a/Propane Mixtures at Low Saturation Temperatures Inside a Plain Horizontal Tube,» *Journal of Heat Transfer*, vol. 130, nº 061501-1, 2008.
- [56] V. Gnielinski, «New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow,» *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [57] N. Kattan, J. Thome y D. Favrat, «Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 2—New Heat Transfer Data for Five Refrigerants,» *Journal Of Heat Transfer*, vol. 120, 1998.
- [58] N. Kattan, J. R. Thome y D. Favrat, «Flow boiling in horizontal tubes: Part 3 - Development of a New Heat Transfer Model Based on Flow Pattern,» *Journal of Heat Transfer*, vol. I, nº 120, p. 156, 1998.
- [59] S. S. Kutateladze, «On the transition to film boiling under natural convection,» *Kotloturbostronie*, vol. III, nº 10, 1948.

- [60] O. Zürcher, J. R. Thome y D. Favrat, «Evaporation of Ammonia in a Smooth Horizontal Tube: Heat Transfer Measurements and Predictions,» *Journal of Heat Transfer*, vol. I, n° 121, p. 89, 1999.
- [61] O. Zürcher, J. Thome y D. Favrat, «An Onset Of Nucleate Boiling Criterion For Horizontal Flow Boiling,» *Int. J. Therm*, vol. 39, pp. 909-918, 2000.
- [62] S. Z. Rouhani y E. Axelsson, «Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions,» *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. II, n° 13, pp. 383-393, 1970.
- [63] L. Zhao, L. Guo y B. Bai, «Forced Convective Boiling Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics Of Two-Phase Flow Inside A Small Horizontal Helically Coiled Tubing Once-Through Steam Generator,» *ASME Summer Heat Transfer Conference*, vol. 2, n° 47478, pp. 677-685, 2003.
- [64] J. Moreno Quibén, «Experimental and Analytical Study of Two-Phase Pressure Drops During Evaporation in Horizontal Tubes,» Lausanne, 2005.
- [65] D. Biberg, «An Explicit Approximation for the Wetted Angle in Two-Phase Stratified Pipe Flow,» *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, vol. VI, n° 77, pp. 1221-1224, 1999.
- [66] N. Abas, N. Khan, A. Haider y Z. Saleem, «Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 90, pp. 557-569, 28 February 2018.

ANEXOS

$$0 = \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot dA + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV$$

Anexo 1. Ecuación gobernante de la continuidad

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = \int_{SC} \left(h + \frac{v^2}{2} + gy \right) (\rho \vec{v} \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(h + \frac{v^2}{2} + gy - \frac{p}{\rho} \right) (\rho \cdot dv)$$

Anexo 2. Ecuación gobernante de la energía

Las gráficas obtenidas mediante las ecuaciones de Wojtan fueron evaluadas en 21 puntos dispersos entre calidades de 0 a 0.99. Los datos a continuación son obtenidos mediante software de cálculo termodinámico EES.

Anexo 3. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos con recirculación
26-05-2019 10:40 am

Variable	Datos EES	Unidades
ρv	5.296	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L1$	27.32	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L2$	22.67	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L3$	19.37	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L4$	16.91	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L5$	15	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L6$	13.48	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L7$	12.24	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L8$	11.21	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L9$	10.34	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L10$	9.591	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L11$	8.946	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L12$	8.383	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L13$	7.886	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho L14$	7.444	$kg \cdot m^{-3}$

ρ_{L15}	7.05	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L16}	6.695	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L17}	6.374	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L18}	6.083	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L19}	5.817	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L20}	5.573	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L21}	5.349	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01197	$N \cdot m^{-1}$
μ_L	0.0001841	$kg/m \cdot s$
μ_v	7.168E-06	$kg/m \cdot s$
h_{LV}	348394	J/kg
v	0.00002157	m^2/s
k	0.02603	$W/m \cdot C$
Pr	0.7076	<i>Adimensional</i>
T_{sat}	6.761	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 4. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos con recirculación
26-05-2019 11:00 am

Variable	Datos EES	Unidades
ρ_v	6.164	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L1}	25.17	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L2}	21.85	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L3}	19.3	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L4}	17.28	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L5}	15.65	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L6}	14.3	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L7}	13.16	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L8}	12.19	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L9}	11.35	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L10}	10.62	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L11}	9.983	$kg \cdot m^{-3}$

ρL12	9.414	$kg \cdot m^{-3}$
ρL13	8.908	$kg \cdot m^{-3}$
ρL14	8.453	$kg \cdot m^{-3}$
ρL15	8.042	$kg \cdot m^{-3}$
ρL16	7.669	$kg \cdot m^{-3}$
ρL17	7.329	$kg \cdot m^{-3}$
ρL18	7.018	$kg \cdot m^{-3}$
ρL19	6.733	$kg \cdot m^{-3}$
ρL20	6.469	$kg \cdot m^{-3}$
ρL21	6.226	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.0114	$N \cdot m^{-1}$
μL	0.0001742	$kg/m \cdot s$
μv	7.315E-06	$kg/m \cdot s$
hLV	343449	J/kg
v	0.00002135	m^2/s
k	0.02591	$W/m \cdot C$
Pr	0.7078	<i>Adimensional</i>
T sat	11.63	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 5. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos sin recirculación
26-05-2019 11:40 am

Variable	Datos EES	Unidades
ρv	4.773	$kg \cdot m^{-3}$
ρL1	22.44	$kg \cdot m^{-3}$
ρL2	18.97	$kg \cdot m^{-3}$
ρL3	16.43	$kg \cdot m^{-3}$
ρL4	14.49	$kg \cdot m^{-3}$
ρL5	12.96	$kg \cdot m^{-3}$
ρL6	11.73	$kg \cdot m^{-3}$
ρL7	10.7	$kg \cdot m^{-3}$
ρL8	9.845	$kg \cdot m^{-3}$

ρ_{L9}	9.114	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L10}	8.485	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L11}	7.936	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L12}	7.454	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L13}	7.028	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L14}	6.647	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L15}	6.306	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L16}	5.998	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L17}	5.719	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L18}	5.464	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L19}	5.231	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L20}	5.017	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L21}	4.82	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01235	$N \cdot m^{-1}$
μ_L	0.0001911	$kg/m \cdot s$
μ_v	7.072E-06	$kg/m \cdot s$
h_{LV}	351608	J/kg
v	0.00002147	m^2/s
k	0.02598	$W/m \cdot C$
Pr	0.7077	<i>Adimensional</i>
T_{sat}	3.52	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 6. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos con recirculación
26-05-2019 1:10 pm

Variable	Datos EES	Unidades
ρ_v	5.122	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L1}	18.74	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L2}	16.56	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L3}	14.84	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L4}	13.45	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L5}	12.29	$kg \cdot m^{-3}$

ρL6	11.32	$kg \cdot m^{-3}$
ρL7	10.49	$kg \cdot m^{-3}$
ρL8	9.77	$kg \cdot m^{-3}$
ρL9	9.145	$kg \cdot m^{-3}$
ρL10	8.595	$kg \cdot m^{-3}$
ρL11	8.107	$kg \cdot m^{-3}$
ρL12	7.672	$kg \cdot m^{-3}$
ρL13	7.281	$kg \cdot m^{-3}$
ρL14	6.928	$kg \cdot m^{-3}$
ρL15	6.608	$kg \cdot m^{-3}$
ρL16	6.316	$kg \cdot m^{-3}$
ρL17	6.049	$kg \cdot m^{-3}$
ρL18	5.803	$kg \cdot m^{-3}$
ρL19	5.577	$kg \cdot m^{-3}$
ρL20	5.367	$kg \cdot m^{-3}$
ρL21	5.173	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01209	$N \cdot m^{-1}$
μL	0.0001863	$kg/m \cdot s$
μv	7.137E-06	$kg/m \cdot s$
hLV	349443	J/kg
v	0.00002135	m^2/s
k	0.02591	$W/m \cdot C$
Pr	0.7078	<i>Adimensional</i>
T sat	5.71	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 7. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos con recirculación
28-05-2019 12:45 pm

Variable	Datos EES	Unidades
ρv	5.435	$kg \cdot m^{-3}$
ρL1	21.44	$kg \cdot m^{-3}$

ρ_{L2}	18.72	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L3}	16.61	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L4}	14.93	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L5}	13.56	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L6}	12.42	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L7}	11.46	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L8}	10.63	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L9}	9.916	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L10}	9.292	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L11}	8.741	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L12}	8.253	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L13}	7.816	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L14}	7.422	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L15}	7.067	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L16}	6.744	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L17}	6.449	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L18}	6.179	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L19}	5.931	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L20}	5.702	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L21}	5.49	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01187	$N \cdot m^{-1}$
μ_L	0.0001824	$kg/m \cdot s$
μ_v	7.193E-06	$kg/m \cdot s$
h_{LV}	347570	J/kg
v	0.00002121	m^2/s
k	0.02583	$W/m \cdot C$
Pr	0.7079	<i>Adimensional</i>
T_{sat}	7.582	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 8. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos sin recirculación
29-05-2019 12:20 pm

Variable	Datos EES	Unidades
ρ_v	4.947	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L1}	23.98	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L2}	20.15	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L3}	17.38	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L4}	15.28	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L5}	13.63	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L6}	12.3	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L7}	11.21	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L8}	10.29	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L9}	9.517	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L10}	8.85	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L11}	8.27	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L12}	7.762	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L13}	7.312	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L14}	6.912	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L15}	6.553	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L16}	6.23	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L17}	5.937	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L18}	5.67	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L19}	5.426	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L20}	5.203	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L21}	4.997	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01222	$N \cdot m^{-1}$
μ_L	0.0001887	$kg/m \cdot s$
μ_v	7.105E-06	$kg/m \cdot s$
h_{LV}	350514	J/kg
v	0.00002096	m^2/s
k	0.02568	$W/m \cdot C$
Pr	0.7082	<i>Adimensional</i>
T_{sat}	4.63	$^{\circ}C$

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 9. Tabla de datos obtenido mediante software EES para datos sin recirculación
29-05-2019 12:25 pm

Variable	Datos EES	Unidades
ρ_v	4.947	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L1}	21.91	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L2}	18.74	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L3}	16.37	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L4}	14.53	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L5}	13.06	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L6}	11.87	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L7}	10.87	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L8}	10.03	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L9}	9.308	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L10}	8.683	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L11}	8.138	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L12}	7.656	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L13}	7.229	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L14}	6.846	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L15}	6.503	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L16}	6.192	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L17}	5.909	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L18}	5.651	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L19}	5.415	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L20}	5.197	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{L21}	4.997	$kg \cdot m^{-3}$
σ	0.01222	$N \cdot m^{-1}$
μ_L	0.0001887	$kg/m \cdot s$
μ_v	7.105E-06	$kg/m \cdot s$
h_{LV}	350514	J/kg
v	0.00002089	m^2/s
k	0.02564	$W/m \cdot C$

Pr	0.7083	<i>Adimensional</i>
T sat	4.63	°C

Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 10. Fotografía de la bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar que contiene el colector-evaporador en la parte superior, empleada para toma de datos



Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar

Anexo 11. Fotografía de toma de datos en barrio la Argelia, sur de Quito - Ecuador a medio día con sol nublado



Elaborado por: Ronny Noboa & Kevin Tobar