



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y FLUIDOS

TESIS DOCTORAL:

Estudio del proceso de ebullición en el interior de un tubo multipuerto extruido en aluminio con mini-canales de geometría triangular usando R32 y R134a como fluidos de trabajo.

Francisco Alberto Ramírez Rivera

Dirigida por:

José Ramón García Cascales
Francisco Vera García

Presentada para optar al grado de Doctor
en el programa de Energías Renovables

Cartagena, febrero 2015

AGRADECIMIENTOS

Estas líneas son para gratificar al círculo de personas y/o instituciones que contribuyeron al desarrollo de esta tesis doctoral:

A mi directores de tesis; Francisco Vera García y José Ramón García Cascales de los cuales estoy extraordinariamente agradecido por iniciarme por el camino de la investigación brindándome la oportunidad de trabajar dentro del grupo de modelado de sistemas térmicos y energéticos. Gracias por estar siempre en los momentos de duda y/o incertidumbre, los cuales fueron muchos durante toda la estancia.

Para el Ministerio de Educación Superior, Ciencia y Tecnología (MESCYT) de la Republica Dominicana dentro del programa Becas internacionales y apoyo a la investigación, por confiar en mis capacidades y concederme una ayuda económica durante el periodo de realización de esta investigación.

A los técnicos de mantenimiento adjunto al departamento de ingeniería térmica y fluidos por la gran colaboración cuando era necesario realizar nuevas configuraciones en la instalación experimental. A mi compañero de despacho y trabajo Alejandro López Belchí por hacer más amenas las jornadas laborar.

Al núcleo familiar; en especial a mi madre, Sra. Justina Rivera y mi padre, Don. Francisco Ramírez por su apoyo, paciencia y por transferirme cada día la voluntad seguir trabajando con fe y tolerancia a la frustraciones.

A mis amigos y colegas de la República Dominicana: Juan Faxas, Jaruselsky Pérez, Wilfredo Jiménez, Néstor Guerrero, este viaje se inició hace 4 años todos con la misma visión de realizar un Ph.d en diferentes áreas. Gracias a ustedes nunca me sentí solo, eran grandes las tertulias donde se manifestaba el hambre de superación de cada uno de nosotros, y esa necesidad de crecer haciendo cosas nuevas.

f SéNeCa⁽⁺⁾

Agencia de Ciencia y Tecnología
Región de Murcia



MINISTERIO
DE ECONOMÍA
Y COMPETITIVIDAD



Ministerio de Educación Superior,
Ciencia y Tecnología
MEESCYT

Esta tesis ha sido posible gracias a los proyectos de ayuda a la investigación:

Estudio de la transferencia de calor y la caída de presión en procesos de condensación en microcanales. Fundación SENECA, región de Murcia España Ref:08766/PI/08

Estudio de evaporadores y condensadores basados en tecnología de mini-canales para su aplicación en equipos de refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor estacionarios. DPI2011-26771-C02-02, Ministerio de Economía y Competitividad, Gobierno de España.

Ministerio de Educación Superior, Ciencia y Tecnología (MESCYT) de la República Dominicana dentro del programa Becas internacionales y apoyo a la investigación.

Al núcleo familiar por todo su apoyo

“Hay hombres que luchan un día y son buenos.

Hay otros que luchan un año y son mejores.

Hay quienes luchan muchos años, y son muy buenos.

Pero hay los que luchan toda la vida, esos son los imprescindibles.”

Bertolt Brecht (1898-1956)

Contribuciones científicas de esta tesis

Publicaciones en revista indexada en JCR	Titulo
International Journal of Thermal Science DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.014 factor de impacto =2.563	Two phase flow pressure drop in multiport mini-channel tubes using R134a and R32 as working fluids.
International Heat Transfer Conference Begell Digital Library DOI: 10.1615/IHTC15.tpb.008958	Flow boiling heat transfer in small cross section area tube with R134a and R32
Contribuciones en congresos	Titulo
VII congreso nacional de ingeniería termodinámica, Energía sostenible frente al cambio climático, Bilbao-España,(jun,2011)	Procesos para la obtención de los coeficientes de transferencia de calor y perdida de carga en procesos de evaporación dentro de tubo multipuerto con mini-canales
II Congreso encuentro del área de máquinas y motores Térmicos del suroeste de España, UMU-Murcia ,(mayo, 2012)	Transmisión de calor y caída de presión en procesos de condensación y evaporación en mini-canales
IV congreso iberoamericano de Ciencias y Técnicas del frio, Madrid-UPM, (Feb,2012)	Caída de presión en mini-canales operando con R134a en monofásico y procesos de condensación
8º congreso nacional de ingeniería termodinámica UBU-Burgos, España (jun, 2013)	Implementación de una red neuronal para la caída de presión en mini-canales
The 15th International Heat Transfer Conference (IHTC-15), Japan –10-15 Agosto 2014	Flow boiling heat transfer in small cross section area tube with R134a and R32
VII congreso ibérico de ciencia y técnica del frio de Ciencias y Técnicas del frio. V congreso iberoamericano de Ciencias y Técnicas del frio, Tarragona, España 18-20 junio, 2014	Flow boiling heat transfer and pressure drop in a multiport tube using R134a and R32

RESUMEN

En esta tesis se ha investigado el proceso de ebullición en el interior de un tubo multipuerto (minicanal) contribuyendo a comprender mejor el fenómeno de transferencia de calor en este tipo de geometría. Los tubos multipuerto se están empleando en la fabricación de evaporadores compactos para incorporados a sistemas de aire-acondicionados y bombas de calor. Esta tecnología presenta numerosas ventajas en comparación con los tubos tradicionales de cobre: un gran coeficiente de transferencia de calor, altamente compactos, son más ligeros, tienen bajos costes de instalación y contribuyen a reducir los gases de efecto invernadero gracias a sus elevados coeficientes de transferencia de calor, eficiencia térmica y bajos requerimientos de carga. Para las industrias que producen sistema de refrigeración estas ventajas podrían traducirse en una reducción de costes, diseños de equipos de refrigeración más óptimos y afables con el medioambiente. Un requerimiento fundamental para el diseño óptimo de los evaporadores compactos es la obtención del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Estos dos parámetros están estrechamente relacionados y tienen similitud de importancia en el estudio de la transferencia de calor, como se ha podido corroborar en el estado del arte.

En este estudio se ha caracterizado la caída de presión y la transferencia de calor durante el proceso de ebullición en el interior de un tubo multipuerto de aluminio con geometría triangular, diámetro hidráulico de 0.715 mm y una longitud de calentamiento de 1.205 m usando los refrigerantes R32, R134a como fluidos de trabajo. Para coleccionar la base de datos con mediciones experimentales del R32 y R134a, se ha llevado a cabo una campaña experimental en una instalación diseñada para investigar la transferencia de calor por convección forzada durante el proceso de ebullición calentando uniformemente por efecto Joule las paredes del tubo multipuerto. Los rangos experimentales examinados incluyen: velocidad másica 275-1230 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, flujo de calor 0.75-9.30 kWm^{-2} , temperatura de saturación, 5°C, 7.5°C, 12.5°C, título de vapor 0.012-0.51. Un total de 223 valores medios para cada variable medida se obtuvieron con el R134a mientras que 89 para el R32. Cada valor medio corresponde a una muestra de 40 lecturas (20 min, paso de 30s) en condición estable para cada variable medida (presión, temperaturas, flujo másico).

Este estudio está estructurado en siete capítulos. Capítulo 1 muestra la introducción del tema, los objetivos y la metodología utilizada durante la investigación. En el Capítulo 2 se desarrolla un estado del arte para el coeficiente de transferencia de calor (HTC) y la caída de presión en flujo monofásico y durante el proceso de ebullición saturada. En el Capítulo 3 se describe la instalación experimental, un análisis de incertidumbre, y procedimiento para el cálculo del coeficiente de

transferencia de calor experimental. El Capítulo 4 muestra la campaña experimental y los métodos de ensayos que permitieron adquirir los datos para la realización de esta investigación.

En el Capítulo 5, se exponen los resultados experimentales del R134a y R32 para la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor. En este capítulo se investiga la influencia de la velocidad másica, el flujo de calor, el título de vapor y la temperatura de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión en flujo bifásico.

En el Capítulo 6, se realiza una comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos predictivos de caída de presión por fricción y del coeficiente de transferencia de calor. Esta comparación se realizó con modelos de la teoría convencional y los nuevos modelos desarrollados en la nueva frontera de la mini/micro-escala.

En el Capítulo 7, se describen las conclusiones de este estudio y se recomiendan líneas de investigación futura para seguir avanzando en el conocimiento del fenómeno de transferencia de calor en este tipo de geometría.

ABSTRACT

The use of multiport mini-channel tubes in compact exchangers has increased in the last few years. They contributing to improve thermal efficient, compactness, energy conservation and required lower refrigerants charge by which reduction of greenhouse gases emission. Those mentioned advantages are very important aspects with regard to modern refrigeration systems design. For that reason, several experimental investigation have been carried out in order to characterize the flow boiling heat transfer process and frictional pressure drop in tubes with parallel channels. Since, the ability to estimate pressure drop and heat transfer coefficient for specific conditions is a fundamental issue to optimise the design of compact heat exchanger.

In this study, the characteristics of two- phase flow pressure drop and convective boiling heat transfer have been investigated experimentally inside multiport mini-channel aluminium tube with triangular geometry, hydraulic diameter 0.715 mm and heating length of 1205 mm using R32 and R134a as working fluids. A wide experimental campaign has been carried out to complete an array of measurement under different conditions for both refrigerants studied. The experimental conditions examined included: mass velocity 275-1230 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, heat flux 0.75-9.30 kWm^{-2} , saturation temperature, 5°C, 7.5°C, 12.5°C, vapour quality 0.012-0.51. The database presented consists of 312 averages values, 223 averages values were recorded for R134a and 89 for R32. The flow boiling averages values were calculated selecting a sample of 40 readings (steps 20s) in stable conditions for all measured variables at each mass velocity tested.

The structure of this thesis is the following: Chapter 1, the objective and methodology used to develop the investigation are explained. Chapter 2 included a wide state-of-art about single and two-phase flow pressure drop and convective heat transfer during evaporation process in mini/micro-channel. In Chapter 3, the experimental facility, data reduction to obtain flow boiling heat transfer coefficient and methodology to calculate the uncertainty analysis are introduced. Chapter 4 operational conditions, tube characteristics and method followed to achieve the steady-state process for any mass velocity tested. Chapter 5 the experimental results are reported. Therefore, the influence of the mass velocity, heat flux and pressure drop on two-phase flow pressure drop and local heat transfer coefficient are investigated for both refrigerants. Chapter 6 present a comparison between experimental database and two-phase flow pressure drop and convective boiling models available in open literature. Finally, Chapter 7 conclusions and future lines of investigation are described. This works pretend to be a humble contribution to better understanding flow boiling heat transfer phenomena inside multiport mini-channel aluminium tube.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Justificación e importancia del tema.....	2
1.2. Objetivos de la investigación.....	3
1.2.1. Objetivo general.....	3
1.2.2. Objetivos específicos:.....	3
1.3. Metodología a utilizar.....	4
1.4. Estructura del documento.....	5
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Introducción.....	8
2.2. Transición de la macro-micro escala.....	10
2.3. Caída de presión y transferencia de calor en flujo monofásico.....	14
2.3.1. Caída de presión en flujo monofásico.....	14
2.3.2. Transferencia de calor por convección en monofásico.....	22
2.4. Caída de presión en flujo bifásico.....	31
2.4.1. Evaluación de las pérdidas de presión por contracción y expansión en el tubo.....	31
2.4.2. Caída de presión en flujo monofásico.....	32
2.4.3. Componentes de la caída de presión en flujo bifásico.....	32
2.4.4. Caída de presión gravitacional.....	32
2.4.5. Caída de presión por aceleración del fluido.....	32
2.4.6. La caída de presión por fricción en flujo bifásico.....	33
2.4.6.1. Modelo homogéneo.....	33
2.4.6.2. Modelo de flujo separable.....	34
2.4.7. Revisión bibliográfica caída de presión bifásica.....	35
2.4.8. Modelos predictivos para la caída de presión por fricción en un flujo bifásico.....	50
2.4.8.1. Modelos predictivos macro-canales.....	50
2.4.8.2. Modelos predictivos de mini/micro-canales.....	52
2.5. Transferencia de calor por convección en flujo bifásico.....	56
2.5.1. Modelos predictivos del coeficiente de transferencia de calor en un flujo bifásico.....	80
2.5.1.1. Modelos predictivos en macro-canales.....	81
2.5.1.1. Modelos predictivos mini/micro-canales.....	82
2.5.1.2. Modelo de la burbuja alargada.....	86
2.6. Patrones de flujo de bifásico.....	88
2.7. Resumen.....	92
CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	93
3.1. Lazo de refrigerante.....	94
3.1.1. Sección de ensayo.....	94
3.2. Lazo de la mezcla agua-glicol.....	96
3.3. Instrumentación.....	96
3.3.1. Sistema de adquisición de datos.....	96
3.3.2. Temperaturas.....	97
3.3.3. Medida de presión.....	97
3.3.4. Caudalímetro efecto Coriolis.....	98

3.3.5. Potencia eléctrica	98
3.4. Método de control.....	98
3.5. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción.	100
3.6. Análisis de incertidumbre	104
3.6.1. Fase de elaboración:	104
3.6.1.1. Identificación de la fuente de incertidumbre.	104
3.6.1.2. Incertidumbre estándar de Tipo A y Tipo B.	106
3.6.1.3. La incertidumbre estándar combinada.....	107
3.6.2. Calculo de incertidumbres para cada variable.....	109
3.6.2.1. Flujo de calor.....	109
3.6.2.2. Coeficiente de transferencia de calor	110
3.6.2.3. Caída de presión	111
3.6.2.3.1. Caída de presión en monofásico.	112
3.6.2.3.2. Caída de presión en flujo bifásico.....	112
3.7. Resumen	114
CAPÍTULO 4. DESCRIPCIÓN DE LOS EXPERIMENTOS.....	115
4.1. Refrigerantes	116
4.2. Características del tubo multipuerto ensayado	116
4.3. Metodología experimental	117
4.4. Estado estable.....	121
4.5. Resumen	124
CAPÍTULO 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	125
5.1. Caída de presión en ebullición saturada	126
5.1.1. Efecto de la velocidad másica y el título de vapor	127
5.1.2. Efecto de la temperatura de saturación	128
5.1.3. Influencia del refrigerante.....	129
5.1.4. Análisis del parámetro de Lockhart-Martinelli.....	130
5.2. Coeficiente de transferencia de calor.....	131
5.2.1. Evolución de las temperaturas en el tubo	132
5.2.2. Efecto del flujo de calor.....	133
5.2.3. Influencia de la velocidad másica.....	135
5.2.4. Efecto de la temperatura de saturación	135
5.2.5. Efecto del refrigerante	136
5.3. Resumen	137
CAPÍTULO 6. EVALUACIÓN DE LOS MODELOS PREDICTIVOS	139
6.1. Evolución de los modelos predictivos de caída de presión por fricción en un flujo bifásico	140
6.1.1. Modelos de caída de presión por fricción en macro-canales	141
6.1.2. Modelo homogéneo.....	144
6.1.3. Modelos de caída de presión por fricción micro/mini-canales.....	146
6.2. Evaluación de los modelos de predictivos del HTC	153
6.2.1. Modelos de la teoría convencional	154
6.2.2. Modelos de mini/micro-escala.....	156
6.2.2.1. Modelo de la burbuja alargada.....	160
6.3. Resumen	163
CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	165

7.1. Introducción.....	166
7.2. Síntesis de la revisión literaria.	167
7.3. Resultados experimentales de caída de presión y transferencia de calor en el proceso de evaporación.	168
7.4. Resultados de evaluar los métodos predictivos.	170
7.4.1. Resultados de los métodos predictivos de caída de presión por fricción.....	170
7.4.2. Resultados de evaluar métodos predictivos de transferencia de calor en evaporación.	171
7.5. Recomendaciones y trabajos futuros	172

BIBLIOGRAFIA

APÉNDICE

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Números adimensionales importantes en la teoría de mini/micro-canales.	12
Tabla 2.2. Evaluación de los criterios de transición.....	13
Tabla 2.3. Compilación de investigaciones en monofásico para mini/micro-canales.....	28
Tabla 2.4. Modelos de viscosidad.....	34
Tabla 2.5. Compilación de investigaciones para la caída de presión en un flujo bifásico.	47
Tabla 2.6. Revisión literaria para el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en mini/micro-canales.....	73
Tabla 3.1. Características unidad moto-compresora.....	96
Tabla 3.2. Características de los sensores de temperatura.....	97
Tabla 3.3. Especificaciones técnicas transmisores de presión.	98
Tabla 3.4. Especificaciones caudalímetro.....	98
Tabla 3.5. Rango de operatividad del transformador.....	98
Tabla 3.6. Variables sujeto de un análisis de incertidumbre.....	106
Tabla 3.7. Rangos de incertidumbre estándar para las magnitudes	113
Tabla 4.1 Propiedades físicas de los refrigerantes estudiados.....	116
Tabla 4.2. Parámetros geométricos del tubo.	117
Tabla 4.3. Condiciones experimentales.....	117
Tabla 6.1. Desviación relativa y absoluta para los modelos de caída de presión por fricción.	152
Tabla 6.2. MRD y MRAD para los modelos estudiado del coeficiente de	162

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1. Criterio de transición macro-micro escala	13
Fig. 2.2. Esquema modelo de tres zonas Thome et al.	86
Fig. 3.1. Esquema instalación de evaporación.....	95
Fig. 3.2. Instrumentación y sección de ensayo.....	95
Fig. 3.3. Vista frontal sección de ensayo.....	95
Fig. 3.4. Interfaz desarrollada en Labview® para la captura de las mediciones.	97
Fig. 3.5. Diagrama de un controlador programable.	99
Fig. 3.6. Parámetros principales utilizados para evaluar el HTC.....	100
Fig. 3.7. Diagrama de causa-efecto de las variables que influyen en el cálculo del HTC.....	105
Fig. 4.1. Fotografía microscópica y vista frontal del tubo ensayado.	117
Fig. 4.2. Diagrama de flujo procedimiento experimental para los puntos ensayados	119
Fig. 4.3. Evolución de la temperatura, presión a la entrada, velocidad másica y flujo de calor.....	120
Fig. 4.4. Perfil de temperaturas (a) en la pared del tubo durante la evolución de un ensayo	121
Fig. 4.5. Muestra de 40 puntos en estado estable; (a) presión del sistema, (b) caída de presión, (c) flujo de calor, (d) velocidad másica, (e) temperatura de entrada, (f) termopares en la pared externa del tubo.....	122
Fig. 5.1. Perfil de las componentes de caída de presión bifásica.	127
Fig. 5.2. Efecto de la velocidad másica sobre la caída de presión bifásica para una temperatura de saturación de $T_{sat} = 12.5^{\circ}\text{C}$; (a) R134a, (b) R32	128
Fig. 5.3. Efecto de la temperatura de saturación sobre el gradiente de presión para diferentes flujo de calor ; (a) R134a con $G = 683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) R32 para $G = 820 \text{ kg/m}^2\text{s}$	129
Fig. 5.4. Efecto del refrigerante en el gradiente de presión bifásico para una $T_{sat} = 12.5^{\circ}\text{C}$, $q = 6.50$ kW/m^2	129
Fig. 5.5. Comportamiento del multiplicador de flujo bifásico versus el parámetro de Lockhart Martenelli; (a) R134a, (b) R32.....	131
Fig. 5.6. Perfil de temperatura para (a) R134a, (b) R32.....	132
Fig. 5.7. Efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor.....	133
Fig. 5.8. Efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor para	135
Fig. 5.9. Efecto de la temperatura de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor (a) para R134a $G = 410 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 4.40 \text{ kW/m}^2$, (b) R32 $G = 683 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $q = 5.10 \text{ kW/m}^2$	136
Fig. 5.10 Efecto del refrigerante en el coeficiente de transferencia de calor para $q = 7.30 \text{ kW/m}^2$, $G = 683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{sat} = 12.5^{\circ}\text{C}$	137
Fig. 6.1. Evaluación de los modelos de caída de presión por fricción para todo el rango de título de vapor para $T_{sat} = 7.5^{\circ}\text{C}$, $G = 683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 5.10 \text{ kW/m}^2$	141
Fig. 6.2. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con el modelo de; (a) Friedel, (b) Müller-Steinhagen & Heck, (c) Souza & Pimenta	143
Fig. 6.3. Evaluación del modelo homogéneo utilizando diferentes modelos de viscosidad; (a) Cicchitti (b) Owens (c) McAdams (d) Dukler (e) Lin et al. (f) Akers et al. (g) Beattie & Whalley	145
Fig. 6.4. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales: (a) Mishima & Hibiki (b) Yu et al.	147
Fig. 6.5. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales. (a) Zhang & Webb (b) Koyama et al.	149

Fig. 6.6. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales: (a) Sun & Mishima (b) Kim & Mudawar (c) Xu & Fang 151

Fig. 6.7. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Cooper et al. 155

Fig. 6.8. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Gungor & Winterton. 155

Fig. 6.9. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Liu & Winterton. 155

Fig. 6.10. Evaluación del coeficiente de transferencia de calor con el título de vapor conforme a los datos experimentales y modelos predictivos (a) R134a, $T_{sat}=7.5^{\circ}\text{C}$, $q=5.10 \text{ kW/m}^2$, $G=343 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (b) R32, $T_{sat}=12.5^{\circ}\text{C}$, $q=9.50 \text{ kW/m}^2$, $G=470 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 157

Fig. 6.11. Comparación de los datos experimentales con los modelo de HTC mini/micro-canales: (a) Lazarek & Black, (b) Kew & Cornwell ,(c) Tran et al., (d) Agostini et al., (e)Sun & Mishima, (f) Choi et al., (g) Kaew-on Wongwises ,(h) Mahmoud et al..... 159

Fig. 6.12. Régimen de flujo conforme con el modelo de Ong & Thome, $q=10 \text{ kW/m}^2$ 161

Fig. 6.13. Comparación de los datos experimentales del flujo de “slug flow” con el modelo de tres zonas propuesto por Thome et al. 162

NOMENCLATURA

<i>AC</i>	Corriente alterna
A_t	Área de calentamiento del tubo(m ²)
A_r	Área de paso libre de refrigerante (m ²)
<i>C</i>	Parámetro de Chisholm(-)
CB	Ebullición por convección
c_p	Calor específico(J/kg K)
<i>Cn</i>	Factor de fricción normalizado (-)
<i>DC</i>	Corriente directa
d_h	Diámetro hidráulico (mm)
dp	Caída de presión(Pa)
$\frac{dp}{dz}$	Gradiente de presión (Pa/m)
<i>F</i>	Factor de intensificación mecanismo de ebullición por convección
<i>f</i>	Factor de fricción
<i>G</i>	Velocidad másica (kg/m ² s)
g	Gravedad (m/ s ²)
HEX	Intercambiador
HFC	Refrigerantes hidrofluorocarbonos
<i>h</i>	Entalpia específica (J/kg)
<i>j</i>	Velocidad superficial (m/s)
<i>I</i>	Corriente (A)
<i>ID</i>	Diámetro interno (m)
<i>L</i>	Longitud (m)
L_a	Longitud adiabática(m)
L_h	Longitud efectiva de calentamiento (m)
L_t	Longitud total del tubo (m)
<i>M</i>	Masa molar (kg/mol)
MPES	Tubo multipuerto extruido
<i>MRD</i>	Desviación media relativa $(\%) \left[= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{y^{(i)}_{Pred} - y^{(i)}_{Exp}}{y^{(i)}_{Exp}} \right) 100 \right]$
<i>MRAD</i>	Desviación media absoluta (%) $\left[= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left \frac{y^{(i)}_{Pred} - y^{(i)}_{Exp}}{y^{(i)}_{Exp}} \right 100 \right]$
MFM	Caudalímetro de efecto coriolis
\dot{m}_r	Flujo másico de refrigerante (kg/s)
<i>n</i>	Número de observaciones
NB	Ebullición nucleada (nucleación)
P_{int}	Perímetro interior (m)
P_R	Presión reducida $\left(= \frac{p}{p_{cript}} \right)$

PID	Proporcional, integral, derivativo
<i>p</i>	Presión (Pa)
\dot{Q}	Potencia (W)
\dot{q}	Flujo de calor (W/m ²)
<i>T</i>	Temperatura (°C)
TMS	Método de las series de Taylor
T_w	Temperatura de la pared (°C)
R_a	Rugosidad relativa (-)
<i>S</i>	Factor de supresión mecanismo de nucleación
$S_{\bar{x}}$	Desviación estándar de la media
<i>Su</i>	Número de Suratman[$= \rho \sigma d_h / \mu^2$]
u_c	Incertidumbre combina
U_E	Incertidumbre expandida
<i>UMF</i>	Factor de la magnificación para las incertidumbres
v_m	Velocidad media del fluido(m/s)
<i>V</i>	Voltaje (V)
w_c	Razón(ratio) de aspecto (largo/ancho)(-)
	$\left(= \frac{a}{b} \right)$
<i>X</i>	Magnitud medida
\bar{X}	Media aritmética
<i>x</i>	Título de vapor (-)
<i>Y</i>	Método de Chisholm $\left[= \left(\frac{dp}{dz} \right)_{go} / \left(\frac{dp}{dz} \right)_{to} \right]^{\frac{1}{2}}$
<i>z</i>	Coordenada (m)
z_s	Longitud del flujo monofásico (m)

Lista de símbolos griegos

α	Coefficiente de transferencia de calor (HTC) (W/m ² K)
ε	Fracción de hueco (-)
θ	Angulo de giro (°)
κ	Conductividad térmica (W/m K)
μ	Viscosidad dinámica (Pa·s)
ρ	Densidad (kg/m ³)
σ	Tensión superficial (N/m)
ϕ	Multiplicador de flujo bifásico (-)
<i>X</i>	Parámetro de Lockhart-Martinelli

$$\Delta \left[= \left(\frac{dp}{dz} \right)_l / \left(\frac{dp}{dz} \right)_g \right]^{\frac{1}{2}}$$

Exceso (diferencia entre dos parámetros)

Subíndices

- ac* Aceleración
- c* Contracción
- cb* Mecanismo de ebullición por convección
- cript* Críptico
- e* Expansión
- exp* Experimental
- TC* Teórico
- F* Fricción
- g* Gravitacional
- g* Vapor saturado
- go* Solo vapor
- i* Entrada
- l* Líquido saturado
- ll* Flujo laminar-laminar
- lt* Flujo laminar-turbulento
- lo* Solo líquido
- meas* Magnitud medida
- nc* Mecanismo de ebullición nucleada
- o* Salida
- r* Refrigerante
- sat* Saturación
- sp* Flujo en monofásico
- tl* Flujo turbulento-laminar
- tp* Flujo bifásico
- tt* Flujo turbulento-turbulento

Grupos adimensionales

- Bd* Número de Bond $[= g(\rho_l - \rho_g)d_h^2/\sigma]$
- Bo* Número de ebullición $[= \dot{q}/Gh_{lg}]$
- Co* Número de confinamiento
 $[= \sigma/g(\rho_l - \rho_g)d_h^2]^{\frac{1}{2}}$
- Eö* Número de Eötvös
 $[= g(\rho_l - \rho_g)d_h^2/8\sigma]$
- Fr* Número Froude
 $[= G^2/\rho^2 g d_h]$

- Lp* Número de Laplace $[= \sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_g)}]$
- Nu* Número de Nusselt $[= \alpha d_h/\kappa]$
- Po* Número de Poiseuille $[= fRe]$
- Pr* Número de Prandtl $[= c_p\mu/\kappa]$
- Re* Número de Reynolds $[= Gd_h/\mu]$
- Su* Número de Suratman $[= \rho\sigma d_h/\mu^2]$
- We* Número de Weber $[= Gd_h/\sigma\rho]$

CAPÍTULO 1. Introducción

Contenido

Este primer capítulo pretende describir el alcance y contexto de la investigación desarrollada, se plantean los objetivos; principal y específicos que delimitan la tesis. Luego, se presentan los pasos y/o la metodología seguida para elaboración del estado del arte y los ensayos experimentales. Por último se indica la estructura de la tesis.

1.1. Justificación e importancia del tema

Las nuevas políticas sobre el calentamiento global requieren que las emisiones de gases de efecto invernadero se reduzcan. Esto ha hecho que una gran cantidad de científicos e ingenieros relacionados con los sistemas de producción de frío y calor se interesen por el desarrollo de equipos más compactos, eficientes y afable con el medio ambiente.

Los tubos de diámetro reducido son considerados de gran interés para la fabricación de intercambiadores compactos, que luego son incorporados a sistemas de aire-acondicionados y/o a bombas de calor. Además se encuentran en otras aplicaciones como son: las celdas de combustibles, equipos electrónicos, pilas de combustible. Las ventajas que presentan los mini-canales son las siguientes: un gran coeficiente de transferencia de calor, ser altamente compactos, requieren poca cantidad de líquido, son más ligeros, tienen bajos costes de instalación y contribuyen a reducir los gases de efecto invernadero gracias a los valores elevados del coeficiente de transferencia de calor, eficiencia térmica y bajos requerimientos de carga. Más allá de esta ventaja la caída de presión es más alta que en los tubos de tamaño convencional, debido a un aumento en la fricción de la pared del tubo con la reducción del diámetro.

Para que estos tubos sean aprovechados adecuadamente es necesario entender completamente la forma en que la reducción de la geometría altera los procesos físicos. Es por esta razón que en la última década se ha abierto una nueva frontera para el estudio de los fenómenos de transferencia de calor a nivel de mini/micro-escala. Muchos estudios y publicaciones científicas están siendo dedicados a la caracterización del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión para componentes en sistemas de aire-acondicionados, como son los condensadores y los evaporadores compactos utilizados en radiadores y bombas de calor. Desde el punto de vista de los sistemas de ingeniería, el reto es entender y cuantificar como la transición de la macro-micro escala afecta las fuerzas que gobiernan el cambio de fase (líquido-vapor) con el objetivo base de optimizar el diseño de los sistemas de refrigeración, de tal forma que se maximice el rendimiento del dispositivo, al mismo tiempo que se minimiza el coste de fabricación, las dimensiones y sobre todo una reducción significativa de las necesidades energéticas.

En este sentido, el grupo de investigación de Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos ha diseñado y montado una instalación experimental, gracias a la colaboración con la empresa estadounidense Modine y a dos proyectos de investigación financiados por la fundación SENECA para ayuda a la investigación en la región de Murcia, y a tres proyectos de investigación

financiados por los ministerios MEC Y MINECO para trabajar en los procesos de cambios de fase: ebullición y condensación en intercambiadores compactos con puertos de diámetro reducido en mini-canales.

En el desarrollo de esta tesis doctoral se caracterizaran el coeficiente de transferencia de calor (HTC) y la caída de presión en un tubo multipuerto extruido de aluminio con un diámetro hidráulico de 0.715 mm (mini-canales), usando R134a y R32 como fluidos de trabajo con la finalidad de profundizar en el conocimiento del proceso de evaporación que se producen en el interior de este tipo de geometría. La correcta caracterización de la caída de presión y el coeficiente de transmisión de calor permite desarrollar correlaciones fiables que posibilitan hacer un buen diseño de evaporadores compactos con este tipo de tubos y avanzar en el modelado de los sistemas de refrigeración.

1.2. Objetivos de la investigación

1.2.1. Objetivo general

El objetivo global de esta investigación llevada a cabo en la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT) dentro del grupo de Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos, es contribuir al conocimiento de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor local (HTC) en el proceso de evaporación en el interior de tubo multipuerto de aluminio con geometría triangular y diámetro hidráulico de 0.715 usando los refrigerantes R134a y R32. Para alcanzar este propósito se ha realizado ensayos experimentales en una instalación diseñada para variar de forma independiente las condiciones de operación; flujo de calor suministrada al tubo multipuerto, velocidad másica, presión de saturación y temperatura de sub-enfriamiento. La matriz de ensayos válidos es empleada para caracterizar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión en el tubo multipuerto.

1.2.2. Objetivos específicos:

- 1) Elaborar una matriz de ensayo para obtener datos experimentales en estado estable con flujo monofásico para diferentes condiciones de velocidad másica, flujo de calor, presión saturación con R134a y R32.
- 2) Elaborar una matriz de ensayo para obtener datos experimentales en estado estable en flujo bifásico (evaporación) para diferentes rangos de velocidad másica, flujo de calor, presión saturación con R134a y R32.
- 3) Realizar un estado del arte de la caída de presión y la transferencia de calor en un flujo monofásico y en el proceso de evaporación.

- 4) Realizar un análisis de incertidumbre a través de las variables que influyen el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión para conocer la calidad o bondad de la medición.
- 5) Analizar y discutir los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción en el proceso de evaporación para la geometría estudiada.
- 6) Contrastar las mediciones experimentales del factor de fricción y la caída presión en flujo monofásico con las correlaciones establecida en la teoría convencional.
- 7) Autenticar la veracidad de los resultados experimentales comparando con modelos predictivos de caída de presión por fricción en flujo bifásico y transferencia de calor en el proceso de evaporación; la comparación se realizara con modelos ampliamente validados en la teoría de tubos convencionales y con los nuevos modelos desarrollados en el umbral de micro/mini tubos.

1.3. Metodología a utilizar

La metodología de investigación utilizada tiene un enfoque principalmente experimental. Donde se manipulan un conjunto de parámetros independientes para comprobar sus efectos en las variables dependientes, en un ambiente controlado. Para la obtención de los resultados en la instalación de evaporación se siguen una serie de procedimientos experimentales, que varían dependiendo de la magnitud a caracterizar:

- 1) Caída de presión en flujo monofásico
- 2) Coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico
- 3) Caída de presión en flujo bifásico
- 4) Coeficiente de transferencia de calor en ebullición saturada

Los valores de las variables mencionadas anteriormente no son medidos directamente, sino que dependen de una serie de magnitudes independientes o de nivel 1 (presión, temperatura, caudal, corriente, voltaje, longitud, densidad, diámetro, etc.). Estas variables independientes son medidas por diferentes dispositivos correctamente calibrados y configurados. Las medidas experimentales luego son tratadas y analizadas. A cada uno de los parámetros mencionado anteriormente se le ha desarrollado una hoja de ruta experimental, con el fin obtener los puntos necesarios para caracterizarlos.

Una vez se obtienen las medidas experimentales, estas son contrastadas con modelos (correlaciones) y conocimiento al respecto que se encuentra en la bibliografía, se plantean

hipótesis de comportamiento general a la vista de los resultados experimentales y, en el caso de ser necesario, se plantean nuevos patrones de comportamiento para el proceso de evaporación estudiado. Estos nuevos patrones de comportamiento pueden dar lugar a nuevas correlaciones de caracterización del coeficiente de transmisión de calor y de la caída de presión. La metodología seguida para este estudio se resume a continuación:

- 1) Puesta en marcha de la instalación
- 2) Establecer un punto de trabajo en los sensores y transmisores según la hoja de ruta.
- 3) Buscar un estado estable para cada velocidad másica ensayada.
- 4) Captura y toma de las mediciones en condición estable.
- 5) Análisis y tratamiento de los datos.
- 6) Contrastar los resultados experimentales con los modelos desarrollado en la literatura de la macro-escala y/o mini/micro-escala.
- 7) Conclusiones

1.4. Estructura del documento

Este estudio está estructurado en siete capítulos. El presente Capítulo 1 muestra los antecedentes del estudio: introducción del tema, los objetivos y la metodología utilizada durante la investigación.

En el Capítulo 2 se desarrolla un estado del arte para el coeficiente de transferencia de calor (HTC) y la caída de presión en flujo monofásico y en el proceso de evaporación. En el Capítulo 3 se describe la instalación experimental, un análisis de incertidumbre, y así como el procedimiento para el cálculo de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor experimental. El Capítulo 4 muestra la campaña experimental y los métodos de ensayos que permitieron adquirir los datos para la realización de esta investigación.

En el Capítulo 5, se exponen los resultados experimentales del R134a y R32 para la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor. En este capítulo se investiga la influencia de la velocidad másica, el flujo de calor, el título de vapor y la temperatura de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión en flujo bifásico.

En el Capítulo 6, se realiza una comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos predictivos de caída de presión por fricción y del coeficiente de

transferencia de calor. Esta comparación se realizó con modelos de la teoría convencional y los nuevos modelos desarrollados para la mini/micro-escala.

En el Capítulo 7, se describen las conclusiones de este estudio y se recomiendan líneas de investigación futura para seguir avanzando en el conocimiento del fenómeno de transferencia de calor en la mini/micro-escala.

CAPÍTULO 2. Marco teórico

Contenido

Este capítulo presenta un estado del arte de las investigaciones más relevantes concernientes a la obtención de la caída de presión y transferencia de calor en un flujo monofásico y durante el proceso de ebullición saturada. Es de valor mencionar que el estado del arte realizado no está limitado solo a trabajos de investigación que ensayaron con tubos multipuerto de aluminio, también se incluyeron estudios que experimentaron con tubos mono-puertos en diferentes geometrías, materiales de fabricación y fluidos de trabajo. Esto se debe a que en la revisión de la literatura de la mini/micro-escala se encontraron una escasa cantidad de trabajos que estudien el tubo multipuerto ensayado en esta tesis, y esa cantidad se reduce significativamente si son consideradas la similitud en las condiciones operativas de la instalación.

2.1. Introducción

El efecto físico de la miniaturización en el proceso de evaporación está siendo objeto de intensos estudios motivado por la urgente necesidad de evaporadores (mini/micro evaporadores) que satisfagan los requerimientos actuales de disipar grandes cantidades de calor en una menor superficie. Estas aplicaciones incluyen componentes electrónicos, aire-acondicionados, bomba de calor, refrigeración con flujo monofásico, pila de combustibles.

Un requerimiento fundamental para un óptimo diseño de los evaporadores es la caracterización de la caída de presión y del coeficiente de transferencia de calor para unas condiciones experimentales especificadas. En la literatura la mayoría de autores coinciden en la importancia de la caída de presión en una misma línea de flujo bifásico (líquido-vapor) para estimar el coeficiente de transferencia de calor. Estos dos parámetros tienen similitud de importancia en el diseño de evaporadores. En un flujo bifásico, para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor la temperatura local de saturación se estima con la correspondiente presión local de saturación, a su vez la presión local de saturación está regida por la caída de presión del flujo bifásico. Las fluctuaciones de la caída de presión afectan la temperatura local de saturación y por tanto la tasa de transferencia de calor podría ser influenciada significativamente, en consecuencia la tendencia del coeficiente de transferencia de calor podría variar conforme al comportamiento de la caída de presión.

Este capítulo presenta un estado del arte de las investigaciones más relevantes referentes a la obtención de la caída de presión y del coeficiente de transmisión de calor para la mini/micro-escala con tubos mono-puerto y multipuerto en un flujo monofásico y flujo bifásico en evaporación.

En la primera sección se muestran los esfuerzos realizados en la literatura para establecer un criterio de transición para distinguir entre la macro-escala y/o la mini/micro-escala. Luego, se describen los fundamentos generales de la caída de presión y transferencia de calor para un flujo monofásico conjuntamente con una descripción de las contribuciones más notable por los autores de la literatura de la mini/micro-escala, estas contribuciones se resumen en la Tabla 2.3. Aunque el flujo monofásico no es el objetivo de esta tesis es precisa su inclusión, ya que es fundamental en el estudio de los modelos de caída de presión y transferencia de calor en el flujo bifásico.

La caída de presión en un flujo bifásico se estudia en las Secc. 2.4, se incluyen los fundamentos de la caída de presión, así como una breve descripción de las investigaciones reportadas por diferentes autores, una recopilación más completa de las condiciones experimentales con que fueron llevada a cabo las publicaciones se muestran en la Tabla 2.5. En la parte final de esta sección se describen con bastante rigor los modelos predictivos de caída de presión por fricción desarrollado en la mini/micro-escala y la teórica convencional (macro-escala). Los nuevos modelos toman en cuenta la fuerza hidrodinámica que gobiernan el cambio de fase en la mini/micro-escala. La capacidad predictiva de estos modelos se evalúa con los datos experimentales en el Capítulo 6.

Los avances reportados en la literatura del mecanismo físico que gobierna el proceso de transferencia de calor durante el proceso de ebullición saturada se presentan en la Secc. 2.5, ya que un gran número tendencias han sido reportadas intentando aclarar el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación y título de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor. El efecto de estos parametros sobre el coeficiente de transferencia de la calor es de relevancia para la capacidad predictiva de los modelos de transferencia de calor. Las condiciones experimentales con que fueron realizada esta investigación se reportan en la Tabla 2.6. En la parte final de esta sección se describen los modelos predictivos de transferencia de calor; modelos de la teoría convencional y modelos desarrollado específicamente para la mini/micro-escala.

La última sección (Secc. 2.7) se muestra una descripción de los diferentes patrones de flujo identificado en la literatura mini/micro-escala. En esta sección se presentan uno de los pocos modelos existente en la teoría de la mini/micro-escala para estimar la línea de transición de los patrones de flujo. Las líneas de transición de este mapa de patrón de flujo son función de números adimensionales que toman en cuenta propiedades físicas significativa en la teoría de la mini/micro-escala como son; tensión superficial, densidad, viscosidad. Este modelo de patrón de flujo se utilizó para filtrar los datos experimentales conforme cada patrón de flujo; flujo de burbuja (*bubbly flow*), “*slug flow*” y flujo anular.

En la revisión literaria no existen otros trabajos que investiguen la transferencia de calor en un tubo de aluminio multipuerto con geometría triangular, longitud de calentamiento de 1.205 m, diámetro hidráulico de 0.715 mm y usando refrigerantes de media (R134a) y alta presión (R32).

2.2. Transición de la macro-micro escala

En esta sección se presenta los diferentes criterios y/o clasificaciones que se han sugerido en la literatura para establecer el umbral entre la teoría convencional y el estudio de los mini/micro-canales. Conjuntamente, se evalúan cada uno de los criterios para determinar si el tubo multipuerto ensayado está dentro del umbral de mini/micro-escala.

En la literatura de la mini/micro-escala se realizan muchos esfuerzos para delimitar la condición bajo la cual un canal califica como mini/micro-canal y/o macro-canal. Es decir, donde comienza la frontera de los métodos predictivos desarrollados en la teoría convencional para evaluar el coeficiente de transferencia de calor (HTC) y la caída de presión. Este umbral o frontera es de gran interés debido a que permite determinar cuándo la teoría convencional es adecuada, o si es necesario darle un trato especial a las mediciones experimentales dentro de la mini/micro-escala.

Los criterios para la transición de la macro-escala hacia mini/micro-escala desarrollados por diferentes autores son tres:

1. Un criterio arbitrario establecido por Mehendal et al.[1] y ampliado por Kandlikar et al. [2]considerando las condiciones del flujo, así como el límite de diámetro menor manufacturado por la industria.
2. Criterio de confinamiento físico de la burbuja de vapor, el cual relaciona las dimensiones del canal con las propiedades del fluido mediante el número de confinamiento, Kew & Cornwell [3,4] .
3. Criterio del espesor de la capa de líquido en interior del tubo desarrollado por Ong & Thome [5,6].

El Criterio para la transición entre macro-micro canal presentado por Mehendal et al. [1], en el cual adoptó una clasificación arbitraria para describir las dimensiones del canal mediante el diámetro hidráulico basado en la aplicación de los intercambiadores compactos. Kandlikar et al. [2] refinaron el criterio establecido por Mehendal et al [1] basándose en las condiciones del flujo y en el límite inferior de los tubos manufacturado por la industria. Kandlikar et al. [2] observaron que el umbral de diámetro hidráulico por debajo de 200 μm está influenciado por la rarefacción de los gases asociada al número de Knudsen a la presión atmosférica.

Kew & Cornwell [3,4] condujeron una investigación experimental con R114b y un tubo de acero con longitud de calentamiento de 50mm. En este estudio mostraron que las correlaciones

establecidas en la teoría convencional fallan en predecir las mediciones experimentales del coeficiente de transferencia por convección para un número de confinamiento mayor de 0.5. En consecuencia sugirieron que el efecto físico de confinamiento es significativo para canales que tienen un diámetro hidráulico con número de confinamiento mayor de 0.5. Es fácil notar que el número de confinamiento depende de la presión de saturación y de la tensión superficial (Tabla 2.1). Por lo tanto, este criterio muestra variación dependiendo del tipo de fluido que se utilice.

Triplet et al. [7,8] propusieron un criterio para la transición considerando que las condiciones del flujo bifásico dentro del tubo varían cuando el diámetro hidráulico es menor o igual que la constante de Laplace. Ullmann & Brauner [9] estudiaron el efecto que tiene el diámetro hidráulico del canal en los mecanismos que gobiernan la transición de los patrones de flujo. Basados en este estudio sugirieron un criterio con el número adimensional de Eötvös, que indica cuándo los modelos convencionales no trabajan con una precisión razonable. Este criterio establece que para números de Eötvös mayores de 0.2 los modelos predictivos desarrollados en la teoría convencional no son adecuados.

Harirchian & Garimella [10] observaron que las dimensiones del canal y las propiedades del fluidos por si solas no son suficientes para determinar el efecto de confinamiento en la mini/micro-escala, como sugirieron Kew & Cornwell y Triplet et al.[3,4,7,8]. Por tanto propusieron un nuevo criterio para el efecto físico de confinamiento basado en el número de confinamiento convectivo ($Bd^{0.5}Re$). Este criterio relaciona los efectos de la velocidad másica, el área de paso del tubo, las propiedades del fluido y la tensión superficial mediante el número de Bond y Reynolds. Los autores recomiendan con este nuevo criterio de transición que para umbral con número de confinamiento convectivo ($Bd^{0.5}Re < 160$) menor de 160 se debe considerar el canal como micro-canal, ya que las evidencias experimentales de la investigación indican un confinamiento de las burbujas de vapor. Para un número de confinamiento convectivo mayor, el flujo bifásico en el interior del tubo no experimenta un confinamiento físico con las paredes del tubo, por tanto para este umbral sugirieron emplear la teoría convencional.

Ong & Thome [5,6] presentaron un trabajo experimental para la transición de los patrones de flujo en evaporación para los refrigerantes R134a, R245fa, R236fa y en tubos con diámetros de [1.03, 2.20, 3.04] mm. Basados en este trabajo sugirieron un nuevo umbral para la transición de la macro hacia la micro-escala. El criterio establece que para número de confinamiento mayor de 1 ($Co > 1$) se comporta como un micro-canal; para número de confinamiento entre 0.4-1

sugirieron una región de transición nombrada por los autores como meso-escala; para número de confinamiento por debajo de 0.4 indicaron que la fuerza hidrodinámicas (viscosidad, inercia, tensión superficial) se comportan de forma similar a la teoría para tubo convencionales.

Tabla 2.1. Números adimensionales importantes en la teoría de mini/micro-canales.

	Números adimensionales	Descripción
Número de Reynolds	$Re = Gd_h/\mu$	El número de Reynolds toma en cuenta la fuerza de inercia y la fuerza viscosa en el interior del tubo.
Número de Bond	$Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_g)d_h^2}{\sigma}$	Este es un parámetro de gran interés en el estudio de los mini/micro-canales, debido a que relaciona la fuerza gravitacional con la tensión superficial, las propiedades del fluido y el diámetro hidráulico.
Número de ebullición	$Bo = \frac{\dot{q}}{h_{lg}G}$	El número de ebullición asocia el flujo de calor con el cambio de entalpia. Este número adimensional es de gran importancia en los procesos de evaporación.
Número de Webber	$We = \frac{Gd_h}{\sigma\rho}$	Representa un radio entre las fuerzas inerciales y la tensión superficial.
Número de Confinamiento	$Co = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)d_h^2} \right]^{\frac{1}{2}}$	Los trabajos publicados en mini/micro-canales coinciden en que los efectos de la tensión superficial son más notorios con una reducción del diámetro. El número de confinamiento relaciona la tensión superficial con la fuerza de gravedad.
Parámetro de Martinelli	$X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_l / \left(\frac{dp}{dz} \right)_g$	Es una fracción entre el gradiente de presión en la fase líquida del flujo y el gradiente de presión en fase de vapor.

Es importante hacer notar que la mayoría de los criterios que consideran el efecto físico de confinamiento en el interior del tubo revelaron que a medida que decrece el diámetro del canal los efectos de la fuerza gravitacional son completamente suprimidos por la tensión superficial. Por tanto, lo que realmente distingue un macro-canal de un mini/micro-canal es el efecto de la tensión superficial, así como la importancia de la fuerza viscosas, fuerza inerciales. Por esta razón los números adimensionales que relacionan la tensión superficial con la fuerza de gravitación, la fuerza inercial con la tensión superficial poseen una gran relevancia en la teoría de micro/mini-canales. Estos números se describen en la (Tabla 2.1)

En la Tabla 2.2 se resumen los criterios de transición propuesto en la literatura de evaporación, además se incluye una breve evaluación de los criterios con el propósito de determinar si el tubo multipuerto con geometría triangular ensayado con R134a, R32 está dentro del umbral sugeridos

por los autores para la mini/micro-escala. La Fig. 2.1 muestra el diámetro de transición propuesto por Kew & Cornwell [3,4], como se puede ver en la figura con un incremento en la temperatura de saturación la superficie de tensión disminuye continuamente y en consecuencia el diámetro de transición decrece.

Tabla 2.2. Evaluación de los criterios de transición.

Autores	Criterio	Clasificación	Evaluación experimental	
			$T_{sat} = 12.50^{\circ}\text{C}$	
			R134a	R32
Kew & Cornwell [3,4]	Número de confinamiento	$\begin{cases} Co > 0.5 & \text{mini/micro – canal} \\ Co < 0.5 & \text{macro – canal} \end{cases}$	1.26	1.34
Triplet et al. [7,8]	Constante de Laplace		0.000901	0.00096
Mehendal et al. [1]	$[1 < d_h < 100] \mu\text{m}$	Micro-intercambiadores		
	$100 \mu\text{m} < d_h < 1\text{mm}$	Meso-intercambiadores		
	$[1 < d_h < 6] \text{mm}$	Intercambiadores compactos		
	$d_h > 6\text{mm}$	Intercambiadores convencionales		
Kandlikar et al. [2]	$[1 \leq d_h < 0.1] \mu\text{m}$	Transición al nano-canal		
	$[10 \leq d_h < 1] \mu\text{m}$	Transición al micro-canal		
	$[10 < d_h \leq 200] \mu\text{m}$	Micro-canales		
	$200 \mu\text{m} < d_h \leq 3\text{mm}$	Mini-canales		
	$d_h > 3\text{mm}$	convencionales		
Ullmann & Brauner [9]	Número de Eötvös	$\begin{cases} E\ddot{o} < 0.2 & \text{mini/microcanal} \\ E\ddot{o} > 0.2 & \text{macrocanal} \end{cases}$	0.0788	0.0694
Harirchian & Garimella(2010).	Número de confinamiento convectivo	$\begin{cases} Bo^{0.5} Re < 160 & \text{mini/micro – canal} \\ Bo^{0.5} Re > 160 & \text{macro – canal} \end{cases}$	24.450	39.90

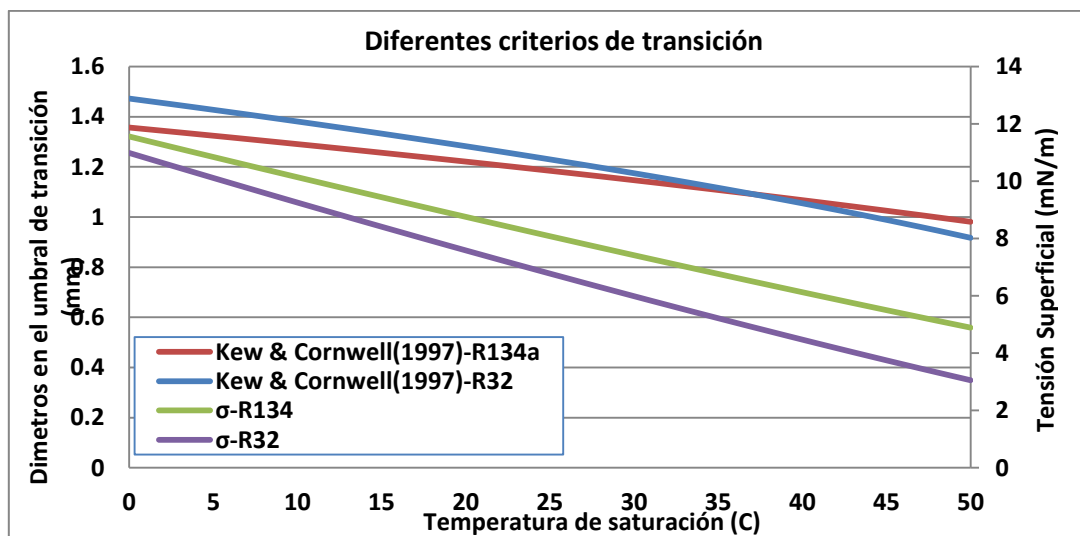


Fig. 2.1. Criterio de transición macro-micro escala.

2.3. Caída de presión y transferencia de calor en flujo monofásico

En esta sección se muestra una revisión de los trabajos más notable de la literatura de la mini/micro-escala para la caída de presión y la transferencia de calor en un flujo monofásico. Las primeras publicaciones se centraron en describir la influencia de la miniaturización, la rugosidad del tubo, geometría (formas), longitudes, materiales de la sección de ensayo en el régimen de transición laminar-turbulento y su efecto en factor de fricción y coeficiente de transferencia de calor para luego validar sus datos experimentales con las teorías de tubos convencionales ya establecida. La gran mayoría de estas investigaciones se realizaron utilizando agua como fluido de prueba, muy pocas utilizan refrigerantes.

2.3.1. Caída de presión en flujo monofásico

La caída de presión debida a la fricción en monofásico se expresa como:

$$dp = \frac{f\rho v_m^2 L}{2d_h} \quad (2.1)$$

dp , es función del factor de fricción, de la velocidad medida del fluido y de la geometría del tubo. El factor de fricción depende del régimen de flujo y el régimen de flujo se caracteriza por el número adimensional de Reynolds. El número de Reynolds que caracteriza la inercia, así como los efectos de la viscosidad en el fluido, y viene dado por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho v_m d_h}{\mu} \quad (2.2)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, v_m es la velocidad media del fluido, d_h es el diámetro hidráulico del mini-canal, μ es la viscosidad del fluido. Transcribiendo la Ec.(2.2) del número Reynolds para los parámetros medidos directamente:

$$Re = \frac{G d_h}{\mu} \quad (2.3)$$

Donde G es la velocidad másica flujo másico entre el área de la sección transversal.

El factor de fricción depende de las condiciones del flujo másico, la geometría del canal y las condiciones de la superficie:

- a) Flujo laminar-flujo turbulento
- b) Flujo completamente desarrollado-Flujo en desarrollo
- c) Pared-Geometría del canal
- d) Superficie lisa o rugosa

En la teoría convencional existen diversas expresiones o correlaciones para determinar el factor de fricción, según los regímenes de flujos y geometrías de los canales, estas correlaciones se

describen a continuación. Para un flujo laminar completamente desarrollado y un canal circular la ley de Hagen-Poiseuille relaciona el factor de fricción con el número de Reynolds mediante Po , como se puede observar en la Ec.(2.4)

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.4)$$

Donde Po es el número de Hagen-Poiseuille que depende de la geometría del canal. Shan & London [11] propusieron la siguiente expresión para un canal Rectangular, con lado corto a y un lado largo b , definiendo la razón de aspecto $w_c = \frac{a}{b}$

$$Po = fRe = 24(1 - 1.3553w_c + 1.9467w_c^2 - 1.7012w_c^3 + 0.9564w_c^4 - 0.2537w_c^5) \quad (2.5)$$

Para flujo turbulento completamente desarrollado existen varias expresiones ampliamente empleadas en la literatura de tubos con diámetros reducidos. Las ecuaciones Ec.(2.6)-Ec.(2.8) presentan el factor de fricción propuesta por de Blasius, Churchill [12] y Haaland [13]:

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad (2.6)$$

$$f = 8[(8/Re)^{12} + A^{-(3/2)}]^{1/2} \quad (2.7)$$

$$A = (37530/Re)^{16} - [2.457 \ln((7/Re)^{0.9} + 0.27R_a)]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[(R_a/3.77)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (2.8)$$

La ecuación de Blasius no considera la rugosidad de la superficie interior del tubo, la ecuación de Haaland toma en cuenta la rugosidad el tubo y es válida para un rango de Reynolds $4000 < Re < 10^8$. La ecuación de Churchill [12] fue desarrollada para ambos régimen de flujo laminar y turbulento.

En la literatura dedicada a mini/micro-canales diferentes autores miden la desviación de los resultados experimentales del factor de fricción con respecto a los valores teóricos del factor de fricción en tubos convencionales mediante un factor de fricción normalizado:

$$f_{exp} = \frac{2d_h dp_{exp}}{\rho v_m^2 L} \quad (2.9)$$

En tanto que el factor de fricción normalizado se expresa

$$Cn = \frac{(fRe)_{exp}}{(fRe)_{Tc}} \quad (2.10)$$

A continuación se describen las principales investigaciones en la literatura de mini/micro-escala utilizando un flujo monofásico. Entre los primeros autores en investigar la caída de presión en flujo monofásico para el R-12 puede citarse a Yang & Webb[14], quienes utilizaron dos tipos de

tubos multipuerto extruido de aluminio en su investigación experimental: con interior aleteado (micro-fin Tubes) y tubos con interior liso, el diámetro hidráulico de los tubos 1.56, 2.64 mm respectivamente. Los valores del Reynolds abarcan 2500-23000 para un régimen turbulento completamente desarrollado mostraron que el factor de fricción experimental para ambos tubos es mayor que el establecido por la teoría de Blasius, existiendo una diferencia más pronunciada en los tubos con interior aleteado.

Mala & Li[15] investigaron experimentalmente la caída de presión, el factor de fricción y los regímenes de transición en tubos de acero inoxidable y sílice fundida con diámetros hidráulicos en el rango de 0.50-0.254 mm y agua como fluido de trabajo. Los resultados experimentales indicaron una temprana transición del régimen laminar al turbulento $300 < Re < 900$, este rango de transición está muy por debajo de la frontera establecida en la teoría para tubos convencionales. Según los autores, argumentaron que la región de flujo turbulento completamente desarrollado pudiese ocurrir en el intervalo $1000 < Re < 1500$. Los datos obtenidos del factor de fricción para el agua solo coinciden ligeramente con la teoría de Poiseuille en régimen laminar ($Re < 400$), luego a medida que el número de Re se incrementa los datos experimentales del factor fricción en la zona de transición ($300 < Re < 900$) y/o régimen turbulento ($Re > 1000-1500$) muestran grandes desviaciones con respecto a la teoría convencional. Las desviaciones son más pronunciadas a medida que el diámetro decrece. Por tanto, la caída de presión por fricción se desvía de la teoría convencional, atribuyendo este comportamiento a los efectos de la rugosidad en la pared y a la reducción del diámetro. Los resultados experimentales evidenciaron la influencia del material utilizado en la sección de ensayo sobre la caída de presión.

Xu et al.[16] presentaron una investigación para caracterizar el factor de fricción para un flujo de agua utilizando dos secciones para realizar los ensayos experimentales: una placa de aluminio con canales mecanizados (modelo A), y la otra es una oblea de silicio (modelo S). Los diámetros hidráulicos varían de 0.030-0.344 mm. La transición del flujo ocurre para el número de Reynolds $Re \approx 1500$ para todos los diámetros ensayados, por tanto argumentaron que este fenómeno de transición temprana en el micro-escala pudiese verse afectada por la rugosidad interior del tubo, y/o por la forma del canal en vez de por la simple reducción del área de paso del canal como sugieren Yang & Webb y Mala & Li [14,15]. Los resultados experimentales del Modelo A y el Modelo S muestran una tendencia similar a la teoría convencional. Sin embargo observaron que con una reducción del tamaño del canal, las desviaciones son más significativas entre los datos del factor de fricción experimental (f_{exp}) y el factor de fricción teórico (f_{Tc}) para el Modelo A, a un

mismo Reynolds y diámetro hidráulico menor 0.1mm. Estas desviaciones de las características del flujo las atribuyeron a errores dimensionales, en vez de al efecto de la reducción en el tamaño del canal.

Ding & Sun[17] condujeron un trabajo experimental para caracterizar la caída de presión y el factor de fricción con los refrigerantes R134a y R12 en tubos con geometría rectangular y triangular, alternativamente. Los diámetros de los tubos [0.6-0.4] mm, más información de las características experimentales se muestran en la Tabla 2.3 La sección de ensayo estaba fabricada de Acero inoxidable con un recubrimiento exterior de latón. Las medidas experimentales del factor de fricción son mayores que la teoría de la macro-escala, argumentaron que las comparaciones entre los datos experimentales y las teorías convencionales son verdaderas solo bajo condiciones de rugosidad similar. Idéntico a la tendencia mostrada por otros autores aquí citado encontraron una temprana transición del régimen laminar hacia el régimen turbulento comparado con la teoría convencional. Los resultados del factor de fricción del R-134a son menores que los resultados del R-12 en régimen de flujo turbulento, mientras en régimen laminar muestran comportamientos similares.

Chung-Kwaji [18] estudiaron las características del flujo de agua desmineralizada y nitrógeno a través de un canal circular con diámetro de 0.1 mm. Utilizaron un rango de números Reynolds para el agua de 20-3010 y para el Nitrógeno de 23-662. Los resultados experimentales del factor de fricción para en el agua revelaron una tendencia similar al factor de fricción de la teoría convencional. El Reynolds crítico en su estudio es de 2100, mientras que para un flujo laminar ley del flujo de Hagen-Poiseuille estimada satisfactoriamente sus datos experimentales. Encontraron una ligera desviación en sus datos experimentales la cual atribuyeron a la incertidumbre de las mediciones. Los resultados experimentales del Nitrógeno también son previstos de acuerdo a la teoría convencional. Además argumentaron que para el flujo monofásico del Nitrógeno el efecto de compresibilidad es importante.

Judy et al. [19] investigaron experimentalmente con tubos de geometrías circular y rectangular fabricados de sílice fundido y acero inoxidable, para diámetro hidráulico en el rango de 0.015-0.150 mm. Utilizaron agua destilada, isopropanol y metanol como fluidos de trabajo. Los resultados experimentales del factor de fricción para el rango de Reynolds ensayado ($8 < Re < 2000$) coincide muy bien con el comportamiento descrito en la teoría convencional.

Además revelaron que para los diferentes niveles de diámetros ensayados ($15 < d_h (\mu\text{m}) < 150$) no existe ningún fenómeno de Stokes en el flujo.

Liu & Garimella [20] investigaron numéricamente y mediante mediciones experimentales las características del flujo en micro-canales con diámetros hidráulicos 0.244-0.974 mm y números de Reynolds en el rango de 230-6500. Para todos los casos considerados ($0.244 \leq d_h \leq 0.974$), los resultados experimentales del factor de fricción se ajustan estrechamente a las predicciones teóricas en literatura convencionales ($fRe = Po$) para un régimen laminar. No encontraron ninguna evidencia de transición temprana ($Re=4000$) para el número de Reynolds. Concluyeron que una reducción en el tamaño del micro-canal tiene un impacto significativo en el desarrollo temprano de un régimen de flujo turbulento.

Agostini & Watel [21] presentaron un estudio experimental del factor de fricción y el coeficiente de transferencia de calor en un tubo multipuerto ($N=11$) extruido de aluminio con diámetro hidráulico de 2.01mm y orientación vertical. Usaron R-134a como fluido de trabajo. En este estudio encontraron que la tendencia experimental del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión es muy similar a la teoría de tubos convencionales. La transición de régimen laminar a régimen turbulento ocurre en $Re \approx 2000$. Para número de Reynolds en el Rango $500 < Re < 7000$ sus datos experimentales de caída de presión y coeficiente de transmisión de calor se ajustan a las correlaciones de tubos convencionales para flujo laminar.

Kandlikar et al.[22] estudiaron el efecto de la rugosidad (superficie interior del tubo) sobre transferencia de calor y la caída de presión en un flujo monofásico en rango de números de Reynolds 500-3000. Utilizaron dos tubos de acero inoxidable con diámetros de 1.067 mm y 0.62 mm, ambos tubos con la misma técnicas de fabricación. La investigación experimental reveló que el efecto de variar la rugosidad relativa (R_a) 0.178, 0.225, 0.281 en el tubo con diámetro 1.067 mm es insignificante en el coeficiente de transferencia de calor y caída de presión. Sin embargo, para el tubo de diámetro 0.62 mm el aumento de la rugosidad relativa en el rango (0.161-0.355) resulta en un incremento de los valores de caída de presión y transferencia de calor. Observaron que la transición hacia el régimen de flujo turbulento también es afectada por los cambios de rugosidad en un tubo de 0.62 mm de diámetro. Para todos los casos experimentados el número de Nusselt se incrementa con el número de Reynolds siendo más evidente en la región de transición ($Re \approx 2300$). Los resultados experimentales del número local de Nusselt están ligeramente por debajo del valor teórico correlacionado.

Bucci & Celata [23] presentaron los resultados experimentales de la transferencia de calor por convección en una fase del flujo y las características del régimen de flujo en tubos con diámetros que varían en el rango de 0.172-0.520 mm; usaron agua como fluido de trabajo. Para números de Reynolds por debajo de 800-1000, mostraron que el factor de fricción experimental se ajusta a la ley de Hagen-Poiseuille. La transición del régimen laminar hacia el régimen turbulento ocurre en el rango de 1500-3000, esta región de transición de sus datos experimentales es idéntica a la conocida región de transición en tubos convencionales. Para números de Reynolds por encima de la región de transición, los datos experimentales se desvían de ley de Hagen-Poiseuille. Similar a otros autores indicaron que a medida que el diámetro decrece la frontera del flujo laminar se reduce, y por tanto la zona de transición es significativamente afectada. Los datos experimentales para el coeficiente de transferencia de calor en régimen laminar no se ajustan a la correlación de Huasen, en general son ligeramente más altos. Para el régimen turbulento los datos experimentales de los diámetros 0.520 mm y 0.290 mm se ajustan a la expresión de Gnielinski [24]. Los datos del diámetro 0.175 mm se representan muy bien con la correlación de Adams[25].

Sharp et al. [26] evaluaron experimentalmente los efectos de la escala en la transición de régimen laminar a régimen turbulento en micro-canales con una variación del diámetro hidráulico 0.050-0.247 mm usando fluidos de trabajo que presentan polaridades distintas, agua desionizada, Propanol, Glicerol 20%. El rango experimental del número de Reynolds de 20-2900. Los resultados experimentales del factor de fricción para el flujo laminar son estimado con una desviación de un 1% por la teoría clásica de Poiseuille ($f = 64/Re_{dh}$). En esta investigación no encontró ninguna evidencia de transición temprana en el régimen de flujo ($1800 < Re < 2300$). Concluyo argumentando que el comportamiento del flujo en micro-canales, en al menos para los diámetros ensayados, no muestran diferencias perceptibles con el comportamiento del flujo en la macro-escala.

Lelea & Nishio [27] investigaron experimentalmente y mediante modelación numérica la caída de presión y la transferencia de calor en un flujo monofásico utilizando Agua Destilada como fluido de trabajo. Los diámetros de ensayo 0.1 mm, 0.3 mm, 0.5 mm para un régimen laminar y Reynolds no mayor de 800. Los resultados numéricos y experimentales indican que la relación convencional $fRe = 64$ es válida, no revelaron ninguna evidencia de transición temprana del régimen de flujo laminar al régimen turbulento para todos los diámetros ensayados. Para los valores locales del número de Nu observo que se ajustan muy bien a la teoría convencional incluyendo la región de entrada.

Hetsroni & Mosyak [28] realizaron un denso estudio de las características del flujo en monofásico para tubos con diferentes geometrías y diámetros hidráulicos en el rango de 0.015-4.010 mm. El número de Reynolds se encuentra entre $0.001 < Re < 4000$. Los datos experimentales no muestran discrepancia con la teoría convencional por lo menos hasta un diámetro de 0.050 mm. La transición del flujo laminar al flujo turbulento ocurre entre $1800 < Re_{crít} < 2200$.

Shen & Adrian [29] condujeron un experimento para investigar la caída de presión y la transferencia de calor por convección en una fase del flujo para 26 canales rectangulares con dimensiones $0.3 \times 0.8 \text{ mm}^2$. Las pruebas se desarrollan para números de Reynolds en el rango 162-1257, usaron agua desmineralizada como fluido de trabajo. Observaron que la rugosidad en la pared tiene un gran efecto en el flujo laminar. Para un flujo completamente desarrollado el número de Poiseuille experimental es ligeramente superior a la teoría convencional mientras con números de Reynolds < 400 la tendencia de los resultados experimentales es similar a la teoría convencional. Además, mostraron que el número de Nusselt incrementa con un incremento en el número de Reynolds y el número de Prandtl. En la comparación del número de Nusselt experimental con los modelos numéricos de la teoría convencional revelaron una ligera desviación la cual atribuyeron al efecto de la rugosidad en las medidas experimentales.

Celata et al. [30] estudiaron la influencia de la rugosidad y la hidrofobicidad en las paredes para micro-canales con geometría circular. Los diámetros hidráulicos en el rango 0.070-0.326 mm. Descubrieron que para número de Reynolds $Re > 300$ los datos experimentales del factor de fricción en todo el rango de diámetros utilizados se ajustan adecuadamente a la curva proporcionada en la teoría de Hagen-Poiseuille. En este estudio no observaron ninguna transición anticipada hacia el flujo turbulento ($2000 < Re < 3000$).

Tu & Hrnjak [31] investigaron experimentalmente el factor de fricción para cinco (5) canales rectangulares con diámetros hidráulicos en el rango de 0.0695-0.3047 mm utilizando R-134a en fluidos de pruebas. Ensayaron con un rango de rugosidad relativa 0.14-0.35% y número de Reynolds 112-9180. Los resultados experimentales evidenciaron que para los tubos con rugosidad relativa menor de 0.30% ($R_a < 0.30\%$) el número de Reynolds se encuentra en el rango de 2150-2290 ligeramente por debajo de la teoría convencional. En régimen laminar e incluso en número de Reynolds crítico el factor de fricción experimental se ajusta adecuadamente a los resultados teóricos (fRe) con desviación media de 4%, la cual atribuyeron a las incertidumbres en la medición. Sin embargo, para el tubo con rugosidad relativa más alta de 0.35% y diámetro

intermedio 0.1411 mm encontraron una transición temprana con un número de Reynolds 1570, y una desviación del 9% del factor de fricción experimental con respecto a la teoría convencional. Argumentaron que este comportamiento se debe al bajo valor de la razón de aspecto del canal, así como a la rugosidad de la superficie. En el régimen turbulento el factor de fricción experimental es ligeramente mayor que el Churchill [12] para tubos lisos indicando el efecto que tiene la rugosidad en el régimen de transición y turbulento. Para el canal con diámetro 0.1411 y rugosidad relativa de 0.35%, en un flujo turbulento el factor de fricción es mayor que los otros diámetros ensayados. No encontraron evidencias experimentales de que el tamaño del canal tenga algún efecto en el comportamiento del flujo.

Han & Kedzierski [32] midieron la caída de presión en flujo monofásico utilizando tres secciones de ensayos construidas de acero inoxidable, silicio y polietercetona respectivamente. Los diámetros varían de 0.097-0.260 mm y números de Reynolds en el orden 30-3000. Los datos experimentales de caída de presión no muestran una desviación significativa de la teoría clásica para los diámetros ensayados. El número crítico de Reynolds está en el orden $Re \approx 2000$. Observaron que el factor de fricción medido muestra la misma dependencia del Re ; no obstante las variaciones en las longitudes del tubo, material del tubo, diámetros de los tubos y el tipo de fluido ensayado.

Ghajar & Tang [33] investigaron experimentalmente el factor de fricción en la región de transición para un flujo de agua destilada en flujo monofásico. La sección de ensayo es de acero inoxidable con diámetros desde 2.083 mm a 0.337 mm. A diferencia de otros autores su investigación busca la localización (comienzo y fin) de la región de transición con respecto al diámetro hidráulico y la rugosidad. Observaron que un decrecimiento en el diámetro ($d_h < 1.327$ mm) del tubo a la par de un incremento de la rugosidad relativa influencia en el factor de fricción, aun en flujo laminar. Además, demuestran que la transición para un flujo laminar comienza a bajos números de Reynolds con una disminución en el diámetro. Los datos experimentales muestran que el rango del número de Reynolds en la región de transición se estrecha con la reducción del diámetro. Aconsejan que para obtener las mediciones con la precisión necesaria en este tipo de investigaciones es necesario: tener cuidado con la sensibilidad de los equipos de medición, así como una metodología experimental sistemática.

En la revisión bibliográfica se encuentran resultados contradictorios, pues en las primeras publicaciones Mala & Li [15], Xu et al. [16], Ding & Sun [17], sus datos experimentales mostraron

desviaciones importantes para el factor de fricción y las condiciones del régimen de flujo con respecto a las teorías convencionales, atribuyeron este comportamiento a la reducción del diámetro y a los efectos de la rugosidad en pared. Una gran cantidad de autores, entre los cuales podemos citar a Kandlikar et al.[22,34], Bucci-Celata[23], Judy[19], Tu-Hrnjak[31], Mokrani & Bourouga, demostraron que estas discrepancias en las condiciones del régimen de flujo se deben fundamentalmente a los resultados de las incertidumbres en las dimensiones del canal, a las mediciones del flujo y a las pérdidas por el cambio en la geometría en la entrada-salida de la sección de ensayo. Kandlikar et al.[22] mostraron experimentalmente el efecto que tiene sobre la condición del régimen de flujo y la transferencia de calor variar la rugosidad para un tubo de 0.62mm de diámetro. Bucci-Celata [23], observaron que a medida que el diámetro se reduce hay un incremento en la extensión del régimen de flujo laminar y la transición del flujo es significativamente afectada, Jud[19] y en sus medidas experimentales coinciden con la teoría convencional, con una ligera variación en el régimen de transición del flujo ($Re_{cript}=2000$).

Tu & Hrnjak [31] no encontraron evidencias experimentales de que la reducción del diámetro tenga algún efecto sobre las condiciones de transición del régimen de flujo; sin embargo, indicó que la variación en la rugosidad tiene efectos importantes. En general, en aquellas publicaciones donde se diseñaban y construían secciones de ensayos seguras, con adecuadas técnicas de mediciones para reducir los errores aleatorios y sistemáticos en las estimaciones de los parámetros que influyen en el coeficiente de transferencia de calor por convección y caída de presión en monofásico, los resultados experimentales se ajustan satisfactoriamente a la teoría convencional ya establecida. La Tabla 2.3 muestra una recopilación de las diferentes investigaciones en caída de presión y la transferencia de calor en una única línea de flujo.

2.3.2. Transferencia de calor por convección en monofásico.

En este apartado se describen brevemente los esfuerzos que han hecho los investigadores en la última década para demostrar que el comportamiento de los tubos con diámetros reducidos puede ser diferente o no de la teoría convencional ya establecida. Las correlaciones de uso más frecuentes por los autores en la revisión bibliográfica de la transferencia de calor en monofásico se muestran a continuación: la ecuación de Dittus-Boelter[24], que sigue el siguiente modelo;

$$Nu = 0.023Re_{lo}^{4/5} Pr^{1/4} ; \begin{cases} 0.7 < Pr < 160 \\ Re_{lo} > 10^4 \end{cases} \quad (2.11)$$

La correlación de Petukhov [24]

$$Nu = \frac{(f/8)Re_{lo}Pr}{K + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} ; \begin{cases} 0.5 < Pr < 2000 \\ 10^4 < Re_{lo} < 5 \times 10^6 \\ K = 1.07 + \frac{900}{Re} - \frac{0.63}{1 + 10.Pr} \end{cases} \quad (2.12)$$

La modificación hecha por Gnielinski [24] para trabajar con número de Reynolds pequeño

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_{lo} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}\left(Pr^{2/3} - 1\right)} ; \begin{cases} 0.5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re_{lo} < 5 \times 10^6 \\ f = \frac{1}{[1.82 \log(Re_{lo}) - 1.64]^2} \end{cases} \quad (2.13)$$

Peng & Petersorn[35,36] experimentaron con tubos de diferentes tamaños y geometrías para caracterizar el coeficiente de transferencia de calor en monofásico con agua y metano como fluidos de trabajo. En los resultados experimentales mostraron la relación que existe entre el número adimensional de Reynolds y el número de Nusselt, encontrando las siguientes tendencias conforme a los regímenes de transición: $Re < 400$ flujo laminar el número de Nusselt decrece mientras aumenta el número de Reynold; $400 < Re < 1000$ es la zona de transición; para $Re > 1000$ todo el flujo está en régimen turbulento y número de Nusselt aumenta con el número de Reynolds. La velocidad del fluido, la temperatura del fluido y el tamaño del canal afectan con fuerza el régimen laminar y de transición. Analizaron la relación existente entre el coeficiente de transferencia de calor y la temperatura de la pared para la cual distingue tres zonas: una zona donde el coeficiente de transferencia de calor decrece ligeramente; otra zona media donde hay una gran variabilidad; y una tercera zona donde el coeficiente de transferencia de calor incrementa con la temperatura de la pared. En este estudio indicaron que la variación del coeficiente de transferencia de calor con la temperatura de la pared es consecuencia de la reducción del tamaño del micro-canal.

Peng & Peterson [35] condujeron una investigación experimental donde revelaron que las conclusiones para el régimen de transición en Peng & Petersorn[36] serán verdaderas para un flujo de líquido en un micro-canal con estructuras dimensionales idénticas. Los resultados experimentales indicaron la influencia de los parámetros geométricos (largo, ancho, razón (w_c)) tanto en el coeficiente de transferencia de calor con en el régimen de flujo, en tanto que el efecto de la geometría en los tubos es depreciables para el flujo en régimen laminar y turbulento. Propusieron correlaciones empericas para el coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico para el régimen laminar y turbulento. El rango de desviación de la correlación con respecto a su datos experimentales es de $\pm 30\%$. Las medidas experimentales del factor de

fricción en ambos regímenes laminar y turbulento, son más reducidas que los valores previstos por las relaciones clásicas.

Adams et al.[25] estudiaron la convección forzada para un flujo monofásico en puertos circulares de cobre con diámetros que varían [0.76-1.09] mm y con agua como fluido de trabajo. Las pruebas se realizaron con un régimen de Reynolds 2600-23000 (turbulento) y número de Prandtl 1.53-6.43. Los datos experimentales del número de Nusselt están por encima de los previstos por la correlación de Gnielinski[24]. Las desviaciones entre los datos experimentales y los previstos por el número de Nusselt son más notables para el canal con diámetro de 0.76 mm que en canal de 1.09 mm. Realizaron una modificación a la correlación de Gnielinski[24] para ajustarla a la tendencia presentada por los datos experimentales. La desviación entre los datos experimentales y el número de Nusselt con la nueva correlación es $\pm 18.6\%$.

Qu et al.[37] condujeron una investigación experimental de las características de la transferencia de calor por convección para un flujo de agua a través de micro-canal con forma trapezoidal de silicona y diámetro hidráulico en el rango 0.062-0.169 mm. Compararon los datos experimentales del número de Nusselt con varios modelos de la teoría convencional. Los resultados de la comparación indicaron que el número de Nusselt experimental para un flujo monofásico está por debajo de los valores que predice los modelos de la teoría de transferencia de calor convencional. Atribuyeron esta diferencia al posible efecto de la rugosidad en el número de Nusselt experimental. Basados en esto proponen una modificación al número de Nusselt tomando en cuenta el efecto de la rugosidad en la pared del tubo.

Lee & Garimella[38] ensayaron con agua destilada a través de una placa de cobre con micro-canales mecanizados en un rango de diámetros hidráulicos 0.318-0.903 mm, los números de Reynolds para el flujo varían 296-3066. Confirmaron la literatura demostrando experimentalmente que el número de Nusselt incrementa con el Reynolds, la función de dependencia es una línea recta en la región de flujo laminar incrementando la pendiente en la región de flujo turbulento. La región de transición para el flujo laminar y turbulento en su datos experimentales se presentó para un número de Reynolds próximo 200. Observaron que para el flujo turbulento los datos experimentales la muestran una pequeña desviación con respecto a la correlación de Gnielinski[24], atribuyeron este comportamiento a que la correlación de Gnielinski es válida para Reynolds mayores de 3000. Además, estudiaron el efecto de la reducción del diámetro en el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión mostrando que el

coeficiente de transferencia y la caída de presión aumentan cuando el diámetro disminuye. Sugirieron que para predecir el comportamiento térmico en monofásico mediante simulación numérica es necesario conocer las condiciones límites y de entradas experimentales para ajustarlas al acercamiento predictivo.

Jung & Kwak[39] midieron experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción en monofásico para agua y FC-72 como refrigerantes de trabajo en micro-canales con geometría rectangular; los micro-canales tienen una dimensión 0.1mm, 0.150 mm, 0.2 mm de ancho con un largo de 0.015 mm y un alto de 0.1 mm en todos los casos. Demuestran que el coeficiente de transferencia de calor aumenta con la temperatura de la pared, excepto para bajo números de Reynolds. Observaron que el valor experimental del factor de fricción está muy cerca del valor teórico ($fRe = 64$) en el microcanal de ancho 0.1 mm, sin embargo para el microcanal con ancho 0.2 mm el factor de fricción es levemente mayor que el valor de fricción teórico. Se estimó un error en las mediciones del factor de fricción de $\pm 5.5\%$, lo cual atribuyen a las incertidumbres en las mediciones del transmisor de presión y el sensor de temperatura a la entrada-salida de la sección de prueba. Para el número de Nusselt sus datos experimentales no se ajustan a las correspondientes correlaciones en micro-canales, además apoyan la literatura demostrando que el número de Nusselt incrementa con el número de Reynolds.

Owhaib et al. [40] estudiaron experimentalmente las características de la transferencia de calor en una fase del flujo para el R-134a en canales circulares con diámetro 1.7, 1.2, 0.8 mm y número de Reynolds en el rango de $1000 < Re < 17000$. Observaron un incremento en el coeficiente de transferencia de calor con la disminución del diámetro en la región de flujo turbulento. Para $Re < 5000$ el coeficiente de transferencia de calor es similar para los tres tubos. Para el número de Nusselt en función del Reynolds muestra que las diferencias para los tres tubos es mayor en la zona de transición, por lo tanto las pendientes curvas son diferentes y más uniformes individualmente en la región turbulenta. Además contrasta los datos experimentales con correlaciones convencionales y nuevas correlaciones desarrolladas para tubo de diámetro reducido, encontrando que las correlaciones de la teoría convencional muestran mejor tendencia para los datos experimentales.

Celata & Cumo [30] utilizaron dos tipos de tubos para caracterizar la transferencia de calor para el flujo monofásico: 1) tubos de vidrio lisos ($\epsilon < 0.00001$ mm); 2) tubos de acero inoxidable con rugosidad en el rango de 0.0006-0.0027mm. El fluido de trabajo es agua destilada y los diámetros

de los tubos varían de 0.5mm hasta 0.12mm. Para el flujo turbulento, el número de Nusselt no muestra diferencias significativas con respecto a los valores obtenidos por la ecuación de Gnielinski (Ec.2.13) para el rango de diámetros ensayados. En el flujo laminar, los resultados muestran para el tubo liso que el número de Nusselt decrece al reducir el diámetro del tubo con los números de Reynolds ensayados. Atribuyen este comportamiento del número de Nusselt a la disipación de energía en la sección de prueba. El tubo de acero inoxidable evidencia un comportamiento bastante clásico, en que el número local de Nusselt se aproxima a una constante completamente desarrollada con un calentamiento uniforme del tubo.

Qi & Zhang[41] condujeron una investigación experimental para caracterizar la transferencia de calor y la caída presión en flujo monofásico con Nitrógeno líquido (N_2) en cuatro tubos que poseen diámetros de 1.931, 1.042, 0.834 y 0.531 mm individualmente. Los números de Reynolds ensayados varían 10,000-90,000. Los resultados experimentales del factor de fricción los compararon con las correlaciones de Colebrook y Nikurades encontrando: que para los tubos de diámetros 1.931 mm y 1.042mm con rugosidades relativas tan bajas (0.0347%, 0.0825%) las medidas están ligeramente por encima de la teoría convencional, para el tubo con diámetro de 0.834 mm y rugosidad de 0.206% la ecuación de Colebrook predice los datos experimentales satisfactoriamente, mientras que la correlación de Nikurades lo predice con baja precisión. Para el tubo con diámetro hidráulico menor 0.531mm y rugosidad mayor 0.435% ambas correlaciones no se ajustan a las mediciones experimentales. Atribuyen este comportamiento al incremento de la rugosidad relativa mientras disminuye el diámetro. Observaron que las correlaciones por convección de Dittus-Boelter [24] y de Gnielinski [24] están por debajo de los resultados experimentales, las desviaciones son más significativas con un decrecimiento del diámetro. Además la correlación de Adams et al. [25] en micro-canales sobrestiman las medidas experimentales del número de Nusselt con desviaciones muy grandes.

Yang & Lin[42]. Estudian las características de la transferencia de calor y el factor de fricción con un flujo de agua a través de seis (6) micro-tubos de acero inoxidable con geometría circular. Los diámetros de los tubos varían 0.123-0.962 mm y Reynolds en el rango de 100-10000. Utilizaron la técnica de cristales líquidos termo-crómicos para medir las temperaturas en la superficie de la pared. Los resultados del factor de fricción concuerdan muy bien con las correlaciones de Blasius y Poiseuille en el régimen laminar y turbulento respectivamente. Las mediciones del número de Nusselt para un flujo de agua en régimen laminar se ajusta a la constante teórica $Nu=4.36$, para número de Reynolds mayor de 1000 ($Re>1000$), el número de Nusselt se incrementa con un

incremento en el número de Reynolds. Para un flujo turbulento encontraron que los números de Nusselt medidos se ajustan a la correlación de Gnielinski [24]. No encontraron efectos significativos en las características del flujo al reducir el tamaño del tubo. El número crítico de Reynolds varía de 2300-300.

Mokrani & Bourouga [43] publicaron un denso estudio, enfocado en el diseño, construcción e instrumentación de un micro-canal para caracterizar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión en un flujo monofásico. El diámetro hidráulico en el rango $100\mu\text{m}$ -1mm, con una geometría rectangular y agua como fluido de trabajo. La sección de ensayo estaba constituida de varias placas de acero inoxidable con material acrílico a la entrada y a la salida para evitar pérdida de calor. Mostraron que las mediciones experimentales del número de Poiseuille en régimen laminar se ajustan a los valores teóricos dados por la ecuación de Shah & London [11]. Para flujos en régimen turbulento los datos experimentales del factor de fricción son estimados con exactitud por la correlación de Blasius. Los valores experimentales del número de Nusselt en régimen turbulento son previstos muy bien por la correlación de Gnielinski [24]. Argumentaron que las desviaciones encontradas en la literatura se deben a: errores en la estimación de los parámetros que gobiernan la transferencia de calor por convección; en referencia a las comparaciones del número de Nusselt y número de Poiseuille teórico con datos experimentales que no cumplen con las condiciones térmicas e hidrodinámicas (flujo completamente desarrollado). El régimen de transición ocurre en el rango de Reynolds de 2200-3000.

Como se puede apreciar, diferentes trabajos han sido publicados para caracterizar la transferencia de calor por convección en un flujo monofásico con tubos de diámetros reducidos. Autores como Adams et al. [25], Jung & Kwak [39], Qi & Zhang [41] revelaron que el coeficiente de transferencia de calor por convección se incrementa con una disminución del diámetro. Adams et al. [25] desarrollaron su propia correlación para tubo del tipo mini-canal. Otros autores Peng & Peterson [36], encontraron una caída del coeficiente de transferencia de calor por convección con el tamaño del canal en relación a la teoría convencional. Hay otros grupos de autores, como Owhaib et al. [40], Agostini [21], Mokrani & Bourouga [43] que sus resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor en monofásico son previstos satisfactoriamente por la correlaciones de la teoría convencional.

Tabla 2.3. Compilación de investigaciones en monofásico para mini/micro-canales.

Referencia	L_t / d_h (mm)	Geometría	Material de la sección	Fluido	R_a	L/d_h	Re	Re_{cript}	O	f
Yang & Webb [14]	L_t [560] d_h [1.56-2.64]	□	Aluminio	R-12	-	359	2500-23000	-	H	$f_{exp} > f_{TC}$
Adams et al. [25]	d_h [0.76;1.09] L_t [50.8]	○	Cobre	Agua destilada	-	-	2600-23000	-	V	$Nu_{exp} > Nu_{TC}$
Qu et al. [37]	d_h [0.062-0.169]	▽	Silicón	Agua	1.28-1.75	178-483	100-1500	-	H	$Nu_{exp} < Nu_{TC}$
Mala & Li [15]	d_h [0.050-0.254]	○	Silicio fundido; acero inoxidable	H ₂ O		124-490	100-2000	>300-900 >1000-1500 (flujo turbulento totalmente desarrollado)	H	$f_{exp} > f_{TC}$
Ding & Sun [17]	d_h [0.6 0.4]	□ ; △	Acero inoxidable	R-12 R-134a	0.33-0.75	167-250	200-3500	1100-1800	V	$f_{exp} > f_{TC}$
Xu et al. [16]	L_t [10-50] d_h [0.030-0.344]	□	Aluminio; obleas de silicio	H ₂ O	0.145-1.0684; 0.0676-0.0253	29-1470	20-4000	1500	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Chung & Kawaji [18]	d_h [0.1]	○	Cristal	Gas N ₂ ; agua desionizada	-	639-875	2-3011 23-662	2000	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Judy et al.[19]	L_t [30-300] d_h [0.015-0.150]	□ ; ○	Silicio fundido; acero inoxidable	CH ₃ -OH; (CH ₃) ₂ CHO H; Agua destilada	-	1200-5650	8-2300	2000	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Kandlikar [22]	L_t [560]; d_h [0.62-1.067]	○	Acero inoxidable	H ₂ O	0.161-0.35	-	500-3000	2300	H	$Nu_{exp} < Nu_{TC}$ $f_{exp} \geq f_{TC}$
Bucci & Celata [23]	L_t [70]; d_h [0.172-0.520]	○	Acero inoxidable	H ₂ O	0.309-0.871	135-407	200-600	1800-3000	H	(Re>1000) $f_{exp} > f_{TC}$

Referencia	L_t / d_h (mm)	Geometría	Material de la sección	Fluido	R_a	L/d_h	Re	Re_{cript}	O	f
			con capilaridad							($Re < 1000$) $f_{exp} = f_{TC}$
Owhaib & Palm[40]	d_h [1.7;1.2;0.8]	○	Acero inoxidable (SS)	R-134a	-	191.20-406	1000-17000	-	V	$Nu_{exp} = Nu_{TC}$
Sharp & Adrian [26]	d_h [0.050-0.247]	○	Silicio fundido (vidrio)	Propanol; Glicerol-20% Agua	-	-	20-2900	1800-2300	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Lui & Garimella [20]	d_h [0.244-0.974] L_t [25.4-41.0]	□	Plexiglass	H ₂ O	<3	26.0-170.8	230-6500	2000-3000	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Lee & Garimella[38]	d_h [0.318-0.903]	□	Cobre	Agua destilada	-	28.12-79.90	300-3500	-	H	Laminar $Nu_{exp} = Nu_{TC}$ turbulento $Nu_{exp} > Nu_{TC}$
Lelea et al. [27]	d_h [0.1, 0.3, 0.5]	○	Aluminio	Agua destilada	-	317-1200	<800	-	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Agostiniet al. [21,44]	d_h [2.01] N. puertos. N=11	□	Aluminio	R-134a	0.050	500	300-5000	2000	V	$f_{exp} = f_{TC}$ $Nu_{exp} = Nu_{TC}$
Shen et al. [29]	d_h [0.436] 0.3mmx0.8mm	□	Cobre	Agua destilada	4-6	-	162-1257	-	H	$f_{exp} = f_{TC}$
Celata et al. [45]	L_t [21-32.6] d_h [0.070-0.326]	○	Vidrio con capilaridad; tubo de vidrio en silicona; silicio fundido; teflón	H ₂ O	0.05-0.538	100-300	50-3400	2000-2300	H	$f_{exp} = f_{TC}$

Referencia	L_t / d_h (mm)	Geometría	Material de la sección	Fluido	R_a	L/d_h	Re	Re_{cript}	O	f
Celata et al. [30]	L_t [36.8-92.9] d_h [0.120-0.500]	○	Acero inoxidable; acrílico	Agua destilada	0.410-0.612	323-665	50-7025	-	H	Turbulento $Nu_{exp} = Nu_{TC}$
Tu & Hrnjak [46]	d_h [0.0695-0.3047]	□		R-134a	0.14-0.35	315-691	112-9180	1570-2200	H	laminar $f_{exp} = f_{TC}$ turbulento $f_{exp} = f_{TC}$
Jung & Kwak [39,47]	L_t [15] d_h [0.100-0.200]	□	Silicón	FC-72; agua	-	-	55-330 196-250	-	H	$f_{exp} = f_{TC}$ $Nu_{exp} > Nu_{TC}$
Qi & Zhang [41]	1.931; 1.042; 0.834 ; 0.531	○	Acero inoxidable	N ₂ líquido	0.206-0.00347	129.50-470.81	10000-90000	-	V	$f_{exp} = f_{TC}$ $Nu_{exp} > Nu_{TC}$
Yang & Lin [42]	L_t [123-962]	○	Acero inoxidable	agua	0.145-1.40	370-1138	300-10000	2300-3000	H	$f_{exp} = f_{TC}$ $Nu_{exp} = Nu_{TC}$
Han & Kedzierski [32]	d_h [0.097-0.260]	○	Silicio fundido; acero inoxidable; PEEK	Agua destilada	-	192.60-1564	30-3000		H	$f_{exp} = f_{TC}$
Mokrani et al. [43]	d_h [0.100-1]	□	Acero inoxidable	Agua	-	-	100-5000	2200-3000	H	$f_{exp} = f_{TC}$ $Nu_{exp} = Nu_{TC}$

□ = Sección rectangular; ○ = Sección Circular; △ = Sección Triangular; ▽ = Sección Trapezoidal; ○ = orientación de la sección ensayo; L_h = Longitud de calentamiento; L_t = longitud del tubo

2.4. Caída de presión en flujo bifásico

La caída de presión tiene una gran importancia para el correcto diseño de los intercambiadores de calor. En este capítulo se estudian las características de la caída de presión en el tubo multipuerto de aluminio. En la primera sección se describen los rudimentos fundamentales, luego una revisión bibliográfica de los trabajos de investigación realizados por diferentes autores en caída de presión en mini-canales.

Los mini-canales ofrecen la ventaja de un mayor coeficiente de transferencia de calor; son más compactos por lo que requieren menor cantidad de carga, contribuyendo de este modo a la preservación del medio ambiente. Sin embargo, estos tubos presentan una gran caída de presión, lo cual no es deseable en los procesos de ingeniería debido a que provoca un incremento en los costes de bombeo, mantenimiento. Por esta razón es un requerimiento fundamental el estudio de la caída de presión para un diseño óptimo de los evaporadores y condensadores.

La caída de presión en una línea de flujo bifásico está asociada a la variación de la energía cinética, energía potencia y la fuerza de fricción asociada al tubo. La caída de presión medida en el tubo es la suma de la caída de presión en monofásico, en flujo bifásico, las pérdidas por expansión y/o contracción.

$$dp_{meas} = dp_e + dp_c + dp_{lo} + dp_{tp} \quad (2.14)$$

A continuación se describe como se evalúa cada componente de la Ec.(2.14) durante la realización de esta investigación.

2.4.1. Evaluación de las pérdidas de presión por contracción y expansión en el tubo

Las ecuaciones que se utilizan para evaluar la caída de presión del refrigerante debido a un cambio brusco de geometría en los extremos de la sección de ensayo, (cabezal-minicanal, minicanal-cabezal) se presentan con más detalles en el apéndice. Para realizar el cálculo de la contracción y expansión hay que tener en cuenta la condición termodinámica del refrigerante. El refrigerante entra comprimido (sub-enfriado) a la sección de ensayo (cabezal-minicanal). En el cambio de geometría donde se produce la expansión (mini-canal-cabezal) el flujo presenta dos condiciones monofásico si el tubo no es calentado eléctricamente o bifásico si se calienta uniformemente. Para el cálculo de la pérdida de presión por contracción y expansión en un flujo monofásico se utiliza la expresión propuesta Kays & London [48]. Esta expresión introduce un coeficiente de expansión y contracción, el valor de los coeficientes depende del régimen de flujo.

Para la expansión brusca en el flujo bifásico se utiliza la correlación de Schmidt & Friedel [49] modificada por Coleman & Krause [50].

2.4.2. Caída de presión en flujo monofásico

La caída de presión en el flujo monofásico se evalúa con la correlación propuesta por Blasius para el factor de fricción, Ec.(2.6). Es necesario mencionar que la caída de presión en monofásico desde la entrada de la sección de ensayo hasta el punto de saturación del refrigerante presenta valores muy pequeños, de cualquier modo es tomada en cuenta.

2.4.3. Componentes de la caída de presión en flujo bifásico

La caída de presión en el flujo bifásico se expresa como la suma de tres componentes: la caída de presión por aceleración, la caída de presión por elevación o gravitacional y la caída de presión por fricción.

$$-dp_{tp} = -dp_F - dp_{ac} - dp_g \quad (2.15)$$

Esta expresión se suele representar como un gradiente en relación con la longitud de tubo

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp} = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_F - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{ac} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_g \quad (2.16)$$

2.4.4. Caída de presión gravitacional

La caída de presión por elevación es cero, esto se debe a que la sección de ensayo se encuentra orientada de forma horizontal, como se puede evidenciar en la siguiente expresión, Ec.(2.17).

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \rho \cdot g \sin \theta = 0 \quad (2.17)$$

2.4.5. Caída de presión por aceleración del fluido

Este componente está asociado a la aceleración del fluido durante el proceso de evaporación (energía cinética), cuando el proceso de evaporación toma lugar en el mini-canal se genera un incremento del núcleo de vapor a medida que avanza la línea de flujo en el tubo. Por tanto el componente de aceleración es positivo.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{ac} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\varepsilon \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)\rho_l} \right] \quad (2.18)$$

Donde ε es la fracción de hueco “void fraction”, en la literatura se han propuesto diferentes correlaciones para su cálculo, pero la más ampliamente usada es la correlación propuesta por Zivi [51], la cual es función del título de vapor y la razón de densidades.

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (2.19)$$

Para el caso específico del modelo homogéneo, donde las velocidades de la fase líquido-vapor son similares ($S = 1$) la fracción de hueco viene dada.

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.20)$$

2.4.6. La caída de presión por fricción en flujo bifásico

Existen principalmente dos modelos ampliamente usados para evaluar la caída de presión por fricción en flujo bifásico: el modelo homogéneo y el modelo de flujo separable.

2.4.6.1. Modelo homogéneo

El modelo homogéneo considera velocidad idéntica de la fase líquida y la fase vapor dentro del tubo (asume el flujo bifásico como una sola fase), tomando en cuenta las propiedades de la viscosidad y la densidad para un flujo bifásico relacionada con el título de vapor para evaluar la caída de presión por fricción en dos fases del flujo. La caída de presión por fricción en unidades de longitud se expresa:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{2f_{tp}G^2}{d_h\rho_{tp}} \quad (2.21)$$

Donde ρ_{tp} es la densidad homogénea y se evalúa con la siguiente expresión

$$\rho_{tp} = \left[\frac{1-x}{\rho_l} + \frac{x}{\rho_g} \right]^{-1} \quad (2.22)$$

El factor de fricción depende del régimen de flujo, con el número de Reynolds caracteriza la condición del flujo, la expresión para el factor de fricción viene dada por:

$$f_{tp} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{tp}}, & Re_{tp} < 2000 \text{ flujo laminar} \\ \frac{0.079}{Re_{tp}^{0.25}}, & Re_{tp} \geq 2000 \text{ flujo turbulento} \end{cases} \quad (2.23)$$

Para el número de Reynolds

$$Re_{tp} = \frac{Gd_h}{\mu_{tp}} \quad (2.24)$$

μ_{tp} es la viscosidad para el modelo homogéneo. En la literatura se han propuesto diferentes correlaciones para evaluar la viscosidad; en la siguiente Tabla 2.4 se resumen los modelos de viscosidad más ampliamente implementados. La viscosidad homogénea en esta correlación básicamente depende del título de vapor y de la relación de densidades y viscosidades en las fases de líquido-vapor. La tendencia de la caída de presión por fricción es fuertemente influenciada por la correlación de viscosidad adoptada.

Tabla 2.4. Modelos de viscosidad.

Autores	TP correlaciones de viscosidad
Akers et al. [52]	$\mu_{tp} = \mu_l / [(1-x) + x(\rho_l/\rho_g)^{0.5}]$
Beattie & Whalley [53]	$\mu_{tp} = Y \cdot \mu_g + (1-Y)(1 + 2.5Y)$ $Y = x \cdot (1/\rho_g) / [1/\rho_l + x(1/\rho_{gl})]$ $\rho_{gl} = \rho_g - \rho_l$
Cicchitti et al. [54]	$\mu_{tp} = x\mu_g + \mu_l(1-x)$
Dukler et al. [55]	$\mu_{tp} = \rho_{tp} [x\mu_g/\rho_g + \mu_l/\rho_l(1-x)]$
Lin et al. [56]	$\mu_{tp} = \mu_l\mu_g/\mu_g + x^{1.4}(\mu_l - \mu_g)$
McAdams et al. [57]	$\mu_{tp} = [x/\mu_g + (1-x)/\mu_l]^{-1}$
Owens [58]	$\mu_{tp} = \mu_l$

2.4.6.2. Modelo de flujo separable.

El modelo de flujo separado para el cálculo de la caída de presión por fricción considera que el flujo dentro del tubo está completamente segregado en una fase líquida y una fase vapor, de este modo, contrario al modelo homogéneo la velocidad de la fase líquida y fase vapor no son idénticas, por lo que las fases se mueven a diferentes velocidades. La caída de presión por fricción dentro del modelo separable se expresa en término del multiplicador de flujo bifásico y la caída de presión fricción para cada fase correspondiente del flujo.

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_g^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g \quad (2.25)$$

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_l \quad (2.26)$$

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{go}^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{go} \quad (2.27)$$

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \quad (2.28)$$

Donde ϕ_g^2, ϕ_l^2 es el multiplicador de flujo bifásico asumiendo que el flujo dentro del tubo es puro vapor saturado o puro líquido saturado, respectivamente. Para ϕ_{lo}^2, ϕ_{go}^2 se considera que la mezcla total del flujo dentro del tubo es solo líquida o la mezcla total del flujo es solo vapor.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{2f_l[G(x-1)]^2}{d_h \rho_l} \quad (2.29) \quad \left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g[Gx]^2}{d_h \rho_g} \quad (2.30)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \frac{2f_{lo}G^2}{d_h \cdot \rho_l} \quad (2.31) \quad \left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} = \frac{2f_{go}G^2}{d_h \rho_g} \quad (2.32)$$

Donde G , d_h , x , ρ_g , ρ_l son respectivamente, la velocidad másica, el diámetro hidráulico, el título de vapor y la densidad de líquido y vapor. Mientras que f es la expresión del factor de fricción, el subíndice g indica que el flujo en el tubo es puro vapor, l indica que el flujo es puro líquido, go se asume toda la mezcla líquido-vapor en el tubo como vapor, lo toda la mezcla líquido-vapor en el tubo es asumida como líquida.

Lockhart-Martinelli [59] propusieron un parámetro adimensional que correlaciona la caída de presión de la fase líquida y la fase vapor saturado con el multiplicador de flujo bifásico.

$$X^2 = \left[\left(-\frac{dp}{dz} \right)_l / \left(-\frac{dp}{dz} \right)_g \right] \quad (2.33)$$

La relación entre el parámetro de Lockhart-Martinelli y el multiplicador de flujo bifásico fue presentada gráficamente; un ajuste de la curva de Lockhart-Martinelli fue introducido por Chisholm[60] obteniendo una ecuación algebraica más conveniente para el cálculo del multiplicador de flujo bifásico. El parámetro del Chisholm C varía con el régimen de flujo en la fase del líquido y la fase vapor.

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.34)$$

Una forma equivalente para la fase vapor

$$\phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (2.35)$$

La gran mayoría de métodos utilizados para predecir la caída de presión por fricción está basado en el método de Lockhart-Martinelli, mediante la expresión generalizada por Chisholm. De hecho, se puede observar en los trabajos publicados en mini-canales que los autores aprovechan la influencia de las magnitudes independiente del flujo (geometría, tensión superficial, Reynolds) sobre el parámetro de Chisholm o directamente sobre el multiplicador de flujo bifásico y realizan un análisis de regresión de las variables que tienen más peso sobre el valor de C o (ϕ_g^2, ϕ_l^2) para desarrollar sus propio modelo de caída presión por fricción. En general, este método permite desarrollar correlaciones empíricas para una colección de datos y por esta razón es tan socorrido para el cálculo de la caída de presión por fricción.

2.4.7. Revisión bibliográfica caída de presión bifásica.

En esta sección se describen las investigaciones realizadas por los diferentes autores en caída de presión por fricción en micro/mini canales. Es de valor mencionar que hay modelos desarrollados para tubos convencionales que es necesario describir y tener presente en el análisis de caída de presión por fricción en mini-canales, por varias razones: 1) son modelos que han sido probados en macro-canales con excelentes resultados; y 2) En la literatura de micro/mini-canales

se reporta que estos modelos predicen con precisión razonable la caída de presión por fricción; 3) Existen modelos de caída de presión en mini-canales basados en correlaciones desarrolladas para macro-canales .

A continuación se describen las condiciones experimentales en que se desarrollaron estas correlaciones.

Friedel [61] presentó un correlación para la caída de presión por fricción basado en el método de Lockhart-Martinelli [59] con más 25,000 mediciones. Whalley [62] recomienda utilizar el modelo de Friedel para $\mu_l/\mu_g < 1000$; más detalles del modelo de Friedel se presentan en la sección de caracterización de los diferentes modelos de caída de presión.

Müller-Steinhagen & Heck [63] introdujeron un nuevo modelo para el cálculo de la caída de presión por fricción. El modelo se desarrolló de forma empírica basada en el comportamiento que tiene la caída de presión frente al título para una velocidad másica fija. En esencia, el modelo es una interpolación lineal entre la caída de presión por fricción en la fase líquida y la caída de presión por fricción en la fase vapor con dependencia del título de vapor. El modelo se comparó con 14 correlaciones de caída de presión por fricción usando 9300 datos de caída presión para diferentes fluidos y condiciones de flujo.

Souza & Pimenta [64] investigaron experimentalmente la caída de presión en dos fases de flujo en tubos de cobre con orientación horizontal y diámetro interno de 7.747 y 10.92 mm, usando refrigerantes puros (R134a, R22, R-12) y mezcla de refrigerantes en diferentes proporciones (MP-39, R-32/125). Observaron que para un mismo título de vapor y velocidad másica el multiplicador de flujo bifásico (ϕ_{lo}^2) se incrementa con un aumento de la razón de las propiedades de densidad y viscosidad. Introdujeron una modificación a la correlación de Chisholm [65], este nuevo modelo es función del parámetro de Lockhart-Martinelli y las propiedades de viscosidad-densidad.

Lazarek & Black [66] presentaron uno de los primeros trabajos publicados sobre transferencia de calor y caída de presión en mini-canales. Investigaron experimentalmente la caída de presión por fricción para el R-113 en tubos con geometrías circular y diámetro interno de 3.15mm y longitud de calentamiento en el rango de 123mm a 246mm. Establecieron una nueva expresión basado en la expresión de Chisholm C. El valor de C que mejor se ajusta a sus datos experimentales es de

30. La correlación de Lockhart-Martinelli [59] estima muy bien los datos experimentales de caída de presión por fricción.

Mishima & Hibiki [67] estudiaron experimentalmente las características de la caída de presión por fricción en flujo bifásico usando aire-agua como fluido de trabajo y tubos capilares con diámetro interno en el rango 1-4 mm. Propusieron una nueva correlación para el cálculo de la caída de presión por fricción basado en el método de Lockhart-Martinelli [59] modificando el parámetro de Chisholm (C). La nueva ecuación de (C) está basada en la evidencia experimental de que el parámetro de Chisholm C decrece con una reducción del diámetro. Esta nueva correlación puede ser aplicada para el cálculo de la caída de presión por fricción a tubos horizontales y verticales con geometrías circular y vertical. Debido a la naturaleza logarítmica de la ecuación, el valor de C tiene a 0 para el umbral de diámetro hidráulico ($d_h < 0.2\text{mm}$).

Lee & Lee [68] proponen una nueva correlación para la caída de presión por fricción en flujo bifásico para un canal rectangular con orientación horizontal, y con una mezcla de agua y aire como fluido de trabajo. La nueva correlación está basada en el método Lockhart-Martinelli [59] correlacionando el parámetro C Chisholm con tres números adimensionales que toman en cuenta los efectos del tamaño de abertura en el canal (geometría), el flujo másico de la mezcla aire-agua, la tensión superficial y la viscosidad. Su modelo es válido para un rango de Reynolds 0.303-79.4 y 175-17700 toda la mezcla (líquido-vapor) es asumida como líquido. La velocidad superficial del agua y aire está en rango 0.03-2.39 m/s y 0.05-18.7 m/s, respectivamente.

Chen et al. [69] realizaron un denso estudio con R-410a y aire-agua en tubos de cobres con diámetros interno 1.02-9 mm y en condición adiabática. Las medidas experimentales de caída presión por fricción en flujo bifásico las compararon con el modelo homogéneo y las correlaciones de Chisholm [60] y Friedel [61]. En esta comparación encontraron que el modelo homogéneo muestra mejores resultados que la correlación empírica en un rango títulos de vapor y velocidad másica moderados. Para altos títulos de vapor y altas velocidades másicas sobreestiman las medidas de caída de presión del aire-agua con respecto a la desviación media, mientras que para las medidas de R-410a las subestiman. Explicaron que este comportamiento de las correlaciones está relacionado con la variación de la tensión superficial del fluido. Para solventar esta deficiencia en la capacidad predictiva de los modelos evaluados en su estudio incorporaron modificaciones al modelo homogéneo y a la correlación de Friedel [61] mediante un multiplicador. Este multiplicador toma en cuenta el efecto de la tensión superficial, el diámetro

del tubo, la velocidad másica. Triplet et al.[7,8] realizaron un estudio similar con agua-aire con tubos de geometría y diámetro hidráulico en el rango 1.09-1.49 mm; ambos confirman en que el modelo homogéneo predice bien los datos, y que el modelo de Friedel [61] presenta deficiencias para caudales másicos bajos.

Tran & Chyu [70] midieron experimentalmente la caída de presión durante el cambio de fase en una misma línea de flujo con tres refrigerantes: R-134a, R-12, R-113, en dos tubos con geometría diferentes. La geometría circular tiene un diámetro interior 2.46 mm y 2.92 mm, el rectangular tiene una dimension de 4.06 mm×1.7 mm. Los resultados muestran que la caída de presión se incrementa con el título de vapor y la velocidad másica para los tres refrigerantes. Evaluaron varios modelos de caída de presión por fricción desarrollados en la teoría de la macro-escala encontrando que los modelos de Friedel [61], Chisholm para ambos métodos (B, C) y Souza and Pimenta [64] fallan en estimar sus mediciones experimentales debido a que los tubos de diámetro pequeño presentan un comportamiento diferente en los patrones de flujo. Por tanto, propusieron no utilizar las correlaciones de tubos convencionales para títulos de vapor $x > 0.6$. Desarrollaron una nueva correlación basada en el método del coeficiente B de Chisholm tomando en cuenta el efecto físico de confinamiento mediante el número confinamiento, en el cual se muestra en la Tabla 2.1.

Zhang & Webb [71] estudiaron la caída de presión en flujo monofásico y bifásico en condición adiabática para R-134a, R-22, R-404A en un tubo multipuerto de aluminio extruido (MPEs) con diámetro hidráulico 2.13mm, y en dos tubos de cobre con diámetro interno de 6.25 mm y 3.25 mm. En la comparación con los modelos de caída de presión por fricción mostrando que la correlación de Friedel [61] no estima con precisión los datos experimentales con presión reducida ($\frac{p}{p_c}$) elevada, basados en esta evidencia, modificaron la correlación de Friedel [61] incorporando la presión reducida por la razón de viscosidad y densidad. La nueva correlación propicia mejores resultados para un umbral de diámetro 1-7 mm y una presión reducida mayor de 0.2 ($P_R < 0.2$). Además, para monofásico descubren que los datos experimentales del factor de fricción están acorde con la ecuación de Blasius.

Kawahara et al. [72] estudiaron la caída de presión en monofásico y en flujo bifásico con un tubo circular de diámetro 0.1 mm usando agua y nitrógeno como fluido de trabajo, velocidad superficial en el rango de 0.02-4 m/s para el agua y de 0.1-60 m/s en el nitrógeno. Sus resultados experimentales de caída presión por fricción no se ajustan a la correlación de Chisholm [65] y

Mishima & Hibiki [67], mientras que el modelo de Lee & Lee [68] estima adecuadamente la caída de presión experimental. Ajusta el parámetro Chisholm C asignándole un valor de 0.24.

Yu et al. [73] condujeron una investigación experimental para determinar la caída de presión en tubo con diámetro interno de 2.98mm y una longitud de calentamiento de 910mm, utilizaron agua como fluido de prueba. En esta investigación revelaron que el parámetro de Chisholm dentro del método de Lockhart-Martinelli [59] no se ajusta a sus datos experimentales, de hecho lo sobreestima en 33%. Por lo que realizaron una modificación en el multiplicador de flujo bifásico de solo líquido ϕ_{lo}^2 , conjuntamente asignaron un valor de 12 al parámetro Chisholm C . Similar a Kawahara & Chung [72] encontraron que el modelo propuesto por Chisholm [65] estima con una precisión muy pobre los datos experimentales de caída de presión por fricción.

Koyama & Kuwahara [74,75] reportaron una nueva correlación para la caída de presión por fricción con R134a y cuatro tubos multipuerto de aluminio con diámetro hidráulico en el rango de 0.807-1.062 mm; las pruebas se realizaron en condensación. La nueva correlación está basada en el método de Lockhart-Martinelli [59] correlacionando el multiplicador de flujo bifásico de la fase vapor con el diámetro hidráulico y el parámetro de Lockhart-Martinelli. Los modelos de Friedel [61] y Mishima & Hibiki [67] estiman sus mediciones experimentales con una precisión razonable.

Qu & Mudawar [76] investigaron experimentalmente la caída de presión en micro-canales, las dimensiones de placa que forma la sección de ensayo 1 cm de ancho por 4.48 cm de largo, los micro-canales se mecanizaron realizando cortes dentro de la placa con dimensiones de 231 μm de ancho por 712 μm de profundidad y utilizaron agua como fluido de trabajo. En el estudio de la comparación con otros modelos de caída de presión por fricción reportaron que los modelos de caída presión por fricción desarrolladas por Lee & Lee [68] y Mishima & Hibiki [67] poseen la habilidad de capturar las mediciones experimentales. Presentaron un nuevo modelo para el cálculo de la caída de presión por fricción basado en la correlación de Mishima & Hibiki [67] incluyendo los efectos de la velocidad másica. Es de valor mencionar que sus datos experimentales solo alcanzan título de salida de 0.2.

Garimella et al [77-79] desarrollaron un modelo para el cálculo de la caída de presión basado en las observaciones de los patrones de flujo, específicamente en flujo intermitente (slug, film,

/bubble). El modelo se desarrolló con el R134a con geometría circular [77] y no-circulares [78]. Garimella et al [79] presentaron una actualización del modelo de caída de presión por fricción mostrado en Garimella et al. [77,78], en esta versión de la investigación incluyeron la caracterización completa de los patrones de flujo (annular/mist/discrete) y la zona de transición entre dichos patrones. Observaron que la amplitud del régimen intermitente se incrementa con una reducción del diámetro, siendo más evidente a velocidades másicas bajas. Argumentaron que este comportamiento se debe a que la fuerza de tensión tiene más relevancia que la fuerza gravitacional en la mini/micro-escala.

Yun & Kim [80] caracterizaron la caída de presión con el CO₂ en tubos con diferentes geometrías y materiales. Al igual que Mishima & Hibiki [67], Lee & Lee [68] observaron que el parámetro de Chisholm en método de Lockhart-Martinelli [59] tiende a desviarse de las condiciones de régimen de flujo ($C = 5$, $C = 20$) con una reducción del diámetro. Atribuyeron este comportamiento a una posible transición temprana del flujo hacia el régimen anular y al adelgazamiento del espesor de la capa líquida con un decrecimiento del diámetro, como consecuencia el flujo bifásico se aproxima más a un flujo monofásico. Este efecto provoca una reducción en el valor del multiplicador de flujo bifásico. Realizaron una modificación a la correlación de Mishima & Hibiki [67] para ajustarla a sus mediciones experimentales.

Cavallini et al. [81] investigaron experimentalmente la caída de presión en tubo multipuerto con diámetro hidráulico de 1.4 mm, los tubos constan de 14 canales rectangulares en paralelo. Ensayaron con tres refrigerantes R-134a, R-410a, R-236ea en un rango de presión reducida (P_R) de 0.1-0.5. Además, llevaron a cabo una vasta comparación con las correlaciones más extendida de caída de presión por fricción en macro/mini-canales mostrando las correlaciones de Friedel [61], Zhang & Webb [71], Mishima & Hibiki [67] se ajustan bien a los datos experimentales del R-134a. Ninguno de los modelos de correlación evaluado predice bien la caída de presión por fricción del R-410a. En Cavallini et al [82] reportaron una actualización de su modelo de caída de presión con diferentes geometrías y diámetro hidráulico en el rango de 0.4- 3 mm para los mismos refrigerantes (R-134a, R-410a, R-236ea), el nuevo modelo toma en cuenta el efecto de arrastre de la burbuja en la capa líquida. Cavallini et al. [83] presentan una mejora en sus modelo de caída de presión por fricción introduciendo el efecto de la rugosidad en el tubo, el modelo es válido para un rango de diámetro hidráulico de 0.5-3.2 mm y presión reducida de 0.1 a 0.6.

Lee & Mudawar [84] estudiaron la caída de presión en micro-canales paralelos, en que la sección de ensayo estaba formada por 53 micro-ranuras contiguas mecanizadas sobre una placa de cobre con 231 μm de ancho y 712 μm de profundidad. El fluido de ensayo R-134a, rango de título de entrada 0.001-0.25. Mostraron que en general el modelo homogéneo con las diferentes correlaciones de viscosidad bifásica subestima sus mediciones experimentales de caída de presión, al igual que Chen et al. Las correlaciones clásicas (tubo convencional) estiman mejor la caída de presión por fricción experimental que las nuevas correlaciones desarrollada para mini/micro-canales. Desarrollaron una correlación para el cálculo de la caída de presión basado en el método de Lockhart-Martinelli [59] para el parámetro de Chisholm, considerando que la complejidad del flujo bifásico es el resultado neto de la interacción entre la de inercia en el líquido, la fuerza viscosa del líquido y la tensión superficial; esta propiedades están recogida en los números adimensionales de Reynolds y Webber.

Chen et al. [85] investigaron la caída de presión por fricción en monofásico y en bifásico para tubos rectangulares con diámetro hidráulico de 3 mm, 4 mm, 4.5 mm y aire-agua como fluido de trabajo en condición adiabática. Al igual que Chen et al. [69], Sun & Mishima [67] mostraron que el método del modelo homogéneo estima la caída de presión por fricción en mini/micro-canales con un habilidad considerable, sugirieron que este comportamiento está asociado a la superficie de tensión que presentan los mini/micro-canales. Modificaron la ecuación de Chisholm [60] considerando los efectos de la razón de aspecto (alto/ancho) en el umbral [$0.1 < w_c < 1$], velocidad másica y el parámetro de Lockhart-Martinelli.

Quibèn & Thome [86,87] condujeron una densa investigación experimental para desarrollar un modelo de caída de presión tomando en cuenta las diferentes interfaces en la estructura del flujo bifásico (patrones de flujo). En la primera parte de la investigación Ref.[86] reportaron las condiciones experimentales en que fueron obtenidos los 2543 puntos de caída de presión, así como la influencia de los diferentes parámetros (velocidad másica, flujo calor) sobre la caída de presión por fricción. En este estudio, reportaron que la caída de presión en la zona de la sección de ensayo con condición adiabática es ligeramente mayor que la caída de presión en la zona donde se le aplica calor (diabática). En la segunda parte del trabajo Ref.[87] propusieron un modelo de caída de presión para cada patrón de flujo, el nuevo modelo predice sus mediciones experimentales con mayor precisión y fiabilidad que las correlaciones de Friedel [61] y Muller-Steingahen & Heck [63].

Revallin & Thome [88] divulgaron un amplio estudio con 2210 medidas de la caída de presión por fricción en condición adiabática para R-134a y R-245fa y tubos con diámetro interno de 0.509 mm y 0.790 mm. En una primera etapa mostraron la influencia que tienen: el título de vapor, la temperatura de saturación, el diámetro y los refrigerantes ensayado en la caída de presión por fricción. Presentaron un diagrama similar al diagrama de Moody en condiciones bifásica, con una división del régimen de flujo bifásico en tres zonas ($Re_{tp} < 2000$, $2000 < Re_{tp} < 8000$, $Re_{tp} > 8000$). Contrastaron las medidas experimentales de caída de presión fricción con varios modelos predictivos de la macro/micro-escala, y ninguno de los modelos probados en caída de presión por fricción estima con precisión sus valores experimentales en la región de flujo laminar o en la región de transición. Ajustaron el modelo homogéneo a las mediciones experimentales modificando el factor de fricción bifásico en cada tubo.

Choi et al.[89] investigaron la caída de presión en R-410a para tubos de diámetros interno de 1.5 mm, 3.0 mm con orientación horizontal. Los datos experimentales de caída de presión mostraron una fuerte dependencia de la velocidad másica y del diámetro de entrada en el tubo. Desarrollaron una nueva correlación para el parámetro de Chisholm basada en el método de Lockhart- Martinelli [59], donde correlacionan el valor C con el número de Webber y el de Reynolds. Contrastaron los datos experimentales con 15 modelos o correlaciones de caída de presión por fricción encontraron que el modelo homogéneo con la ecuación de viscosidad de Beatti & Whalley [53] y el modelo de Friedel [61] predicen razonablemente los datos experimentales. Choi et al. [90] realizaron un estudio similar con CO_2 , en el cual reportan un comportamiento similar a Choi et al.[89] en cuanto al efecto del flujo y a la tendencia de las correlaciones.

Dutkowski et al. [91] estudiaron la caída de presión de la mezcla de aire-agua, en condición adiabática para tubos de acero inoxidable de diámetro interno en el rango 1.05-2.30 mm y una longitud de 300mm. Revelaron que el modelo de Friedel [61] proporciona los peores resultados para el cálculo de la caída de presión, debido a su inestabilidad con el caudal másico, sus datos experimentales muestran que el error del modelo de Friedel [61] se incrementa a medida que el diámetro disminuye. El método de Lockhart -Martinelli [59] predice los resultados con un margen de error aceptable.

Kaew-on & Wongwises [92,93] condujeron una investigación experimental para caracterizar la caída de presión y la transferencia de calor en un tubo de aluminio multipuerto con diámetro

hidráulico 3.48 mm y R410A como fluido de prueba. Las correlaciones de Mishima & Hibiki [67] predicen con precisión las medidas experimentales del R410a. Realizaron un ajuste del parámetro de Chisholm considerando el efecto del diámetro, la razón de aspecto (alto/ancho) y el factor de fricción del lado líquido. En Kaew-On & Wongwises [93] en este manuscrito estudiaron la caída de presión en un tubo multipuerto de aluminio con diámetro hidráulico de 1.2 mm, y R134a como fluido de prueba y velocidades másicas en el rango de 45-155 kg/m²·s, las correlaciones de Zhang & Webb [71] y Friedel [61] capturan muy bien las mediciones experimentales. Propusieron un modelo para la caída de presión por fricción modificando el parámetro de Chisholm para diferentes rangos de velocidad másica. El nuevo valor de C es función de la razón de aspecto y el Reynolds líquido.

Sun & Mishima [94] reportaron una nueva correlación para el parámetro de Chisholm basados en el método de Lockhart-Martinelli [59] con 2092 datos recopilados de 18 diferentes publicaciones científicas en micro/mini-canales. El banco de datos incluye HFC refrigerantes, aire-water, CO₂ y diámetro hidráulico en un umbral de 0.506-12 mm. La nueva correlación del parámetro de Chisholm toma en cuenta el efecto del número de Laplace, Reynolds líquido en la región laminar. En la zona turbulenta, considera el logaritmo del cociente la fase líquida y la fase vapor del número de Reynolds. En la siguiente sección se describe con más rigurosidad este modelo de caída de presión por fricción.

Li & Wu [95] desarrollaron una nueva correlación para el cálculo de la caída de presión por fricción con 769 datos extraídos de varias publicaciones científicas. La base de datos contiene un umbral de diámetro hidráulico de 0.148-3.25 mm, 12 fluidos diferentes, en un rango de velocidad másica 3-2000 kg/m²·s. Observaron que el parámetro de Chisholm se relaciona linealmente con el número de Bond (fuerza gravitacional/superficie tensión) y el número de Reynolds líquido. Por tanto mediante el método de regresión correlacionaron el número de Bond y el número de Reynolds líquido con el parámetro de Chisholm en el método de Lockhart-Martinelli [59].

Pamitran et al. [96] investigaron experimentalmente la característica de la caída de presión por fricción en flujo bifásico, así como la transición de los patrones de flujo con cinco refrigerantes R-22, R-134a, R-290, R-744, R-410a y tres tubos de acero inoxidable con diámetro interno de 0.5, 1.5, 3 mm. Actualizaron el modelo de caída de presión por fricción presentado en Choi et al. [89] para estas nuevas condiciones experimentales.

Hamdar & Zoughaib [97] caracterizaron la caída de presión con el R-152a sección de ensayo consistía en dos bloques de aluminio con 24 pasantes con geometría rectangular [1x1] mm y una longitud 385 mm desde la entrada hasta la salida del bloque de aluminio. Las correlaciones de Friedel [61] y la Müller-Steinhagen & Heck [63] estiman satisfactoriamente los datos experimentales de caída de presión para el R-152a.

Tibiricá et al. [98] llevaron a cabo una investigación experimental para la caída de presión con el R-134a en un tubo horizontal liso de diámetro interno 2.32 mm. Los parámetros experimentales se muestran en la Tabla 2.5 Los datos muestran un aumento en la caída de presión con el incremento del título de vapor y la velocidad másica. Reportaron, que un aumento en el flujo de calor no influye significativamente en los resultados de la caída de presión para una velocidad másica fija.

Choi & Kim [99] estudiaron la relación entre los patrones de flujo y la caída de presión por fricción en condición adiabática con agua en fase líquida y nitrógeno. La sección de ensayo fue construida en cristal fotosensible con dos entradas una para cada fase del flujo. observaron cinco (5) patrones de flujo, formación burbuja (bubbly flow), flujo de burbuja en lingote (slug bubble flow), flujo de burbuja alongada (elongated bubble flow), flujo de anillo (liquid ring flow), flujo múltiple (multiple flow). El compartimento de la presión lo dividieron en tres regiones, en la región de formación de burbujas (bubbly flow, slug flow, elongated bubble) la caída de presión se incrementa con un incremento de la velocidad vapor, en la región de transición la caída de presión decrece con un incremento de la velocidad de vapor, en la región de flujo múltiple la caída de presión incrementa con la velocidad del vapor. Propusieron una correlación basada en los patrones de flujo para el modelo homogéneo y el modelo de flujo separable, modificando el parámetro de Chisholm en método de Lockhart-Martinelli [59].

Kim & Mudawar [100,101] desarrollaron un modelo para la caída presión por fricción con 7115 mediciones experimentales recopiladas de 36 fuentes diferentes en condición adiabática y en condensación. El banco de datos contiene 17 fluidos de trabajo, diámetro hidráulico en el rango 0.0695-6.22 mm y velocidad másica de 4-8528 kg/m² s. La nueva correlación está basada en el método de Lockhart-Martinelli modificando el parámetro de Chisholm. En este modelo, el parámetro de Chisholm toma en cuenta la interacción de la tensión superficial, la razón de la densidad en la fase líquida y la fase vapor, el diámetro hidráulico, el Reynolds líquido y la viscosidad para cada uno de los regímenes en la fase líquida o vapor que define el parámetro de

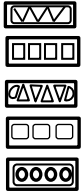
Chisholm. Kim & Mudawar [101] observaron que la correlación desarrollada en Kim & Mudawar [100] no estima con precisión aceptable los datos de caída de presión por fricción ensayado en procesos de ebullición, por el contrario la desviación aumenta con un aumento del flujo de calor y argumentaron que este comportamiento está asociado a la diferencia en la estructura del flujo anular entre los procesos de evaporación y condensación. Para compensar esta desviación ajustaron la correlación del parámetro de Chisholm presentado en Kim & Mudawar [100] incluyendo el número de Weber (inercia/tensión superficial) y el número de ebullición “boiling number” (flujo calor/calor latente) en cada una de las cuatro condiciones de flujo.

Qin et al. [102] estudiaron las características de la caída de presión con agua como fluido de trabajo ensayada a elevada presión 12.1, 16.1 MPa en tubo de acero inoxidable con dimensiones de 40mmx2mm. Compararon las mediciones experimentales con siete (7) modelos de correlaciones para predecir la caída de presión en macro-canales Refs.[61,67] y mini-canales, mostraron que ninguno de los modelos estima con precisión las mediciones experimentales. Además, reportaron que el número de confinamiento no es adecuado para usarlo en sus mediciones experimentales. Introdujeron una nueva correlación para el parámetro de Chisholm considerando la importancia del título de vapor y el Reynolds líquido.

Xu & Fang [103,104] presentaron un estudio evaluando los modelos predictivos de caída de presión por fricción más ampliamente adoptado en macro mini/micro-canales con 3480 puntos experimentales obtenidos de la literatura, en un rango de diámetro hidráulico de 0.0695-14 mm para diferentes modos de ensayos (adiabático, condensación, evaporación) y condiciones de flujo. En general, los resultados revelaron que el modelo de Muller-steingahen & Heck [63], Sun & Mishima [67], y el modelo homogéneo con las correlaciones de viscosidad de McAdams [57] y Beattie & Whalley [53] presentan los mejores resultados para la base de dato. Sin embargo, para evaporación la correlación de Friedel [61], y el modelo homogéneo con Cicchitti [54] estiman con precisión razonable los datos experimentales. Xu & Fang [104] modificaron la correlación de Muller-Steingahen & Heck [63] incluyendo el número de Laplace (tensión superficial/fuerza viscosa) mediante el método de mínimo cuadrado con 2622 puntos experimentales recolectados de diferentes publicaciones y un rango de diámetro hidráulico de 0.81-19.1mm. La nueva correlación presenta una desviación absoluta de 19.3% para los datos en el rango de micro/mini-canal.

Del Col et al. [105] investigaron experimentalmente la caída de presión por fricción en condición adiabática en tubos de cobre con un único puerto y varias geometrías (circular, cuadrada, irregular) usando el R134a, R1234yf, R32 como fluido de prueba e incluyendo los efectos de la rugosidad. Con esta nueva base de datos actualizaron el método predictivo para caída de presión propuesto por Cavallini et al. [82,83] tomando en cuenta el efecto de la rugosidad en el régimen turbulento asociándola con el número de Reynolds en el factor de fricción si toda la mezcla bifásica se asume como líquido. En este nuevo modelo los efectos de la rugosidad solo son considerado para velocidades másicas elevadas (régimen turbulento), en régimen laminar observo que los efectos de la rugosidad son despreciables. Esta nueva correlación predice sus mediciones experimentales con más precisión que las correlaciones de Friedel [61], Zhang and Webb [71] y Cavallini et al. [83].

Tabla 2.5. Compilación de investigaciones para la caída de presión en un flujo bifásico.

Investigadores	Geometría	Fluidos	d_h/L_h (mm)	G (kg/m ² s)	\dot{q} (kW/m ²)	$T_{sat} ; P_{sat}$	Título de vapor	N. de canales/Orientación/material
Lazarek & Black [66]	○	R-113	31.5/123-246	125-750	14-380	[130-410]kPa		1/Vertical /acero inoxidable
Mishima & Hibiki [67]	○	Aire-H ₂ O	1.05-4.08/210-1000		Adiabático			1/Vertical/cristal(glass), aluminio
Lee & Lee [68]	□	Aire- H ₂ O	0.78,1.11,3.64, 6.67/640	-	Adiabático		-	Horizontal/acrilico
Chen et al. [69]	○	Aire-H ₂ O R-410a	1.02-9/150-995	50-3000	Adiabático	[5-25] °C	0.0001-0.9	Horizontal/cobre
Tran et al. [70]	○;□	R-134a; R-12 R-113	2.46, 2.92/914	50-1900	2.2-90.8	[356-835] kPa	0-0.95	1/Horizontal/acero inoxidable, cobre
Zhang & Webb [71]	□○○	R-134a; R-22 R-404a	2.46, 2.92/ 2.13	200-1000	Adiabático	[20-65]°C	0.2-0.65	1, 6/Horizontal/cobre/ aluminio
Kawahara et al.[72]	○	Agua-Ni	0.1/64.5					1/Horizontal/sílice fundida
Yu et al. [73]	○	Agua Etileno Glycol	2.98/910	50-200	75-300	[200] kPa		1/Horizontal/acero inoxidable
Koyama & Kuwahara [74,75]	□□□□	R134a	1.062- 0.807/955-865	100-700	Condensación	[-8,7,27]°C	0-1	8,19/Horizontal/aluminio
Qu & Mudawar [76]	□	Aire-agua	0.70/44.8	134.9-400	400-2350	[30-60]°C	0-0.2	21/Horizontal/cobre
Garimella et al. [77-79]		R134a	0.5 -4.91/-	150-750	Condensación	[1396] kPa	0-1	Horizontal /aluminio

Investigadores	Geometría	Fluidos	d_h/L_h (mm)	G (kg/m ² s)	\dot{q} (kW/m ²)	$T_{sat} ; P_{sat}$	Título de vapor	N. de canales/Orientación/material
Yun & Kim [80]	○ ; □	CO ₂	2.0, 1.0, 1.54,0.98/1200- 400	500-3570	7-48	[0.5-10]°C	0-0.85	1,10,6/Horizontal/acero inoxidable/aluminio
Cavallini et al. [81-83,106]	□□□□ ; ○ □	R-134a; R-236ea R-410a R32	1.4,0.4-3/1130	200-1400	Adiabático	[40]°C	0.25-0.75	11/Horizontal/aluminio
Lee & Mudawar [84]	□	R-134a	0.70/44.8	127-654	31.6-93.8	[144 660]kPa	x_{in} [0.001- 0.25] x_{out} [0.45-1]	21/Horizontal/cobre
Chen et al.[85]	□	Aire-agua	3,4,4.5/300	100-700	Adiabático	-	0.001-0.8	1/horizontal/acrílico
Quibén et al. [86,87]	○	R-134a; R-22 R-410a	8, 13.8/980,2035	70-700	6-57.5 Adiabático	[5]°C	0-1	1/Horizontal/cobre
Revellin & Thome [88]	○	R-134a R-245af	0.509 , 0.790/20,70	210-2094	3.1-415	[26, 30 35]°C	0-0.95	1/Horizontal/cristal(sight glass)
Choi et al. [89]	○	R-410a	1.5, 3/3000 1500	300-600	10-40	[10]°C	0-1	1/Horizontal/acero inoxidable
Choi et al. [90]	○	CO ₂	1.5, 3/3000, 1500	200-600	10-30	[-10,-5,10]°C	-	1/Horizontal / acero inoxidable
Dutkowski et al. [91]	○	Aire-agua	1.05, 2.30/300	139-8582	adiabático		0.0003- 0.2247	1/Horizontal/acero inoxidable
Kaew-on & Wongwises [92]	□□□□	R-410a	3.48/1250	200-400	5-14.5	[10-30]°C	0.06-0.9	3/Horizontal/aluminio
Sun & Mishima [94]	Banco de datos	Aire-agua, refrigerantes HFC, CO ₂	12-0.506/150- 6000	-	-	-	0-1	Base de datos recopilada de la literatura de mini/micro- canales-2902 puntos

Investigadores	Geometría	Fluidos	d_h/L_h (mm)	G (kg/m ² s)	\dot{q} (kW/m ²)	$T_{sat} ; P_{sat}$	Título de vapor	N. de canales/Orientación/material
Li & Wu [95]	Banco de datos	HFC refrigerantes, N ₂ , amoniaco	0.148-3.25/-	3-2000	5-150	10-65	0-1	Base de datos recopilada de la literatura de mini/micro-canales-769 puntos
Pamitran et al.[96]	○	R-22,R-134a, R-410a, R-290,R-744	0.5, 1.5, 3/3000,2000,1500	50-600	5-40	[0-15]°C	0-1	1/Horizontal/acero inoxidable
Hamdar & Zoughaib [97]	□	R-152a	1 /381	200-600	10-60	[600]kPa	0-0.85	24/Horizontal/aluminio
et al. [98]	○	R134a	2.32/464	100-600	10-55	[31]°C	0.20-0.99	1/Horizontal/acero inoxidable
Kim & Mudawar [100]	Banco de datos	Aire-agua, HFC refrigerantes, CO ₂	0.0695-6.22/-	4-8528	Adiabático Condensación		0-1	Base de datos recopilada de la literatura de mini/micro-canales
Kim & Mudawar [101]	Banco de datos	Aire-agua, HFC refrigerantes, CO ₂	0.0695-6.22/-	4-8528	Evaporación	-	0-1	Banco de datos
Qin & De Chen [102]	□	Agua	20, 25/1000	500-1501	737-1211	-	0-1	1/Vertical/acero inoxidable
Kaew-on-Wongwises [93]	□□□□	R-134a	1.2/750	45-155	10-35	[800]kPa	0.2-0.95	8/Horizontal/aluminio
Xu & Fang [103]	Banco de datos	HFC refrigerantes, CO ₂	0.0065 14/-	8-6000	Adiabático Condensación Evaporación	-	0-1	Base de datos recopilada de la literatura de mini/micro-canales-
Xu & Fang [104]	Banco de datos	HFC refrigerantes, CO ₂	0.81- 19.1/-	25.4-1150	0.6-150	-	0-1	Base de datos recopilada de la literatura de mini/micro-canales
Del Col et al. [105]	○ □	R134a, R1234yf, R32	0.76-2/48-444	200-1000	Adiabático	[26 50]°C	0-1	1/Horizontal/cobre/Acero inoxidable

2.4.8. Modelos predictivos para la caída de presión por fricción en un flujo bifásico

En la sección anterior se realizó un repaso de los diferentes trabajos para la caída de presión en flujo bifásico. En este apartado se describen los diferentes modelos o correlaciones de caída de presión por fricción más ampliamente usados para macro y mini-canales. La evaluación de la capacidad predictiva de estos modelos con los datos experimentales de esta investigación se mostrará en el Capítulo 6.

La gran mayoría de correlaciones desarrolladas para la macro y/o mini/micro-escala están basadas en el método de flujo separable descrita con anterioridad (Secc. 2.3.7, Cap.2); este método permite correlacionar el multiplicador de flujo bifásico o el parámetro de Chisholm (C) con las propiedades del fluido, con la geometría de los tubos y con la velocidad másica.

2.4.8.1. Modelos predictivos macro-canales

El modelo de caída de presión por fricción de Friedel [61] es ampliamente usada en macro-canales. En el estado del arte de micro/mini-canales varios autores Refs.[69,75,81,82,88,104] han probado con éxito esta correlación para estimar la caída de presión por fricción.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo}$$

Donde

$$\phi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FX}{F_r^{0.045}We_l^{0.035}}; F_r = \frac{G^2}{\rho d_h \rho_{tp}^2}; F = x^{0.78}(1-x)^{0.224}; We_l = \frac{G^2 d_h}{\sigma \rho_l} \quad (2.36)$$

$$X = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7}; E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}}\right)$$

El multiplicador de flujo bifásico de solo líquido es influenciado por la interacción de la tensión superficial, la fuerza viscosas, las fuerzas inerciales y el título de vapor. El modelo de Friedel [61] se desarrolló con un banco de datos de 25,000 puntos para flujo horizontal y vertical, para amplio rango de velocidades másicas y flujo de calor. Esta correlación es aplicable a cualquier fluido, sin embargo Sun & Mishima [94], Kim & Mudawar [100] reportaron que es mucho más adecuada para refrigerantes. Además, Whalley [62] describe en su libro que la correlación de Friedel es la mejor correlación disponible para predecir la caída de presión por fricción si trabaja $(\mu_g/\mu_l) < 1000$.

Müller-Steinhagen & Heck [63] desarrollaron una nueva correlación empírica interpolando linealmente entre el gradiente de presión de la fase líquida y el gradiente de presión de la fase vapor. La correlación se basa en el comportamiento clásico de curva de la caída de presión por

fricción frente al título para una velocidad másica fija. Propusieron una ecuación lineal para el incremento de la caída de presión por fricción bifásica con el título de vapor hasta ($x \leq 0.7$), la ecuación se presenta en Ec.(2.37). Para títulos de vapor por encima de 0.7 ($x > 0.7$) la curva clásica caída de presión versus título de vapor presenta una tendencia decreciente no lineal. Para el rango completo de título de vapor desarrollaron,

$$F = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} + 2 \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \right] x \quad (2.37)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = F(1-x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} x^3 \quad (2.38)$$

Esta correlación fue probada con 9300 mediciones de caída de presión por fricción para diferentes fluidos y diámetro hidráulico en el rango de 4-392 mm, con una precisión razonable. Los autores recomendaron utilizar este modelo para Reynolds líquido mayores que 100 ($Re_{lo} > 100$), y el gradiente de presión por fricción en una fase vapor adoptar valores mayores que el gradiente de presión por fricción en la fase líquida $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} > \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo}$. Es de valor mencionar que esta correlación no toma en cuenta los números adimensionales tradicionales (We, Bo, Fr , Tabla 2.1) que se utilizan para el cálculo de la caída de presión en un flujo bifásico, sino que relaciona el título de vapor con la caída de presión en la fase de líquido y en la fase de vapor.

Souza & Pimenta [64] investigaron la caída de presión en tubos de cobre con un rango de diámetro interno 7.75-10.92 mm usando refrigerantes puros R12, R22, R134a y mezcla de refrigerantes MP-39, R-32/125. Descubrieron que el multiplicador de flujo bifásico de solo líquido (ϕ_{lo}^2) incrementa con un incremento del índice de propiedades físicas del fluido (Γ). El índice de propiedades relaciona la razón de la viscosidad y densidad en las fases de líquido-vapor. Propusieron una nueva correlación para el multiplicador de flujo bifásico basado en el método del coeficiente B de Chishlom; esta correlación es función del título de vapor y del parámetro de Lockhart-Martinelli.

$$\begin{aligned} \left(\frac{dp}{dz}\right)_F &= \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \\ \phi_{lo}^2 &= 1 + (\Gamma^2 - 1)x^{1.75} (1 + 0.9524\Gamma X_{tt}^{0.4126}) \\ \Gamma &= \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.125} \\ X_{tt} &= \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.125} \end{aligned} \quad (2.39)$$

2.4.8.2. Modelos predictivos de mini/micro-canales

Mishima & Hibiki [67] las características experimentales de esta investigación se muestran en la Tabla 2.5 En este trabajo observaron que el valor parámetro del Chisholm se reduce con disminución del diámetro hidráulico, basado en este comportamiento propusieron la siguiente correlación para el parámetro de Chisholm en función del diámetro hidráulico.

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_l \quad (2.40)$$

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}$$

$$C = 21(1 - e^{-0.333d_h})$$

Zhang & Webb [71] modificaron la correlación de Friedel [61] incluyendo el efecto de la presión reducida en el multiplicador de flujo bifásico.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \quad (2.41)$$

Considerando el multiplicador

$$\phi_{lo}^2 = (1 - x)^2 + 2.87x^2 \left(\frac{p}{p_{crit}}\right)^{-1} + 1.68x^{0.25}(1 - x)^2 \left(\frac{p}{p_{crit}}\right)^{-1.64}$$

Esta correlación se recomienda para tubos en el rango de diámetro hidráulico 1-7 mm y para presión reducida mayor de 0.2. El multiplicador de flujo bifásico es función de la presión reducida y el título de vapor.

Yu et al. [73] basados en la evidencia experimental de que el tercer término del multiplicador de flujo bifásico $\left(\frac{1}{x^2}\right)$ domina sus mediciones experimentales asociaron el multiplicador bifásico con el parámetro de Lockhart-Martinelli en una función exponencial inversa. Esta correlación se desarrolló para aire-agua en un tubo de acero inoxidable con diámetro interno de 2.98 mm, en la Tabla 2.5 se resumen las características experimentales.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \quad (2.42)$$

Donde

$$\phi_l^2 = \frac{1}{X^{1.9}}$$

Koyama et al. [74] propusieron una correlación para la caída de presión basado en el modelo de Mihima & Hibiki [67] para el ajuste de su modelo usaron R134a y cuatro tubos de aluminio multipuerto con diámetro en el rango de 0.807-1.062 mm y condensación como modo de ensayo. El multiplicador de flujo bifásico toma en cuenta el efecto de la fuerza gravitación, la fuerza de la tensión superficial, el diámetro hidráulico, la razón de densidad y viscosidad en la fase líquida y

fase vapor. Las magnitudes y propiedades físicas del fluido anteriores están representadas en los parámetros adimensionales del número de Bond y el parámetro de Lockhart-Martinelli.

$$\begin{aligned}\phi_g^2 &= 1 + 13.17 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.17} (1 - e^{-0.6\sqrt{Bo}}) X_{tt} + X_{tt}^2 \\ Bo &= \frac{g(\rho_l - \rho_g)d_h^2}{\sigma} \\ \left(\frac{dp}{dz}\right)_F &= f_g \frac{G^2 x^2}{2d_h \rho_g} \phi_g^2\end{aligned}\quad (2.43)$$

Donde es ρ_g , ρ_l la densidad de vapor y la densidad de líquido, respectivamente Bo es el número de Bond y X_{tt} es el parámetro de Lockhart-Martinelli.

Yun & Kim [80] presentaron un trabajo experimental de caída de presión en mini/micro canales con tubos de acero inoxidable y tubos multipuerto de aluminio, respectivamente. Utilizaron CO_2 como fluido de ensayo. Para ambos tubos ensayados modificaron la correlación de Mishima & Hibiki [67] a sus condiciones experimentales. Para desarrollar esta correlación se basaron en el efecto del diámetro sobre la tendencia del parámetro de Chisholm.

$$\begin{aligned}\left(-\frac{dp}{dz}\right)_F &= \phi_{lo}^2 \left(-\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \\ \phi_{lo}^2 &= 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \\ C &= \begin{cases} 21(1 - e^{-0.085d_h}) & \text{minicanal} \\ 21(1 - e^{-1.97d_h}) & \text{microcanal} \end{cases}\end{aligned}\quad (2.44)$$

Cavallini et al. [82] propusieron una correlación para el multiplicador de flujo bifásico asumiendo que toda mezcla de líquido-vapor como líquida.

$$\begin{aligned}\left(\frac{dp}{dz}\right)_F &= \phi_{lo}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} = \phi_{lo}^2 2f_{lo}(G^2/d_h \rho_l) \\ \phi_{lo}^2 &= Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^w; \\ Z &= (1 - x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.2} \text{ y } w = 1.398 P_R \\ F &= x^{0.9525} (1 - x)^{0.414} \text{ y } H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{1.132} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.44} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{3.542} \\ E &= 0.015 + 0.44 \log \left[\left(\frac{\rho_{GC}}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l \cdot j_G}{\sigma}\right)^2 \cdot 10^4 \right] \text{ for } E < 0.95, E = 0.95 \text{ for } E \geq 0.95 \\ \rho_{GC} &= \rho_g [(1 + (1 - x)E)/x]\end{aligned}\quad (2.45)$$

El factor de fricción en una solo fase del flujo se obtiene

$$f_{lo} = 0.046 [Gd_h/\mu_l]^{-0.2} \text{ para todo } Re_{lo}$$

El multiplicador de flujo bifásico es función de cinco parámetros adimensionales, como se puede ver arriba Z es influenciado por la fuerza viscosa, la densidad y el título de vapor. F Es función del título de vapor, w es afecto por la presión reducida $\left(\frac{p}{p_{cript}}\right)$, E se evalúa por medio de la expresión presentada en García-Cascales [107].

Choi et al. [89] propuso la siguiente correlación

$$\begin{aligned} \left(\frac{dp}{dz}\right)_F &= \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_1 \\ \phi_l^2 &= 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}; \\ C &= 5.5564 \cdot Re_{tp}^{0.2837} We_{tp}^{-0.288} \end{aligned} \quad (2.46)$$

El parámetro de Chisholm está influenciado por el diámetro interno, tensión superficial, densidad y velocidad másica. Estos parámetros están incluidos en los números adimensionales de Reynolds y Weber.

Sun & Mishima [94] propusieron una ecuación para el parámetro de Chisholm (C) correlacionando el número Laplace y el número de Reynolds líquido para la región laminar. En la región turbulenta encontraron que el segundo término $\frac{C}{X}$ en la correlación de Chisholm para el multiplicador de flujo bifásico de líquido saturado está fuertemente influenciado por la razón del Reynolds líquido Re_l y Reynolds vapor Re_g . Esta correlación fue desarrollada con 2092 datos en diferentes condiciones de flujo, con Refrigerantes HFC, CO₂, aire-agua y un rango de diámetro hidráulico de 0.506-12 mm, otras características se pueden observar en la Tabla 2.3.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_1; \quad \phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2},$$

En ambas condiciones del flujo.

$$C = \begin{cases} 26 \left(1 + \frac{Re_l}{1000}\right) \left[1 - e^{\left(\frac{-0.153}{0.27 \cdot L_p + 0.8}\right)}\right] & \text{Flujo laminar} \\ 1.79 \left(\frac{Re_g}{Re_l}\right)^{0.4} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.5} & \text{Flujo turbulento} \end{cases} \quad (2.47)$$

Kim & Mudawar [100] presentaron un método universal para predecir la caída de presión por fricción en condensación y en condición adiabática, para tales fines recopilaron una base de dato con 7115 puntos que contiene un rango de diámetro hidráulico de 0.0695-6.22 mm, con fluidos de trabajo de refrigerante HFC, CO₂, aire-agua. Esta correlación está basada en el método de Lockhart-Martinelli [59] mediante la modificación del parámetro de Chisholm con número adimensionales que capturan la influencia de la fuerza de inercia, fuerza viscosa, la tensión

superficial, la razón de la densidad de líquido-vapor y el diámetro hidráulico para las cuatro posibles combinaciones del régimen de flujo.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_l; \phi_l^2 = 1 + \frac{C}{x} + \frac{1}{x^2},$$

$$C = \begin{cases} 0.39 Re_{lo}^{0.03} Su_{go}^{0.10} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.35} & \text{para } tt \\ 8.7 \times 10^{-4} Re_{lo}^{0.17} Su_{go}^{0.50} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.14} & \text{para } tl \\ 0.0015 Re_{lo}^{0.59} Su_{go}^{0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.36} & \text{para } lt \\ 3.5 \times 10^{-5} Re_{lo}^{0.44} Su_{go}^{0.50} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.48} & \text{para } ll \end{cases} \quad (2.48)$$

Números adimensionales

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_l}; Re_g = \frac{Gxd_h}{\mu_g}; Re_{lo} = \frac{Gd_h}{\mu_l}; Su_{go} = \frac{\rho_g \sigma d_h}{\mu_g^2}$$

Xu & Fang [104] esta correlación es una modificación del modelo de Müller-Steingahen & Heck [63] desarrollado para los procesos de evaporación, con 2622 datos experimentales que contienen 15 refrigerantes en un rango de diámetro hidráulico de 0.81-19.1 mm y potencia de calentamiento de 0.6-150 kW/m². La nueva corrección incluye un factor de ajuste introduciendo el título de vapor y el número adimensional de Laplace que toma en cuenta el efecto de la tensión superficial y la fuerza viscosa.

$$Y^2 = \left[\left(\frac{dp}{dz}\right)_{go} / \left(\frac{dp}{dz}\right)_{lo} \right]$$

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ Y^2 x^3 + (1-x)^{\frac{1}{3}} [1 + 2x(Y^2 - 1)] \right\} [1 + 1.54(1-x)^{0.5} Lp^{1.47}] \quad (2.49)$$

2.5. Transferencia de calor por convección en flujo bifásico

La teoría convencional claramente establece que el proceso de transferencia de calor en flujo bifásico (ebullición) en el interior de un tubo está gobernada por dos mecanismos (régimen) físicos fundamentales: La ebullición nucleada (nucleación), que tiene una fuerte dependencia del flujo de calor y de la presión de saturación del sistema, pero es independiente del título de vapor y la velocidad másica. El otro mecanismo es la ebullición por flujo convectivo (convección), que está especialmente influenciado por el flujo de calor a través de una capa fina de líquido en la superficie, por lo tanto depende de la velocidad másica.

La caracterización del mecanismo(s) que dominan el proceso de transferencia de calor en un flujo bifásico, así como su relación con los patrones de flujo no está completamente definida en la literatura de la mini/micro-escala. Un gran número de tendencias han sido reportadas intentando aclarar el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación y título de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor. Autores como Lazarek & Black [66], Wambsganss et al. [108], Bao et al. [109], Saisorn et al. [110] y Kaew-on et al. [111] realizaron estudios experimentales descubriendo un claro dominio del régimen de ebullición nucleada total o parcial en rango de título de vapor estudiado. Mientras que Tran et al. [112] observaron que el mecanismo de nucleación domina la región con títulos de vapor superiores a 0.2 ($x > 0.2$). Sin embargo, para $\Delta T_{sat} < 2.57^\circ\text{C}$ encontraron evidencias del efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor local.

Agostini & Bontemps [113] en su estudio indicaron que la división entre el mecanismo de ebullición nucleada y mecanismo de ebullición convectivo ocurre para un salto de temperatura de pared próximo a 3 K ($\Delta T_{sat} \approx 3 \text{ K}$). Para $\Delta T_{sat} > 3 \text{ K}$ la nucleación es el principal mecanismo de contribución. Para cierto rango de título de vapor argumentaron la posibilidad de un secado parcial (dry-out) en sus datos experimentales, debido a la caída abrupta que presentó la tendencia del coeficiente de transferencia de calor versus el título de vapor. Copetti et al. [114], Pamitran et al. [115,116] mostraron experimentalmente que la ebullición nucleada domina para una región de título de vapor moderado ($0.1 < x < 0.5$). Para la región de títulos de vapor por encima de 0.6 ($x > 0.6$) la ebullición de flujo convectivo predomina en las mediciones experimentales, es decir hay una progresión de la ebullición nucleada hacia la ebullición por flujo convectivo en sus datos experimentales.

Qu et al. [117] revelaron un dominio de la ebullición por convección. Jacobi & Thome [118], Thome et al. [119] y Dupont et al. [120] han indicado que el efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor puede ser explicado y estimado por el proceso de evaporación que ocurre en la película delgada de líquido (thin-film evaporation) la cual rodea la burbuja alargada dentro del flujo “slug flow”. Los autores propusieron un modelo para el coeficiente de convección en el cual se muestra que la dependencia del flujo de calor viene dada por el efecto de este en la frecuencia de apertura de la burbuja en la pared del tubo y el en proceso de evaporación que ocurre en la película delgada de líquido. Por tanto según los autores, la frecuencia de apertura de burbujas y el espesor mínimo de la película son función del flujo de calor. Shiferaw et al. [121], Del Col et al.[122] mostraron que el modelo de Thome et al. [119] estima razonablemente sus datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor local para el R134a. Sin embargo, en el estudio realizado por Del Col et al. [122] el modelo no presenta buenos resultados con otros refrigerantes.

Recientemente, algunos de los pocos trabajos realizados con refrigerantes para caracterizar la configuración del régimen de flujo han identificado que el mecanismo de nucleación (bubbly flow) está confinado a unos pocos milímetros de longitud de tubo luego de iniciado el proceso de evaporación. Es decir la, nucleación se presenta para título de vapor muy pequeño, por lo general $x < 0.01 - 0.5$ contradiciendo las primeras publicaciones presentadas en la literatura de mini/micro-canales [66,108,109,112]

En este apartado se pretende condensar las impresiones de los diferentes autores contemporáneos en la transferencia de calor para un flujo bifásico en tubos con canales de diámetro reducido. Los parámetros principales en el estudio del coeficiente de transferencia de calor local (HTC) son: flujo de calor, título de vapor, presión de saturación, caída de presión en la zona de saturación, la geometría del tubo y velocidad másica, tensión superficial, la temperatura de la pared, la longitud de calentamiento del tubo, el exceso de temperatura en la pared del tubo. Todas las investigaciones se interesan en conocer el efecto de estos parámetros sobre el coeficiente de transferencia de calor experimental, a fin determinar el mecanismo(s) que domina la transferencia de calor en el proceso de evaporación. En la Tabla 2.6 se presenta una recopilación de la literatura en micro/mini-canales con los diferentes autores, el mecanismo de transferencia de calor que domina, así como los diferentes rangos experimentales ensayados.

Larazak & Black [66] son pioneros en el estudio de la caída de presión, el coeficiente de transferencia de calor local y flujo crítico (CHF) con tubo de diámetro reducido. Para llevar a cabo la investigación experimental se valieron de un tubo con geometría circular y en posición vertical con diámetro interno de 3.15 mm, y con longitudes de calentamiento 123mm, 246mm. El refrigerante de trabajo es R-113. Encontraron que el coeficiente de transferencia de calor en condiciones de saturación no depende del título de vapor. Basados en esta observación sugirieron que el mecanismo de nucleación está presente en todo el rango de datos experimentales. Desarrollaron una correlación para el coeficiente de transferencia de calor en función número de evaporación (Bo) y número de Reynolds. Contrastaron sus datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor con modelos Chen [123] y Shah [124] de la teoría convencional mostrando que para valores bajos del flujo de calor y la velocidad másica, los modelos sobreestiman sus medidas experimentales del coeficiente de transferencia de calor local.

Cornwell & Kew [4] con poca información disponible para la década de los 90's se involucraron en un trabajo experimental para la visualización del flujo en evaporación, mediante el uso de fotografías y tecnología de video de alta velocidad. La sección de ensayo consistía de un bloque de aluminio con cámaras de entrada y salida que conecta el flujo de refrigerante con los 72 canales mecanizados en una placa con dimensiones de 320mmx150mm. Las dimensiones de los canales en la placa son 1.2mmx0.9mm; utilizaron R113 como fluido de trabajo. Observaron una gran inestabilidad para velocidades másica con valores pequeños. Basándose en estas evidencias experimentales propusieron una división del régimen de flujo en tres partes; Burbujas aislada (IB), confinamiento de las burbujas (CB) y flujo anular o de bala (ASF). Para cada uno de estos regímenes desarrollaron una correlación del HTC tomando en cuenta el efecto de las fuerzas inerciales y viscosas, así como el calor latente de vaporización mediante los números adimensionales de Reynolds y de ebullición. Indicaron que el régimen de confinamiento de la burbuja ocurre para $Co > 0.5$.

Wambsganss et al. [108,112] midieron de forma local el coeficiente de transferencia de calor con el R-113 como fluido de ensayo en un tubo con orientación horizontal y diámetro de 2.92mm con flujo de calor en el rango [8.8 90.75] kW/m², las condiciones experimentales se muestran en la Tabla 2.6 Similar a Larazak & Black [66] las medidas experimentales muestran que el coeficiente de transferencia depende del flujo de calor con una débil dependencia de la velocidad másica y el título de vapor; en consecuencia la ebullición nucleada es el principal mecanismo de contribución. El modelo de transferencia de calor propuesto por Larazak & Black [66] estima con

precisión razonable sus datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor. En Tran et al. [112] investigaron el efecto de la geometría en los procesos de transferencia de calor con tubos rectangulares y circulares con diámetros con valores muy parecido 2.40 mm y 2.49 mm, respectivamente utilizando R-12 como fluido de trabajo. El resultado de la comparación del rendimiento del coeficiente de transferencia de calor para la geometría rectangular y circular muestra una diferencia despreciable. El mecanismo de nucleación domina todo el rango de título de vapor ($0.2 < x < 0.8$), en contradicción a lo que ocurre en los tubos convencionales. Sin embargo, mostraron que para un gradiente de temperatura (ΔT_{sat}) menor de 2.75°C (bajo flujo de calor) el coeficiente transferencia de calor es función de la velocidad másica, por tanto el mecanismo de convección domina esta región.

Mert et al. [125] experimentaron con tubos circulares y rectangulares de un puerto y multipuerto. El ancho fue 1 mm, 2 mm, 3 mm y una relación largo /ancho no menor de 3. La sección de ensayo se orientó en vertical; usaron agua y R-114b para realizar los ensayos. Los autores concentraron su trabajo en el estudio de las características del coeficiente de transferencia de calor para diferentes condiciones experimentales. Identificaron visualmente los patrones de flujo en evaporación para ambos fluidos de trabajo coincidiendo con Cornwell & Kew [4] en la secuencia burbuja aislada, confinamiento de burbuja, flujo anular. Argumentaron que los patrones de flujo varían con la geometría del canal y el rango del flujo másico.

Kasza et al. [126] al igual que Cornwell and Kew [4] entienden la importancia de mejorar los conocimientos del fenómeno de evaporación en canales confinados. Su investigación está basada en la visualización de los patrones de flujo y del mecanismo de dominio de la transferencia de calor en un tubo con dimensiones de 2.5mmx6.0mmx500mm; usaron agua como fluido de trabajo. Las condiciones experimentales $21 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 110 kW/m^2 y un título de vapor promedio de 0.15. Coincidieron con Lazarek & Black [66], Wambsgans et al. [108], Tran et al. [112] en que para tubos con diámetros $< 3 \text{ mm}$ el mecanismo físico de ebullición nucleada (nucleación) es la principal contribución en el proceso de ebullición, reafirmando las diferencias que existen entre los tubos de diámetros reducidos y los convencionales.

Kew & Cornwell [127] investigaron experimentalmente la transferencia de calor en ebullición con el refrigerante R-114b en un tubo de longitud 500 mm y diámetro en el rango de [1.39-3.69] mm en orientación vertical. Modificaron el modelo de transferencia de calor de Larazak & Black [66] integraron el efecto del título de vapor. Compararon el rango de datos experimentales del

coeficiente de transferencia de calor con los valores de los modelos de transferencia de calor de Liu & Winterton [128], Cooper [129], Larazak & Black [66], Wambsganss et al. [108]. Concluyen afirmando que las correlaciones existente no presentan buen resultado cuando se aplican mini/micro-canales si tienen un número de confinamiento mayor de 0.5 ($Co > 0.5$). Las correlaciones con régimen de nucleación presentaron mejores resultados, sin embargo no consideran un secado local intermitente que ocurre en los tubos confinados.

Bonjour & Lallemend [130] siguen la línea de trabajo para avanzar en el entendimiento de los patrones de flujo o mecanismos que gobiernan la evaporación por convección forzada. En una placa de cobre rectangular con orientación vertical y dimensiones de 120 mm de largo, 60 mm de ancho, y un umbral de tamaño (gap-size) 0.2mm a 2mm usando R-113 como fluido de trabajo. Identificaron tres régimen de flujo: la nucleación con burbujas aisladas, la nucleación con fusión de burbuja y un secado parcial. Los dos primeros regímenes ocurren en una intensificación de la transferencia de calor mientras que para el secado parcial implica un deterioro de la transferencia de calor. En este trabajo presentaron un criterio para la transición entre varios regímenes de flujo con línea de división del mapa de flujo basado en el número de Bond y la relación del flujo de calor- el flujo crítico de calor $\left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_{cript}}\right)$.

Yan & Lin [131] utilizaron un tubo con diámetro de 2 mm y R-134a como fluido de prueba para investigar las características de la transferencia de calor en mini-canales ensayaron con dos temperaturas de saturación 5°C ,31°C. Al igual que los autores citado con anterioridad revelaron que el coeficiente de transferencia de calor es más alto para los tubos de diámetro pequeño que para los tubos convencionales. Los resultados experimentales indican que para un título de vapor alto ($x > 0.75$) el coeficiente de transferencia de calor decrece y no depende del flujo de calor, para títulos de vapor bajos [$T_{sat} = 5^\circ\text{C } x < 0.58$ $T_{sat} = 30^\circ\text{C } x < 0.8$) el coeficiente de transferencia de calor depende del flujo calor y no es afectado por la velocidad másica.

Bao et al. [109] estudiaron las características del flujo bifásico para el Freon, R11 y R-123 en un tubo de cobre liso con un diámetro interior de 1.95mm, el rango de los parámetros experimentales se muestra en la Tabla 2.6. Para los refrigerantes ensayados, el coeficiente de transferencia de calor muestra es función del flujo de calor y de la presión de saturación en la región de saturación, aumentando con un incremento de ambos parámetros. No encontraron dependencia del coeficiente de transferencia con la velocidad másica y título de vapor, basado en

esta evidencia sugirieron que el mecanismo de ebullición por convección en sus resultados experimentales es despreciable. Por lo tanto concluyeron que el régimen de dominio es la ebullición nucleada (NB). Ninguna de las correlaciones examinadas estimó con precisión todo el rango de datos medido, la más precisa Cooper [129].

Lin, Cornwell & Kew [132] presentaron una larga investigación experimental en ebullición saturada con el refrigerante R-141b para tubos circulares de diferentes diámetros 1.1, 1.8 , 2.8 , 3.6 mm y un tubo con forma rectangular de 2 mm x 2 mm. En este estudio revelaron que el coeficiente de transferencia de calor local no solo depende del flujo de calor, ya que depende de la velocidad másica en la región de título de vapor $x \sim > 0.55$, por tanto sugieren que ambos mecanismos nucleación y convección están presentes durante la evaporación en mini/microcanales. Estudiaron el efecto de diámetro y la geometría del canal, describiendo que ambos afectan sensiblemente el coeficiente de transferencia de calor. Compararon sus resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor con diferentes modelos de la teoría convencional encontrando que la correlación de Cooper [129] estima con precisión el valor medio del coeficiente de transferencia de calor.

Jacobi & Thome [118] proponen un nuevo modelo (modelo de dos zonas) para los procesos de evaporación en la micro-escala tomando en cuenta la mecánica que desarrolla la burbuja alargada dentro del flujo de “*slug flow*”. El modelo se basa en la hipótesis de que el proceso de evaporación que ocurre en la película de líquido que rodea a la burbuja alargada dentro del flujo de “*slug flow*” gobierna el fenómeno de evaporación, no la nucleación con proponen otros autores. Thome et al. [119] y Dupont et al. [120] Propusieron un modelo de tres zonas para predecir la evaporación de la burbuja alargada dentro del flujo de “*slug flow*”. Este modelo ilustra la importancia de la variación cíclica de la burbuja alargada en el coeficiente de transferencia de calor, así como la fuerte dependencia del coeficiente de transferencia de calor de la película de líquido mínima que rodea la burbuja alargada y la posibilidad de la ocurrencia de un secado parcial, incluso a bajo títulos de vapor.

Qu & Mudawar [117,133] publicaron un denso estudio experimental de la transferencia de calor en flujo bifásico con agua en tubo rectangular con 21 canales y un área de sección transversal $231 \times 713 \mu\text{m}$, con temperatura de saturación en el rango $[30-60]^\circ\text{C}$. Los resultados experimentales indicaron un incremento del coeficiente de transferencia de calor con un incremento la velocidad másica en la región de título ensayado, El HTC decrece monótonamente para una velocidad

másica constante. Concluyeron que el mecanismo de ebullición por convección (CB) domina la transferencia de calor. Desarrollaron un nuevo modelo para ebullición basado en el patrón de flujo anular, este nuevo modelo captura la tendencia a decrecer del coeficiente de transferencia de calor cuando el título de vapor se incrementa en la región de títulos con valores bajos (dry-out).

Owhaib et al. [134] presentaron resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor en condición de saturación para el R-134a. La sección de prueba consiste en un tubo circular en posición vertical y con diámetros de 1.7, 1.224, 0.826 mm, calentado uniformemente con corriente directa. Ensayaron un umbral de título de vapor menor de 0.6. En este estudio, el coeficiente de transferencia de calor muestra una débil dependencia de la velocidad másica mientras incrementa con un incremento del flujo de calor y la presión de saturación, por consiguiente concluyeron que el mecanismo de nucleación es la principal contribución en las mediciones experimentales. En el estudio comparativo del efecto del diámetro revelaron que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con reducción del diámetro.

Saitoh [135] et al. Estudiaron el efecto que tiene la reducción del diámetro en el coeficiente de transferencia de calor con R-134a como fluido de prueba. Los datos experimentales se obtuvieron ensayando con tres diámetros 3.1, 0.51, 1.12 mm. La longitud de calentamiento de los tubos varía en el rango 550-3300 mm. Para el tubo con diámetro interior de 3.1mm, encontraron que el mecanismo de ebullición nucleada gobierna el proceso de evaporación en la región de títulos de vapor menores de 0.6 ($x < 0.6$). Para valores de título de vapor por encima 0.6 el mecanismo de convección domina. En el tubo de 1.12 mm el coeficiente de transferencia de calor es ligeramente superior que en el tubo de diámetro 3.1mm, el efecto del flujo de calor y velocidad másica en el coeficiente de transferencia de calor son similares al tubo de diámetro 3.1mm. Para 0.51 mm el coeficiente de transferencia de calor incrementa con un incremento en el flujo calor, y la velocidad másica no tiene efecto significativo en el coeficiente de transferencia de calor. Estas evidencias experimentales les permitieron concluir que la contribución por ebullición convectivo (CB) decrece con una reducción del diámetro. Es de valor mencionar que indicaron la presencia de un secado parcial en el tubo con menor diámetro, sugirieron esta presencia debido a un abrupto decrecimiento del HTC con valores de título de vapor moderado altos $x > 0.6$.

Yun et al. [136] investigaron la influencia del flujo de calor, velocidad másica y la temperatura de saturación del coeficiente de transferencia de calor usando CO₂. Para valores títulos de vapor $x < 0.2$ el coeficiente de transferencia de calor tiene una alta dependencia del flujo de calor y la

temperatura de saturación, justo después de este valor decrece monotonamente. Con el título de vapor, sugirieron que este comportamiento se debe a un secado parcial de la película de líquido en la pared del tubo. Argumentaron que la presencia del secado parcial para bajo título de vapor es posible en el CO_2 debido a su alta densidad de vapor y baja tensión superficial como resultado la frecuencia de nucleación de la burbuja es mayor a una velocidad de vapor menor. El efecto de la velocidad másica sobre coeficiente de transferencia de calor es despreciable ante de la ocurrencia del secado parcial ($0.2 < x < 0.5$, sin embargo reportaron que tiene un importancia relevante para determinar el título de vapor del secado parcial donde el efecto del flujo sobre el coeficiente de transferencia de calor es suprimido. Mostraron que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con la temperatura de saturación para la región de título de vapor ($0.2 < x < 0.5$) debido al adelgazamiento la película de líquido en la pared mientras para un región de títulos vapor elevados el coeficiente de transferencia decrece rápidamente con el título de vapor dando paso a una fácil formación de zonas secas la película de líquido en contacto con la pared interna del tubo, por tanto el efecto de la temperatura de saturación es suprimido. El coeficiente de transferencia de calor mejora con la disminución del diámetro hidráulico para todos los flujos de calor ensayados, sugirieron que la nucleación es más dominante para canales de diámetro reducido. Compararon el rendimiento del CO_2 con el R-134a revelando que el coeficiente de transferencia de calor del CO_2 es ampliamente mayor.

Pettersen et al. [137] presentaron un estudio experimental con CO_2 y con diámetro interno 0.8mm. En esta investigación encontraron que la nucleación domina para la región de títulos de vapor moderado/bajos, en esta región el coeficiente de transferencia de calor aumenta con el flujo de calor y la temperatura de saturación pero no es afectado por la variación de la velocidad másica y el título de vapor. Al igual que Yun et al.(2003) estudiaron el efecto del secado parcial (dry-out) en condiciones de velocidad másica y temperaturas altas donde el coeficiente de transferencia de calor decrece monótonamente al incremental el título de vapor.

Agostini & Bontemps [113,138] estudiaron el fenómeno de ebullición saturada para R-134a en tubos multipuerto de aluminio con canales rectangulares (MPE), los diámetros hidráulico ensayados 2.01, 0.77 mm. En la curva clásica del coeficiente de transferencia de calor versus el título vapor presentaron un incremento de este con el flujo de calor en un umbral de título vapor de ($0.3 < x < 0.4$). Sin embargo, para valores de título de vapor por encima de este rango el coeficiente de transferencia de calor decrece continuamente para todas las velocidades másicas ensayadas. Investigaron[138] el efecto de confinamiento en el proceso de evaporación

encontrando un incremento de más 70% del coeficiente de transferencia de calor al reducir el diámetro 2.01 mm a 0.77mm, conjuntamente una presencia más temprana del secado parcial (parcial dry-out) con la reducción del diámetro. Las fronteras de un título de vapor (crítico) donde se manifestó el secado parcial se desplazaron con el diámetro de 0.3-0.4 (2.01 mm) a 0.1-0.2 (0.77mm), respectivamente. Propusieron un mapa de flujo en el cual el secado parcial domina para títulos de vapor moderado, este mapa es función del calor latente, la velocidad másica y el título de vapor. La transición del régimen de nucleación al secado parcial ocurre ($Bo \approx 2.2 \times 10^4 - 4$).

Yun et al. [139] estudiaron el proceso de ebullición saturada con el R410a en un tubo multipuerto con geometría rectangular, diámetro hidráulico 1.34mm y 1.44mm, la temperatura de ensayo 0.5°C, 10°C, velocidad másica 200-400 kg/m²s. Los resultados experimentales indicaron que antes de la ocurrencia del secado parcial ($x < \sim 0.55$), el efecto de la velocidad másica, flujo de calor y temperatura de saturación es casi despreciable mientras que justo después de la ocurrencia del secado parcial efecto de estos parámetros sobre el HTC es más fuerte. Explicaron que este comportamiento podría deberse al hecho de que ante de la ocurrencia de un secado parcial la distribución del flujo para cada canal del tubo multipuerto se aproxima a la uniformidad. El tubo de menor diámetro presento un coeficiente de transferencia de calor 25% mayor.

Shiferaw et al. [140] examinaron varias correlaciones existentes incluyendo el modelo de tres zonas para la evaporación de la burbuja alargada (Elongated bubbles) propuesto por Thome et al. y Dupont et al. [119,120]. Los ensayos experimentales se realizaron con dos tubos de acero inoxidable de diámetro interior (ID) 4.26mm y 2.01mm con R-134a como fluido de trabajo. Los resultados muestran que para el tubo de diámetro 4.26mm el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con el sistema de presión y flujo de calor, el HTC no cambia con el título de vapor cuando está en el rango $0 < x < 0.4$. Para el tubo de 2.01 mm, el coeficiente de transferencia de calor es independiente del título de vapor en un umbral menor de 0.3 ($x < 0.3$). Estos resultados evidencian el predominio del mecanismo de nucleación. Para el umbral de títulos de vapor altos ($d_h=4.26\text{mm } x > 0.5$; $d_h=2.01\text{mm } x = 2.01\text{mm} > 0.3$) el coeficiente de transferencia de calor es independiente del flujo y decrece monótonamente con el título de vapor. Indicaron que ese comportamiento podría deberse a un secado parcial intermitente. En el análisis de los modelos de transferencia de calor mostraron que las correlaciones existentes para canales convencionales no predicen bien los datos experimentales de diámetro con diámetro de 2.01mm, los mejores resultados se obtienen con el modelo de evaporación de tres zonas. Sin embargo este modelo no

predice bien el efecto de confinamiento y el secado parcial dentro del tubo. Confirma a Bao et al. [109] y Saitoh et al. [135] en que el sistema de presión y la reducción del diámetro influyen en el rendimiento del coeficiente de transferencia de calor.

En Shiferaw et al. [121] caracterizaron experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor para un tubo de diámetro interno de 1.1mm con R134a como fluido de trabajo. En este estudio, el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor es similar al mostrado en Shiferaw et al. [140], en el que el coeficiente de transferencia de calor local se incrementa con el flujo de calor y con la temperatura de saturación cuando el título de vapor está en la región $x < 0.5$, indicando experimentalmente un posible dominio del mecanismo de nucleación en esa zona. En la zona de $x > 0.5$ el coeficiente de transferencia de calor local decreció continuamente con los valores título de vapor. En la comparación de sus resultados experimentales con el modelo de tres zonas mostraron que el modelo se ajusta bien en la región con títulos de vapor de $0 < x < 0.5$, para títulos superiores estima muy pobremente los resultados experimentales.

Pamitran et al. [115,116,141] investigaron las características de la transferencia para los refrigerante R-134a y R-410a, así como para los refrigerantes naturales NH_3 , CO_2 , C_3H_8 en minicanales con orientación horizontal con diámetro en el rango de 1.5-3 mm. Los resultados experimentales muestran que el coeficiente de transferencia de calor tiene una dependencia fuerte del flujo de calor para la región inicial de título de vapor. Para título de vapor por $x > 0.3-0.4$ este efecto del flujo de calor es suprimido en favor de la velocidad másica mientras el coeficiente de transferencia de calor decrece montamente con el título de vapor. Este decrecimiento del coeficiente de transferencia de calor lo asociaron con apariciones tempranas de secado parcial intermitente en la película de líquido del tubo de 1.5 mm, en consecuencia el coeficiente de transferencia calor se dispara y presenta valores pico (Shark peak) incluso a títulos de vapor moderado. Basado en esta evidencia sugirieron que el mecanismo de nucleación y convección dominan la transferencia de calor con ocurrencia de un secado parcial para cierto flujo de calor y velocidad másica ensayada. Además, con una reducción del diámetro hidráulico, aumenta el efecto de confinamiento en el tubo, por tanto la frontera del mecanismo de nucleación se mueve en función del diámetro y del flujo de calor aportado a la sección de prueba. En Pamitran et al. [116] proponen una variación del modelo de ebullición saturada de Chen [123], introduciendo una modificación al factor de intensificación por ebullición convectiva, así como el factor de supresión de la ebullición nucleada (S Y F).

Choi et al.[142] caracterizaron el coeficiente de transferencia de calor en las mismas condiciones experimentales que Pamitran et al. [115] para los refrigerantes R-134a, R-22, CO₂. Para la región de títulos de vapor bajos, los resultados experimentales indicaron que el título de vapor y velocidad másica tienen un efecto despreciable sobre coeficiente de transferencia de calor exhibiendo un posible dominio del mecanismo de nucleación. Para títulos de vapor $0.3 < x < 0.6$ el coeficiente de transferencia de calor incrementa con la velocidad másica. Para títulos de vapor altos el coeficiente de transferencia de calor muestra un rápido descenso monótono con el título de vapor para todos los flujos de calor ensayado. En este estudio mostraron que una reducción en el diámetro aumenta la superficie contacto intensificando la transferencia calor, y en consecuencia se activan más zonas de nucleación aumentando la posible presencia de un secado parcial en la película de líquido en contacto con la pared del tubo. El coeficiente de transferencia de calor del R-134a presentó el menor rendimiento de los tres refrigerantes probados.

Fernando et al. [143,144] investigaron las características del coeficiente transferencia de calor en intercambiadores compacto manufacturado en aluminio con múltiples puertos (MPes) correspondiente al umbral de mini-canales. Esta investigación la dividió en tres partes: en la primera parte utiliza el método de Wilson plot para determinar una correlación del coeficiente de transferencia de calor en ambos lados del intercambiador. Los ensayos se llevaron a cabo en monofásico para un régimen laminar y de transición, con diferentes temperatura, flujos de calor y velocidad másica. Los números de Reynold usados para ambos lados del intercambiado están en el rango 170-6000. En la segunda fase de la investigación utilizaron propano como refrigerante para determinar las prestaciones del intercambiado actuando como evaporador. Encontraron que el coeficiente de transferencia de calor experimental se incrementa con el flujo de calor, sin embargo para el flujo de calor por encima de $>45 \text{ kW/m}^2$ el coeficiente de transferencia de calor es independiente del flujo de calor, el cual estuvo acompañada de un incremento del HTC con la velocidad másica. En el estudio del efecto de la temperatura de saturación indicaron un incremento del HTC con la temperatura de saturación, las características experimentales se encuentran en la Tabla 2.6.

Bertsch et al. [145,146] realizaron una serie de publicaciones en ebullición saturada con el R-134a, R-245fa en tubos multipuerto extruido en una placa de cobre con forma rectangular diámetros hidráulico en el rango de 1.09 mm a 0.54mm. Bertsch et al. [145] estudiaron la ebullición del R134a como un diámetro de 1.09mm, en este estudio encontraron un efecto despreciable de la presión de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor. En la curva del HTC versus el

título de vapor, el coeficiente de transferencia de calor alcanzó un punto máximo próximo para título de vapor próximo a 0.2 en todas las velocidades másicas ensayadas. Para título de vapor por encima de 0.2 el coeficiente de transferencia de calor decrece rápidamente con el título de vapor. No indicaron que mecanismo predomina en el proceso de evaporación en sus datos experimentales. En Bertsch et al. [146] muestran experimentalmente que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con un incremento en el flujo de calor y la velocidad másica. La tendencia que describe el coeficiente de transferencia de calor en sus graficas es a incrementar rápidamente con el título de vapor hasta 0.1, luego decrece monótonamente, contrario a lo presentado en Bertsch et al.[145] encontraron evidencias experimentales de que el mecanismo de nucleación domina la ebullición saturada. Es necesario mencionar que en bajos flujo de calor ($26-104 \text{ kW/m}^2$) y velocidades másicas ($42-125 \text{ kg/m}^2\text{s}$) con el R134a, el coeficiente de transferencia de calor permanece casi constante alcanza su valor máximo, decreciendo luego. Corroborar a Saitoh et al.[135] y Lin, Conwell & Kew [132] en que una reducción en el diámetro tubo influyen el rendimiento del coeficiente de transferencia de calor. La variación en la temperatura y la presión de saturación no afectan considerablemente al coeficiente de transferencia de calor de H_2O , R-134, R-245fa.

In & Jeong [147] estudiaron las características de la transferencia de calor en ebullición en un tubo con diámetro de 0.19mm usando los refrigerantes R-134a y R-123. En sus estudios muestran una clara diferencia en el comportamiento del HTC para ambos refrigerantes ensayados. Para el R123 muestran que el coeficiente de transferencia de calor depende de la velocidad, el flujo de calor y el título de vapor, el efecto de la presión de saturación sobre el coeficiente de transferencia depende de las condiciones experimentales, principalmente el flujo de calor y la velocidad másica. Lo contrario ocurre con el R-134a donde el coeficiente de transferencia de calor depende fuertemente del flujo de calor y la presión de saturación en el umbral de títulos de vapor bajos y moderados ($0.2 < x < 0.5$), con una influencia insignificante de la velocidad másica para esta región. Para la zona con valores de títulos de vapor alto, el efecto del flujo de calor y la presión de saturación es suprimido y el efecto de la velocidad másica domina. Argumentaron que el exceso de temperatura entre la superficie del tubo y la temperatura de la pared es un parámetro crítico en el flujo bifásico debido a que el coeficiente de transferencia de calor muestra valores muy elevados incluso para título de vapor próximo a cero. Por tanto si las condiciones de sobrecalentamiento en la pared del tubo no se satisfacen, la nucleación es suprimida para zona título de vapor bajos, y la transferencia de calor podría ser dominada por proceso de evaporación de una película de líquido delgada que rodea la burbuja alargada (Thome

et al. [119]) dentro del flujo de “*slug flow*” suprimiendo la ebullición nucleada, este fenómeno se presentó con el R-123.

Ong & Thome [148] realizaron un denso estudio de las características en transferencia de calor para un flujo bifásico con los siguientes refrigerantes, R-134, R-236fa, R-245fa en un tubo con orientación horizontal y con un diámetro interno de 1.030 mm. El coeficiente de transferencia de calor para los tres refrigerantes ensayados tiene una alta dependencia del flujo de calor para títulos de vapor por debajo de 0.56, a títulos de vapor altos ($x > 0.7$) el mecanismo de convección domina el proceso de transferencia de calor a través de la película de líquido que rodea el núcleo de vapor en el flujo anular. Encontraron que el coeficiente de transferencia de calor del R-134a para títulos de vapor moderado presenta valores más elevados que R-236fa, R-245fa, a medida que el título de vapor se incrementa el coeficiente de transferencia de calor para R-236fa, R-245fa, se incrementa hasta alcanzar valores similares al R-134a.

Tibiricá et al. [149] investigaron experimentalmente las características del coeficiente de transferencia de calor en ebullición para los refrigerantes R-134a y R-245fa en un tubo con orientación horizontal, geometría circular, diámetro de 2.33 mm construido en acero inoxidable. En un rango de velocidad másica de 50-700 kg/m²s y flujo de calor 5-55 kW/m². El coeficiente de transferencia de calor aumenta con el flujo de calor independientemente del fluido (R-245fa, R-134a) la velocidad másica, y la temperatura de saturación. No mencionaron explícitamente que mecanismo de nucleación domina la transferencia de calor, pero sugirieron que la teoría de Thome et al. [119] y Dupont et al. [120] en la cual el proceso de evaporación de la película delgada de líquido rodea la burbuja alargada dentro del flujo de “*slug flow*” es el mecanismo de transferencia de calor que domina dentro de este régimen de flujo. Compraron con diferentes métodos predictivos de la teoría macro-escala y/o micro-escala con 3508 datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor siendo el de método Saitoh et al. [135] el que mejor se ajusta.

Copetti et al. [114] llevaron a cabo una profunda investigación de la transferencia de calor en ebullición saturada para el R-134a con un tubo de diámetro interno 2.6mm. Los resultados experimentales indicaron que el coeficiente de transferencia de calor tiene una fuerte dependencia del flujo de calor y el flujo de calor en umbral de títulos de vapor $x < 0.4$, asociaron este comportamiento al dominio del mecanismo de ebullición nucleada. Esta condición se suprime para umbral de títulos de vapor encima de 0.4 ($x > 0.4$); donde el efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de

transferencia de calor es despreciable y el coeficiente de transferencia de calor decrece. Para el flujo de calor 10kW/m^2 observaron un incremento en la velocidad másica resulta en un incremento del coeficiente de transferencia de calor. Para flujos altos (87kW/m^2) el coeficiente de transferencia de calor es independiente de la velocidad másica. El coeficiente de transferencia de calor se incrementa con la temperatura de saturación.

Saisorn et al. [110] usaron R134a para investigar las características del coeficiente de transferencia de calor en tubo de acero inoxidable de diámetro interno 1.75mm con orientación horizontal y longitud de calentamiento de 600mm. Las mediciones experimentales del coeficiente de transferencia de calor muestran un incremento con el flujo de calor y una independencia de la velocidad másica para todo el rango de título de vapor ensayado. Este comportamiento lo atribuyeron a la presencia del mecanismo de ebullición nucleada en los datos experimentales. En el estudio del efecto de la temperatura de saturación reportaron una reducción del HTC con un incremento de la temperatura de saturación contrario a lo reportado otros autores Refs.[114,140,148,150]. Otro punto que observaron es el incremento de los valores de HTC con el avance de los patrones de flujo, siendo el menor valor para el flujo de “*slug flow*” y el mayor para el flujo anular en condición de secado parcial el HTC se deteriora.

Saitoh et al. [151] estudiaron R-1234yf para un tubo de acero con diámetro interno de 2mm y en rango de velocidad másica de $[100-400]\text{ kg/m}^2\text{s}$. Reportaron que el coeficiente de transferencia de calor tiene una fuerte dependencia del flujo de calor para títulos de vapor moderados ($0.2 < x < 0.4$), para títulos altos ($x > 0.4$) el coeficiente de transferencia de calor aumenta con la velocidad másica, por lo que ambos mecanismos de transferencia de calor predominan en el proceso de evaporación. Igual a Saitoh et al. [135] encontraron la presencia del fenómeno de secado parcial en todas las velocidades másicas ensayadas para un título de vapor próximo a 0.8. Compararon los valores experimentales del HTC del R134a con R1234yf, el resultado de la comparación muestra valores muy similares para ambos refrigerantes.

Kaew-on et al. [111] investigaron el efecto del flujo de calor, la temperatura de saturación y la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor local con R-314a en dos (2) tubos de aluminios multipuerto con canales rectangulares con un diámetro hidráulico de 1.1 mm y 1.2 mm. Para evaporar el refrigerante utilizaron un fluido secundario que circula dentro de una camisa en la cual se encuentra el fluido de prueba, específicamente agua caliente. En este tipo de método de ensayo el flujo de calor no es uniforme sino que es un parámetro variable. Los

resultados experimentales revelaron un incremento del coeficiente de transferencia de calor con el flujo de calor con más intensificación en la presión menor ensayada (500kPa), no encontraron evidencia experimental de que la velocidad másica afecte el HTC en el rango de título de vapor ensayado, por tanto concluyeron que el mecanismo de nucleación dominan el proceso de ebullición con R134a. Similar a Saisorn et al. [110] mostraron que una reducción en la temperatura de saturación disminuye el valor de HTC. Además, mostraron que el coeficiente de transferencia de calor aumenta 50-70% al utilizar el tubo con menos canales ($N=8$) de diámetro hidráulico menor 1.10mm. Las correlaciones de Conwell & Kew [3], Lazarek & Black [66] son la que mejor se ajusta a sus datos experimentales.

Saraceno et al. [152] realizaron un estudio del coeficiente de transferencia de calor en estado de saturación y sub-enfriando para FC-72. La sección de ensayo es de acero inoxidable con un diámetro interno de 1.016mm y en posición horizontal. Las evidencias experimentales muestran una clara relación del coeficiente de transferencia de calor con el flujo de calor en la región de sub-enfriado. En su estudio se destacó la independencia del coeficiente de transferencia de calor del título de vapor en el estado de saturación.

Tibiricà et al.[153] investigaron las características en ebullición saturada del Refrigerante R1234ze(E) en dos tubos de acero inoxidable con diámetro interno de 1 mm y 2 mm, las condiciones experimentales se muestran en la Tabla 2.6 Los resultados experimentales indicaron que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con la velocidad másica hasta un título de vapor próximo a 0.8, para valores mayores de título de vapor las gráficas muestran un desplome del HTC debido a un secado parcial. Contrastaron los resultados experimentales del R1234ze(E) con el R134a encontrando un desenvolvimiento similar en todo el rango de título de vapor . Las correlaciones de Saitoh et al. [135] y el modelo de tres zona de Thome et al. [119] estima con precisión razonables sus medidas experimentales.

Karayiannis et al.[154] (2012). Estudiaron el efecto que tiene la técnica de manufactura de la superficie interior del tubo en el coeficiente de transferencia de calor local. Para tales fines, utilizaron tubos de pared lisa y rugosa. Los resultados experimentales muestran que la tendencia del coeficiente de transferencia de calor para los tubos estudiado es diferente. Además, Investigaron tres longitudes de calentamiento distintas, revelando que la longitud del tubo influye en el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor. En cuanto al mecanismo que gobierna la transferencia de calor sus resultados experimentales exhibieron una progresión desde

la nucleación hacia la convección a medida que incrementaron la longitud de calentamiento del tubo. Sugirieron que las diferentes discrepancias en la literatura sobre el mecanismo que domina el fenómeno de evaporación pudieran deberse a una de las siguientes razones. 1) La inestabilidad en los datos experimentales 2) las diferencias en la característica de la superficie de entrada. 3) la variación de la longitud de calentamiento de un estudio a otro.

Saisorn et al. [155] estudiaron la influencia de la orientación del flujo (horizontal y vertical) en proceso de evaporación del R134a en un tubo clasificado dentro del rango de mini-canal con diámetro de 1.75mm, las condiciones experimentales se muestran en la Tabla 2.6. En este estudio mostraron que el coeficiente de transferencia de calor es mayor para el flujo con orientación vertical, y que el efecto de la gravedad en el tubo vertical es insignificante, además sus resultados indicaron que la orientación del tubo influyen en la transición de los patrones de flujo.







Maqbool et al. [156] investigaron la caída de presión y la transferencia de calor en condición de saturación para el R-290(propano) en un tubo de acero inoxidable con geometría circular y diámetro hidráulico de 1.73 mm, los ensayos se llevaron a cabo con tres temperatura de saturación 23, 33 y 43 °C , otros parámetros experimentales se muestran en la Tabla 2.6. Los resultados de la transferencia de calor indicaron que el coeficiente de convección bifásico aumenta con un incremento en el flujo de calor no observaron ninguna influencia de la velocidad másica y el flujo de calor, basado en estas observaciones concluyeron que el mecanismo de nucleación es la principal contribución en sus mediciones experimentales antes de la ocurrencia de un secado parcial $x \sim 0.8$, luego del cual la caída de presión por fricción y el coeficiente de transferencia de calor caen abruptamente.

Del Col et al. [122] reportaron un estudio del comportamiento del coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico usando los refrigerantes R134a, R32 en un tubo con geometría circular de diámetro 0.96 mm con una temperatura de saturación 30°C. El modo de ensayo para evaporar el refrigerante es calentado un fluido secundario (agua) que circula a través de una camisa dentro de la cual se encuentra el tubo de prueba. Los resultados experimentales indicaron que el coeficiente de transferencia de calor decrece (al inicio de la evaporación) hasta un título de vapor de 0.15 mientras el flujo de calor es constante, con un incremento en el flujo de calor el HTC se incrementa continuamente a medida que avanza el núcleo de vapor. Aunque sus resultados experimentales muestran una dependencia del flujo calor sugirieron que el mecanismo de nucleación domina la zona de título de vapor menor 0.15 donde tienen lugar la formación de la

burbujas, para título por encima de 0.15 corrobora a Thome et al. [119] en que el proceso de evaporación está controlado por la conducción a través de una película delgada de líquido que rodea la burbuja. En el estudio del efecto del refrigerante sobre el HTC mostraron que los vapores experimentales del R32 son mucho mayores a lo presentados por R134a, asociaron este comportamiento a una reducción en el diámetro de apertura de la burbuja provocada por la baja tensión superficial que presenta el R32, por lo tanto se produce una intensificación del número de burbuja al inicio de la nucleación. En De Col et al. [157] estudiaron las características del R-1234yf en diferentes condiciones experimentales, mostrando que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con el flujo de calor y el título de vapor sin dependencia de la velocidad másica.






Farahani et al. [158] emprendieron una investigación experimental para en un tubo mutlipuerto de aluminio con diámetro hidráulico 1.4mm compuesto de 7 canales paralelo los refrigerantes estudiado R245fa, R1234ze. El método de prueba para evaporar el refrigerantes es similar al de Del Col et al. [122], utilizaron una camisa (hot water jacket) por la cual fluye agua caliente para evaporar el refrigerante dentro del tubo. En esta investigación observaron el coeficiente de transferencia de calor disminuye gradualmente al inicio de la evaporación (fusión de la burbujas) en la zona de título de vapor 0.02-0.25, luego el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con el título de vapor en la zona donde el flujo anular prevalece, la transferencia de calor en el flujo anular está gobernado por convección a través de la película delgada de líquido que moja el perímetro del tubo. A más avance en el tubo encontró que predomina un secado parcial. Las gráficas sobre el efecto de la velocidad másica, el flujo de calor y la temperatura de saturación indican que el coeficiente de transferencia de calor se incrementa con un incremento de estas magnitudes. Proponen un nuevo modelo para predecir el coeficiente de transferencia de calor considerando los patrones de flujo dentro del tubo.

Tabla 2.6. Revisión literaria para el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en mini/micro-canales


Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Lazarek & Black [66]	R-113		3.15/ 123, 246	14-380	125-750	130-410 kPa		nucleación para todo el rango de título ensayado	Desarrollaron una correlación para el HTC en función del número de Nu , Re y Bo . Re [860-5550]. Orientación del flujo de refrigerante vertical.
Cornwell & Kew [4]	R-113		1.03,1.64/150	4-36	124-627	-	0-0.9	burbuja aislada, confinamiento de burbuja, flujo anular	Proponen una correlación del HTC para cada patrón de flujo identificado en este estudio. Introdujeron por primera vez el efecto de confinamiento (Co) físico del canal en las correlaciones. La sección de prueba estaba orientada en posición vertical, y consistía de 75 canales en paralelo.
Wambsganss et al. [108]	R-113		2.92/368	8.8-90.75	50-300	124-160 kPa	0-0.9	nucleación	Reynolds >8700. La sección de ensayo tiene una orientación. Horizontal. El dominio de la nucleación se debe alto número de evaporación, las correlaciones de Chen y stepahan & abdelesen predicen bien los datos.,
Tran et al. [112]	R-12	 ; 	2.46 ^C ,2.40 ^R /870	3.6-129	44-832	820-510 kPa	0-0.94	nucleación y convección	La nucleación domina $T_w > 2.75^\circ C$, la convección domina en $T_w < 2.75^\circ C$
Mert et al. [125]	H ₂ O; R-114b		1.43/300,442,37 5,275	3-227	50-300	100-200 kPa	0-0.92	-	101, 55, 33, 8 los números de puertos para cada sección de ensayo utilizada.



Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Kasza et al. [126]	H ₂ O	□	3.5/500	110	21		0.15	flujo de burbuja, flujo "slug flow"	Un incremento en la frecuencia de generación y desprendimiento de las burbujas en las paredes interior responde a un alto flujo de calor en el sitio de nucleación.
Kew & Cornwell [3]	R-114b	○	1.39-3.69/ 500	9.7-90	212-1480		0-0.8	película de líquido que rodea la burbuja largada. Burbujas dispersas, confinamiento de la burbuja, flujo anular, secado parcial.	Las correlaciones que solo toman en cuenta el mecanismo de nucleación presentaron mejores resultado que las correlación que consideran ambos mecanismos Pero fallan en el secado parcial intermedio. La sección de ensayo se orientó verticalmente.
Yan & Lin [131]	R-134a	○	2/200	5-20	50-200	5, 30 °C	0-0.9	-	La sección de ensayo estaba orientada en forma horizontal, vaporizaron el refrigerante con corriente AC. El HTC es función del flujo de calor para la región $x < 0.7$ y decrece con un incremento del título de vapor.
Bao et al. [109]	R-12; HFCC1 23	○	1.95/870	5-200	50-1800	200-500 kPa	-0.3-0.9	nucleación	El coeficiente de transferencia de calor depende fuertemente del sistema de presión y el flujo de calor. Orientación de la sección horizontal. Re[200-10000], HTC local

Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Lin, Cornwell & Kew [132,159]	R-141b	○; □	1.1 ^c , 1.8 ^c , 2.8 ^c , 3.6 ^c , 2 ^R /500,496,498, 454,496	1-300	50-3500	100-200 kPa	-0.2-1	nucleación y convección	HTC incrementa rápidamente hasta alcanzar un pico del título (0.05<x0.1), entonces el HTC decrece con incremento del título vapor y HTC se incrementa para títulos de vapor más altos (X>0.6)
Jacobi & Thome [118]	R-11	○	2/-	120	446	460 kPa		El proceso de evaporación de la película de líquido que rodea la burbuja alargada es el mecanismo importante.	Nuevo modelo basado en la hipótesis del que el mecanismo dominante en evaporación es la película fina de líquido la cual rodea la burbuja alargada dentro del flujo de “ <i>slug flow</i> ” .
QU et al. [117]	H ₂ O	□	0.349/44.8		135-402	30,60 °C		convección	La sección de ensayo consistía de 21 puertos en paralelo y horizontalmente orientada.
Yun et al. [136]	CO ₂	○	6/1400	10-20	170-340	5,10°C	0-1	nucleación, secado parcial(dry-out)	El HTC aumenta con un incremento en el flujo de calor para la región de título bajos $x < 0.3$ este efecto es suprimiendo cuando ocurre secado parcial (dry-ou)
Owhaib et al. [134]	R-134a	○	1.7,1.224,0.826/ 220	3-34	862.6- 645.8	24 ,34°C	0.-0.6	nucleación	La condiciones experimentales no le permitieron argumentar que ocurre cuando $x > 0.6$. Sugirieron un secado parcial. orientación de la sección vertical-
Saitoh et al.[135,151]	R-134, HFO- 123yf	○	3.1,1.12,0.51,2/ 550-3235	5-39 6-24	150-450 100-400	5 ,13 ,15°C	0.2-1	nucleación, convección	La nucleación domina en el diámetro 0.51 mm. La sección tiene una orientación horizontal, para calentar el refrigerante suministran potencia en DC al tubo de ensayo.

Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Pettersen et al. [137]	CO ₂		0.8/500 N. puertos 25	5-20	190-570		0-0.99	nucleación, secado parcial, flujo anular	La nucleación domina antes del secado.
Agostini & Bontemps [113,138]	R-134a		0.7-2.01/1000 N. puertos. N=11;	2.8-31.6	90-469	405-605 kPa	0-1	nucleación, secado parcial, convección	$x < 0.3-0.4$ ($Bo > 4.3 \times 10^{-4}$) nucleación domina, $x > 0.4$ ($Bo > 4.3 \times 10^{-4}$) un secado parcial aun domina la nucleación. $Bo > 4.3 \times 10^{-4}$ competición entre la convección y el secado parcial. orientación del tubo vertical
Yun et al. [139]	CO ₂		1.54,1.27,1.08,1.53,1.14 /- N. puertos. 6,7,9,10	10-20	200-400	0,5, 10°C	0-0.98	nucleación, secado parcial, convección	El HTC aumenta con el flujo de calor hasta la ocurrencia de un secado parcial, luego decrece monótonamente con el título de vapor, en sus condiciones experimentales el secado parcial es más pronunciado con un aumento en la velocidad másica.
Revellin & Thome [160]	R-134a; R-245fa		0.5, 0.8/70,30,50	3.2-422.1	200-2000	26,30,35°C	0.1-0.954		Sugirieron como dominio de la transferencia de calor la película de líquido que rodea la burbuja alargada dentro del flujo de “slug flow”.
Shiferaw et al. [140]	R-134a		4.26, 2.01/500	13-150	100-800	800,1000, 1200, 1400 kPa	0-1	nucleación ($0 < x < 0.5$), secado parcial	El coeficiente de transferencia de calor se incrementa con el flujo de calor y la presión de saturación en la región de nucleación ($x \approx 0.5$), luego el coeficiente de transferencia de calor local decrece continuamente.

Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Pamitran et al. [115,116,141]	R-134a R-410a CO ₂ C ₈ H ₃ NH ₃	○	3/2000; 1.5,3/1500,3000	10-40	200-600	[0- 10]°C	0-1	nucleación (X<0.4), convección	Flujo anular domina de acuerdo con el incremento de x , hasta que se suprime la convección. HTC se calcula de manera local. HTC se incrementa en títulos bajos y medio.
Fernando et al. [143,144]	Propano , agua	▣	1.42, 3.62/645	20-90	-	-15-10°C		-	HTC se incrementa con un aumento del flujo de calor y la velocidad másica. La sección de ensayo estaba ubicada de forma vertical. La sección de ensayo consistía de un evaporar construido de 30 tubos multipuerto con geometría rectangular.
Shiferaw et al. [121]	R134a	○	1.1/150	16-150	100-600	600-1200 kPa	0-0.95	nucleación ,secado parcial	La nucleación está presente para títulos de $0 < x < 0.5$, para $x > 0.5$ el HTC decrece sin variación a medida que se incrementa el título.
Bertsch et al. [145,146]	R-134a R-245fa	□	109 0.54/- N. puertos 17	0-220	30-350	8-30°C	-0.2-0.9	nucleación	HTC se incrementa con el flujo de calor y depende del título de vapor decreciendo con este para valores mayores de 0.5. HTC alcanzó su valor máximo para título cercano a 0.05-0.1.
Ong & Thome [148]	R-134a, R236fa, R245fa	○	1.030/180	2.3-250	200-1600	31°C	0-1	nucleación, convección	Los tres refrigerante poseen características diferentes y tensión, superficial siendo el mayor R-245fa. La nucleación domina para bajos títulos de vapor.

Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
In & Jeong [147]	R-134a R-123	○	0.19/31	10-20	314-470	158-1100 kPa	0.2-0.85	nucleación convección,	El efecto de G en HTC es más pronunciado para baja presión de saturación.
Tibiriça et al. [149]	R-134a R-245fa	○	2.3/464	5-55	50-700	22.31, 41 °C	0.05-0.99	-	El HTC incrementa con la velocidad másica, temperatura de saturación y flujo de calor. En especial para títulos altos. Orientación horizontal
Copetti et al. [114,161]	R-134 ^a R-600	○	2.6/183	10-100	240-930	12-22°C	0-0.8	nucleación, convección, secado parcial	El HTC se incrementa con el flujo de calor en la región de título bajo, para la región de título de vapor elevado el efecto del flujo es completamente suprimido.
Saisorn et al. [110]	R-134a	○	1.75/600	1-83	200-1000	800-1300 kPa	0-1	nucleación	Patrones de flujos, a lo largo del tubo.
Kaew-on et al. [111]	R-134a		1.1 , 1.2/250 N.puertos 14; 8	15-65	300-800	400-600 kPa	0.05-0.1	nucleación	HTC se obtiene de manera global evaporando el refrigerante con un fluido secundario (agua) , el cual circula por una camisa donde se encuentra la sección de prueba.
Saraceno et al. (2012)	FC-72	○	1.5 3/60	5-70	50-600	0, 10°C	0-1	nucleación	
Karayiannis et al. [154]	R134a	○	1.16,1.10/150,5 00,300,450	12-96	200-600	600-1000 kPa	0-1	nucleación convección	En este estudio encontraron que la rugosidad y la longitud de calentamiento del tubo afectan sensiblemente al HTC.
Saisorn et al. [155]	R-134a	○	0.96/600	1-80	200-1000	700-1000	0-0.95	-	

Investigadores	Fluido	Geometría	d_h / L_h (mm)	\dot{q} ($\frac{kW}{m^2}$)	G ($\frac{kg}{m^2s}$)	T_{sat} o P_{sat}	x	Mecanismo de dominio en la transferencia de calor/patrones de flujo	Observaciones
Del Col et al. [122,157]	R134a, R32,R1234yf		0.96,1/228	15-280	200-700	30°C,31°C	0-0.75	nucleación, evaporación transitoria película delgada de líquido.	Para evaporar el refrigerante utilizaron agua caliente a través de una camisa que envuelve el tubo de ensayo. La sección se orientó en horizontal
Farahani et al. [158]	R245fa, R1234ze		1.4/266	3-107	50-400	30-70°C	0-1	evaporación transitoria película delgada de líquido.	El nuevo modelo de HTC se desarrolla considerando el modelo de patrón de flujo de Ong & Thome [5,6]. El tubo multipuerto consiste 7 canales rectangulares.

○ Geometría circular; □ Geometría Rectangular;  tubos multipuerto (MPE); L_h =Longitud de calentamiento

2.5.1. Modelos predictivos del coeficiente de transferencia de calor en un flujo bifásico

En la literatura de mini/micro-canales se encuentran varios modelos que han sido desarrollado para estimar el coeficiente de transferencia de calor por convección en ebullición saturada; en esta sección se presentan los modelos predictivos del coeficiente de transferencia y las condiciones experimentales con la que fueron correlacionados. En adición, se describen algunos modelos de la teoría convencional con la finalidad de evaluar habilidad que tienen con los datos experimentales del R134a y R32.

Como se describe en la sección 2.4, los modelos clásicos de ebullición saturada consideran dos mecanismos en el proceso físico de transferencia de calor, ebullición nucleada (NB), ebullición por convección (CB). Estos dos mecanismos se superponen uno al otro a medida que avanza el núcleo de vapor en el tubo. En la teoría convencional típicamente los modelos de transferencia de calor en saturación está relacionado con el coeficiente transferencia de calor por ebullición nucleada y en el coeficiente de ebullición por convección mediante una forma de ley exponencial, en su mayoría se incluyen dentro uno de los grupos siguientes:

- 1) Modelos donde se suma una contribución convenientemente al régimen de ebullición nucleada (NB) y convectivo (CB), suprimiendo o intensificando este efecto de acuerdo a ciertos parámetros. La correlación de Chen [123] , pertenece a este tipo.
- 2) Se consideran ambos mecanismos de nucleación (NB) y convección (CB), pero se escoge el más grande de los dos. La correlación de Shah [124]
- 3) El coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir de un modelo con aproximación asintótica, en la cual se combinan ambos mecanismos, liu & Winterton [128] .
- 4) Modelos basados en la configuración del flujo del flujo bifásico.

Estas correlaciones se han desarrollaron para tubos convencionales, pero se han probado y siguen siendo probadas en tubos con diámetros reducidos. Sin embargo, las investigaciones en mini-canales muestran que algunos de los métodos predictivos desarrollado en la teoría convencional no funcionan con precisión razonable, básicamente debido a que los modelos de la teoría convencional no toman en cuenta una series de fenómenos que se presentan en el proceso de ebullición saturada en la mini/micro-escala como el efecto físico de confinamiento, un secado parcial incluso al inicio de la evaporación.

En mini/micro-canales se ha desarrollado correlaciones nuevas para condiciones experimentales específicas, se han modificado los métodos de la teoría convencional para extenderlo hasta la mini/micro-escala, así como algunos modelos basados en los patrones de flujo. A continuación se describen los modelos que se evaluarán en esta investigación.

2.5.1.1. Modelos predictivos en macro-canales

Cooper [129] propusieron un modelo para el coeficiente de transferencia de calor (pool boiling), considerando la presión reducida, el peso molecular del refrigerante, y el flujo de calor aportado, si bien esta correlación se desarrolló para recinto cerrado (pool boiling) la gran mayoría de métodos predictivos en ebullición saturada la utilizan para evaluar el mecanismo de ebullición nucleada, abarca un rango de presión reducida de 0.001-0.9 y peso molecular de 2 a 200.

$$\alpha_{nb} = 55P_R^{0.12}(-\log_{10} P_R)^{-0.55}M^{-0.5}\dot{q}^{0.67} \quad (2.50)$$

Gungor & Winterton [162] desarrollaron un modelo basada en el método de la superposición para predecir el coeficiente de transferencia de calor en convección forzada con flujo bifásico. El modelo se desarrolló con una base de dato de 4300 puntos considerando las propiedades de siete (7) fluidos (agua, refrigerantes R11, R12, R113, R114, Etilenglicol), con un rango de diámetro hidráulico de 3.09-32 mm y flujo en dirección horizontal y vertical. El coeficiente de transferencia se determina por la suma de la contribución de la ebullición nucleación ($S\alpha_{nb}$) y contribución de la ebullición convectiva($F\alpha_{cb}$).

$$\alpha_{tp} = F\alpha_{cb} + S\alpha_{nb} \quad (2.51)$$

Para evaluar el coeficiente de transferencia de calor por convección (α_{cb}) utilizaron la correlación de Dittus-Boelter[24], Ec.(2.52). El coeficiente por nucleación (α_{nb}) lo obtienen con la correlación de Cooper [129], Ec.(2.50). El factor de intensificación del coeficiente de transferencia por convección (F) es una correlación empírica que asocia el número de ebullición y el parámetro de Lockhart-Martinelli, Ec.(2.53). Para evaluar el factor de supresión (S) de la ebullición nucleada consideraron el número de Reynolds para líquido saturado y el factor de supresión, las expresiones muestran a continuación, Ec.(2.54):

$$\alpha_{cb} = 0.023Re_l^{0.8}Pr^{0.4}\frac{k_l}{d_h} \quad (2.52)$$

$$F = 1 + 24000Bo^{1.16} + 37\left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.86} \quad (2.53) \quad S = 1/1 + 0.00000115 F^2 Re_l^{1.17} \quad (2.54)$$

Para tubos horizontales y número de Froude menores de 0.05

$$F = 1 + 24000Bo^{1.16} + 37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} Fr^{0.1-2Fr} \quad (2.55)$$

$$S = 1/1 + 0.00000115 F^2 Re_l^{1.17} \sqrt{Fr} \quad (2.56)$$

Liu & Winterton [128] presentaron una actualización del modelo propuesto en Gungor & Winterton [162]. En esta actualización del modelo el coeficiente de transferencia de calor se obtiene correlacionando de forma exponencial asíntota los dos mecanismos que controlan el proceso de evaporación

$$\alpha_{tp}^2 = (F\alpha_{cb})^2 + (S\alpha_{nb})^2 \quad (2.57)$$

Los coeficiente de transferencia de calor por convección (α_{cb}) y nucleación (α_{nb}) se evalúan con la correlación de Dittus-Boelter[24], Ec.(2.52). El coeficiente lo obtienen con la correlación de Cooper Ec.(2.50), respectivamente el factor de intensificación (F) captura la influencia de la razón densidad en la fase de líquida-vapor, el título de vapor y el número adimensional de Prandtl mientras que el número de supresión (S) es función del Reynolds de solo líquido. Las expresiones de intensificación y supresión varían según la orientación del flujo.

$$F = [1 + xPr_l(\rho_l/\rho_g) - 1]^{0.35} \quad (2.58) \quad S = (1 + 0.055F^{0.1}Re_{lo}^{0.16})^{-1} \quad (2.59)$$

para un flujo de refrigerante con orientación horizontal y un número de Froude menor de 0.05

$$F = [1 + xPr_l(\rho_l/\rho_g) - 1]^{0.35} Fr^{0.1-2Fr} \quad (2.60)$$

$$S = (1 + 0.055F^{0.1}Re_{lo}^{0.16})^{-1} \sqrt{Fr} \quad (2.61)$$

2.5.1.1. Modelos predictivos mini/micro-canales

Lazarek & Black [66] desarrollaron un modelo para estimar el coeficiente de transferencia de calor con 718 puntos del R113, la sección de ensayo se orientó en vertical. El diámetro interno del tubo 31mm con geometría circular, ensayo dos longitudes de calentamiento 123, 246mm. Este modelo asocia el número de Reynolds de solo líquido y el número de ebullición.

$$\alpha_{tp} = 30Re_{lo}^{0.857} \frac{\kappa_l}{d_h} Bo^{0.714} \quad (2.62)$$

$$Re_{lo} = Gd_h/\mu_l; Bo = \dot{q}/Gh_{lg}$$

Más tarde Tran et al. [112] propusieron un modelo considerando la influencia de la tensión superficial, el calor latente y la razón de la densidad de líquido-vapor en la región de saturación mediante los números adimensionales de Weber y ebullición. Utilizaron una base de datos 297

puntos con diferentes condiciones de velocidad másica y flujo de calor usando R12 y R113, diámetro hidráulico 2.40 mm, 2.46 mm, y geometría circular, 2.92 mm geometría rectangular.

$$\alpha_{tp} = (8.14 \cdot 10^{-5})(Bo^2 We_l)^{0.3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0.4} \quad (2.63)$$

$$We_l = G^2 d_h / \rho_l \sigma; Bo = \dot{q} / Gh_{lg}$$

Kew & Cornwell [3] modificaron el modelo de Lazarek & Black [66] para que capturase la influencia del título de vapor, utilizaron R114b como fluido de trabajo, y un rango de diámetro interno 1.39-3.69 mm, con una longitud de calentamiento de 500mm. Este modelo se ajustó para 697 datos.

$$\alpha_{tp} = 30 Re_{lo}^{0.857} \frac{\kappa_l}{d_h} Bo^{0.714} (1 - x) \quad (2.64)$$

$$Re_{lo} = G d_h / \mu_l; Bo = \dot{q} / Gh_{lg}$$

Agostini & Bonpemis [113] propusieron un modelo simple para describir el comportamiento del coeficiente calor en sus datos experimentales. El tubo ensayado es del tipo multipuerto con 11 canales rectangulares, usaron R134a como fluido de trabajo, el diámetro hidráulico del tubo es 2.01mm, y 715 ensayos experimentales. Sus resultados experimentales indicaron evidencia de secado parcial intermitente para un rango medio de título en la campana de saturación.

$$\alpha_{tp} = \begin{cases} 28 \dot{q}^{2/3} G^{-0.26} x^{-0.10} & x < 0.43 \\ 28 \dot{q}^{2/3} G^{-0.64} x^{-2.08} & x > 0.43 \end{cases} \quad (2.65)$$

Choi et al. [142] presentaron un estudio con el R22, R134a, CO₂ para caracterizar el coeficiente transferencia de calor en tubos horizontales con diámetros interno de [1.5 ,3] mm . Introducen un nuevo modelo para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición saturada basado en el método de la superposición. Esta correlación se desarrolló con las condiciones experimentales que se muestran la Tabla 2.6, en las mediciones experimentales no observaron ninguna evidencia de secado parcial. El coeficiente de transferencia de calor en saturación se obtiene de la suma de la contribución por ebullición nucleada (α_{nb}) y ebullición por convención (α_l) , asociados a un factor de supresión(S) y un factor de intensificación de (F) para ambos mecanismos respectivamente

$$\alpha_{tp} = S \alpha_{nb} + F \alpha_{cb} \quad (2.66)$$

Donde el coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada α_{nb} es evaluado con la correlación de Cooper [129], Ec.(2.50). La transferencia de calor en la ebullición por convección α_{cb} la estimaron con la correlación de Dittus-Boelter[24], Ec.(2.67)

$$\alpha_{cb} = 0.023 \frac{k_l}{d_h} \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right]^{0.8} \left(\frac{c_{pl}\mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \quad (2.67)$$

El factor de supresión de la ebullición nucleada y/e intensificación de la ebullición por convección se expresan:

$$S = 469.1689\phi_l^{-0.2093}Bo^{0.7402} \quad (2.68)$$

$$F = 0.042\phi_l + 0.958$$

$$\phi_l = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}} \quad (2.69)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{7/8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{1/2}$$

$$C(tt) = 20, C(lt) = 12, C(tl) = 10, C(ll) = 5$$

Sun & Mishima [67] presentaron un nueva modelo para el coeficiente de transferencia de calor en ebullición saturada basado en el modelo de Lazarek & Black [66]. Este modelo se desarrolló con una base de dato de 2505 puntos lo cuales fueron recopilados 20 investigaciones experimentales de la literatura de mini/micro-canales. La base de datos incluye un rango experimental: velocidad másica 44-1500 kg/m2s, diámetro hidráulico, 0.21-6.5 mm, flujo de calor 5-109 kW/m2, refrigerantes (R11, R12, R123, R134a, R141b, R22, R404a, R407c, R410a), CO2, agua. Como se puede observar en la Ec.

(2.71), este modelo incorpora el efecto de la superficie de tensión, las fuerzas inerciales, la razón de densidades en la fase líquida-vapor , así como el calor latente de vaporización con los números adimensionales Webber, Reynolds y ebullición, la definición de estos números se presenta en la Tabla 2.1.

$$\alpha_{tp} = \frac{6Re_{lo}^{1.05}Bo^{0.54}\kappa_l}{We_l^{0.191}(\rho_l/\rho_g)^{0.142}d_h} \quad (2.70)$$

$$We_l = Gd_h/\sigma\rho_l$$

Li & Wu [163] desarrollan un modelo con 3700 puntos del coeficiente de transferencia de calor recopilado de varias publicaciones en la literatura de micro/mini-canales. La base de datos incluye refrigerantes HFC, agua, CO₂. Englobando un gran número de condiciones experimentales. Esta correlación captura la influencia de la tensión superficial, mediante el número adimensional de

Bond. El calor latente, flujo de calor y la velocidad másica con el número de ebullición, utilizaron el número de Reynolds líquido para capturar la fuerza viscosa y/e inercial del fluido.

$$\alpha_{tp} = 334Bo^{0.3}(BdRe_l^{0.36})^{0.4}\left(\frac{k_l}{d_h}\right) \quad (2.71)$$

$$Bd = \frac{g(\rho_l - \rho_g)d_h^2}{\sigma} \quad Bo = \frac{\dot{q}}{gh_{lg}}$$

Kaew-on et al. [111] estudiaron la ebullición saturada del R134a en dos tubos multipuerto de diámetro hidráulico de 1.1, 1.2mm con 14 y 8 puertos (canales) rectangulares en paralelo, respectivamente. Los ensayos se realizaron en un rango de presión de 400 -600 kPa. Presentaron un nuevo modelo ajustando sus datos experimentales, en la cual consideraron el efecto del ratio de aspecto para calcular el coeficiente de transferencia de calor,

$$\alpha_{tp} = S \cdot Bo^{0.185} We_l^{0.0013} \alpha_l; \quad (2.72)$$

Donde el coeficiente de transferencia de calor por convección en la fase líquida (α_l) se evalúa por Dittus-Boelter[24], Ec.(2.52). S Es un factor que se obtiene por con la siguiente correlación, dentro de la cual se incluye la razón de aspecto.

$$S = 1.737 + 0.97(w_c \phi_l^2)^{0.523} \quad (2.73)$$

w_c, ϕ_l^2 son la razón de aspecto y el multiplicador bifásico de la fase líquida

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}; \quad (2.74)$$

El parámetro de Chisholm se obtiene

$$C = -3.356 + 41.836e^A + B; \quad A = -17.369w_c f_l d_h; \quad B = 124.5w_c f_l d_h \quad (2.75)$$

El factor de fricción f se determina mediante la correlación de Haaland, Ec.(2.8)

$$X = \left(\frac{f_l}{f_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right) \quad (2.76)$$

Recientemente, Mahmoud & Karayiannis(2013) propusieron una actualización del modelo adición de Chen [123] para mejorar la capacidad de predicción y extenderlo hasta la mini/micro-escala con sus mediciones experimentales. El coeficiente de transferencia de calor bifásico se estima como la suma de la contribución de nucleación ($S\alpha_{nb}$) y la contribución de convección ($F\alpha_{cb}$) en el proceso de transferencia de calor

$$\alpha_{tp} = F\alpha_{cb} + S\alpha_{nb} \quad (2.77)$$

Donde α_{nb} es el coeficiente de transferencia de calor de la ebullición nucleada y se estima con la correlación de Cooper [129], Ec.(2.50). α_{cb} Se obtiene en función del régimen de flujo

$$\alpha_{cb} = \begin{cases} 4.36 k_l/d_h & Re_l < 2000 \\ 0.023(\kappa_l/d_h)Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4} & Re_l > 3000 \end{cases} \quad (2.78)$$

El factor de intensificación de la transferencia de calor por convección (F) y de supresión de la ebullición nucleada se determina:

$$F = (1 + 2.812Co^{-0.408}/X)^{0.64} \quad (2.79)$$

$$S = (1 + 2.56 \times 10^{-6}(Re_l F^{1.25})^{1.17})^{-1} \quad (2.80)$$

X es el parámetro de Lockhart-Martinelli redefinido por los autores

$$X = \left(\frac{f_l}{f_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right) \quad (2.81)$$

Co es el número de confinamiento definido en la Tabla 2.1 y es el Reynolds de líquido saturado

$$Re_l = G(1-x)d_h/\mu_l \quad (2.82)$$

Este modelo se desarrolló con una base de datos 5152 mediciones experimentales en rango de velocidad másica 100-700 kg/m² s, presión de saturación 6-14 bar, flujo de calor kW/m² y diámetro 4.26-0.52 usando R134a.

2.5.1.2. Modelo de la burbuja alargada

Thome et al. [119] & Dupont et al. [120] presentaron un modelo de tres zonas que describe el fenómeno de evaporación del flujo de burbuja alargada en micro-canales. Este modelo describe la variación transitorio del coeficiente de transferencia de calor local durante la secuencia y el movimiento cíclico de a) un flujo de líquido (liquid slug); b) una burbuja alargada (Elongated bubble); c) parches secos (dry zonne), como ilustra en la Fig. 2.2. El nuevo modelo ilustra analítica (Thome et al. [119]) y experimentalmente (Dupont et al.[120]) la importancia en los procesos de transferencia de calor de la evaporación transitoria de la película de líquido que rodea el flujo de burbuja alargada, así como la fuerte dependencia del coeficiente de transferencia de calor con la frecuencia de creación de la burbuja y el espesor mínimo de la película de líquido ante de que evapore.

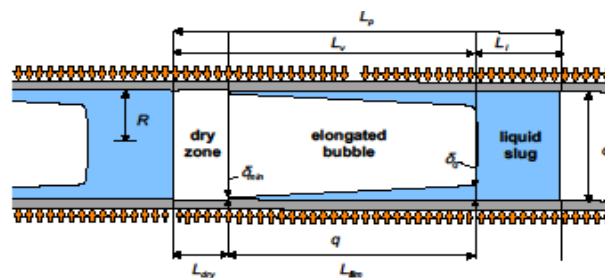


Fig. 2.2. Esquema modelo de tres zonas Thome et al.

Una descripción del modelo se presenta a continuación; para una localización fija en el tubo, el proceso que sigue el flujo de burbuja alargada es el siguiente: 1) un flujo de líquido (liquid slug) transita, 2) seguido por el flujo de burbuja alargada, 3) si la película de líquido que rodea la burbuja alargada se evapora entonces la película se evapora presentándose un secado parcial en la pared (dry-out), este ciclo se repite hasta que arriba el próximo flujo de líquido (liquid slug), es importante hacer notar que la película de líquido que rodea la burbuja se forma a partir del líquido removido del flujo de líquido que transita previamente. El coeficiente de transferencia de calor local se obtiene sumando el coeficiente de transferencia de calor (α_g) del zona seca (dry zone), el coeficiente de transferencia de calor (α_{film}) de la burbuja alargada y un coeficiente de transferencia (α_l) del flujo líquido (liquid slug).

$$\alpha_{tp}(z) = \frac{t_l}{\tau} \alpha_l(z) + \frac{t_{film}}{\tau} \alpha_{film}(z) + \frac{t_{dry}}{\tau} \alpha_g(z) \quad (2.83)$$

Donde t_l corresponde al tiempo de presencia del flujo de líquido (liquid slug) a través del área transversal del tubo en una posición z , τ es el periodo del par (liquid slug/elongated bubble), t_{dry} tiempo de duración del parche seco, t_{film} tiempo de residencia de la capa de líquido que envuelve la burbuja. Una descripción más completa del modelo se encuentra en Thome et al.[119] & Dupont et al.[120].

2.6. Patrones de flujo de bifásico

Las configuraciones o arreglos que presenta las fases de líquido-vapor en una misma línea de flujo dentro del tubo son de gran interés para el estudio de la transferencia de calor y la caída de presión en los procesos de evaporación. Estas configuraciones se conocen como patrones de flujo. Los patrones de flujo son función de la presión de saturación, la velocidad másica, flujo de calor y la geometría del canal, además con el fenómeno de la reducción de escala es necesario considerar la frecuencia de fusión de las burbujas. En la literatura de tubos convencionales se reportan un gran número de nomenclaturas para las configuraciones que toman las fases (líquido-vapor) dentro del tubo: A continuación se presenta una breve descripción de los patrones de flujo comúnmente aceptado en la teoría convencional.

Flujo de burbujas (Bubbly flow). Se caracteriza por la presencia de burbujas discreta en la parte superior del líquido, las burbujas se encuentra en la parte superior del líquido debido a la fuerza de empuje (diferencia de densidades de las fases).

Flujo de tapón (plug flow). Se presenta debido a un incremento en la velocidad de vapor, por tanto las burbujas fusionan entre si rápidamente formando burbujas más grandes y alongadas. El diámetro de la burbuja alongada es más pequeño que el diámetro del tubo, del tal forma que la fase líquida circula de forma continua en la parte inferior del tubo y la burbuja tapón en la parte superior del líquido.

Flujo estratificado (stratified flow). Las fases de líquido-vapor están completamente segregadas, la fase del líquido se posiciona en la parte baja del tubo y la fase vapor se localiza desde la parte medida del tubo a la parte superior, una interfaz uniforme divide las fases.

Flujo ondulado (wavy flow). Un incremento en la velocidad de vapor en el flujo estratificado forma ondulaciones en la interfaz líquido-vapor que viajan en la dirección del flujo.

Flujo de “slug flow”. Un incremento en la velocidad de vapor las ondulaciones se recogen formando una fase casi continua de vapor en la parte media del tubo, interrumpida por tapones de líquido que tocan la pared superior del tubo prolongándose por todo el tubo.

Flujo anular (anular flow). En el flujo anular se forma un núcleo de vapor en todo el centro del tubo rodeado por una película de líquido en las periferias del tubo. La película de líquido es más delgada en la superficie inferior del tubo, la interfaz entra la fase líquido y vapor presenta pequeñas ondulaciones, y gotas de líquido están presentes en el núcleo de vapor.

Mist flow. La película de líquido en la periferia del tubo adelgaza por los cortes del núcleo de vapor en la interfaz hasta que se transforma en inestable y se destruye, todo el líquido es arrastrado como gotas hasta el núcleo de vapor.

En la literatura de mini/micro-canales se han reportado varias investigaciones tratando de desarrollar mapas de patrones de flujo que permitan caracterizar la configuración del flujo dentro del tubo en ebullición saturada, pero estos mapas de flujo son tentativos y muestran grandes discrepancias entre ellos con respecto las fronteras de transición que separan los patrones de flujos, Thome et al. [119] . Sin embargo, a partir de las observaciones reportadas en estudios previos se puede identificar que patrones de flujo predominan en mini/micro-canales.

En general las observaciones indican que los patrones (régimen) de flujos más importantes son: 1) flujo de burbujas (bubbly flow) se caracteriza por burbujas de vapor más pequeña que el diámetro del tubo fluyendo de forma dispersa en la fase líquida. 2) flujo intermitente, ocurre cuando la geometría del flujo tiene una variación de carácter periódica, incluye la burbuja alargada (elongated bubble), flujo de “*slug flow*” (slug flow, church). 3) Flujo anular (anular flow) se caracteriza por un núcleo de vapor en el centro del tubo rodeado por una película delgada de líquido, 4) secado parcial intermitente (dry-out) consiste en la presencia de zonas secas en la película de líquido que se encuentra próxima a la pared interior del tubo, esto provoca que el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor se deteriore decreciendo abruptamente como reportan los trabajos experimentales de Agostini & Bontemps [113] (2004, Shiferaw et al. [140] . 5) flujo de niebla (mist flow) este se caracteriza por desprendimiento líquido de la pared y que fluye en pequeñas gotas en el núcleo de vapor. Debido a que el flujo de burbujas y el flujo de niebla ocurre al inicio y al final de la evolución del proceso evaporación, y un secado parcial solo es posible bajo ciertas condiciones experimentales que implican región de títulos de vapor bastante elevada, los dos patrones de flujo o régimen dominante en mini/micro-canales son la burbuja alargada y el flujo anular.

Es importante hacer notar que el efecto de estratificación es casi nulo en mini/micro-canales, por tanto el flujo estratificado en mini/micro-canales no está presente, y así lo demuestra varias investigaciones Refs.[7,8,119,161,164,165]. Esto es debido al incremento del efecto de confinamiento provocado por la reducción del diámetro del tubo, a medida que el diámetro del tubo se reduce la influencia de la fuerza gravitacional es suprimida en favor de la superficie de tensión. Por tanto, la fuerza de gravitación tiene poco impacto en la teoría de mini/micro-

canales. En consecuencia, la gran mayoría de trabajos reportados en la literatura de mini/micro-canales que prueba los mapas de patrones de flujo desarrollado en la teoría convencional no muestran resultados satisfactorios Refs.[7,8,166-169].

Coleman & Garimella [164] investigaron el efecto del diámetro y la geometría del tubo en la transición del régimen de flujo. Utilizaron aire-agua como fluido de trabajo y un rango de diámetro hidráulico 5.5-1.3 mm. En este trabajo desarrollaron un mapa de patrón de flujo como función del diámetro hidráulico. Observaron los regímenes de burbujas dispersa (dispersed bubbles), burbuja alargada (Elongated bubble), flujo de “*slug flow*” (slug flow), flujo estratificado, flujo anular.

Revellin & Thome [88,170] propusieron un nuevo tipo de mapa de patrón de flujo considerando el fenómeno de la frecuencia de fusión (coalescences rates) de las burbujas asociado con el efecto físico de confinamiento en mini/micro-canales. Este nuevo mapa de patrón de flujo se desarrolló en condiciones diabática (diabatic) con un rango de flujo de calor mayor de 597 kW/m², velocidad másica 200-2000 kg/m²s, diámetro de 0.509, 0.790mm y temperatura de saturación 26, 30, 35 °C. En la investigación categorizaron los regímenes de flujo observado en flujo de burbuja (bubbly flow), flujo de “*slug flow*”, flujo semi-anular, flujo anular. La novedad de este mapa radica en que utiliza líneas de transición para clasificar la distribución del flujo, en contra de los regímenes de transición tradicional. Estas líneas de transición dependen del número de Reynolds, número de ebullición, número de Webb.

Ong & Thome [5,6] publicaron una actualización del modelo presentado por Revellin & Thome [171] y establecieron un nuevo criterio para la transición de la macro –escala a la mini/micro-escala. Para la actualización utilizaron R134a, R236fa, R245fa con un rango de diámetro hidráulico 3.04-0.509 mm. Las líneas de transición del mapa de patrón incluyen número adimensionales que toman en cuenta la tensión superficial, la viscosidad del fluido, la inercia del fluido y el efecto de confinamiento. Las líneas de transición se clasifican: burbujas aislada\ agrupación de las burbujas (Isolated Bubble-IB\ coalescing bubble-CB); fusión de las burbujas\flujo anular (coalescing bubble-CB\anular flow-A). De acuerdo con los autores la región de burbujas aislada incluye el flujo de burbuja (bubbly flow) y flujo de tapón (plug flow) mientras que la zona de fusión de las burbujas (coalescing bubble) corresponde con el flujo de “*slug flow*” .

Las ecuaciones de las líneas de transición se muestran a continuación:

Burbujas aislada/fusión de las burbujas (Isolated Bubble-IB \ coalescing bubble-CB)

$$X_{IB\backslash CB} = 0.36(Co^{0.20}) \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.65} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.9} Re_g^{0.75} Bo^{0.25} We_l^{-0.91} \quad (2.84)$$

Fusión de burbujas \ flujo anular (coalescing bubble-CB \ anular flow-A)

$$X_{CB\backslash A} = 0.047(Co^{0.05}) \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.6} Re_g^{0.8} We_l^{-0.91} \quad (2.85)$$

Flujo tapón (plug flow) \ fusión de las burbujas, si se cumple la condición ($X_{plug\backslash A} < X_{CB\backslash A}$)

$$X_{plug\backslash A} = 9(Co^{0.05}) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.9} Fr_l^{-1.2} Re_l^{0.1} \quad (2.86)$$

Flujo tapón (plug flow) \ flujo anular siempre que ($X_{plug\backslash A} > X_{CB\backslash A}$)

$$X_{plug\backslash A} = X_{CB\backslash A} \quad (2.87)$$

Las ecuaciones Ec.(2.86)-Ec.(2.87) solo se utilizan cuando el número de confinamiento (Co) es menor de 0.34, según el criterio de clasificación entre macro, mini/micro canal establecido por los autores en esta investigación cuando $Co > 0.34$ corresponde a la macro-escala. En el capítulo 7 se prueba este modelo con los datos experimentales del R134a, R32.

Rahim et al. [165] visualizaron el régimen de flujo en ebullición saturada para el R134a y el R245fa en dos tubos horizontales de acero inoxidable con diámetro interno de 0.509, 0.790, longitud de calentamiento de 30,70 mm y velocidad másica 200-2000 kg/m²s. En este estudio mostraron que el régimen de flujo dominante para ambos tubos es el flujo anular con una presencia significativa pero de forma intermitente del flujo de “*slug flow*”. No observaron ninguna manifestación ninguna del flujo estratificado y el flujo de burbuja (bubbly flow) se observó en una región muy limitada del tubo.

Saisorn et al. [110] visualizaron los patrones de flujo para el R134a en un tubo de 1.75 mm con un rango de velocidad másica 200-100 kg/m²s. En este estudio identificaron flujo de burbuja (bubbly flow), flujo de “*slug flow*” (slug flow), flujo anular con un adelgazamiento medio (anular flow throat), flujo anular y flujo anular-rivulet. Utilizaron el modelo predictivo de patrón de flujo presentado por Revellin & Thome [171] para caracterizar la línea de transición de los regímenes observados.

2.7. Resumen

En este capítulo se ha presentado un estado del arte de la caída de presión y la transferencia de calor en un flujo monofásico y en el proceso de evaporación. La información recopilada servirá como base para el análisis y la discusión de los resultados; además de situar los aportes de la investigación en relación a los trabajos publicados por otros autores en la actualidad.

Esta revisión literatura permite afirmar que se han reportado muy pocos trabajos que estudien el fenómeno de transferencia de calor en tubo multipuerto de aluminio, la gran mayoría de trabajos publicados estudian el proceso de ebullición saturada en tubos mono-puerto usando R134a, agua-aire o CO₂. Las investigaciones que estudian tubos multipuerto de aluminio no utilizan geometría triangular y en la mayoría de los casos el método de calentamiento del refrigerante es con un fluido secundario, de hecho no se ha encontrado una investigación que estudie la caída de presión y la transferencia de calor en evaporación en un tubo multipuerto de aluminio con las características geométricas del tubo y los refrigerantes ensayado en esta tesis R134a, R32. A continuación se presentan algunas puntualizaciones de la revisión bibliográfica.

1. Todos los artículos estudiados indicaron una mejora en el rendimiento de la transferencia de calor en la mini/micro-escala en comparación con la teoría convencional.
2. Los criterios existentes hasta ahora en la literatura de la mini/micro-escala para delimitar el umbral entre la macro-escala, mini-escala, y/o micro-escala presentan discrepancia en la clasificación de un mismo diámetro de tubo. En general, el criterio de Kandlikar et al. [2] es el más empleado por los autores por su simplicidad; con este criterio el tubo multipuerto ensayado está en el umbral de la mini-escala.
3. En lo referente al estudio del flujo en monofásico, en la actualidad la comunidad científica está de acuerdo con extrapolar los modelos de la teoría convencional a la nueva frontera de la mini/micro-escala.
4. La caracterización del mecanismo(s) que dominan el proceso de transferencia de calor en ebullición saturada, así como su relación con los patrones de flujo no está completamente definida en la literatura de la mini/micro-escala. Un gran número tendencia han sido reportadas intentando aclarar el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación y título de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor.

CAPÍTULO 3. Descripción de la instalación

Contenido

En este capítulo se describe la configuración de la instalación experimental donde se obtuvieron las mediciones en ebullición saturada del R32 y R134a para caracterizar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción. Primero, se presentan los lazos que componen la instalación, y el método para vaporizar los refrigerantes en el interior del tubo multipuerto. En una sección posterior se enumeran los instrumentos utilizados para medir las variables de primer nivel, así como la interfaz desarrollada en LabView® para la adquisición de los datos y control de las variables.

La instalación se encuentra ubicada en la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT) y ha sido desarrollada por el grupo de investigación de Modelado de Sistemas Térmicos y Energéticos. El diseño y montaje han sido posibles gracias a dos proyectos de ayuda a la investigación; uno por el Ministerio de Ciencia e Innovación (Ref: 08766/PI/08), y el Ministerio de Economía y Competitividad (DPI2011-26771-C02-02).

3.1. Lazo de refrigerante

La instalación experimental se desarrolló para investigar el coeficiente de transferencia de calor y la caída presión durante procesos de evaporación en el interior de un tubo multipuerto. El tubo recibe energía calorífica de forma uniforme gracias a una corriente muy elevada y un voltaje bajo (efecto Joule). La energía aportada en la sección de ensayo permite el estudio del flujo monofásico y del proceso de evaporación del fluido que circula por el interior del tubo sujeto de estudio en esta tesis.

La instalación (Fig. 3.1) consta de dos lazos principales: el lazo de refrigerante (L1) y el lazo de la mezcla de agua-glicol al 50%(L2), además del sistema utilizado para calentar uniformemente el refrigerante y el sistema de adquisición de datos. En el lazo de refrigerante se encuentra la sección de ensayo, el lazo de agua-glicol tiene como objetivo retirar el calor aportado al flujo refrigerante en la sección de ensayo.

El refrigerante está almacenado en un depósito (RT) con capacidad de 3.5 litros, una bomba (B1) trasiega el flujo refrigerante por todo el lazo L1. El flujo másico de refrigerante es medido con un caudalímetro de efecto Coriolis (MFM). El flujo de refrigerante entra sub-enfriado a la sección de ensayo ($T_{r,i} < T_{sat}$), Para evaporar el flujo de refrigerante la sección de ensayo es calentada uniformemente suministrando corriente alterna (AC) mediante los bornes de un transformador conectado a los cabezales en cada extremo del tubo multipuerto (Fig. 3.2). La mezcla bifásica a la salida de la sección de ensayo es condensada en dos intercambiadores (HEX) de placas retornando sub-enfriada al depósito de refrigerante (RT) donde vuelve a repetirse el ciclo. Para evitar pérdidas de calor toda la instalación está completamente aislada (tuberías, bombas, depósitos, sección ensayo) con varias capas de material aislante (Armaflex).

3.1.1. Sección de ensayo

La sección de ensayo se ilustra esquemáticamente en la Fig. 3.2, incluye un tubo multipuerto de aluminio, la instrumentación requerida para la medición de las variables que influyen el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Los extremos del tubo multipuerto están soldados a dos piezas de geometría tubular (cabezal) con un diámetro interno de 24.5mm, cada cabezal (Fig. 3.2) está sujeto a dos placas con un diseño específico, las placas están conectadas a los bornes de un transformador para suplir corriente en AC y calentar las paredes del tubo.

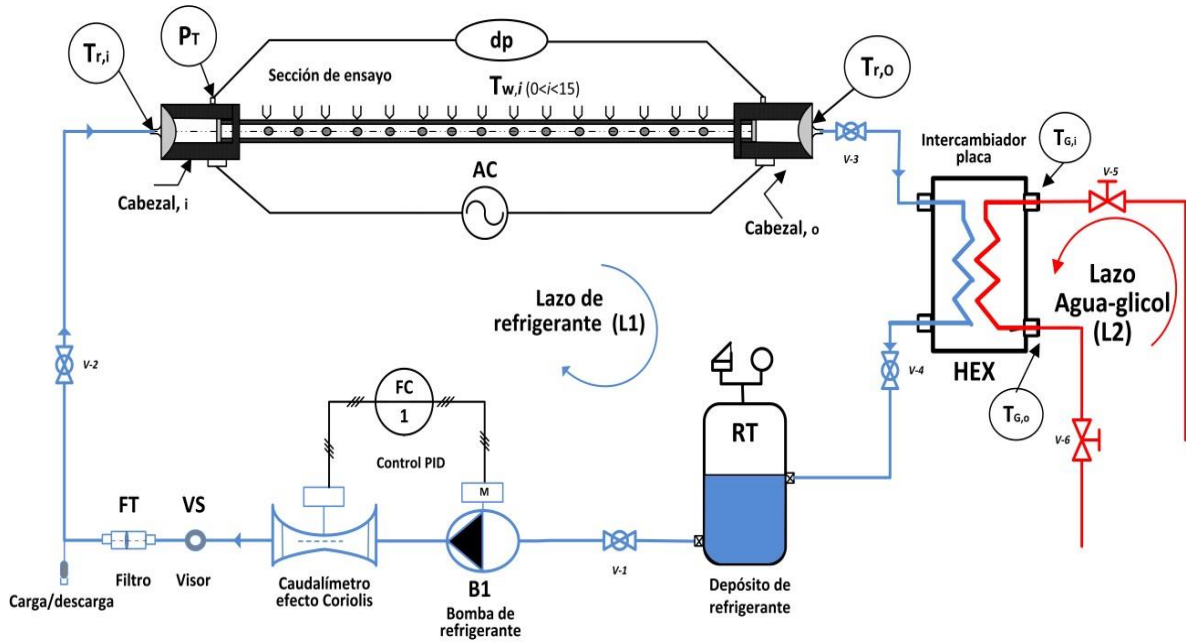


Fig. 3.1. Esquema instalación de evaporación.

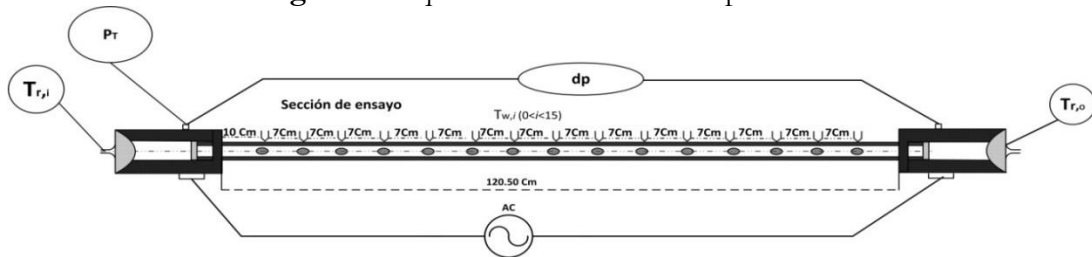


Fig. 3.2. Instrumentación y sección de ensayo.



Fig. 3.3. Vista frontal sección de ensayo.

La temperatura del refrigerante a la entrada y la salida de la sección son medidas con sensores de temperaturas del tipo RTDs. Las medidas de presión se obtienen con dos transmisores de presión: un transmisor de presión absoluta (PT) y un transmisor de presión diferencial (dp). El transmisor de absoluta se conecta a un puerto de presión mecanizado en el cabezal de entrada de la sección de ensayo. Ya que la presión diferencial se mide a lo largo de todo el tubo, el transmisor de presión diferencial se conecta en los cabezales de entrada y salida mediante puertos de presión mecanizados en cada cabezal. Quince (15) termopares del tipo-T se utilizan para medir la temperatura en la pared externa del tubo multipuerto, la ubicación de los termopares se ilustra en la Fig. 3.2, un resumen las características de los sensores de temperatura se presentan en la Tabla 3.2.

3.2. Lazo de la mezcla agua-glicol

El objetivo principal de este lazo (L2) es retirar todo el calor aportado al refrigerante en la sección de ensayo para regular la presión del sistema y las condiciones de entrada del refrigerante en la sección de ensayo.

Se utiliza un sistema de refrigeración para sub-enfriar una mezcla de agua-glicol (50%) almacenada en un depósito. Una bomba mueve la mezcla por todo el lazo de agua-glicol (L2). El sistema de refrigeración está compuesto por un condensador, un evaporador, una unidad moto-compresora, una válvula de expansión. El conjunto está diseñado para proporcionar una potencia frigorífica de 4,14 kW, funcionando a -20°C de temperatura de evaporación y 30°C temperatura de condensación con el refrigerante R134a.

Tabla 3.1. Características unidad moto-compresora.

Modelo	Frascold(D 3 18.1Y)
Refrigerante	R134a
T. de evaporación	-20°C
T. de condensación	20°C

La temperatura de consigna utilizada en el sistema de refrigeración es regulada en función de la cantidad de calor (potencia) que se aporte en la sección de ensayo, para los puntos obtenidos para la realización de este estudio el rango de temperatura consigna varía entre -10°C y -18°C .

3.3. Instrumentación

3.3.1. Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos está formado por un Data Logger. El Data Logger se conecta al ordenador mediante una interfaz USB. Para el control y análisis de las mediciones se elaboró un programa en Labview®. La Fig. 3.4 ilustra la interfaz principal del programa con la monitorización de las variables medidas. El programa consta de 5 solapas y/o ventanas, en la primera ventana se definen las condiciones de ensayo, en la segunda se especifican el periodo de tiempo para los ensayos, en las últimas dos ventanas se muestra un seguimiento mediante graficas de las magnitudes medida en la sección de ensayo. Las medidas de los transmisores y sensores son grabadas cada 30s. Luego, se selecciona una muestra de 40 valores (20min) en estado estable, por cada velocidad másica, flujo de calor para la presión de saturación estudiada. A los valores nominales de esta muestra se le calcula un valor medio y la desviación estándar.

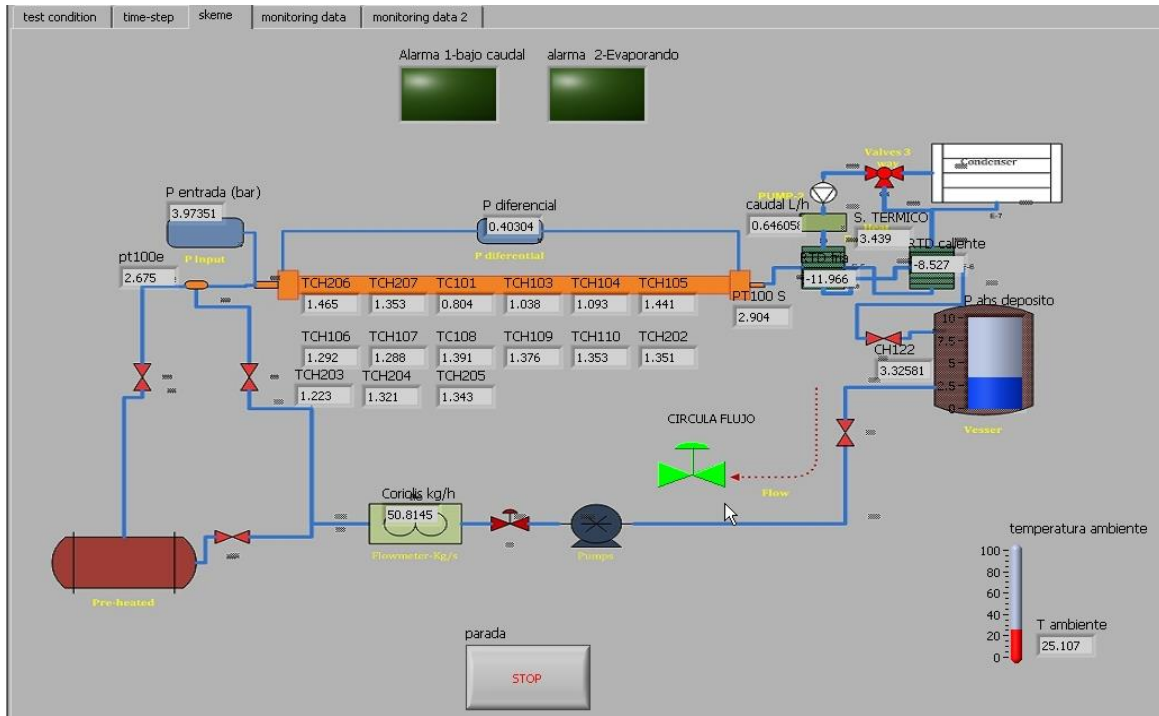


Fig. 3.4. Interfaz desarrollada en Labview® para la captura de las mediciones.

3.3.2. Temperaturas

La temperatura en la superficie del tubo es medida por 15 termopares del tipo-T distribuido uniformemente en el tubo. El primer $T_{w,1}$ se encuentra 10 cm del cabezal de entrada, los restantes termopares se encuentran a una distancia de 7 cm con referencia al anterior (Fig. 3.2). La unión de cada termopar se fija en la superficie del tubo con una pasta térmica conductora y cinta adhesiva. Las temperaturas a la entrada y salida de la sección de ensayo se caracterizan con una RTDs.

Tabla 3.2. Características de los sensores de temperatura.

sensor	Magnitud medida	Rango	precisión
Termopar del Tipo T	Temperatura en la pared	$[-15 \ 20]^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
RTDs	Temperatura a la entrada y salida de la sección de ensayo	$[-25 \ 25]^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.03^{\circ}\text{C}$

3.3.3. Medida de presión

La presión a la entrada de la sección se obtiene con un transmisor de presión absoluta. La presión diferencial se mide con un transmisor de presión diferencial, las características de los transmisores se muestra en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Especificaciones técnicas transmisores de presión.

Magnitud medida	Rango	Señal de salida
presión absoluta	0-32 bar	4-20 mA
presión diferencial en toda la longitud de tubo.	± 2 bar	4-20 mA

3.3.4. Caudalímetro efecto Coriolis

El flujo másico de refrigerante es medido por un caudalímetro de efecto Coriolis. El caudalímetro se instaló en una zona de tubería libre de curvatura y alejado de las vibraciones, según recomendación del fabricante.

Tabla 3.4. Especificaciones caudalímetro.

Sensor	Magnitud medida	Rango	Precisión	Señal de salida
Caudalímetro de efecto Coriolis	Caudal de refrigerante	[0-120]kg/h	0.1% de la lectura, con un 95% del nivel de confianza.	4-20 mA, P Hart

3.3.5. Potencia eléctrica

La potencia eléctrica utilizada para calentar uniformemente el mini-canal es suministrada por un transformador de corriente alterna conectado a dos piezas (Fig. 3.1) con geometría específica que sujetan los cabezales en extremos opuestos del tubo multipuerto. El transformador (monofásico) seleccionado aporta una potencia de 5kVA con una entrada de 220V (19A) y salida: 0-3V (1333A). La potencia de consigna en la sección de ensayo se fija en el control del sistema de calentamiento, el cual ajusta el voltaje entre los bornes del transformador, dando lugar a una corriente en función de la resistencia eléctrica del tubo ensayado, y así estima la potencia de consigna establecida. La corriente de salida es medida con una pinza amperimétrica que rodea los cables de salida del transformador, el voltaje es medido directamente en el tubo ensayado.

Tabla 3.5. Rango de operatividad del transformador.

Equipo	Potencia(w)	Corriente(A)	Voltaje[V]
Transformador de AC	5 kW	I_{max} [1500]	V_{max} [3.5]

3.4. Método de control

Los ensayos se realizan en puntos de consigna específicos, las variables a controlar son cuatro (4): presión de saturación, caudal del refrigerante, flujo de calor y temperatura del agua-glicol. Para controlar cada una de estas variables se utilizan PID (proporcional, integral, derivativo) comerciales. Estos dispositivos permiten mantener la variable del proceso (temperatura, presión,

caudal) próximo a un valor requerido manipulando otras variables mediante modificaciones señales de salida (Fig.3.5).

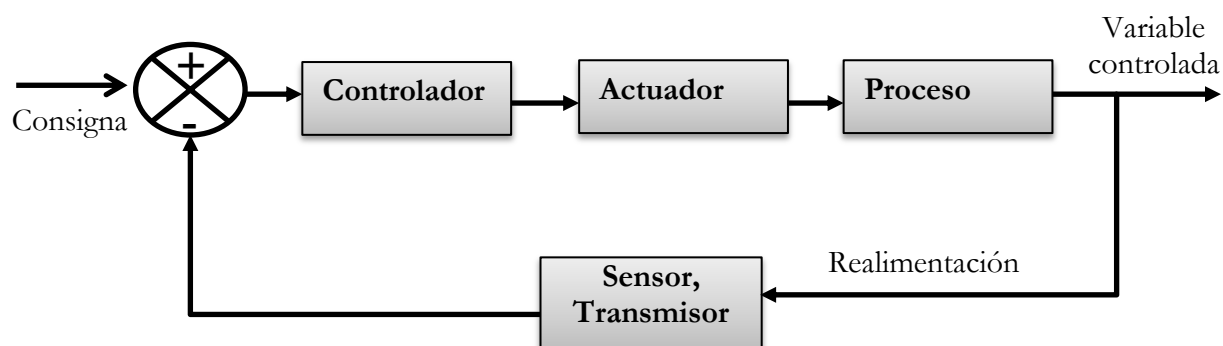


Fig. 3.5. Diagrama de un controlador programable.

La presión en lazo de refrigerante (presión de saturación ensayada) es controlada variando el caudal y la temperatura de la mezcla de agua-glicol en los intercambiadores de placa (HEX). Un PID realiza una función de comparación entre la presión de consigna requerida y el valor de presión medido, si encuentra diferencia positiva manda una señal de salida sobre el variador de frecuencia de la bomba del lazo secundario (L2) trasegando una cantidad de agua-glicol suficiente para disipar la energía que se ha suministrado al refrigerante.

La temperatura de la mezcla agua-glicol que circula hacia los intercambiadores se regula con una válvula de tres vías. Esta válvula mantiene próximo un punto de consigna requerido la temperatura del agua-glicol que circula por los intercambiadores de placas (HEX) mezclando de manera conveniente el caudal de agua-glicol que circula desde el depósito hacia los intercambiadores de placa (HEX) con la de retorno para conseguir una temperatura de trabajo.

Para mantener el flujo de refrigerante en condiciones estable se conecta el transmisor de señal del caudalímetro de efecto Coriolis en un PID. El cual manipula un variador de frecuencia conectado a la bomba (B1) del lazo de refrigerante (L1), la estabilidad del caudal de refrigerante se suele conseguir en unos pocos minutos.

3.5. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción.

El coeficiente de transferencia de calor (HTC) local se calcula a partir de las mediciones de la temperatura en la pared del tubo, la presión en la entrada de la sección, la caída de presión a lo largo del tubo, el caudal de refrigerante, el flujo de calor suministrado, así como los parámetros geométricos que caracterizan el tubo. La Fig. 3.6 ilustra los principales parámetros utilizados para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el tubo multipuerto. Es importante hacer notar las suposiciones asumidas para obtener el coeficiente de transferencia de calor.

1. El flujo de calor es uniforme a lo largo de la sección de ensayo. esta suposición no implica que la potencia aplicada no presente oscilaciones menores.
2. El refrigerante entra como líquido comprimido a la sección de ensayo, se mantiene en esta fase hasta el punto de saturación.
3. La caída de presión en una fase del flujo no es depreciable.
4. La caída de presión en la región de saturación se asume lineal.

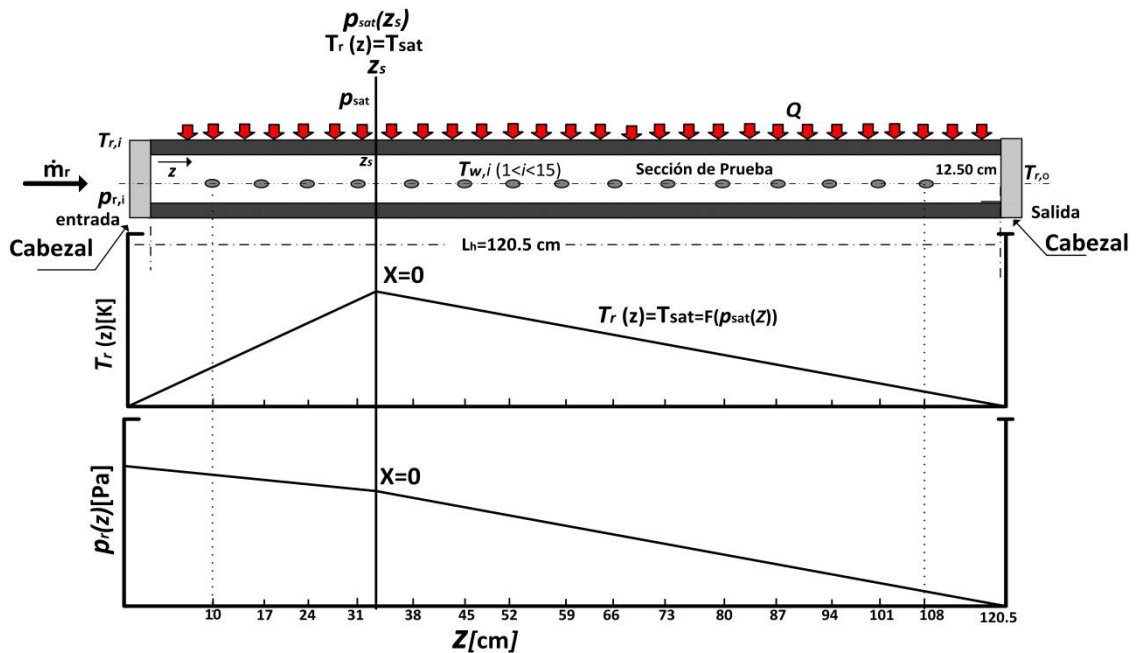


Fig. 3.6. Parámetros principales utilizados para evaluar el HTC.

Considerando las suposiciones anteriormente expuestas, el coeficiente de transferencia de calor (HTC) se evalúa mediante la ley de enfriamiento de Newton :

$$\alpha(z) = \frac{\dot{q}}{T_w(z) - T_r(z)} \quad (3.1)$$

Donde \dot{q} , es el flujo de calor calculado como la razón de la potencia suministrada a la sección de ensayo y el área de calentamiento del tubo (A_t). El área de calentamiento se obtiene multiplicando el perímetro interno del tubo (P_{int}) por la longitud de calentamiento. La potencia suministrada a la sección de ensayo se evalúa multiplicando directamente el voltaje y la corriente grabados en el sistema de adquisición de datos. Por tanto, la potencia entre un termopar en la posición de inicio un termopar en una posición z viene dada en la siguiente expresión:

$$\dot{Q}(z) = VI(z/L_h). \quad (3.2)$$

$T_w(z)$, es la temperatura local en la pared externa del tubo la cual es medida directamente por 15 termopares de Tipo-T.

El flujo de refrigerante es conducido a la sección de ensayo en estado de líquido sub-enfriado ($T_{r,i} < T_{sat}$) para todas las velocidades másicas ensayadas. Por tanto, el flujo de refrigerante recorre una longitud en el interior del tubo antes de alcanzar la condición de saturación. Basado en esta condición, el tubo multipuerto es dividido en dos partes con el fin de realizar el balance de energías para $T_r(z)$: la región de convección forzada en monofásico, la región de convección forzada en bifásico, esta última es el objeto de interés de la tesis.

Para la región de flujo monofásico, debido a que el flujo de calor es uniforme $T_r(z)$ varía linealmente en la dirección axial del tubo, $T_r(z)$ se estima conforme a un balance de calor considerando la temperatura a la entrada de la sección de ensayo, la potencia suplida en la sección y el flujo másico de refrigerante.

$$T_r(z) = T_{r,i} + \frac{\dot{Q}(z)}{\dot{m}_r c_{p,l}} \quad (3.3)$$

Un método iterativo se empleó para estimar la longitud de monofásico z_s desde la entrada de la sección de ensayo hasta el punto de saturación (Fig. 3.6), las condiciones iniciales para la iteración son:

$$z_s = L_h \quad (3.4)$$

$$dp_{lo}(z_s) = \frac{2fG^2 z_s}{\rho_l d_h} \quad (3.5)$$

$$T_r(z_s) = T_{r,i} + \frac{\dot{Q}(z_s)}{\dot{m}_r c_{p,l}} \quad (3.6)$$

$$\Delta T = T_r(z_s) - T_{r(p_i - dp_{lo}(z_s))} \quad (3.7)$$

Se utiliza el método de la Bisección hasta alcanzar punto de convergencia $|\Delta T| < 10^{-8}$. En el estado del arte de mini/micro-canales muchas investigaciones utilizan este método, p.e. Agostini & Bontemps [113] , Pike-Wilson & Karayiannis [172]. Una vez obtenida la longitud de flujo monofásico z_s , la longitud de flujo bifásica se calcula sustrayendo la longitud del flujo monofásico de la longitud de calentamiento del tubo, $L_{tp} = L_h - z_s$. El valor de la longitud del flujo bifásico varía en función del flujo de calor y la velocidad másica. Para un flujo de calor constante una reducción en la velocidad másica induce un incremento en la longitud de saturación L_{tp} . La presión en el punto de saturación se expresa como $p(z_s) = p_i - dp_{lo}(z_s)$.

Para la región de flujo bifásico, $T_r(z)$ es la temperatura local de saturación y se obtiene con la correspondiente presión local de saturación $T_r(z) = T_r(p_{sat}(z))$. La presión local de saturación se estima con la caída de presión para el flujo bifásico y la presión en el punto de saturación, como se expresa en la Ec.(3.8). La caída de presión del flujo bifásico se calcula substrayendo la caída de presión por expansión y contracción¹, así como la caída de presión asociada a la longitud del flujo monofásico de la caída de presión experimental medida, como se puede apreciar en la Ec.(2.14).

$$p_{tp}(z) = p(z_s) - dp_{tp} \left(\frac{z - z_s}{L_{tp}} \right) \quad (3.8)$$

La entalpia local específica se calcula con Ec.(3.9) mediante un balance energía asociando la entalpia a la entrada de la sección de ensayo, el flujo de calor y la velocidad másica. La entalpia a la entrada de la sección de ensayo se obtiene con la presión y la temperatura de entrada. El título de vapor local se evalúa con la expresión Ec.

(3.10).

$$h(z) = h_i + \frac{\dot{q}(z)P_{int}}{GA_r} \quad (3.9)$$

$$x(z) = \frac{h(z) - h_l(z)}{h_{lg}(z)} \quad (3.10)$$

Con la caracterización del título de vapor es fácil obtener la componente de caída de presión por fricción, En el Capítulo 2, sección 2.3, se describió el cálculo de la caída de presión para un flujo bifásico con sus tres componentes: la caída de presión por fricción, la caída de presión por aceleración y la caída de presión gravitacional, como se indica en la Ec.(2.15).

¹ Más detalles del procedimiento para evaluar las pérdidas por expansión y contracción se presentan en el apéndice de esta tesis.

$$-dp_{tp,meas} = -dp_F - dp_{ac} - dp_{\phi} \quad (3.11)$$

La caída de presión gravitacional (dp_{ϕ}) es cero, esto se debe a que la sección de ensayo se encuentra orientada de forma horizontal. La componente de aceleración (dp_{acc}) es función de la “void fractions”, la velocidad másica, el título de vapor y la densidad de líquido-vapor saturado.

$$dp_{acc} = G^2 \cdot \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\varepsilon \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)\rho_l} \right] \quad (3.12)$$

La fracción de hueco (void fractions) ε se obtiene con la ampliamente usada correlación de Zivi, la cual es función del título de vapor y la razón de densidades, Ec.(2.19)-(2.20)

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.13)$$

Para el caso específico del modelo homogéneo, donde las velocidades de la fase líquido-vapor son similares ($S = 1$) la fracción de hueco viene dada.

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (3.14)$$

Para evaluar el componente de aceleración se utilizaron los valores de título de vapor del primer termopar luego del punto de saturación y el título de vapor a la salida de la sección de ensayo. El título de la salida de la sección de ensayo requiere el conocimiento de la presión a la salida de la presión de ensayo, el flujo de calor y la velocidad másica.

La caída de presión por fricción experimental es obtenida de la Ec.(3.11) sustrayendo el componente de caída de presión por aceleración de la caída de presión bifásica medida $dp_{tp,meas}$. La caída de presión por fricción experimental se utiliza en la comparación con diferentes modelos predictivos de caída de presión por fricción en el Capítulo 6, la descripción de los modelos predictivos se presenta en el Capítulo 2 sección 2.3.7.

3.6. Análisis de incertidumbre

Las magnitudes medidas experimentalmente asocian errores sistemático (sensores, transmisores, equipos de captura de datos) y aleatorios (asociado con la lectura de los datos) que luego se propagan hasta las magnitudes dependiente. La caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor son magnitudes que no se pueden medir directamente sino que dependen de un conjunto de parámetros de entrada o independientes, lo cual obliga a profundizar individualmente en cada uno de ellos para propagar las incertidumbres de cada parámetro medido hasta el resultado final. Para conocer la bondad o calidad de los datos, es necesario realizar un análisis de incertidumbre a través de las diferentes variables que influencia el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. En esta sección, se presenta un análisis de incertidumbre para las mediciones basado en la metodología BIPM, “Guide to the expression of uncertainty in measurement” [173] con el propósito de expresar los resultados experimentales de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor con indicador mínimo de calidad.

3.6.1. Fase de elaboración:

Para los fines del cálculo de la incertidumbre, el trabajo se divide en tres (3) Fases:

- 1) Identificar las fuentes de incertidumbre.
- 2) Una segunda fase para recolectar datos y realizar el cálculo de incertidumbre de tipo A y Tipo B.
- 3) Aplicación de la ley de propagación de incertidumbre y expansión.

3.6.1.1. Identificación de la fuente de incertidumbre.

En este apartado se tipifican las diferentes fuentes de incertidumbre que afectan implícita o directamente el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Según lo establecido por BIPM-GUM [173] existen varias fuentes de incertidumbre, pero se agrupan en dos tipos: la incertidumbre estándar de Tipo A, obtenida a partir de las lecturas repetidas de las diferentes variables medidas o de nivel 1 (presión, temperatura, velocidad másica, voltaje, corriente); la incertidumbre estándar de Tipo B, son incertidumbres asociadas a las especificaciones de los equipos de medición. Los dispositivos de primer nivel (sensores, termopares, caudalímetro) que se utilizan en la instalación son fuente de incertidumbre, tal como se muestra en el diagrama de causa-efecto, Fig. 3.7. En este orden es importante conocer las características que proporciona el fabricante necesario para el cálculo de incertidumbre Tipo B. La siguiente tabla muestra las variables que tienen más peso en el análisis de incertidumbre.

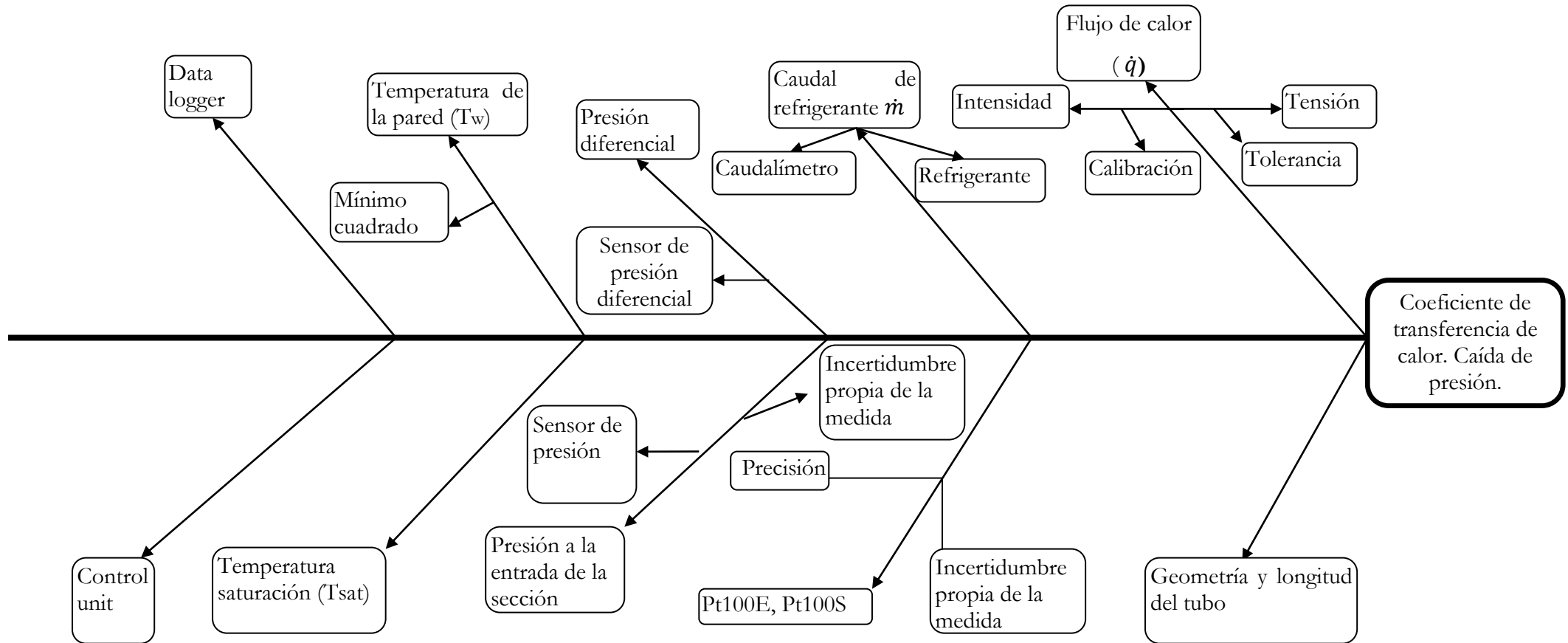


Fig. 3.7. Diagrama de causa-efecto de las variables que influyen en el cálculo del HTC.

Tabla 3.6. Variables sujeto de un análisis de incertidumbre.

símbolo	Descripción de la variable	Correspondencia de incertidumbre
\dot{m}_r	Caudal de refrigerante (kg/h)	Tipo A, Tipo B
p_i	Presión a la entrada de la sección de ensayo (Pa)	Tipo A, Tipo B
dp	Presión diferencial a lo largo de la sección (Pa)	Tipo A, Tipo B
d_h	Geometría y material de la sección (mm)	Tipo B
T_w	Temperatura en la pared (°C)	Tipo A, Tipo B
T_{sat}	Temperatura de saturación (°C)	Tipo A
$T_{r,i}$	Temperatura a la entrada de la sección	Tipo A, Tipo B
$T_{r,o}$	Temperatura a la salida	Tipo A, Tipo B
\dot{q}	Flujo de calor aplicado a la sección (W/m ²)	Tipo A, Tipo B
U	Voltaje (V)	Tipo A, Tipo B
I	Corriente (I)	Tipo A, Tipo B
A_t	Área de transferencia de calor (m ²)	Tipo B
\dot{Q}	Potencia suplida a la sección de ensayo (W)	Tipo A, Tipo B
-	Data-logger	Tipo B
	Propiedades del fluido	Tipo A, Tipo B

Para las propiedades del fluido la incertidumbre estándar de Tipo B se estiman con las incertidumbres relativas que reporta el programa REFPROP para cada refrigerante. Este valor oscila entre 0.0015%-2% en función del refrigerante y la propiedad requerida.

3.6.1.2. Incertidumbre estándar de Tipo A y Tipo B.

La guía para el análisis de la incertidumbre especifica dos tipos de errores o incertidumbres asociada a la medición de una magnitud (presión, temperatura, flujo másico):

Incertidumbre de Tipo A (error Aleatorio), está asociada a la repetitividad o a la **n** observación de los datos durante los ensayos. En este estudio todas las mediciones experimentales (presión, temperatura, velocidad másica) corresponden a valores medio de una muestra de 40 puntos (lecturas) seleccionada para cada velocidad másica ensayada, como se muestra en la Ec.(3.15). Las muestras se tomaron de las zonas con condición de estabilidad. La incertidumbre estándar de Tipo A se evalúa con la desviación típica experimental estándar del valor medio para cada muestras de 40 lecturas, según se muestra en la Ec.(3.16)

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (3.15)$$

$$S_{\bar{X}} = \frac{S_X}{\sqrt{n}}$$

$$S_{\bar{X}} = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

La incertidumbre de Tipo B (error sistemático, b_X). Este tipo de incertidumbre no está asociada a la repetitividad de los datos, sino que depende en gran parte de un criterio científico y de la recolección de información de los equipos. Los equipos de medición (transmisor) pueden tener más de una fuente de incertidumbre (reporte de calibración, precisión del equipo de captura de datos), la sumatoria de estas fuentes es la estimación de incertidumbre de Tipo B, para una variable o magnitud medida:

$$b_X = \left[\sum_{i=1}^n (b_{X_i})^2 \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

3.6.1.3. La incertidumbre estándar combinada

Para una variable medida X (presión, temperatura, flujo másico, caída de presión) la incertidumbre combinada se estima integrando en una suma de cuadrado las incertidumbres estándar de Tipo A y Tipo B:

$$(u_c)^2 = \left(S_{\bar{X}}^2 + \sum_{i=1}^n b_{X_i}^2 \right) \quad (3.18)$$

Donde n es el número de fuentes de errores de Tipo B, la guía para el cálculo de la incertidumbre recomienda asociar un intervalo de confianza para la variable reducida, en la literatura por lo general se asocia 95%, por lo que la incertidumbre expandida para la variable es:

$$U_E = \pm k u_c \quad (3.19)$$

Dónde k es el factor de expansión, es función del número de observaciones y del nivel de confianza, típicamente este valor es 2 para un nivel de confianza del 95% .

La ecuación anterior se utiliza para el cálculo de la incertidumbre de una variable o magnitud. Para el caso donde el resultado objeto de análisis (coeficiente de transferencia de calor y caída de presión) depende de varias variables de entrada es necesario utilizar un método más generalizado para propagar las incertidumbres de las variables independientes hasta el resultado requerido, este método es conocido como la ley de propagación de incertidumbre basado en el modelo de serie de Taylor (TMS). Para más de una variable:

$$r = r(X_1, X_2, X_3, X_4 \dots X_i) \quad (3.20)$$

$$u_c^2 = \sum_i^n \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right)^2 u_{X_i} + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial r}{\partial X_i} \frac{\partial r}{\partial X_j} u_{X_i, X_j}^2 \quad (3.21)$$

El nivel de confianza deseado y recomendado por autores es de 95%, por tanto le corresponde un factor de expansión $k=2$, haciendo el desarrollo por el método de serie de Taylor .

$$U_{E,r_{95\%}} = 2(u_c^2)^{\frac{1}{2}} = \left[2 \left((S_{r,TSM})^2 + (b_{r,TSM})^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.22)$$

Los términos $S_{r,TSM}$, $b_{r,TSM}$ representan las incertidumbres estándar de Tipo A y Tipo B para cada variable X , si propagamos cada término, la expresión se transforma según la Ec.(3.23)-Ec.(3.24)

$$S_{r,TSM}^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right)^2 * (S_{X_i}^2) = \left(\frac{\partial r}{\partial X_1}\right)^2 (S_{X_1})^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial X_2}\right)^2 (S_{X_2})^2 + \dots + \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right)^2 (S_{X_i})^2 + \quad (3.23)$$

$$2 \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right) \left(\frac{\partial r}{\partial X_k}\right)^2 S_{X_i} S_{X_k} + \dots \text{incertidumbre del tipo A}$$

$$b_{r,TSM}^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right)^2 * (b_{X_i}^2) = \left(\frac{\partial r}{\partial X_1}\right)^2 (b_{X_1})^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial X_2}\right)^2 (b_{X_2})^2 + \dots + \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right)^2 (b_{X_i})^2 + \quad (3.24)$$

$$2 \left(\frac{\partial r}{\partial X_i}\right) \left(\frac{\partial r}{\partial X_k}\right)^2 b_{X_i} b_{X_k} + \dots \text{incertidumbre del tipo B}$$

$b_{r,TSM}^2$, incertidumbre **Tipo B** asociada a las variables medidas X y el factor $b_{X_i} b_{X_k}$ es la covarianza para cada par de variable que comparte una fuente de **Tipo B** común. $S_{r,TSM}^2$, incertidumbre **Tipo A** asociado a las variables medidas X y el factor $S_{X_i} S_{X_k}$ es la covarianza para cada par de variable “aleatorias” que no son independiente una de la otra. Las derivadas parciales son los coeficientes de sensibilidad $\theta_i = \frac{\partial r}{\partial X_i}$ de la función, en la literatura se propone un factor de magnificación para la incertidumbre (UMF), y es definido como:

$$UMF_i = \frac{X_i \partial r}{r \partial X_i} \quad (3.25)$$

UMF_i Para X_i indica la influencia que ejerce la incertidumbre estándar de la variable independiente sobre la incertidumbre del resultado. Un valor de $UMF > 1$ indica que la influencia de la incertidumbre en la variable se magnifica, propagándose en la reducción de variables hasta la incertidumbre del resultado. Si $UMF < 1$ indica que la influencia de la incertidumbre en la variable es reducida y por tanto la contribución a través de la reducción de variables hasta el resultado es muy débil. Los términos correlacionados $S_{X_i} S_{X_k}$, $b_{X_i} b_{X_k}$ de la incertidumbre de Tipo A, Tipo B se consideran despreciables en esta tesis.

² Guía para el cálculo de la incertidumbre-ISO

3.6.2. Calculo de incertidumbres para cada variable

3.6.2.1. Flujo de calor

La potencia utilizada para calentar la sección de ensayo es función de la corriente y el voltaje suministrado al tubo multipuerto. El flujo de calor distribuido en toda la sección depende de la potencia y la superficie de transferencia del tubo en contacto con el refrigerante. Para fines del análisis de incertidumbre es práctico determinar los errores de los parámetros que medimos directamente: $\dot{q} = \dot{q}(I, V, L_h, P_{int})$, el flujo de calor es función de la corriente, voltaje y del área de calentamiento del tubo, el área de calentamiento (A_t) se obtiene multiplicando el perímetro de calentamiento (P_{int}) por la longitud de calentamiento del tubo (L_h),

$$\dot{q} = \left(\frac{VI}{A_t}\right), \quad (3.26)$$

Aplicando la ley de propagación de incertidumbre, expresada en las Ec.(3.27)-Ec.(3.28) se obtiene el siguiente desarrollo.

$$U_{\dot{q}}^2 = \sum_i^n \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial X_i}\right)^2 (b_{x_i})^2 + \sum_i^n \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial X_i}\right)^2 (S_{x_i})^2$$

$$U_{\dot{q}} = \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial A_t}\right)^2 (b_{A_t})^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial I}\right)^2 (b_I)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial V}\right)^2 (b_V)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial A_t}\right)^2 (S_{A_t})^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial V}\right)^2 (S_V)^2 + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial I}\right)^2 (S_I)^2 \quad (3.27)$$

Para reducir esta ecuación:

- 1) multiplicamos cada termino por $\left(\frac{1}{\dot{q}}\right)$, y ;
- 2) cada termino del lado derecho de la ecuación es multiplicado por la unidad de la siguiente manera (A_t/A_t) , (I/I) , (V/V) .

$$\left(\frac{U_{\dot{q}}}{\dot{q}}\right)^2 = \left(\frac{A_t \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial A_t}\right)^2 \left(\frac{b_{A_t}}{A_t}\right)^2 + \left(\frac{I \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial I}\right)^2 \left(\frac{b_I}{A_t}\right)^2 + \left(\frac{V \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial V}\right)^2 \left(\frac{b_V}{V}\right)^2 + \left(\frac{A_t \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial A_t}\right)^2 \left(\frac{S_{A_t}}{A_t}\right)^2 + \left(\frac{V \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial V}\right)^2 \left(\frac{S_V}{V}\right)^2 + \left(\frac{I \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial I}\right)^2 \left(\frac{S_I}{I}\right)^2 \quad (3.28)$$

Reagrupando los términos:

$$\left(\frac{U_{\dot{q}}}{\dot{q}}\right)^2 = \left(\frac{A_t \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial A_t}\right)^2 \left[\frac{(b_{A_t})^2 + (S_{A_t})^2}{(A_t)^2}\right] + \left(\frac{I \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial I}\right)^2 \left[\frac{(b_I)^2 + (S_I)^2}{(I)^2}\right] + \left(\frac{V \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial V}\right)^2 \left[\frac{(b_V)^2 + (S_V)^2}{(V)^2}\right] \quad (3.29)$$

Desarrollando los factores de magnificación para cada una de las variables:

$$UMF_{A_t} = \frac{A_t \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial A_t} = \left(\frac{A_t \frac{\partial \left(\frac{VI}{A_t}\right)}{\partial A_t}}{\left(\frac{VI}{A_t}\right)}\right) = 1; UMF_I = \frac{I \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial I} = \left(\frac{I \frac{\partial \left(\frac{VI}{A_t}\right)}{\partial I}}{\left(\frac{VI}{A_t}\right)}\right) = 1; UMF_V = \frac{V \partial \dot{q}}{\dot{q} \partial V} = \left(\frac{V \frac{\partial \left(\frac{VI}{A_t}\right)}{\partial V}}{\left(\frac{VI}{A_t}\right)}\right) = 1 \quad (3.30)$$

Los resultados anteriores muestran que las variables de V , I y A_t , se propagan a través de la reducción de ecuaciones hasta el resultado final. La ecuación anterior se reduce a la siguiente expresión:

$$\left(\frac{U_{\dot{q}}}{\dot{q}}\right)^2 = \left[\frac{(b_{A_t})^2 + (S_{A_t})^2}{(A_t)^2}\right] + \left[\frac{(b_I)^2 + (S_I)^2}{(I)^2}\right] + \left[\frac{(b_V)^2 + (S_V)^2}{(V)^2}\right] \quad (3.31)$$

Descripción de las variables:

- b_s = error sistemático de la superficie de contacto
- S_{A_t} = error aleatorio de la superficie de contacto
- b_I = error sistemático de la intensidad en la sección de ensayo
- S_I = error aleatorio de la superficie de contacto
- b_V = error sistemático de la tensión
- S_V = error aleatorio de la tensión

3.6.2.2. Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor (HTC) es función, de flujo de calor, la temperatura de la pared y la temperatura de saturación del refrigerante. Esta son variables implícitas, sabemos que el flujo de calor depende del voltaje, corriente y de la superficie del tubo en contacto con el refrigerante. En tanto que la temperatura de saturación está relacionada con la presión absoluta a la entrada de la sección y la caída presión a lo largo de la sección de ensayo. La temperatura en la pared para cada punto se estima con los termopares que se encuentran a lo largo de la sección de ensayo distribuido de manera uniforme.

Aplicando las Ec.(3.32)-Ec.(3.38) a la expresión utilizada para evaluar el coeficiente de transferencia de calor Ec.(3.1), según lo recomendado en la guía para la expresión de incertidumbre en la medición:

$$\alpha = \alpha(\dot{q}, T_w, T_{sat}) \quad (3.32)$$

Dónde:

$$(U_E)_{95\%h}^2 = \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{q}}\right)^2 (U_{\dot{q}})^2 + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T_w}\right)^2 (U_{T_w})^2 + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T_{sat}}\right)^2 (U_{T_{sat}})^2 \quad (3.33)$$

Para obtener los factores de magnificaron de incertidumbre, se divide la función a determinar entre α^2 y se multiplica cada término de la derecha por la unidad.

$$\left(\frac{U_E}{\alpha}\right)_{95\%h} = \left(\frac{\dot{q} \partial \alpha}{\alpha \partial \dot{q}}\right)^2 \left(\frac{U_{\dot{q}}}{\dot{q}}\right)^2 + \left(\frac{T_w \partial \alpha}{\alpha \partial T_w}\right)^2 \left(\frac{U_{T_w}}{T_w}\right)^2 + \left(\frac{T_{sat} \partial \alpha}{\alpha \partial T_{sat}}\right)^2 \left(\frac{U_{T_{sat}}}{T_{sat}}\right)^2 \quad (3.34)$$

El término que multiplica la incertidumbre relativa en lado derecho de la ecuación, son los UMF para cada variable. Indica que la incertidumbre del flujo de calor se propaga en la reducción de las variables hasta resultado.

$$UMF_{\dot{q}} = \frac{\alpha \partial h}{\alpha \partial \dot{q}} = \left[\frac{\dot{q} \frac{\partial \left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)}{\partial \dot{q}}}{\left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)} \right] = 1 \quad (3.35)$$

El factor de magnificación de incertidumbre para la temperatura de la pared, se muestra en la siguiente expresión.

$$UMF_{T_w} = \frac{T_w \partial \alpha}{\alpha \partial T_w} = \frac{\left[T_w * \left(\frac{\partial \left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)}{\partial T_w} \right) \right]}{\left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{T_{sat}}{T_w}} \quad (3.36)$$

Para este caso UMF es una función, por lo que es necesario un nivel más de detalles. Para que el $UMF > 1$ y se propague a través de la reducción de variable hasta el resultado debe cumplir la siguiente condición $T_w > T_{sat}$, esta condición implica que el refrigerante evapore. Si $T_w < T_{sat}$, $UMF < 1$ indicando que la influencia de la incertidumbre en la variable es reducida y se propaga hasta el resultado de manera muy débil. Cuando $T_w = T_{sat}$, la ecuación no tiene sentido, se divide por cero.

Para el caso de la temperatura de saturación, T_{sat}

$$UMF_{T_{sat}} = \frac{T_{sat} \partial \alpha}{\alpha \partial T_{sat}} = \frac{\left[T_{sat} \left(\frac{\partial \left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)}{\partial T_{sat}} \right) \right]}{\left(\frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \right)} = \frac{1}{\frac{T_{sat}}{T_w} - 1} \quad (3.37)$$

El resultado de $UMF_{T_{sat}}$ es una función, donde el UMF de la temperatura de saturación será positivo siempre que se cumpla la siguiente condición $T_w < T_{sat}$, en esta condición no consigue evaporar. Para los fines del análisis de incertidumbre, interesa un $UMF > 1$ en las variables analizadas. Con las condiciones anteriores la ecuación de propagación de incertidumbre para el coeficiente de transferencia de calor (HTC), se reduce:

$$\left(\frac{U_{E,\alpha}}{\alpha} \right)_{95\%h}^2 = \left(\frac{U_{\dot{q}}}{\dot{q}} \right)^2 + \left(\frac{U_{T_w}}{T_w} \right)^2 + \left(\frac{U_{T_{sat}}}{T_{sat}} \right)^2 \quad \forall \{ T_w > T_{sat} \text{ para } UMF_{T_w}; T_w < T_{sat} \text{ para } UMF_{T_{sat}} \} \quad (3.38)$$

3.6.2.3. Caída de presión

La caída de presión medida en el tubo multipuerto es la suma de la caída de presión por expansión y contracción, caída de presión asociada a la longitud monofásica en el tubo y caída de presión bifásica, tal y como se expresa en la ecuación Ec.(2.14). La incertidumbre combinada de la caída de presión medida se obtiene con Ec.(3.22), integrando en la suma de cuadrado la precisión de los transmisores de presión diferencia (especificado en la descripción de la

instalación), la presión del equipo de medición y la desviación estándar de la muestra de 40 lecturas para cada velocidad másica ensayada.

3.6.2.3.1. Caída de presión en monofásico.

La caída de presión en monofásico está asociada a la pérdida por fricción en la longitud inicial del tubo antes de que el refrigerante alcance su estado de saturación, se ha evalúa con la ecuación Ec.(3.5). Por tanto, aplicando la ley de propagación de incertidumbre a la ecuación Ec.(3.20)-(3.25), se obtiene el siguiente desarrollo: $dp_{lo} = dp_{lo}(f, G, d_h, z_s, \rho_l)$

$$\begin{aligned} (U_{E,dp_{lo}})^2 &= \left(\frac{\partial dp_{lo}}{\partial f}\right)^2 (U_f)^2 + \left(\frac{\partial dp_{lo}}{\partial z_s}\right)^2 (U_{z_s})^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial dp_{lo}}{\partial G}\right)^2 (U_G)^2\right] + \\ &\left(\frac{\partial dp_{lo}}{\partial d_h}\right)^2 (U_{d_h})^2 + \left(\frac{\partial dp_{lo}}{\partial \rho_l}\right)^2 (U_{\rho_l})^2 \end{aligned} \quad (3.39)$$

Para obtener el factor de magnificación de incertidumbre, dividimos entre la caída de presión cuadrada y multiplicamos cada término de la derecha por la unidad.

$$\begin{aligned} \left(\frac{U_{dp_{lo}}}{dp_{lo}}\right)^2 &= \left(\frac{f \partial dp_{lo}}{\partial f dp_{lo}}\right)^2 \left(\frac{U_f}{f}\right)^2 + \left(\frac{z_s \partial dp_{lo}}{\partial z_s dp_{lo}}\right)^2 \left(\frac{U_{z_s}}{z_s}\right)^2 + 2 \left[\left(\frac{G \partial dp_{lo}}{\partial G dp_{lo}}\right)^2 \left(\frac{U_G}{G}\right)^2\right] + \\ &\left(\frac{d_h \partial dp_{lo}}{\partial d_h dp_{lo}}\right)^2 \left(\frac{U_{d_h}}{d_h}\right)^2 + \left(\frac{\rho_l \partial dp_{lo}}{\partial \rho_l dp_{lo}}\right)^2 \left(\frac{U_{\rho_l}}{\rho_l}\right)^2 \end{aligned} \quad (3.40)$$

Se obtiene los factores de magnificación de cada variable:

$$UMF_f = \frac{f \partial dp_{lo}}{\partial f dp_{lo}} = 1; UMF_{z_s} = \frac{z_s \partial dp_{lo}}{\partial z_s dp_{lo}} = 1; UMF_G = \frac{G \partial dp_{lo}}{\partial G dp_{lo}} = 1; UMF_{d_h} = \frac{d_h \partial dp_{lo}}{\partial d_h dp_{lo}} = 1 \quad (3.41)$$

Resumiendo la ecuación de propagación para la caída de presión;

$$\left(\frac{U_{E,dp_{lo}}}{dp_{lo}}\right)^2 = \left(\frac{U_f}{f}\right)^2 + \left(\frac{U_{z_s}}{z_s}\right)^2 + 2 \left[\left(\frac{U_G}{G}\right)^2\right] + \left(\frac{U_{d_h}}{d_h}\right)^2 \quad (3.42)$$

3.6.2.3.2. Caída de presión en flujo bifásico

La caída de presión en bifásico se obtiene sustrayendo la caída de presión asociado a la longitud de monofásico, así como la caída de presión por expansión y contracción de la caída de presión experimental medida, tal como se expresa en la ecuación Ec.(3.11).

$$dp_{tp} = dp_{meas} - (dp_e + dp_c + dp_{lo}) \quad (3.43)$$

Aplicando la ley de propagación de incertidumbre a Ec.(3.20)-(3.25), se obtiene

$$\begin{aligned} (U_{E,dp_{tp}})^2 &= \left(\frac{\partial dp_{tp}}{\partial dp_{meas}}\right)^2 (U_{dp_{meas}})^2 + \left(\frac{\partial dp_{tp}}{\partial dp_e}\right)^2 (U_{dp_e})^2 + \left(\frac{\partial dp_{tp}}{\partial dp_c}\right)^2 (U_{dp_c})^2 + \\ &\left(\frac{\partial dp_{tp}}{\partial dp_{lo}}\right)^2 (U_{dp_{lo}})^2 \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$\left(\frac{U_{E,dp_{tp}}}{dp_{tp}}\right)^2 = \left(\frac{U_{dp_{meas}}}{dp_{meas}}\right)^2 + \left(\frac{U_{dp_e}}{dp_e}\right)^2 + \left(\frac{U_{dp_c}}{dp_c}\right)^2 + \left(\frac{U_{dp_{lo}}}{dp_{lo}}\right)^2 \quad (3.45)$$

Las incertidumbres relativas asociadas a la caída de presión por expansión y contracción U_{dp_e}, U_{dp_c} se asumieron conservativamente entre 2%-10% .

En la Tabla 3.7 se muestran los intervalos de confianza de las incertidumbres estándar para cada variable medida y estimada. La principal contribución en los resultados de las incertidumbres del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes es aportada por el flujo de calor suministrado en la sección de ensayo.

Tabla 3.7. Rangos de incertidumbre estándar para las magnitudes medidas y estimadas.

Parámetros	Incertidumbres	
	R134a	R32
\dot{m}_r (kg/h)	±0.14-1.89 %	±0.15-2.33 %
G (kg/m ² s)	±2.37-8.47 %	±2.87-7.70%
\dot{q} (kW/m ²)	±0.01-3.5 %	±0.23-4.20 %
T_i (°C)	±0.035-0.21 %	±0.034-1.76
T_w (°C)	±0.014-0.31 %	±0.04-0.12
T_{sat} (°C)	±0.065-0.45%	±0.035-0.68%
p_i (Pa)	±0.29-0.84 %	±0.12-0.31 %
dp_{meas} (Pa)	±0.13-3.31 %	±0.14-1.7 %
dp_{tp} (Pa)	±0.22-16.50 %	±0.14-3.34%
dp_{lo} (Pa)	±0.26-26.42 %	±6.34-13.79%
x (kg/kg)	±1.21-4.70 %	±0.21-5.04 %
α (W/m ² K)	±2.14-21.30 %	±2.42-11.85 %
d_h (mm)	0.715±0.0025	
L_h (mm)	1205±4.5	
P_{int} (mm)	56.84±0.035	

3.7. Resumen

La configuración, la instrumentación y el método de control de la instalación experimental se describieron en este capítulo. La instalación experimental se diseñó para investigar el proceso de evaporación en tubos de aluminio del tipo multipuerto con diferentes geometrías y usando refrigerantes de última generación.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción experimental se han descrito minuciosamente con el propósito de aclarar el procedimiento empleado y mantener una discusión concisa en los capítulos dedicados a los resultados experimentales.

Por último se ha realizado un análisis de incertidumbre de las variables medidas para determinar el grado de confianza y como las incertidumbres en las variables principales se propagan hasta el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción. El análisis de incertidumbre se llevó acabo siguiendo la metodología BIPM, “Guide to the expression of uncertainty in measurement” [173]. La incertidumbre relativa para el coeficiente de transferencia de calor para R134a está el rango $\pm(2.14-21.30)\%$ mientras que para el R32 $\pm(2.42-11.85)\%$, un resumen del rango de incertidumbre relativa para las magnitudes medida se presentan en la Tabla 3.7.

CAPÍTULO 4. Descripción de los experimentos.

Contenido

Este apartado pretende describir el proceso de obtención de los datos experimentales para la caracterización de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor, conjuntamente con la descripción del tubo multipuerto y las propiedades características de los refrigerantes ensayados.

4.1. Refrigerantes

Los refrigerantes usados para realizar esta tesis son el R134a, R32, como plantea el título y los objetivos de la investigación, estos refrigerantes prestan propiedades físicas muy disimiles como se puede apreciar en la Tabla 4.1 R134a (1,1,1,2-Tetrafluoroetano, HFC-R134a), en la actualidad es el refrigerante de mayor uso en los sistemas de refrigeración, aire acondicionado en automóviles y bomba de calor, sin embargo las nuevas políticas medio ambientales plantean retirarlo del mercado por una nueva generación de refrigerante (HFO) que impacte menos en la capa de ozono. El estudio del R134a es necesario en honor a la buena comparación, debido a que ha sido uno de los refrigerantes más investigados, y la gran mayoría de las correlaciones tanto en caída de presión como en transferencia incluyen o se han desarrollado con este refrigerante.

Tabla 4.1 Propiedades físicas de los refrigerantes estudiados.

Ref	R134a						
Tsat	$\rho_l(\text{kg/m}^3)$	$\rho_g(\text{kg/m}^3)$	$\kappa_l(\text{mW/m}\cdot\text{K})$	$\kappa_g(\text{mW/m}\cdot\text{K})$	$\mu_l(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	$\mu_g(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	$\sigma(\text{mN/m})$
5	1278.1	17.128	89.806	11.954	250.11	10.911	10.844
7.5	1269.6	18.623	89.809	11.953	250.13	10.911	10.845
12.5	1252.3	21.916	86.54	12.628	227.71	11.193	9.7918
	R32						
Tsat	$\rho_l(\text{kg/m}^3)$	$\rho_g(\text{kg/m}^3)$	$\kappa_l(\text{mW/m}\cdot\text{K})$	$\kappa_g(\text{mW/m}\cdot\text{K})$	$\mu_l(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	$\mu_g(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	$\sigma(\text{mN/m})$
5	1037.8	25.887	141.32	12.231	142.35	11.751	10.113
7.5	1028.8	27.984	139.36	12.503	138.45	11.874	9.682
12.5	1010.5	32.603	135.49	13.098	130.97	12.126	8.8348

El R-32 (Difluorometano) es un refrigerante de gran presión reducida, en la actualidad está siendo investigado intensamente debido a las bondades medioambientales que posee, un potencial de calentamiento global (GWP) próximo a los 675, y un potencial de degradación de la capa de ozono (ODP) en cero.

4.2. Características del tubo multipuerto ensayado

El tubo ensayo es del tipo multipuerto extruido en aluminio, por lo tanto posee una gran conductividad térmica ($\approx 210 \text{ W/m}\cdot\text{K}$). El tubo consiste en 18 canales en paralelo con geometría triangular (Fig. 4.1) y una longitud efectiva de calentamiento de 1.205m. Este y otros tubos fueron facilitados por la empresa Modine. Los parámetros geométricos del tubo se midieron con un microscopio óptico mientras que la medición de la rugosidad se realizó con un microscopio electrónico de barrido siguiendo la normativa ISO 4287:1997. En la Tabla 4.2 muestra las características geométricas del tubo multipuerto. Las condiciones experimentales para ambos refrigerantes (R134a, R32) se muestran en la Tabla 4.3.

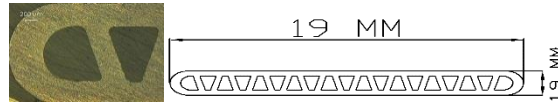


Fig. 4.1. Fotografía microscópica y vista frontal del tubo ensayado.

Tabla 4.2. Parámetros geométricos del tubo.

Geometría	Área paso(mm ²)	N. puertos	d_h (mm)	Per.Interior (mm)	Per.Exterior (mm)	Sección calentamiento(m)	R_a (μ m)
Δ	10.16	18	0.715	56.83	40.17	1.205	0.262

Tabla 4.3. Condiciones experimentales.

Parámetros	Rango experimental	
	R134a	R32
\dot{q} (kWm ⁻²)	0.75-8.70	3.50-9.30
G (kg · m ⁻² s ⁻¹)	275-1230	463-1230
T_{sat} (°C)	5, 7.5, 12.5	5, 7.5, 12.5
x (kg/kg)	0.012, 0.57	0.074, 0.50
d_h (mm)	0.715	0.715
$[L \times w \times H]$ (mm)	1271,19,1.9	1271,19,1.9
L_h (m)	1.205	1.205
Base de datos	223	87

En esta tesis se investigaron tres temperaturas de saturación (5, 7.5 12.5) °C, para cada temperatura de saturación se diseñó una matriz ensayo en función del flujo de calor y la velocidad másica, la celda de intercepción del flujo de calor y la velocidad másica se considera un punto de ensayo. Esto quiere decir que un punto viene definido por un valor de temperatura de saturación, un valor fijo del flujo de refrigerante, y un flujo de calor en la sección de ensayo.

4.3. Metodología experimental

Para la obtención de los datos experimentales necesarios para el desarrollo de esta investigación se realizó una campaña experimental de varios meses, el fin último de la campaña experimental es la capturas de datos de calidad que permitan validar los resultados experimentales de caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor con los presentados en la teoría de mini/microcanales.

Para la correcta realización de los ensayos es imprescindible mantener todas las variables de en condición de estabilidad, con este objetivo se ha realizado un procedimiento (Fig. 4.2) para la medición de los parámetros más importantes en un ensayo de estas características. Un punto dentro de un ensayo viene definido por un valor requerido de presión de saturación, un valor del flujo de calor en la sección de ensayo y un valor fijo de flujo másico de refrigerante. El flujo de

refrigerante es la variable más sencilla de controlar, por tanto los ensayos se realizan variando el flujo de refrigerante con el resto de variables fijas. El procedimiento se describe en los siguientes párrafos:

En primer lugar, se fija una temperatura de consigna al sistema de refrigeración activándolo posteriormente para sub-enfriar la mezcla de agua-glicol almacenada en el depósito, luego que todo la mezcla de agua-glicol almacenada en el depósito alcanza la temperatura de consigna requerida se fija una presión de ensayo para el lazo de refrigerante (presión saturación) como punto de consigna en un PID. La señal de salida del PID está conectada a un variador de frecuencia que controla la frecuencia de giro de la bomba en lazo de agua-glicol (L2), para hacer circular la mezcla de agua-glicol en el lazo secundario (L2) solo es necesario activar el modo de operación en el PID, como se explica en la descripción de la instalación (Secc. 3.2, Cap.3).

Después, se fija el flujo másico máximo a ensayar, permitiendo que el refrigerante circule a través de todo el lazo principal (L1) hasta que la señal del flujo alcanza un mínimo de oscilaciones en el PID, esto suele ser en pocos segundos. El refrigerante es sub-enfriado en los intercambiadores de placa (HEX) con la mezcla de agua-glicol (50%) hasta que la presión del sistema (medida) se aproxime lo máximo posible a la presión de consigna (presión de saturación) requerida este proceso puede tomar 30-45min. Una vez la presión del sistema muestra fluctuaciones muy pequeñas; se fija una potencia en la sección de ensayos y se inicia la lectura de las variables medidas investigando este punto hasta que alcanza un estado estable.

El estado estable se consigue cuando la señal de los sensores de presión absoluta a la entrada de la sección de ensayo, la temperatura a la entrada de la sección de ensayo, la señal del flujo másico, la temperatura en la pared el tubo muestra un mínimo de fluctuaciones. El balance de energía en este estado se logra en los intercambiadores de placa cuando la potencia retirada es similar a la potencia suministrada en la sección de calentamiento para un flujo de calor fijo. Una vez conseguido el estado estable para un flujo másico de refrigerante, se investiga un nuevo estado reduciendo el flujo másico de refrigerante con la misma condición de potencia y presión de saturación. Esta reducción del flujo másico provoca un aumento en la temperatura de entrada en la sección de ensayo, una reducción de la caída de presión, y un aumento del núcleo de vapor en el flujo de refrigerante dentro del tubo. Este proceso se repite hasta lograr el menor caudal de ensayo. El cambio del caudal se realiza con una máquina de estado desarrollada en Labview®, con este método se consigue un arreglo de diferente flujo másico para un flujo de calor y temperatura de saturación fija.

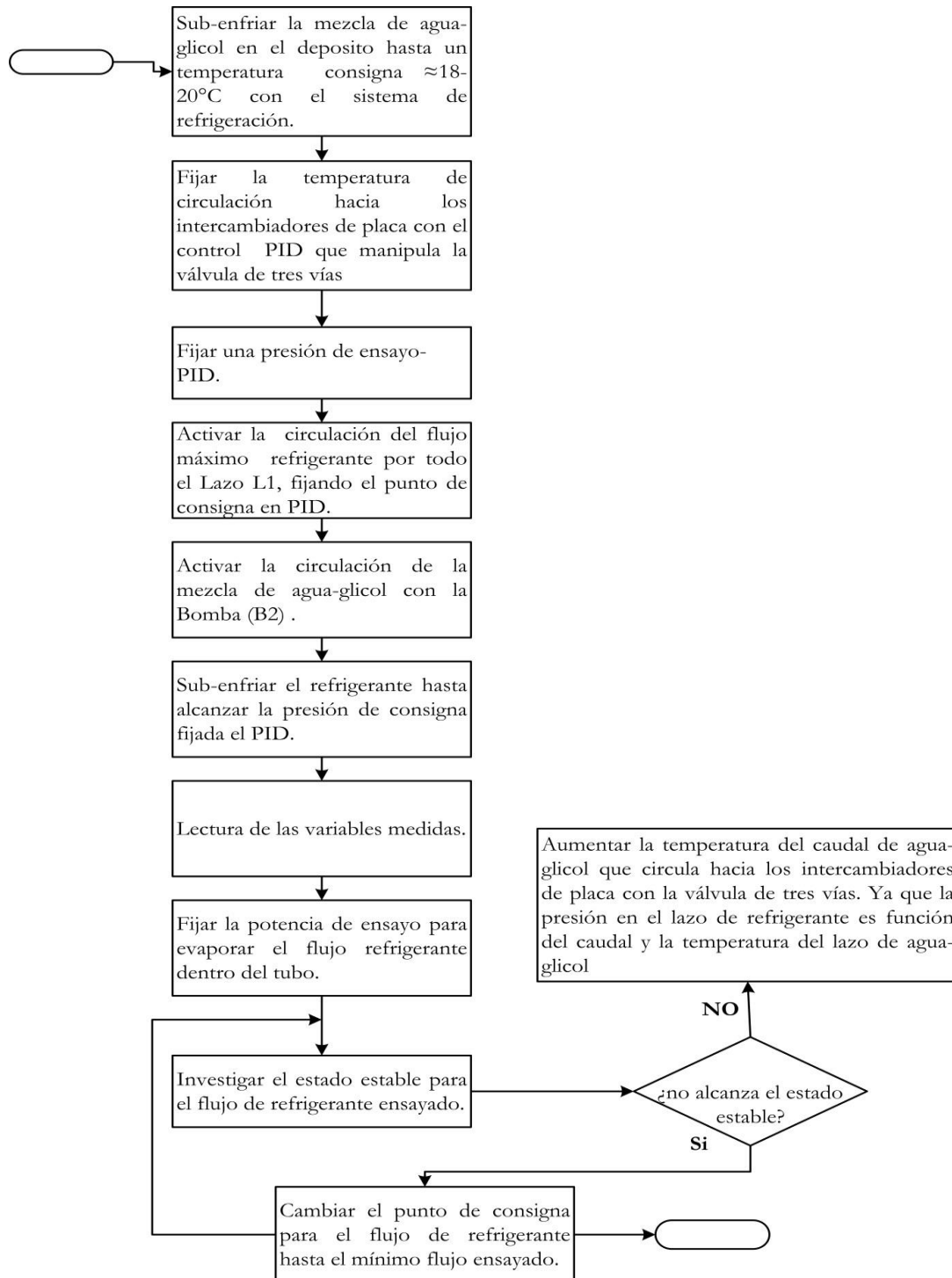


Fig. 4.2. Diagrama de flujo procedimiento experimental para los puntos ensayados

En la Fig. 4.3 se muestra la evolución de la temperatura a la entrada de la sección de ensayo, la presión a la entrada de la sección, el flujo de calor suministrado, la velocidad másica usando el R134a. Como se puede apreciar en la figura, se fija un flujo de calor y una de velocidad másica. Luego que se consigue el estado estable de la velocidad másica fijada se cambia a la próxima velocidad másica, hasta recorrer todas las velocidades másicas requeridas. En la figura de

evolución de la temperatura se observa que una reducción en la velocidad másica provoca un aumento en la temperatura de entrada de la sección de ensayo, conjuntamente. Las condiciones experimentales para este ensayo son; presión de saturación 3.81 bar (381 kPa), flujo de calor 4.30 kW/m² y velocidad másica (752, 683, 588, 514, 424, 347) kg/m²s, la zona inicial de las figuras corresponde a la puesta en marcha de la instalación.

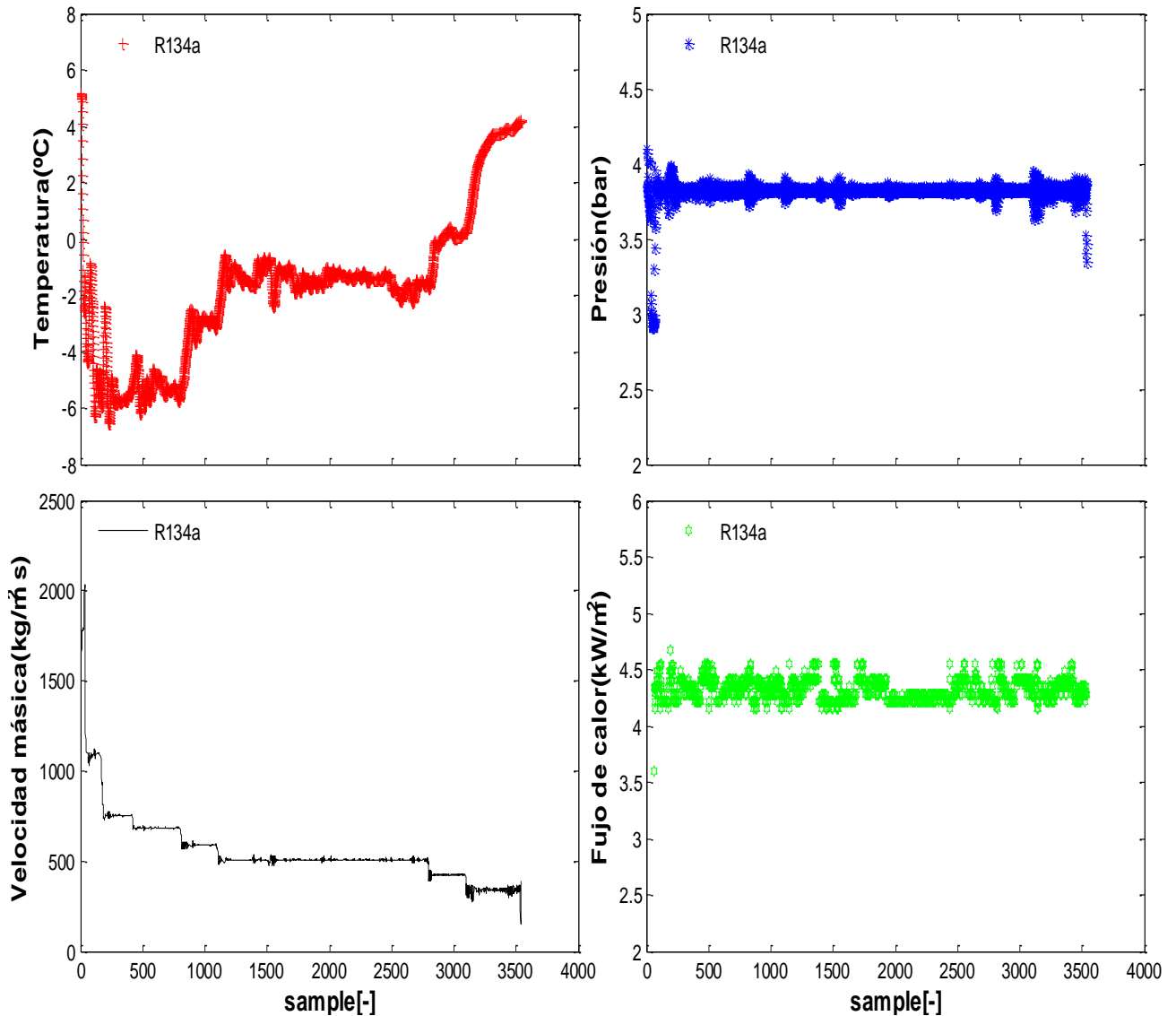


Fig. 4.3. Evolución de la temperatura, presión a la entrada, velocidad másica y flujo de calor.

Es interesante analizar brevemente el comportamiento de la temperatura en la pared del tubo, la tendencia de los termopares a alinearse y/o agruparse luego de iniciado el proceso de evaporación, además de la reducción de las fluctuaciones a medida que los termopares alcanzan un estado estable. La Fig. 4.4(a) muestra la evolución de los 15 termopares pegado en la pared del tubo usando R134a, los termopares se agrupan en aquellas zonas donde la evaporación ha

inicializado, sin embargo en la Fig. 4.4(b) representa una muestra en la zona de 200-500, de la figura se puede notar el cambio de tendencia de los termopares justo antes y después de que logran la condición de estabilidad, antes de conseguir el estado estable las fluctuaciones son continuas. Luego los termopares en la pared del tubo (Fig. 4.4(b)) presentan un grado mucho menor de oscilaciones. La temperatura (T_{in}) a la entrada de la sección de ensayo presenta oscilaciones muy reducidas.

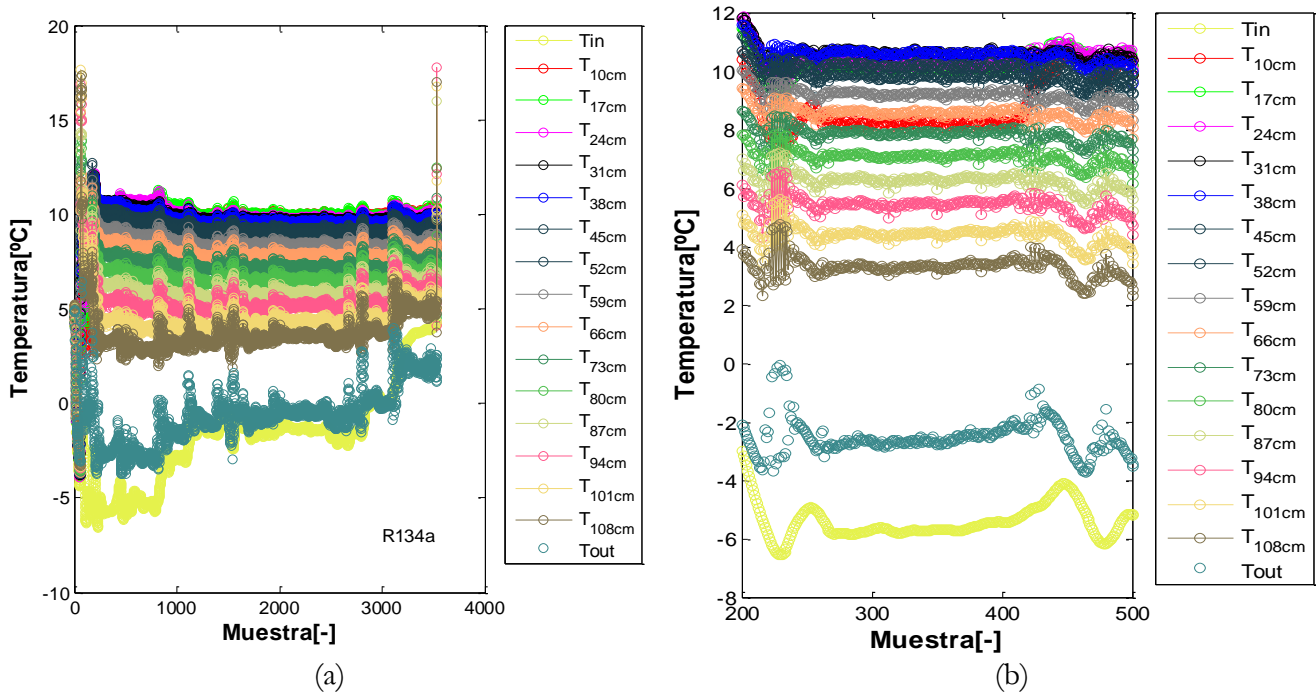


Fig. 4.4. Perfil de temperaturas (a) en la pared del tubo durante la evolución de un ensayo con R134a, (b) zona en estado estable flujo de calor de 4.30 kW/m^2

4.4. Estado estable

La captura de los datos se realiza de forma continua cada 30 segundos, luego se estratifican los puntos para cada velocidad másica ensayada, tomando una muestra de 40 lecturas (20 min, paso de 30s) en condición estable para cada variable medida, la Fig. 4.5 ilustra una muestra de 20 minutos con R134a en estado estable para la presión de saturación de 3.81 bar ($T_{sat} \approx 7.5^\circ\text{C}$), la caída de presión medida en el tubo multipuerto, flujo de calor de 4.30 kW/m^2 , velocidad másica de $547 \text{ kg/m}^2\text{s}$, temperatura a la entrada de la sección de ensayo, y temperatura en la pared, la muestra fue segregada del ensayo presentado en la Fig. 4.3. Las fluctuaciones que presenta la presión a la entrada de la sección de ensayo (Fig. 4.5(a)) son del orden de 0.0188 bar (1.88 kPa) que corresponden a 0.49% del valor medio (3.82bar) de la muestra.

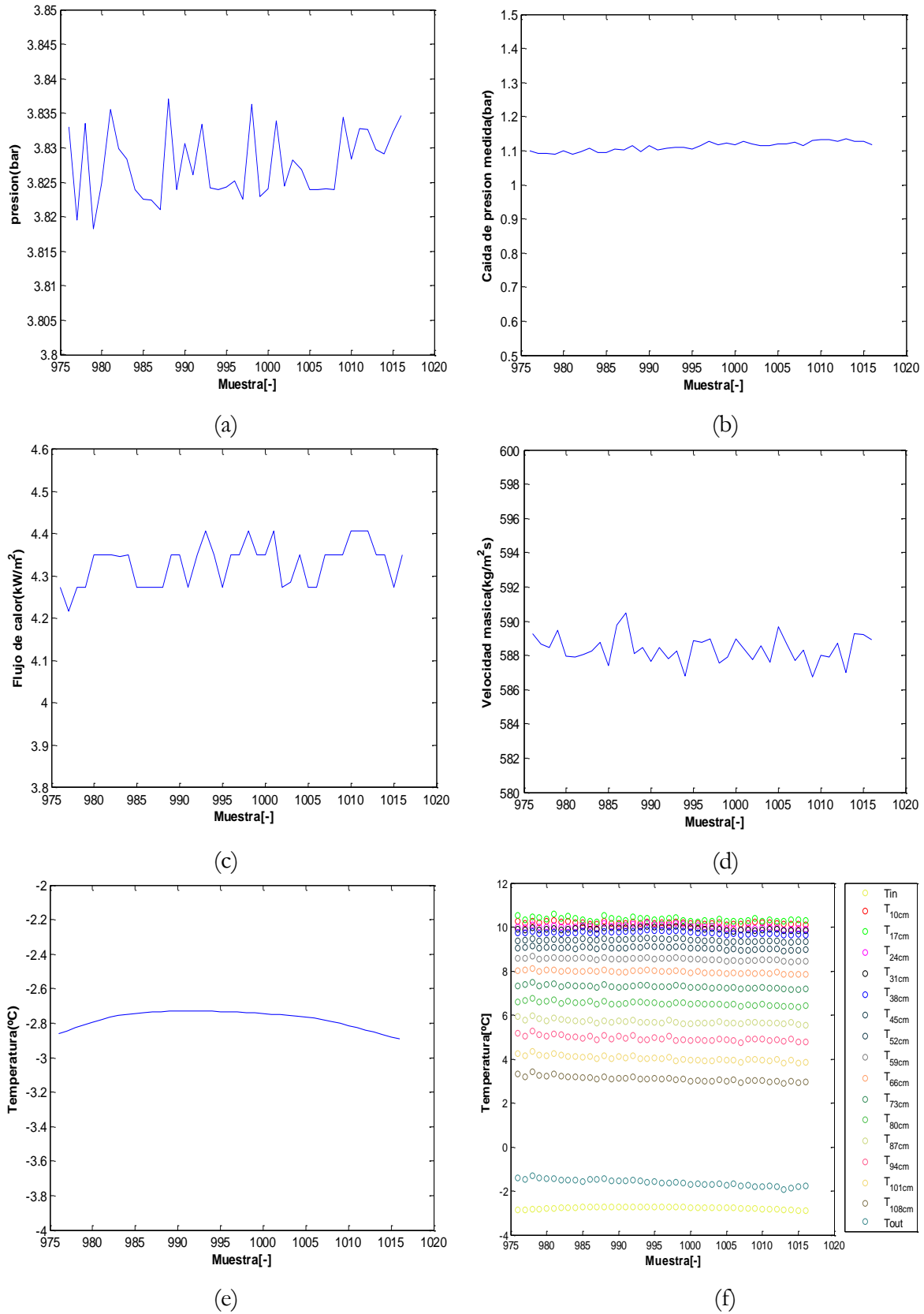


Fig. 4.5. Muestra de 40 puntos en estado estable; (a) presión del sistema, (b) caída de presión, (c) flujo de calor, (d) velocidad másica, (e) temperatura de entrada, (f) termopares en la pared externa del tubo.

La caída de presión, el flujo de calor, la velocidad másica y la temperatura de entrada en la sección de ensayo muestran fluctuaciones con respecto al valor medio de 4%, 4.4%, 0.63%, 5% respectivamente. Está claro que el flujo de calor es una variable fundamental para la propagación de las incertidumbres en el coeficiente de transferencia de calor. De hecho, se observó experimentalmente que las fluctuaciones de la presión, la velocidad másica y la temperatura a la entrada de la sección de ensayo se incrementa con un incremento del flujo de calor.

A cada muestra en condición de estabilidad se le computa la media aritmética y la desviación estándar, este valor medio se utiliza para el cálculo del coeficiente de transferencia por convección forzada de manera local y la caída de presión en la zona de bifásico. La desviación estándar es necesaria para la evaluación de las incertidumbres. La condición de estabilidad es muy importante en la transferencia de calor, y así lo revelan varias investigaciones Revellin & Thome [170], Karayiannis et al. [154], Ribatski [174], en que durante el estado estable existe la posibilidad de que la película de líquido que rodea el núcleo de vapor en flujo anular (anular flow) continúe mojando las paredes del canal hasta una región de título de vapor muy elevado, provocando un retraso de la evaporación completa de la película de líquido y la ocurrencia de un posible “dry-out”. Por lo tanto, una posible influencia de la velocidad másica en el coeficiente de transferencia de calor, y en consecuencia la posibilidad de que la transferencia de calor este dominada por el mecanismo de ebullición por convección. La estabilidad es una condición necesaria para poder comparar los datos experimentales con los modelos de la literatura de la macro y/o mini/micro escala.

Todos los ensayos realizados para caracterizar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión para ambos refrigerantes se realizaron siguiendo el procedimiento (metodología) presentado en este capítulo.

4.5. Resumen

En este capítulo se presentaron las características de los refrigerantes ensayados, del tubo multipuerto ensayado y el rango de condiciones experimentales que completaron la matriz de ensayo para obtención del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción. Además se ha descrito el método de ensayo empleado en esta investigación para la obtención de puntos en condición estabilidad que permitan comparar el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión por fricción experimental con modelos predictivos disponibles en la literatura para la macro y/o mini/micro-escala.

CAPÍTULO 5. Resultados experimentales

Contenido

En el presente capítulo se muestran el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación, título de vapor sobre la caída de presión bifásica y el coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes. En los primeros apartados del capítulo se estudian la caída de presión por fricción en ebullición saturada, se dedica una sección al comportamiento del parámetro de Lockhart-Martinelli, y la evolución del parámetro de Chishlom en los diferentes régimen de flujo. En las secciones finales se presentan las tendencias del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes.

5.1. Caída de presión en ebullición saturada

La caída de presión en un flujo bifásico se obtiene sustrayendo las pérdidas menores debidas a los cambios de geometría a la entrada y salida (expansión, contracción) de la sección de ensayo, así como la caída de presión asociada con la longitud de líquido sub-enfriado (monofásico) de la caída de presión medida en todo el tubo multipuerto. La región de líquido sub-enfriado se encuentra en los primeros centímetros del tubo, y varía en función de la velocidad másica y el flujo de calor ensayados. Los valores de la caída de presión en monofásico son muy pequeños en comparación con la caída de presión bifásica. La caída de presión bifásica se expresa en función tres componente, (Capítulo 2, Secc. 2.3) caída de presión por fricción, caída de presión por aceleración y caída de presión gravitacional, esta última es cero debido a la orientación horizontal de la sección de ensayo. La caída de presión por aceleración se evalúa mediante la expresión Ec.(3.12)-(3.14), por tanto la caída de presión por fricción se obtiene sustrayendo la componente de caída de presión por aceleración de la caída de presión medida en la región bifásica. En esta tesis se utiliza el término “gradiente de presión” para designar la caída de presión por unidad de longitud esta normalización es necesaria para poder comparar los datos.

Los valores de la caída de presión por aceleración son muy pequeños en comparación con la caída de presión en el flujo bifásico, esta (aceleración) alcanza valores en todo caso menores de 4% con respecto a la caída de presión bifásica. En la Fig. 5.1 se presentan varias curvas, donde el eje de las abscisa representa el título de vapor, el eje de la ordenada izquierda contiene el gradiente de presión por fricción y el gradiente de presión bifásico, la ordenada derecha muestra el gradiente de presión por aceleración, la figura indica que en la región con valores de títulos de vapor pequeños (iniciando la ebullición) el gradiente de presión por aceleración contiene valores muy pequeños, por tanto la diferencia entre los valores del gradiente de presión por fricción y el gradiente de presión bifásica es muy diminuta, con un incremento del frente de vapor(aumento de la “void fractions”). El gradiente de aceleración se incrementa, y la diferencia entre el gradiente de presión por fricción y el gradiente de presión bifásico es más pronunciada (Fig. 5.1), para títulos de vapor por encima de 0.2. El gradiente de presión por aceleración adquiere mayor relevancia a medida que progresivamente aumenta el núcleo de vapor. De la Fig. 5.1 es posible concluir que la caída de presión total en un flujo bifásico es causada principalmente por la caída de presión por fricción. En la gran mayoría de trabajos publicados Refs.[86,88,89] en micro/mini-canales el gradiente de presión por aceleración presenta valores despreciables con respecto al gradiente de presión por fricción

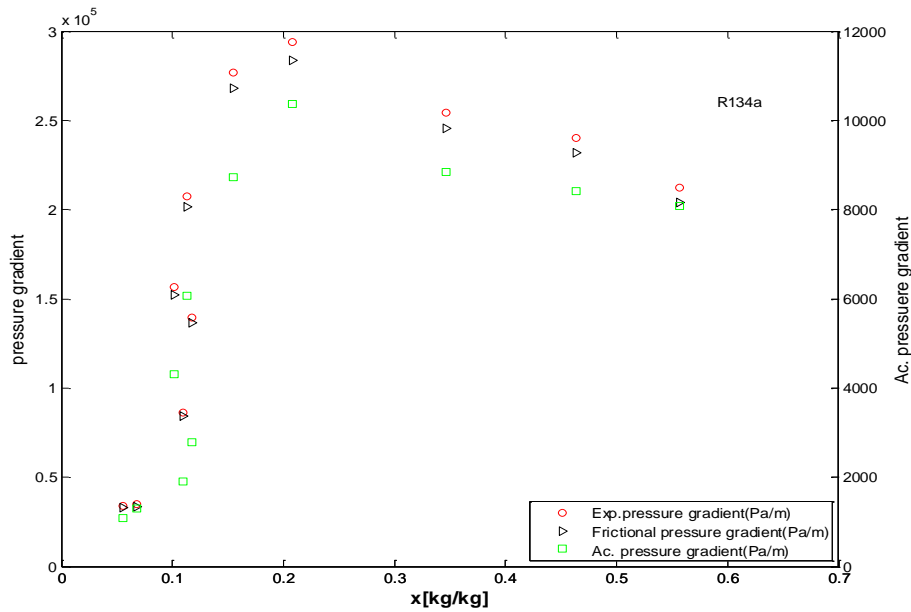


Fig. 5.1. Perfil de las componentes de caída de presión bifásica.

5.1.1. Efecto de la velocidad másica y el título de vapor

La influencia de la velocidad másica sobre el gradiente de presión experimental en la zona bifásica con el R134a y el R32 se muestra en Fig. 5.2 para la temperatura de saturación de 12.5°C. En las figuras es posible apreciar que el gradiente de presión se incrementa con un aumento en la velocidad másica. Este efecto de la velocidad másica sobre el gradiente de presión está directamente relacionado con las componentes principales del gradiente de presión bifásico: el gradiente de presión por fricción, (Ec.(2.21), Ec.(2.29)-Ec.(2.32)) y de aceleración, Ec.(2.18). Por tanto, un incremento de la velocidad másica induce un incremento en las componentes de fricción y aceleración, en consecuencia el gradiente de presión bifásica incrementa.

Para un velocidad másica fija (ej:547 kg/m²s) un incremento en el flujo de calor suministrado en la sección de ensayo provoca un aumento del gradiente de presión bifásico, como se puede observar en las Figuras. Este comportamiento está directamente asociado con la aceleración del núcleo de vapor durante el proceso de cambio de fase. A mayor flujo de calor mayor núcleo de vapor, en consecuencia el flujo de refrigerante se acelera con mayor rapidez. Por tanto, la velocidad total del flujo de refrigerante aumenta debido a una disminución en la densidad promedio de la mezcla de líquido-vapor durante el cambio de fase. Este aumento en la velocidad del flujo de refrigerante resulta en un incremento del gradiente de presión. Resultados similares se presentaron en las investigaciones Refs. [71,81,82,88,89,104].

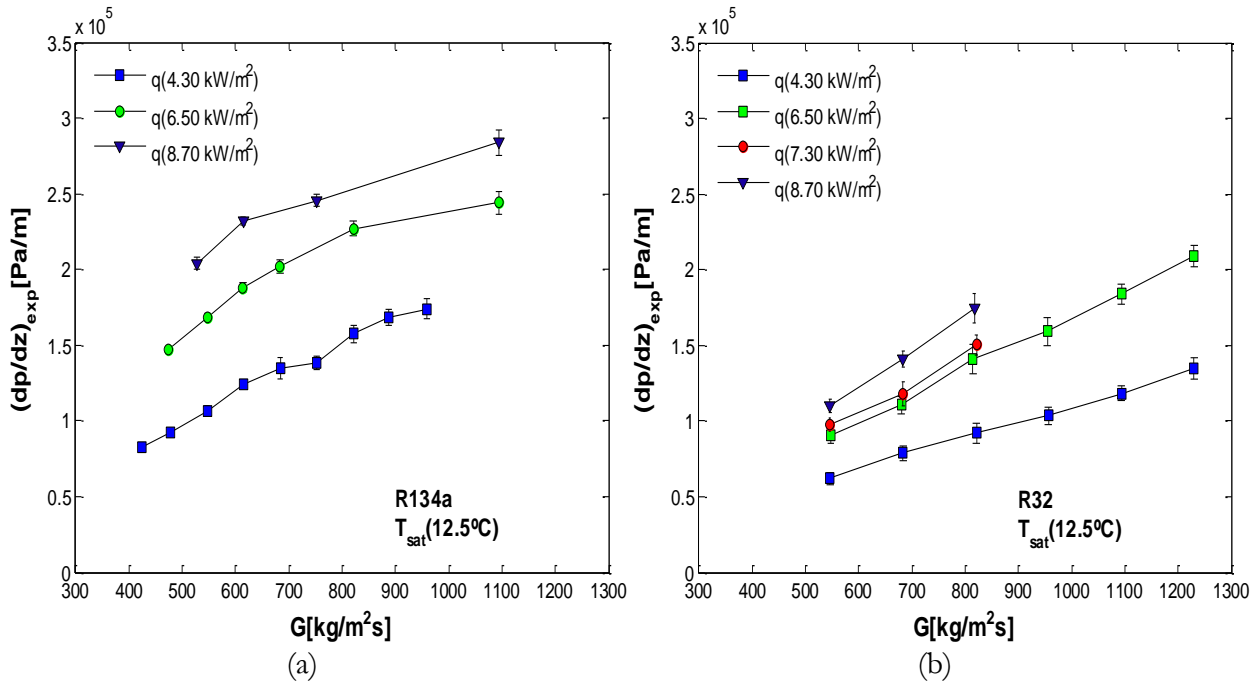


Fig. 5.2. Efecto de la velocidad másica sobre la caída de presión bifásica para una temperatura de saturación de $T_{sat} = 12.5^{\circ}\text{C}$; (a) R134a, (b) R32

5.1.2. Efecto de la temperatura de saturación

Las mediciones experimentales permitieron obtener datos en condiciones similares para tres temperaturas de saturación. Para elaborar estas graficas se estratificaron dentro de cada temperatura de saturación condiciones similares de velocidad másica y flujo de calor para cada refrigerante. El gradiente de presión experimental disminuye con un incremento de la temperatura de saturación, Fig. 5.3(a). Este comportamiento se puede atribuir al efecto contrario que tiene un incremento de la temperatura de saturación en las principales propiedades físicas del refrigerante, cuando la temperatura de saturación se incrementa, la densidad y la viscosidad de vapor saturado aumenta mientras que la densidad y la viscosidad de líquido disminuyen. Un aumento en la densidad de vapor implica una menor velocidad de vapor, en tanto que con una disminución en la viscosidad de líquido la fuerza de corte en la pared del tubo es menor, este efecto combinado de la densidad y la viscosidad resultan en valores menores del gradiente de presión bifásica con aumento de la temperatura de saturación. Una tendencia similar se puede observar en la Fig. 5.3(b), para el R32 con una velocidad másica y diferentes flujo de calor.

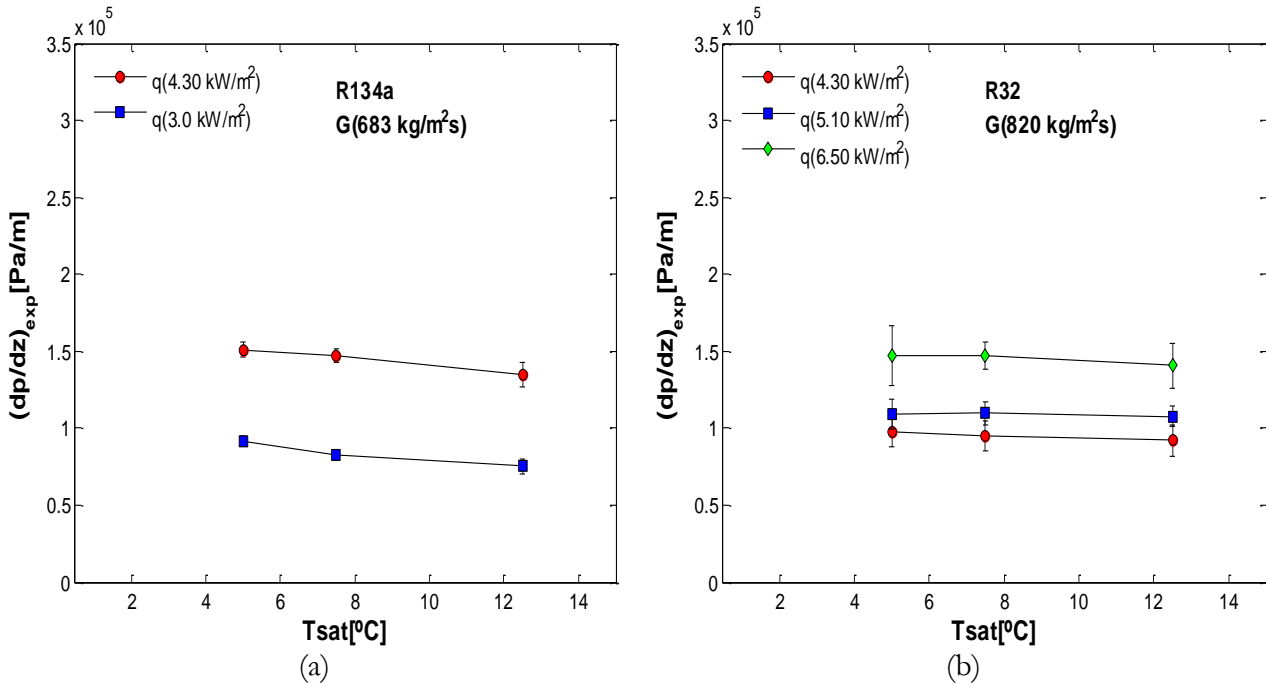


Fig. 5.3. Efecto de la temperatura de saturación sobre el gradiente de presión para diferentes flujo de calor ; (a) R134a con $G = 683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (b) R32 para $G = 820 \text{ kg/m}^2\text{s}$

5.1.3. Influencia del refrigerante

Es importante observar las influencias de las propiedades del refrigerante en el gradiente de presión experimental. En la Fig. 5.4 se grafican el gradiente de presión bifásica versus la velocidad másica para un flujo de calor de 6.50 kW/m^2 y una temperatura de saturación 12.5°C para ambos refrigerantes.

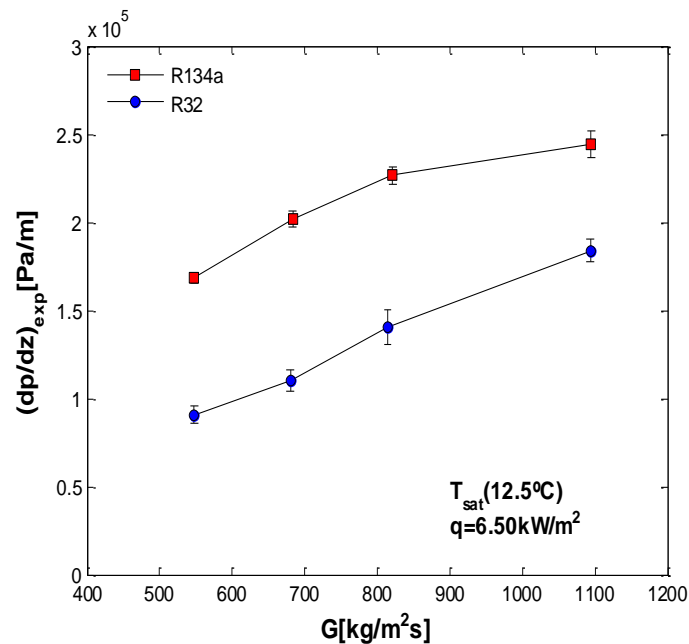


Fig. 5.4. Efecto del refrigerante en el gradiente de presión bifásico para una $T_{\text{sat}} = 12.5^\circ\text{C}$, $\dot{q} = 6.50 \text{ kW/m}^2$

Se puede distinguir que el R134a tiene un gradiente de presión mayor que el R32. De hecho, el gradiente de presión del R134a excede los valores del R32 en 50%-75% para las diferentes velocidades másicas y el flujo de calor fijado. El R134a posee una viscosidad de líquido más elevada que el R32, por lo tanto el esfuerzo cortante en la pared del tubo es más significativo en el R134a provocando un incremento en el gradiente de presión. Otra diferencia importante es la densidad de vapor, de hecho $\rho_g(\text{R32}) \approx 1.51 \rho_g(\text{R134a})$ la densidad de vapor del R32 es ligeramente superior a la del R134a, como resultado la velocidad de vapor es mayor para el R134a y en consecuencia el gradiente de presión experimental alcanza valores más elevados.

Es importante indicar que el R134a es un refrigerante de presión reducida media y R32 se clasifica dentro de los refrigerantes de presión reducida elevada. En general los refrigerantes de presión media y baja poseen propiedades físicas (densidad, tensión superficial, viscosidad) con valores más elevados que los de presión alta. Teniendo la idea de la presión reducida algunos de las explicaciones anteriores se pudiese realizar mediante el parámetro de presión reducida, en la literatura de mini-canales muchos autores Refs.[71,81,82,122] lo indican.

5.1.4. Análisis del parámetro de Lockhart-Martinelli.

El parámetro de Lockhart-Martinelli se expresa como la razón del gradiente de caída presión por fricción en la fase de líquida y el gradiente de caída presión por fricción de la fase vapor, como se puede observar en la expresión, Ec.(2.33). Este parámetro se asocia con el multiplicador de flujo bifásico en la fase líquida mediante una expresión algebraica desarrollada por Chisholm Ec.(2.34) en la cual se introduce un parámetro (C) que toma diferentes valores según la condición del flujo. El objetivo de esta sección es investigar la tendencia del parámetro de Chisholm en los datos experimentales del R134a y R32. La Fig. 5.5 muestra el parámetro de Lockhart-Martinelli versus el multiplicador de flujo bifásico para el R134a, un examen de la figura revela que la gran mayoría de puntos colapsan en el umbral de $C = 10$, $C = 5$. Sin embargo, con el incremento del parámetro de Lockhart-Martinelli los puntos presentan un comportamiento más caótico y una cantidad de puntos están fuera de la línea de transición $C = 5$. Similar al R134a los datos experimentales del R32 son capturados en el umbral $C[5 - 10]$, con excepción de la región donde el parámetro de Lockhart-Martinelli alcanza valores mayores de 1.5; en la cual se evidencia que los valores de la C experimental se localizan encima o fuera de la línea $C = 5$. Otra importante observación es que los datos de la C_{exp} para el R32 se aproximan más al valor de $C = 5$ a la vez que muestran menor desviación en su comportamiento. Este análisis permite concluir que las propiedades físicas del refrigerante influyen en el comportamiento del parámetro

de Chisholm. Por tanto, en futuros trabajos que involucren el desarrollo de correlaciones que permitan predecir el gradiente de presión por fricción ajustando la C Chisholm en el método de flujo separable es necesario considerar las propiedades del refrigerante.

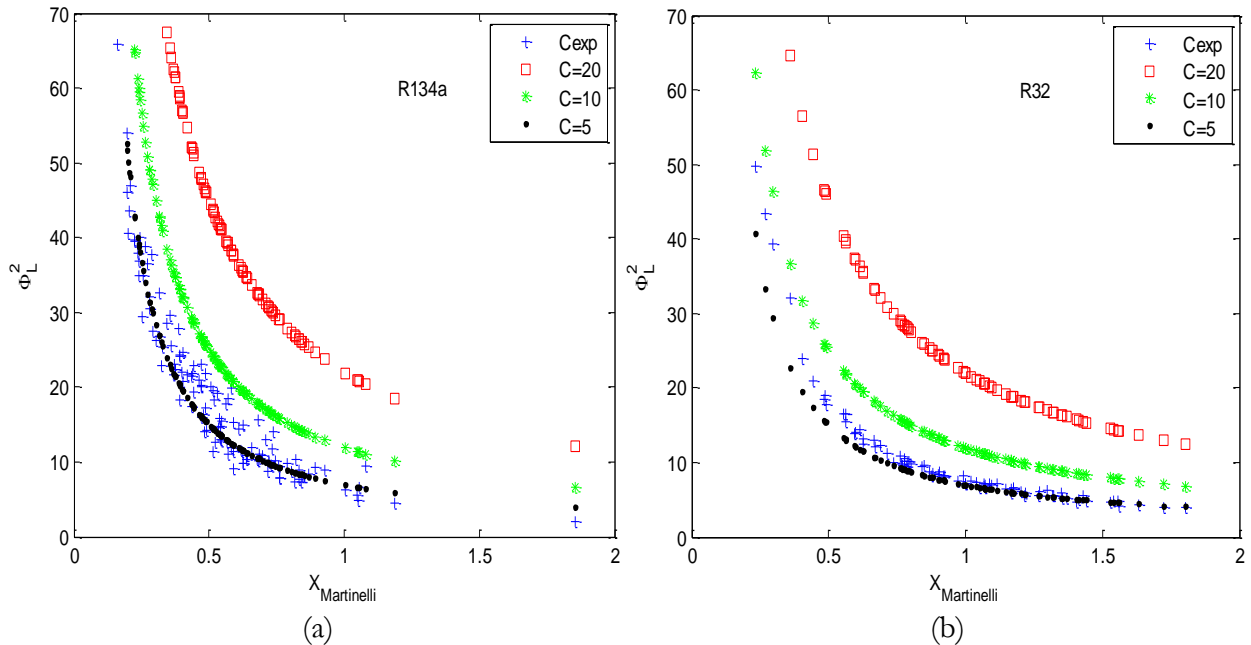


Fig. 5.5. Comportamiento del multiplicador de flujo bifásico versus el parámetro de Lockhart Martenelli; (a) R134a, (b) R32.

5.2. Coeficiente de transferencia de calor

Los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor local (HTC) se presentan en esta sección. Se investigan la influencia del flujo de calor, la velocidad másica, y la presión de saturación. Las investigaciones en micro/mini-canales reportan grandes discrepancias sobre el efecto que tienen estos parámetros sobre el coeficiente de transferencia de calor, y en consecuencia no está completamente claro sobre cuál mecanismo domina el proceso de evaporación, las primeras investigaciones Refs.[66,109,112] en mini-canales muestran que la ebullición nucleada domina en todo el rango de título, más tarde nuevas investigaciones revelaron que la velocidad másica influenciaba el HTC en la región de la campana de saturación que posee títulos elevados ($x > 0.7$) Refs.[114,147,149,149]. Trabajos experimentales Refs.[135,154] que investigaron la influencia del diámetro y la longitud del tubo encontraron una progresión hacia la ebullición nucleada conforme se reduce el diámetro hidráulico, además la longitud del tubo influye en la transición de los patrones de flujo. Thome et al. [119] propusieron que el mecanismo de transferencia de calor está gobernado por una película de líquido que rodea a la burbuja alargada (elongated bubble) no por la nucleación. El fenómeno de evaporación está siendo sujeto

de estudio en la comunidad científica, y/o investigaciones en tubo multipuerto para el proceso de evaporación son bastante reducida Refs.[92,93,111,113,158].

5.2.1. Evolución de las temperaturas en el tubo

El perfil de la temperatura de la pared, la temperatura del refrigerante (bulk temperature), y la temperatura de saturación para un punto con velocidad másica de $527 \text{ kg/m}^2\text{s}$, flujo de calor de 8.70 kW/m^2 y temperatura de saturación de 12.5 °C se muestra en Fig. 5.6(a) para el R134a. Los primeros centímetros del tubo corresponden a la región de líquido sub-enfriado donde la transferencia de calor es por convección forzada en flujo monofásico. En esta zona la temperatura de la pared es prácticamente constante mientras la temperatura del refrigerante incrementa rápidamente con un calentamiento uniforme en el tubo multipuerto. El incremento de la temperatura del refrigerante en la zona de monofásico podría atribuirse al hecho de que varía linealmente con la proporción del flujo de calor en cada posición de termopar como se expresa en Ec.(3.3).

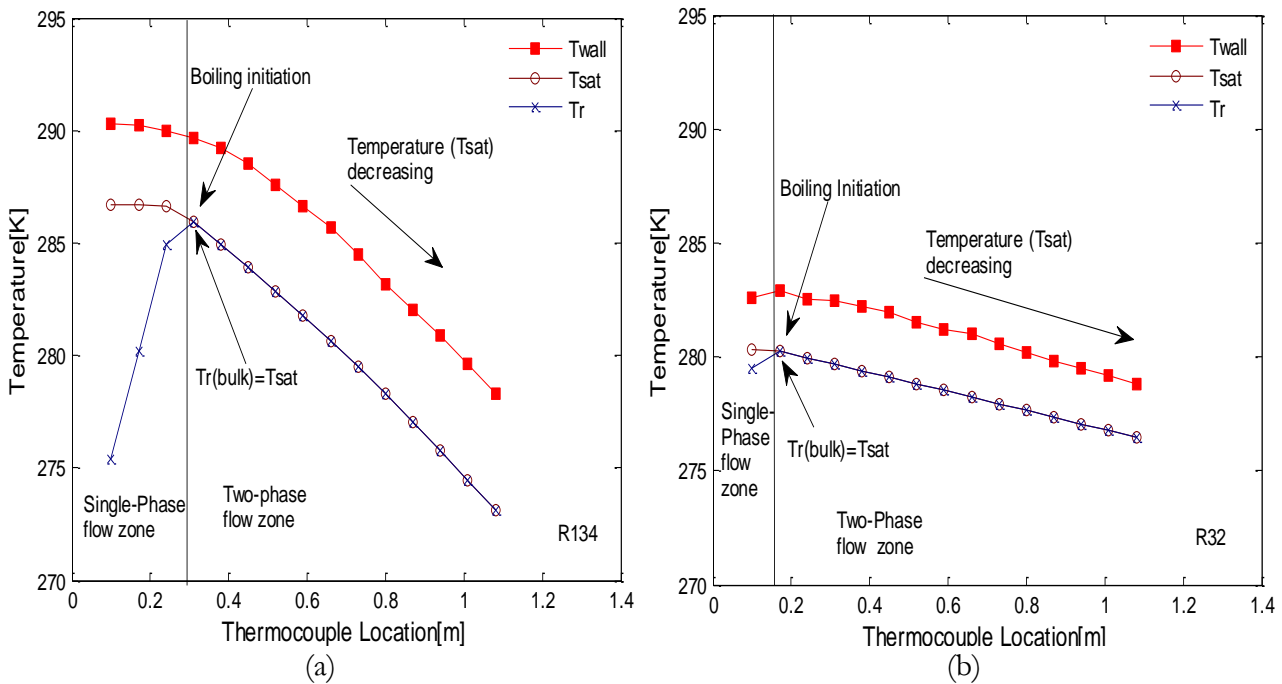


Fig. 5.6. Perfil de temperatura para (a) R134a, (b) R32

En la posición próximo a 0.31 cm, la temperatura del refrigerante alcanza la temperatura de saturación y la evaporación inicia formándose burbujas incipientes de vapor en la interfaz de líquido. En la literatura de la mini/micro-escala varias investigaciones Refs.[119,122,170] describieron que el flujo de burbujas ocupa pocos centímetros del tubo debido a que el efecto de confinamiento induce a una fusión rápida de las burbujas de vapor dando paso a un flujo intermitente de vapor dominado por las burbujas alargada (elongated bubble). En la zona de ebullición saturada la temperatura de la pared y la temperatura de saturación se comportan

monótonamente, decrecen con un avance de la posición en el tubo. Este comportamiento de la temperatura del refrigerante está asociado directamente con la correspondiente presión local de saturación; la cual se obtiene con un ajuste lineal de la caída de presión bifásica, como se expresa en la Ec.(3.8) y se muestra en la Fig. 3.6. En la Fig. 5.6(b) se presenta la evolución de las temperaturas para el R32, las condiciones de ensayos una velocidad másica $820 \text{ kg/m}^2\text{s}$, flujo de calor de 5.10 kW/m^2 , y una temperatura de saturación de 5°C , la tendencia similar a la del R134a, pero la ebullición inicia próximo a la posición del termopar 2 (0.17m).

5.2.2. Efecto del flujo de calor

En la Fig. 5.7 se presentan los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor versus el título termodinámico de vapor para diferentes valores del flujo de calor y una velocidad másica constante de $547 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para una temperatura de saturación de 12.5°C con ambos refrigerantes R134a, R32. Los resultados experimentales del R134a indican que el coeficiente de transferencia de calor incrementa con un incremento del flujo de calor, también se puede apreciar que la influencia del flujo de calor en el HTC es más pronunciada para títulos de vapor menores de 0.10, esta zona se caracteriza por una alta frecuencia de burbujas de vapor (bubbly flow) en formación.

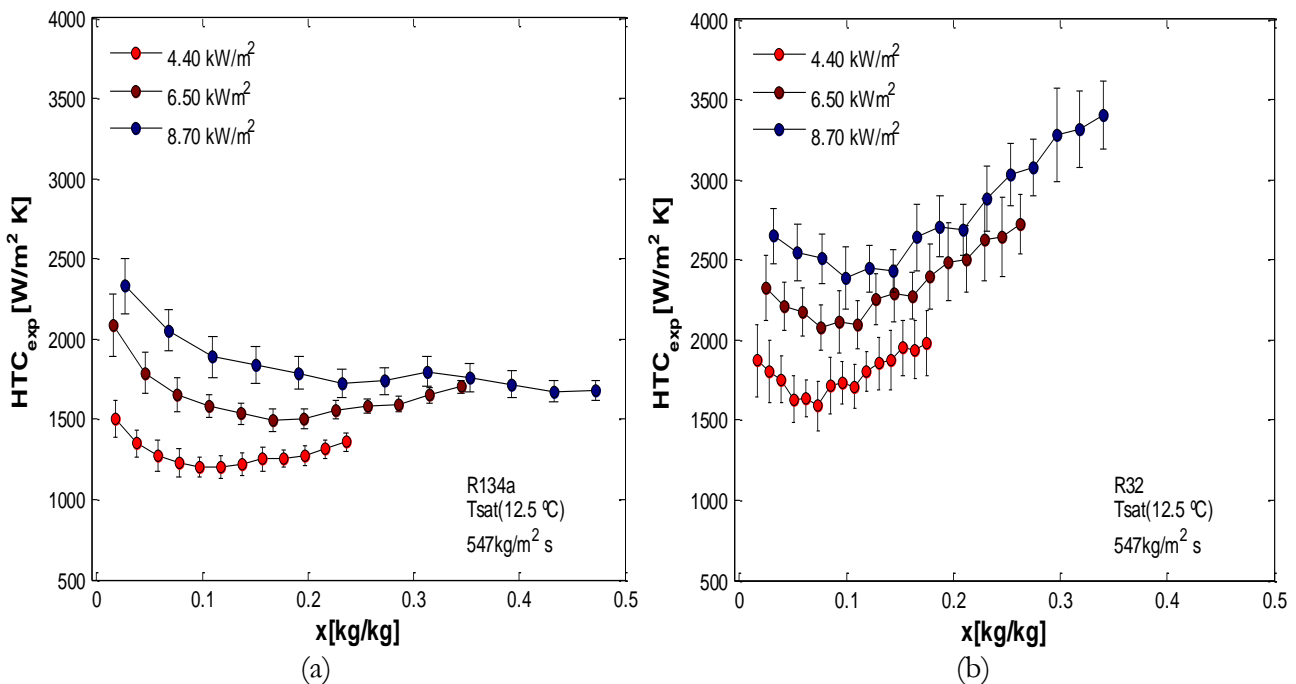


Fig. 5.7. Efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor.

Algunos autores Refs.[112,175,176] asocian este comportamiento a un dominio de la ebullición nucleada en el proceso de transferencia de calor bifásica. Thome et al. y sus colaboradores Refs.[118-120,171,177] demostraron que el efecto del flujo de calor sobre el HTC no implica la presencia del mecanismo de ebullición nucleada en el proceso de transferencia de calor

sugiriendo que este mecanismo solo es posible en el flujo de burbuja (bubbly flow) para título de vapor muy pequeños $0.05 < x < 0.01$. El autor argumento que el efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor en flujo de “slug flow” se puede explicar por el proceso de evaporación que ocurre en la película delgada de líquido (thin-film-evaporation) la cual rodea la burbuja alargada dentro del flujo de “slug flow” donde el proceso de transferencia de calor en la película delgada de líquido, así como la frecuencia de formación de la burbuja alargada de vapor son función del flujo de calor. Las nuevas investigaciones experimentales Refs.[161,169,178] en las cuales se identifican los patrones de flujo muestran que la ebullición nucleada solo se presenta en una región muy restringida del tubo, luego de inicializado el proceso de evaporación (título de vapor pequeño, $0.01 < x < 0.05$ en función de la velocidad másica y el flujo de calor ensayado), confirmando en cierta manera la teoría de Thome et al. [119,120]

Fig. 5.7(b) muestra el comportamiento del R32 con la misma velocidad másica, temperatura de saturación, con los mismos ejes presentado para el R134a, en la figura es posible observar una intensificación del coeficiente de transferencia de calor en función del flujo de calor particularmente para la región de título de vapor menor de 0.1, con el flujo de calor de 8.70 kW/m² las medidas del coeficiente de transferencia son más elevadas que el flujo de calor de 6.50 kW/m².

Para R134a el coeficiente de transferencia de calor alcanza un máximo cuando el título de vapor está próximo a un valor 0.02, justo después de iniciado el proceso de evaporación. Este pico al inicio de la ebullición ha sido observado por varios investigadores Refs.[113,131,132,154]. Thome et al. [119] describieron que este fenómeno puede deberse a un secado parcial (dry-out) en las paredes del tubo al inicio de la ebullición en consecuencia el coeficiente de transferencia de calor se dispara debido al rápido incremento de la temperatura en la pared del tubo. Luego de este valor máximo, el HTC decrece hasta una zona media de título de vapor ($0.08 < x < 0.15$), en esta zona apenas muestra variación y es prácticamente constante para todos los flujos de calor. Cuando el título de vapor $x > 0.15$, el coeficiente de transferencia de calor local incrementa ligeramente con el título de vapor hasta que alcanza la región final de título de vapor en el tubo. Con respecto al R32, el coeficiente de transferencia de calor presenta una tendencia muy similar al R134a, el HTC decrece hasta cierto valor del título de vapor (≈ 0.15), luego durante un estrecho rango de título de vapor se mantiene sin variación. Para títulos de vapor por encima de 0.15 la curva del coeficiente de transferencia de calor se incrementa continuamente.

En la figura además es fácil notar que el R32 posee valores del HTC mayores que R134a, estas diferencias se pueden atribuir a la presión reducida y a la conductividad térmica que posee R32 en comparación con el R134a, además de los elevados valores de entalpia específica del R32 (Tabla 4.1).

5.2.3. Influencia de la velocidad másica

El efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes en las mismas condiciones experimentales se muestra en Fig. 5.8. Examinado la Fig. 5.8(a) para los datos de ebullición del R134a, es posible concluir que un incremento de la velocidad másica no influye al coeficiente de transferencia de calor en la región de título de vapor estudiado, este comportamiento ha sido observado por otros autores en el estado del arte de mini/micro-canales. En la Fig. 5.8(b) el efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor no está completamente claro. En la zona de títulos menores de 0.1, el HTC decrece monótonamente con un incremento de la velocidad másica, próximo al valor de 0.1 todos los puntos convergen y la tendencia del coeficiente de transferencia de calor cambia incrementado con un aumento en la velocidad másica.

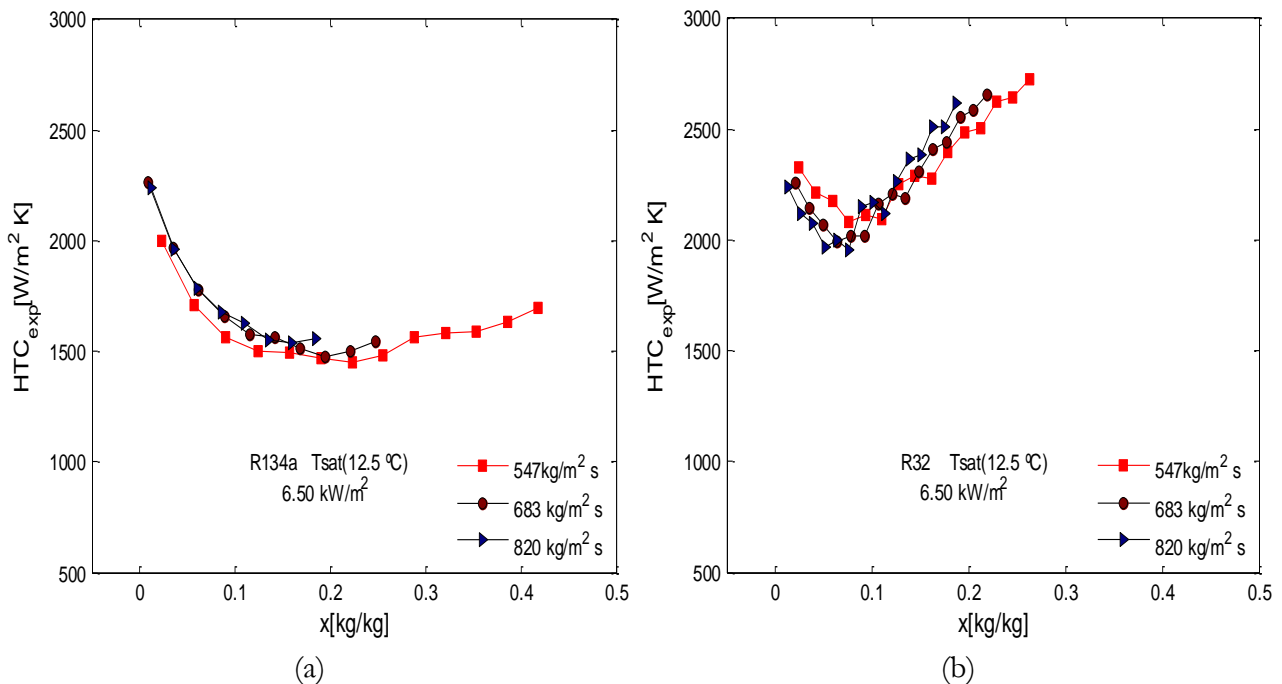


Fig. 5.8. Efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor para $T_{\text{sat}}=12.5^{\circ}\text{C}$, $\dot{q}=6.50\text{ kW/m}^2$ (a) R134a (b) R32

5.2.4. Efecto de la temperatura de saturación

Los ensayos que permiten desarrollar esta tesis se realizaron para tres temperatura de saturación 5, 7.5, 12.5 °C, para cada una se probaron diferentes flujo de calor y velocidad másica. La Fig.

5.9(a) muestra el comportamiento del HTC para un flujo de calor de 4.40 kW/m^2 , y velocidad másica de $410 \text{ kg/m}^2\text{s}$, para cada temperatura de saturación. Para una velocidad másica fija ($410 \text{ kg/m}^2\text{s}$) el coeficiente de transferencia de calor local aumenta con la temperatura de saturación. Un comportamiento idéntico se presenta en Fig. 5.9(b) con la velocidad másica de $683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 5.10 kW/m^2 para el R32, a mayor temperatura de saturación mayores valores del HTC son obtenidos para un flujo de calor y una velocidad másica fija. Este comportamiento podría estar asociado con la frecuencia de apertura que presentan las burbujas en la pared del tubo al inicio del proceso de evaporación. El incremento de la temperatura de saturación provoca una reducción en el diámetro de apertura de la burbuja vapor, como consecuencia las burbujas vapor se activan y se desprende de la pared del tubo con mayor frecuencia, este aparente caos causado por desarrollo de las burbujas vapor en la pared del tubo contribuye significativamente al aumento del HTC. Además, es necesario hacer notar que la temperatura de saturación tiene un efecto importante en el calor latente de vaporización, así como en la tensión superficial y las densidades del refrigerante.

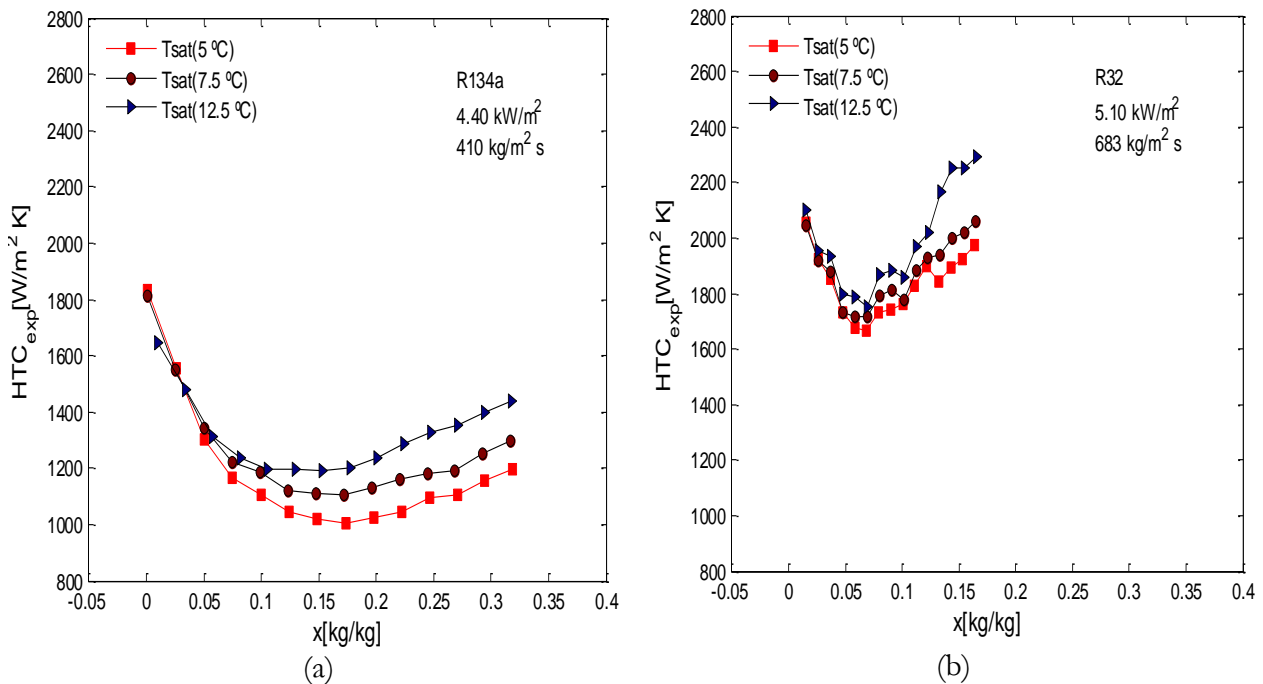


Fig. 5.9. Efecto de la temperatura de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor (a) para R134a $G=410 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $\dot{q}=4.40 \text{ kW/m}^2$, (b) R32 $G=683 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $\dot{q}=5.10 \text{ kW/m}^2$

5.2.5. Efecto del refrigerante

Las propiedades de los refrigerantes afectan considerablemente el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor, como se puede apreciar en la Fig. 5.10. El R32 es un refrigerante de alta presión reducida comparado con R134a, por tanto presentan propiedades

físicas muy dispares (Tabla 4.1, Cap.4), los valores densidad de vapor del R32 excede al R134a por 50%. La tensión superficial del R134a es mayor que R32. El coeficiente de transferencia de calor del R32 es mayor que R134a para condiciones experimentales similares para ambos refrigerantes (Fig.5.9). Este comportamiento puede estar asociado a la diferencias en la conductividad de líquido saturado que presentan ambos refrigerantes, de hecho la conductividad del R32 es aproximadamente el doble comparada con la R134a; en consecuencia el R32 tiene una mayor capacidad de transferencia de calor en la película de líquido que separa el núcleo de vapor de la pared interior del tubo alcanzando valores mayores en el coeficiente de transferencia de calor.

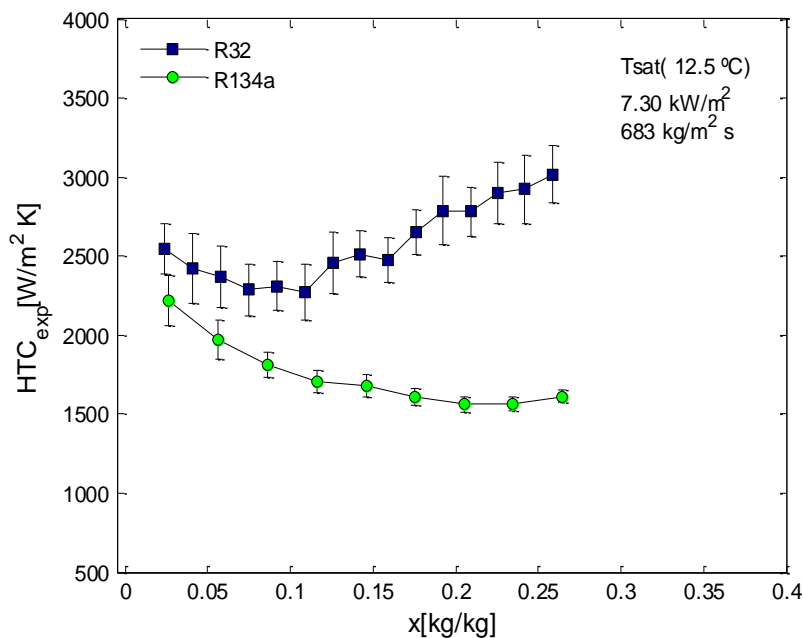


Fig. 5.10 Efecto del refrigerante en el coeficiente de transferencia de calor para $\dot{q}=7.30 \text{ kW/m}^2$, $G=683 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}}=12.5^\circ\text{C}$

5.3. Resumen

La influencia de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación sobre la caída de presión bifásica y el coeficiente de transferencia de calor local en tubo multipuerto con ambos refrigerante R134a, R32 se han discutido en este capítulo.

Los resultados experimentales para ambos refrigerantes indican que la caída de presión por fricción es la principal componente para la caída de presión en un flujo bifásico, ya que la componente

gravitacional es cero y la componente de caída de presión por aceleración presenta valores muy pequeños en comparación con la componente de fricción.

Para un flujo calor fijo, el gradiente de presión en un flujo bifásico aumenta con un incremento en la velocidad másica. Para el caso contrario, en el que se fija un flujo de calor con un aumento de la velocidad másica el gradiente de caída de presión presentó un comportamiento similar aumentando con un incremento progresivo del flujo de calor. Sin embargo, el gradiente de presión en un flujo bifásico disminuye con un incremento de la temperatura de saturación.

La comparación del rendimiento de los refrigerantes en términos de caída de presión indicó que el gradiente de presión para el R134a excede los valores del R32 en más del 50% para las diferentes velocidades másicas y flujo de calor fijado.

El coeficiente de transferencia de calor es función del flujo de calor incrementando con este en ambos refrigerantes para todo el rango de título de vapor estudiado, no se encontró ningún efecto de la velocidad másica sobre el coeficiente de transferencia de calor. Para un flujo de calor fijo el coeficiente de transferencia de calor mostró cierta dependencia del título de vapor.

En condiciones experimentales similares se comparó el coeficiente de transferencia de calor de R134a y el R32, El resultado de la comparación revela que los valores del R32 son aproximadamente el doble en comparación.

CAPÍTULO 6. Evaluación de los modelos predictivos

Contenido

Este capítulo está estructurado en dos secciones principales; en la primera se comparan los resultados experimentales de la caída de presión por fricción con modelos predictivos disponible en la literatura de la macro-escala y la mini/micro-escala. La gran mayoría de estos modelos de caída de presión fueron desarrollados por el método de flujo separable; el cual asume que la fase de líquido y vapor está completamente segregada considerando las propiedades físicas de cada fase líquido-vapor. Además, dentro de esta sección se evalúan siete correlaciones de viscosidad dentro del método homogéneo.

En la segunda sección, se comparan los resultados experimentales de transferencia de calor con ocho modelos predictivos del coeficiente de transferencia de calor reportados en la teoría de la mini/micro-escala y tres modelos de la macro-escala. Por último, se evalúa el primer modelo desarrollado en la teoría del proceso de evaporación en micro-escala que considera el mecanismo físico de la burbuja de vapor alargada dentro del régimen de flujo “*slug flow*”

La capacidad predictiva de los modelos de caída de presión por fricción y transferencia de calor se evalúa empleado dos criterios; desviación media relativa $MRD(\%)$ y desviación media absoluta $MRAD(\%)$, las posibles causas de estas desviaciones con respecto a los resultados experimentales son discutidas.

6.1. Evolución de los modelos predictivos de caída de presión por fricción en un flujo bifásico

Las correlaciones o modelos de caída de presión bifásica evaluadas en este apartado se pueden clasificar dentro de dos métodos: el método de flujo separable y el modelo homogéneo. Los modelos reportados en el método de flujo separable se agrupan de dos formas distintas; modelos que introducen una modificación en el parámetro de Chisholm y modelos desarrollados a partir del multiplicador de flujo bifásico de la fase de líquido o vapor.

Este apartado incluye las curvas características de la caída de presión versus todo el rango título de vapor para algunas de las correlaciones estudiadas con ambos refrigerantes. Luego se evalúan algunos modelos de caída de presión por fricción bifásica que han tenido gran éxito en canales convencionales esta correlaciones se desarrollaron para macro-canales, y en las investigaciones de mini/micro-canales están siendo evaluada con resultados razonables. Después, se investiga el comportamiento de la caída de presión bifásica usando el modelo homogéneo con las diferentes correlaciones de viscosidad disponible en la literatura. Por último, se prueban modelos que se ha desarrollados en mini/micro-canales bajo ciertas condiciones experimentales, condiciones que se muestran en la Tabla 2.5 En el Capítulo 2, sección 2.3.7 se describen con profundidad las correlaciones que se evalúan en este capítulo.

La Fig. 6.1 muestra la evolución de los modelos de caída de presión por fricción para todo el rango de título vapor, con velocidad másica constante de $683 \text{ kg/m}^2\text{s}$ y un flujo de calor 5.10 kW/m^2 para ambos refrigerantes. Todos los modelos de caída de presión se incrementan hasta un máximo próximo al título de vapor de 0.8 luego presentan un desplome. En la literatura Refs.[86,87,179] se encuentra una explicación física de este comportamiento asociando la caída de presión con los patrones de flujo. En la zona de títulos de vapor menores de 0.4, el patrón de flujo que se presenta es el flujo intermitente dominado por burbujas alargadas de vapor dentro de la fase líquida (elongated bubbles) la caída de presión en esta zona depende de la fricción del líquido en la pared del tubo, un incremento en el núcleo de vapor provoca una transición al flujo anular y la caída de presión es principalmente influenciada por la película de líquido que envuelven el núcleo de vapor en el interior del tubo. Cuando el título está próximo a 0.8, la película de líquido en la pared interior del tubo se adelgaza evaporando hasta la ocurrencia de un secado (dry-out), y el esfuerzo cortante del refrigerante se reduce en consecuencia disminuye la fricción en la pared del tubo y decrece la caída de presión en flujo bifásico.

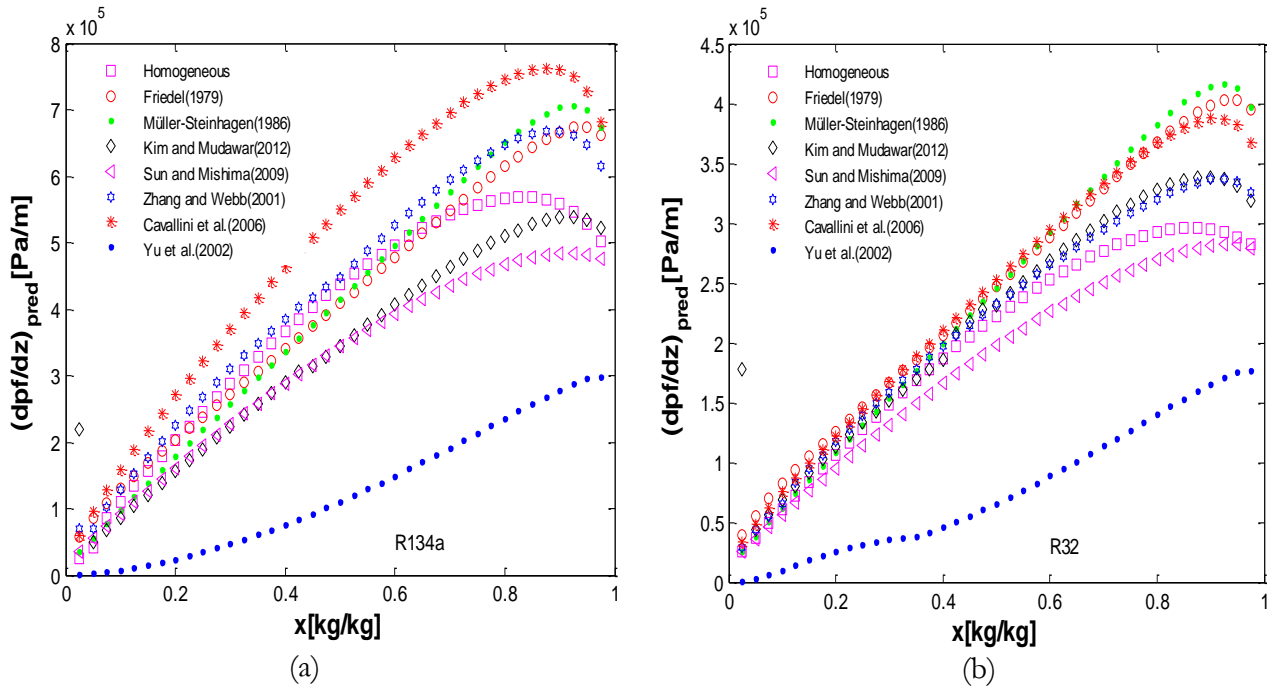


Fig. 6.1. Evaluación de los modelos de caída de presión por fricción para todo el rango de título de vapor para $T_{sat}=7.5^{\circ}\text{C}$, $G=683\text{ kg/m}^2\text{s}$, $\dot{q}=5.10\text{ kW/m}^2$

La correlación propuesta por Yu et al. [73] presenta valores muy pequeños en comparación con los otros modelos (Fig. 6.1), este comportamiento se puede atribuir a que esta correlación fue desarrollada para agua, la cual tiene valores de presión menores para la misma temperatura de saturación que los refrigerantes evaluados en esta tesis.

6.1.1. Modelos de caída de presión por fricción en macro-canales

En esta sección se estudian las correlaciones de Friedel [61], Müller-Steinhagen & Heck [63], la correlación de Souza & Pimenta [64], estos modelos se desarrollaron para tubo convencionales pero consideran propiedades que se han demostrado que juegan un papel importante en la teoría de mini/micro- canales como son la tensión superficial, el efecto del diámetro entre otras más.

El modelo de Friedel [61] es un modelo bastante estudiado en tubos convencionales, se desarrolló con una base de dato 25,000 puntos con diferentes refrigerantes, agua, queroseno. El modelo se aplica a flujo vertical y horizontal para cualquier tipo de fluido, sin embargo Sun & Mishima [94] recomiendan que es más adecuado emplearla con refrigerantes. Es una correlación bastante compleja que captura un espectro amplio de propiedades del fluido y de las características geométricas del tubo. La correlación toma en cuenta las interacciones entre las fuerzas inerciales y las fuerzas gravitacionales, la tensión superficial, la razón de viscosidades y densidades en la fase líquida y la fase vapor, el efecto del diámetro, Ec.(2.36).

La Fig. 6.2(a) muestra el gradiente de presión por fricción experimental versus el gradiente por fricción del modelo de Friedel [61] para ambos refrigerantes. Con el R134a, para flujo de calor pequeño y velocidades másicas elevadas (una región de título de vapor insignificante) está correlación no estima con presión los datos experimentales de caída de presión. Sin embargo con un incremento del título de vapor la habilidad de la correlación para capturar los datos experimentales es bastante razonable. Usando R32, la correlación subestima ligeramente los datos experimentales del gradiente de presión. En la Tabla 6.1 se muestran las desviaciones relativas y absolutas de cada modelo para el R134a y el R32. Este modelo estima los datos experimentales del gradiente de presión bifásico con una desviación relativa de 29.41% para el R134a y de -13.32% con el R32.

En la Fig. 6.2(b) se muestra la comparación del modelo de Müller-Steinhagen & Heck [63], este modelo evalúa el gradiente de presión por fricción bifásico interpolando linealmente entre el gradiente de presión por fricción de la fase de líquido y el gradiente de presión de la fase vapor. Esta correlación se desarrolló para un rango de diámetro de 4-392 mm, Ec.(2.38). Como se puede observar en la figura, la correlación presenta una buena capacidad de predicción con velocidades másicas moderadas a diferencia del modelo de Friedel [61]. Para velocidades másicas y flujo de calor elevado muestra desviaciones con respecto a la banda central de error.

En la literatura de mini/micro-canales Koyama et al. [74,75], Cavallini et al.[81-83], Xu & Fang [104], han probado las correlaciones de Friedel, Müller-Steingahen & Heck encontrando resultados similares a los presentados anteriormente con el R134a. En la literatura existen muy pocas publicaciones que investiguen la caída de presión del R32, en Cavallini et al. [106] investigaron este refrigerante en tubo de un solo canal (mono-puerto) mostrando que ambas correlaciones predicen satisfactoriamente sus resultados experimentales de caída de presión por fricción.

El modelo de Souza & Pimenta [64] considera refrigerantes puro (R12, R22, R134a), y refrigerantes mixtos (MP-39,R-32/125), y diámetros internos de 7.75,10.92 mm y un rango de temperatura de saturación de -20°C a +15°C, Ec.(2.39). Este modelo (Fig. 6.2(c)) subestima los resultados experimentales del gradiente de presión con desviación absoluta de 47.07%,46.50% para el R134a, R32 respectivamente.

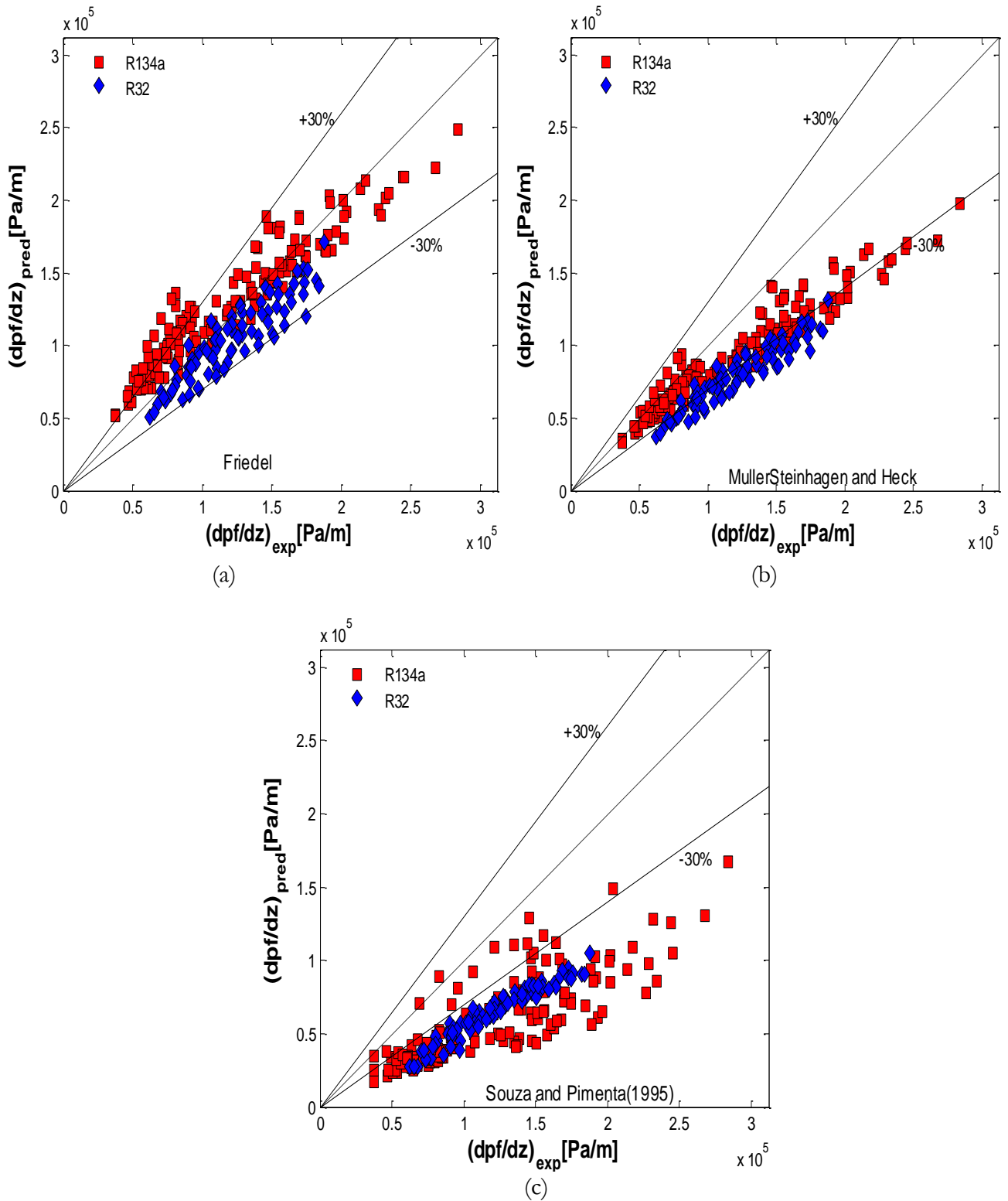


Fig. 6.2. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con el modelo de; (a) Friedel, (b) Müller-Steinhagen & Heck, (c) Souza & Pimenta

6.1.2. Modelo homogéneo

En este apartado se estudia el comportamiento del gradiente de presión por fricción calculado mediante el modelo homogéneo. Se ha observado que su tendencia cambia en función de la correlación que se utilice para evaluar la viscosidad del líquido en el cálculo del Reynolds. Las correlaciones de viscosidad consideradas en esta investigación se muestran en la Tabla 2.4, conjuntamente con una explicación del modelo homogéneo. La Fig. 6.3(a-g) presenta la tendencia del gradiente de presión por fricción experimental en relación al gradiente de presión del modelo homogéneo con siete correlaciones de viscosidad.

Las correlaciones de viscosidad dentro del modelo homogéneo que mejor estima los datos experimentales de caída de presión por fricción son Owens [58] y Cicchitti et al. [54] para ambos refrigerantes. La correlación de viscosidad Cicchitti et al. [54] estima los datos experimentales con mayor precisión que la correlación de Lin et al. [56], Akers et al. [52], Dukler et al. [55] or Bettle & Whalley [53]. Recientemente, Xu & Fang [103] presentaron un trabajo evaluando 29 correlaciones con 2662 datos de caída de presión por fricción. La base de datos se componía de quince refrigerante incluyendo el R134a, pero no el R32. En este estudio, encontraron que la correlación de viscosidad Cicchitti et al. [54] dentro del modelo homogéneo presenta muy buenos resultados en los procesos de evaporación.

Una característica común del modelo homogéneo con el R134a para todas las correlaciones de viscosidad probadas es que tienden a subestimar la caída de presión por fricción a medida que se incrementa el título de vapor para una velocidad másica fija. Sin embargo en la zona de título de vapor bajo y ligeramente moderado el modelo estima satisfactoriamente los datos experimentales.

Una posible razón de este cambio de tendencia podría deberse al hecho de que el modelo homogéneo asocia las propiedades físicas del fluido (densidad, viscosidad) con el título de vapor para obtener valores medios de las propiedades, y en consecuencia, a medida que el flujo de vapor en el tubo se incrementa el modelo tiende a tener menor precisión. Chen et al. [69], Choi et al. [89] reportaron una tendencia equivalente del modelo homogéneo, el primero utilizando agua y R410A como fluido de trabajo, en Choi et al. [89] emplearon R410A.

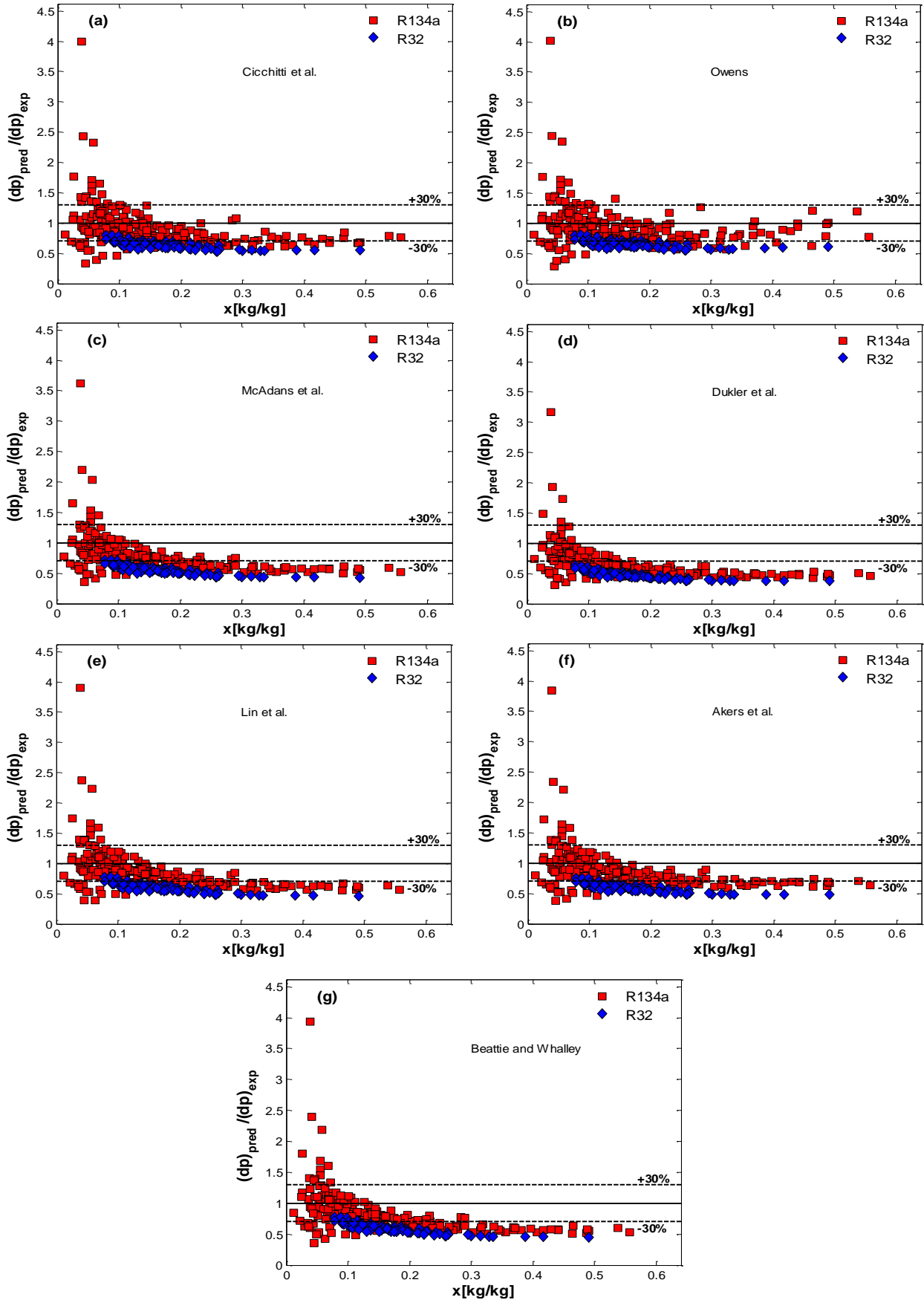


Fig. 6.3. Evaluación del modelo homogéneo utilizando diferentes modelos de viscosidad; (a) Cicchitti (b) Owens (c) McAdams (d) Dukler (e) Lin et al. (f) Akers et al. (g) Beattie & Whalley

Para R32 todos los modelos de viscosidad que subestiman los datos experimentales de caída de presión por fricción, siguen siendo los más precisos el de Owens [58] y Cicchitti et al. [54] con una desviación absoluta (MARD) 35.77% y, 34.08% respectivamente.

En general, el modelo homogéneo presenta una mejor capacidad predictiva con los datos experimentales de caída de presión del R134a. No obstante, la tendencia sistemática a subestimar la caída de presión por fricción para títulos de vapor con la mayoría de correlaciones de viscosidad ($x > 0.3$) hacen que el modelo proporcione una excelente aproximación promedio de la caída de presión por fricción.

6.1.3. Modelos de caída de presión por fricción micro/mini-canales

En la última década se han publicado varios estudios presentando modelos que estiman la caída de presión por fricción bifásica en mini/micro-canales. Estos métodos en su mayoría son empíricos ya que se desarrollan mediante ajuste de mínimos cuadrados para condiciones experimentales específicas. Considerando que el método de ensayo varía de un autor a otro, algunas de estas correlaciones se desarrollan en condiciones adiabáticas (Mishima & Hibiki [67]), otras evaporando el fluido con corriente alterna (Choi et al. [89]), o corriente directa (Zang and Webb [71]), o calentando el refrigerante con un fluido secundario, y una que otra en condensación (Koyama et al. [75]), con excepción del modelo de Garimella et al. [77,78] que relaciona la caída de presión por fricción bifásica con los patrones de flujo que se manifiestan durante el cambio de fase. Estos modelos empíricos se aproximarán en mayor o en menor medida a los datos experimentales cuando las condiciones en las que fueron desarrollados sean bastante parecidas a la presentada en la Tabla 4.3

En esta sección se evalúan los modelos de Mishima & Hibiki [67], Yu et al. [73], Zhang & Webb [71], Garimella et al. [78], Koyama et al. [74], Yun et al. [80], Cavallini et al. [82], Choi et al. [89], Sun & Mishima [94], Kim & Mudawar [100], Xu & Fang [104] con los datos experimentales de caída de presión fricción para el R134a y R32.

Los primeros modelos de caída de presión por fricción que se presentaron en mini/micro-canales no incluyeron las propiedades de los refrigerantes para su desarrollo de forma empírica, sino que utilizaron agua o la mezcla aire-agua. Mishima & Hibiki [67] propusieron el primer modelo de caída de presión por fricción en condiciones adiabáticas con agua-aire, y diámetro hidráulico en el rango 1-4 mm; como se ilustra en la Tabla 2.5, esta correlación toma en cuenta únicamente el efecto de la reducción del diámetro en el parámetro de Chisholm mediante una función

exponencial, Ec.(2.40). Este modelo subestima el gradiente de presión para ambos refrigerantes como puede verse en la Fig. 6.4(a), quizá la sola consideración del diámetro para el desarrollo de un modelo no sea suficiente.

Yu et al. [73] propusieron una modelo para estimar la caída de presión ajustando el multiplicador de flujo bifásico con el parámetro de Lockhart-Martinelli en una función exponencial inversa, Ec.(2.42). Este modelo (Fig. 6.4(b)) no presenta un buen desempeño con ambos refrigerantes. Por tanto, las propiedades del agua-aire consideradas para realizar el ajuste de mínimos cuadrados de sus mediciones experimentales no capturan apropiadamente las propiedades de los refrigerantes estudiados.

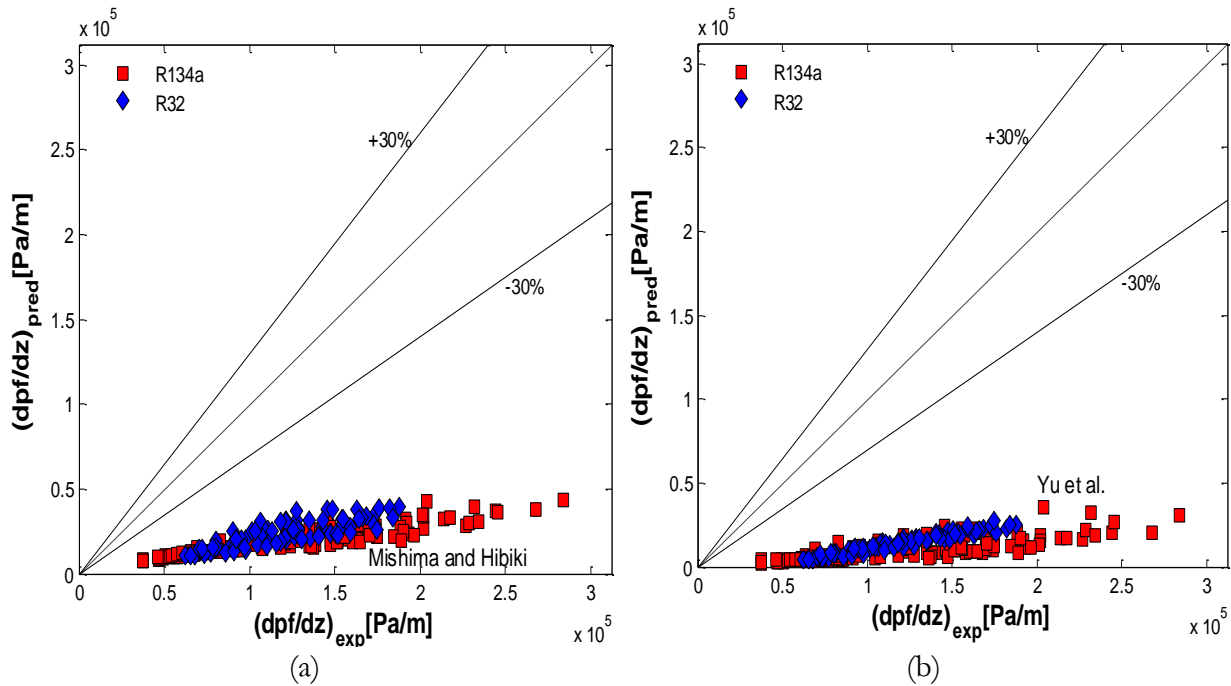


Fig. 6.4. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales: (a)Mishima & Hibiki (b)Yu et al.

Zhang & Webb [71] modificaron el modelo de Friedel [61] introduciendo el término de presión reducida para capturar las propiedades del fluido, conjuntamente eliminaron el número adimensional de Froude, debido a que no juega un papel relevante en la teoría de mini/micro-canales. Esta correlación (Fig. 6.5(a)) sobreestima los datos experimentales para el R134a, este comportamiento se puede atribuir a que el modelo fue desarrollado para presiones reducidas mayores de 0.2, y los datos experimentales del R134a fueron ensayados en el rango de presión reducidas (0.0861, 0.0936 ,0.111). Resultados similares expusieron los autores en su artículo cuando evaluaron su modelo con datos con una presión reducida por debajo del umbral 0.2. Para

el R32 un refrigerante clasificado en el rango de presión reducida alta, la correlación estima el gradiente de presión fricción experimental con una desviación absoluta de 19.70%.

En la Fig. 6.5(b) se muestra el gradiente de presión por fricción experimental versus el modelo de Koyama et al.[74] para ambos refrigerantes. Este modelo subestima los datos experimentales del gradiente de presión para el R134a. La desviación con respecto a la línea central de error es más notoria a medida que se incrementan los valores del gradiente de presión. Para el R32 este modelo subestima ligeramente los datos experimentales del R32. Una posible explicación para esta tendencia podría deberse al hecho de que este modelo se desarrolló para condensación utilizando un fluido secundario para condensar el refrigerante. En este tipo de ensayo el flujo de calor es un parámetro variable, contrario al método utilizado en esta investigación (flujo de calor constante).

Garimella et al. [78] desarrollaron un modelo para evaluar la caída de presión en los procesos de condensación considerando el mecanismo de flujo intermitente (slug/plug flow) dentro del tubo. Este modelo se validó usando R134a para tubos multipuerto con diferentes geometrías (circular, rectangular, triangular) y un rango de diámetro hidráulico de 0.5-5 mm. Es oportuno enfatizar que el modelo está basado en el mecanismo físico del régimen de flujo intermitente, por tanto no es una correlación empírica. Este modelo subestima los datos experimentales del gradiente de presión por fricción del R32 con una desviación absoluta (MARD) de 35.77%, como se puede apreciar en Fig. 6.5(c). Para R134a el modelo captura dentro de la banda de error los datos experimentales de caída de presión con valores pequeños ($<0.1\text{MPa/m}$), con un aumento de la caída de presión (mayor velocidad másica y flujo de calor) tiende a desviarse subestimando los datos experimentales.

La tendencia de los datos experimentales versus el modelo de Cavallini et al. [82] se muestra en la Fig. 6.5.(e). Esta correlación estima con precisión razonable los datos experimentales del R134a, exceptuando los puntos con velocidades másicas en el umbral mayor de $952\text{ kg/m}^2\text{s}$ y valores de flujo de calor muy pequeño (títulos de vapor menores de 0.1), con un incremento en el núcleo de vapor la capacidad del modelo para capturar la tendencia de los datos mejora significativamente. Para el R32 con un incremento en la temperatura de saturación la correlación subestima ligeramente los datos experimentales de caída de presión; la desviación relativa y absoluta se muestra en la Tabla 6.1.

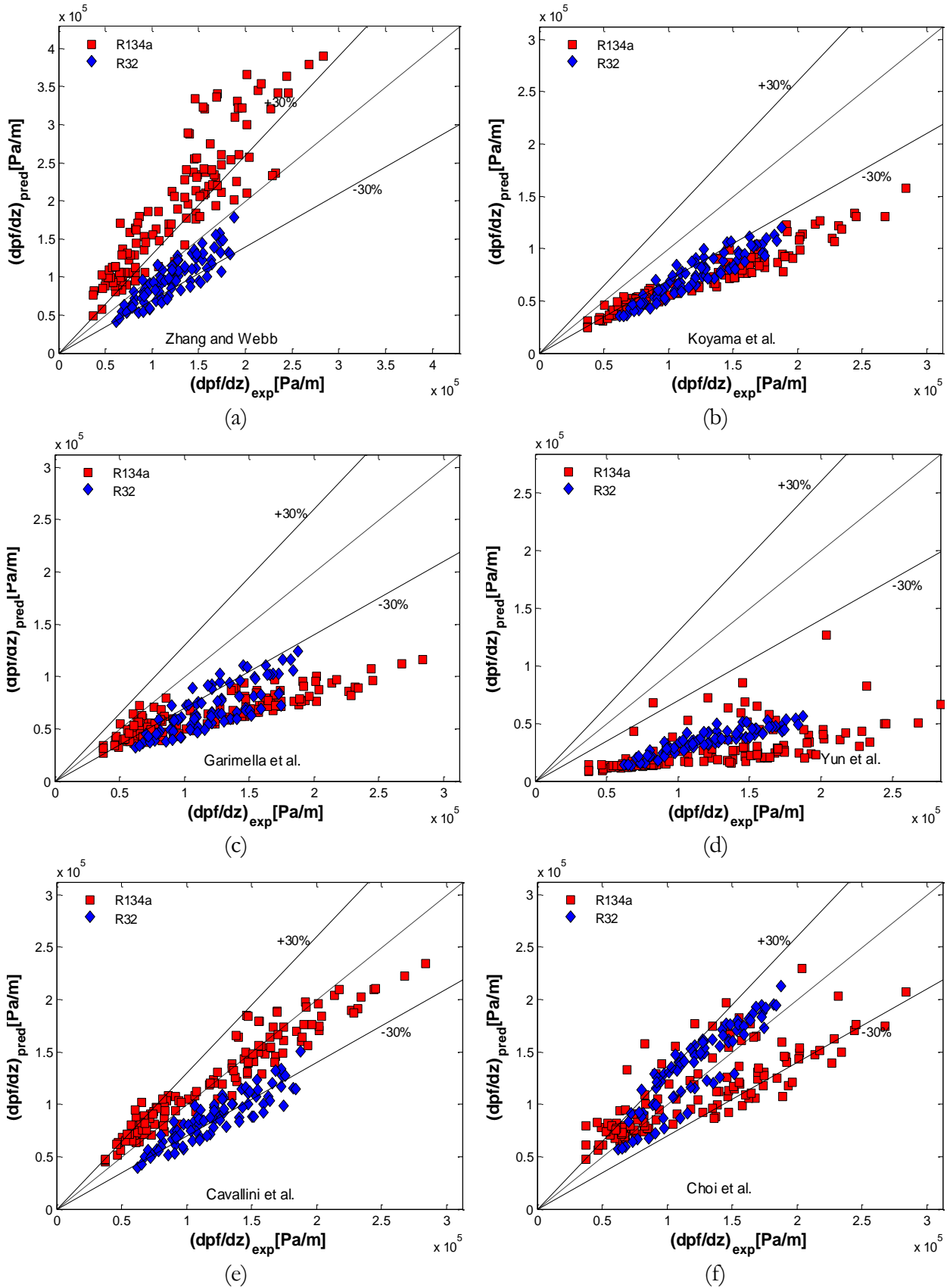


Fig. 6.5. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales. (a) Zhang & Webb (b) Koyama et al. (c) Garimella et al. (d) Yu et al. (e) Cavallini et al. (f) Choi et al.

El modelo de Choi et al. [89] (Fig. 6.5(f)) presenta una gran dispersión con los datos experimentales de caída presión. De hecho, para el R134a la tendencia del modelo es a sobreestimar los puntos del gradiente de presión con valores pequeños. Para valores más elevados del gradiente de presión ($>0.1\text{MPa}$) el modelo subestima los datos experimentales, sin embargo una tendencia contraria se evidencia con los datos del R32. Esta discrepancia en la capacidad predictiva del modelo es posiblemente debido a que fue desarrollado usando R410a en tubos circulares de acero inoxidable, las propiedades del R410 son muy diferentes comparadas con R134a o R32. La desviación relativa para el R134a es 9.67% mientras que para el R32 es 11.96%. Es necesario hacer notar que este modelo cumple el criterio estadístico, ya que muestra unas desviaciones bastante bajas $<\pm 30\%$. Sin embargo, para considerar que un modelo tiene buena capacidad predictiva además del criterio puramente estadístico debe capturar la tendencia de las mediciones experimentales.

El modelo de Sun & Mishima [94] (Fig. 6.6(a)) tiende a desviarse de la banda de error con el incremento de los valores del gradiente de presión para ambos refrigerantes. La desviación relativa es de -11.38% , -39.94 para el R134a y R32, respectivamente.

Kim & Mudawar [100] trataron desarrollar un modelo universal para el cálculo de la caída de presión a partir de datos extraídos de 36 publicaciones en condiciones adiabática y condensación. El rango de diámetro hidráulico es 0.0695-6.22 mm. En esta correlación asociaron el parámetro de Chishlom en cada condición del régimen de flujo tomando en cuenta el efecto de la superficie de tención, el diámetro hidráulico, la velocidad másica, y la fuerza viscosa mediante los números adimensionales de Reynolds, número de Suratman (Reynolds líquido/ número Webber), Ec. (2.48).

En Fig. 6.6(b) se muestra la tendencia de esta correlación versus los datos experimentales, el modelo no estima con precisión los datos de caída de presión, de hecho el resultado es una nube de puntos muy dispersa y centrada dentro de la banda de error para ambos refrigerantes. Este deterioro de la capacidad predictiva del modelo podría ser debido a que no considera mediciones de caída de presión para el proceso evaporación, como cité con anterioridad, el modelo se desarrolló para flujo adiabático y condensación.

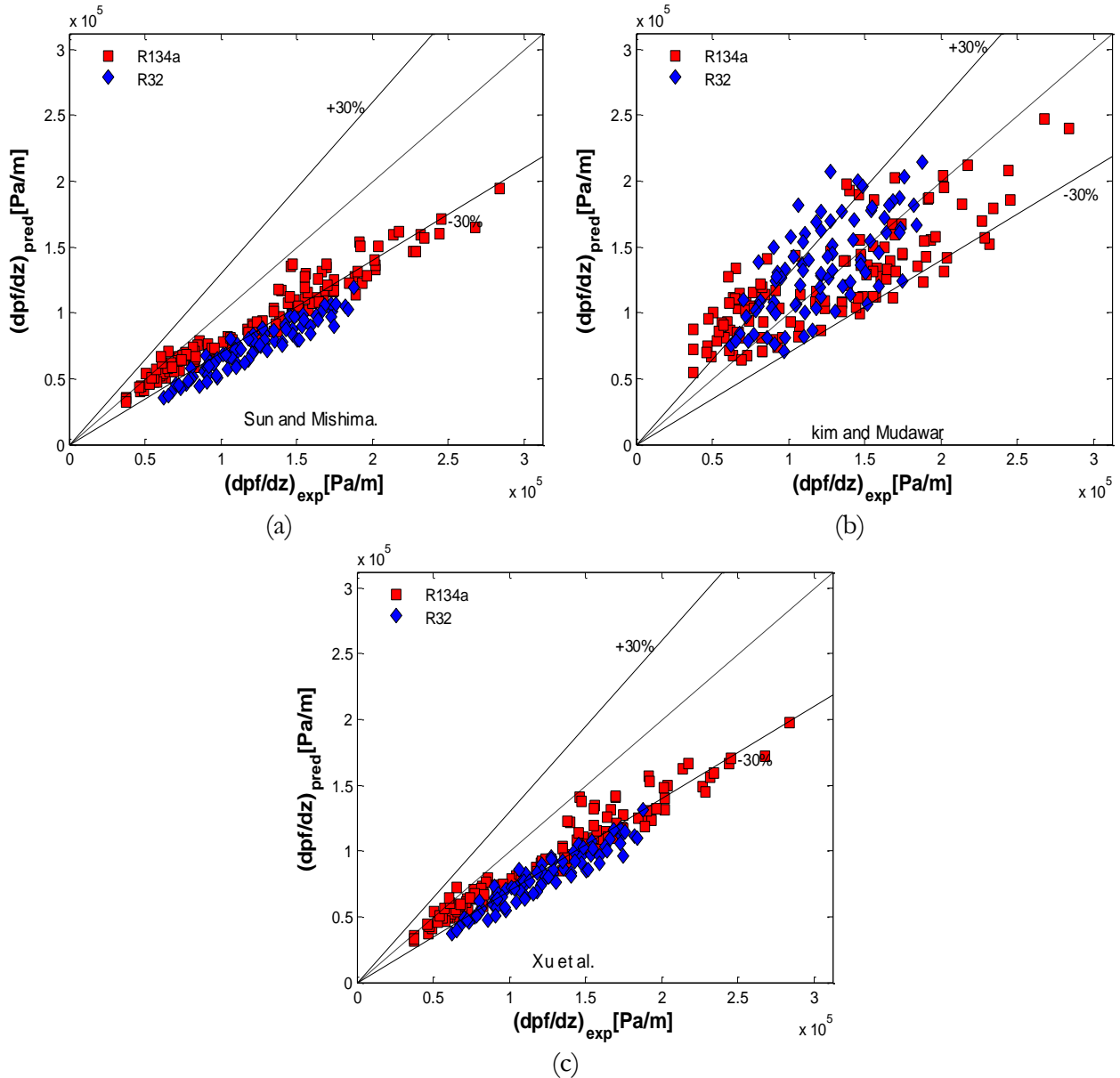


Fig. 6.6. Comparación de los datos experimentales de caída de presión por fricción con los modelos de la literatura de mini/micro-canales: (a) Sun & Mishima (b) Kim & Mudawar (c) Xu & Fang

Recientemente, Xu & Fang [104] propusieron una modificación a la correlación de Müller-Steinhagen & Heck [63] para que capturase las propiedades relevantes de los mini/micro-canales. Esta modificación introduce un factor de ajuste que depende del número adimensional de Laplace. En la Fig. 6.6(c) se muestra el comportamiento con los datos experimentales, en general el modelo predice razonablemente la caída de presión por fricción para el R134a, mientras subestima ligeramente los datos de caída de presión con R32.

En la Tabla 6.1 se resumen las desviaciones relativas (MRD) y absolutas (MARD) para los modelos evaluados en esta sección. Estos dos criterios estadísticos, además de la habilidad del

modelo para capturar la tendencia de los datos experimentales son empleado para evaluar la fiabilidad de los modelos investigado. Estos es importante debido a que hay modelos que satisfagan los criterios estadísticos, pero no siguen una tendencia adecuada dentro de la banda de error. Basándose en estos dos criterios y la tendencia los modelos evaluados es posible concluir que el modelo de Cavallini et al. [82] y el Friedel[61] capturan la tendencia de las medidas experimentales con la mejor precisión en ambos refrigerantes. Los otros modelos trabajan razonablemente en determinada circunstancias; el modelo homogéneo con la correlaciones de viscosidad de Owens [58] y Lin et al. [56] estima bien los datos experimentales del R134a, sin embargo subestima los datos R32. La correlación de Zang & Webb [71] presentó un capacidad de predicción muy podre con R134a contrario al buen desempeño con R32. La gran mayoría de los modelos evaluados se desarrollaron usando R134a con fluido de trabajo, este hecho podría ser una poderosa razón para el mal desempeño que presenta con el R32 por lo que es necesario el planteamiento de nuevo modelos que capturen las propiedad de estos refrigerantes.

Tabla 6.1. Desviación relativa y absoluta para los modelos de caída de presión por fricción.

Autores	R134a		R32	
	MRD	MARD	MRD	MARD
Friedel	29.41	33.99	-13.32	14.19
Müller-Steinhagen & Heck	-10.86	22.53	-34.30	34.30
Souza & Pimenta	-43.89	47.07	-46.50	46.50
Cicchitti et al.	-8.31	24.23	-35.77	35.77
Owens	-6.33	23.73	-34.08	34.08
McAdans et al.	-21.51	30.47	-44.83	44.83
Dukler et al.	-33.29	38.55	-52.10	52.10
Lin et al.	-13.42	26.52	-40.02	40.02
Akers et al.	-12.29	24.92	-40.62	40.62
Beattie & Whalley	-17.38	29.47	-40.73	40.73
Mishima & Hibiki	-75.88	76.39	-80.21	80.21
Yu et al.	-93.18	93.18	-88.27	88.27
Zhang & Webb	83.67	84.53	-19.39	19.97
Koyama et al.	-26.47	36.52	-38.42	38.42
Garimella et al.	-20.13	36.26	-41.72	41.72
Cavallini et al.	24.92	31.04	-27.84	27.84
Yun et al.	-71.15	72.15	-71.41	71.41
Choi et al.	9.67	28.92	11.96	17.16
Sun & Mishima	-11.38	23.03	-38.94	38.94
Kim & Mudawar	91.81	102.22	14.28	22.71
Xu & Fang	-11.96	23.34	-34.30	34.30

$$MRD(\%) = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y^{(i)}_{Pred} - y^{(i)}_{Exp}}{y^{(i)}_{Exp}} \right] 100; MARD(\%) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y^{(i)}_{Pred} - y^{(i)}_{Exp}}{y^{(i)}_{Exp}} \right| 100$$

6.2. Evaluación de los modelos de predictivos del HTC

En esta sección se presenta una comparación de los resultados experimentales con tres modelos ampliamente probado de la teoría convencional, ocho modelos desarrollado en la mini/micro-escala y el modelo de evaporación de la burbuja alargada propuesto por Thome et al. [119] el cual considera el mecanismo físico de evaporación dentro del tubo. La fiabilidad de un modelo se utilizan dos criterios: la desviación relativa (MRD) y desviación absoluta relativa (MARD) como se puede apreciar en la Tabla 6.2

En la sección 2.5 se describen los modelos predictivos en ebullición saturada con profundidad. La gran mayoría de estos modelos se correlacionaron para tubos circulares y con R134a, de hecho solo los modelos de Agostini & Bontemps [113] y de Kaew-on et al. [111] fueron desarrollados en tubos multipuerto con canales rectangulares. El primero con una orientación de la sección de ensayo en vertical y el segundo calentado el refrigerante con agua mediante una camisa que cubre la sección de prueba.

Los primeros modelos Refs.[66,108,112] que se presentaron en la teoría de mini/micro-escalas con refrigerantes se desarrollaron considerando la ebullición nucleada como principal mecanismo de contribución en sus datos experimentales, incluso para título de vapor por encima de 0.8. La presencia de la ebullición nucleada implica que el efecto de la velocidad másica y el título de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor son despreciables. Estos modelos se ajustaron de forma empírica considerando propiedades físicas del fluido importante en la literatura de micro/mini-canales (tensión superficial, fuerzas viscosas e inerciales), geometría del tubo, flujo de calor y velocidad másica. Más tarde, nuevas investigaciones revelaron la posible presencia del mecanismo de ebullición por convección para un umbral de título de vapor mayor de 0.7 $x > 0.7$. Estas evidencias experimentales permitieron que autores Refs.[111,180,181] introduzcan modificaciones en los modelos de la teoría convencional más conocidos para mejorar la capacidad predictiva.

Thome et al. [119] Presentaron el primer modelo en evaporación (modelo de tres zonas) en la mini/micro-escala que considera el comportamiento de la burbuja alargada durante en el interior de tubo. Este modelo muestra la importancia de la película de líquido que moja las paredes del tubo y envuelve a la burbuja alargada durante el proceso de transferencia de calor; de hecho sugirieron que el proceso de transferencia de calor está gobernado por la película de líquido que envuelve a la burbuja, y no por la ebullición nucleada.

6.2.1. Modelos de la teoría convencional

En esta sección se presentan tres modelos ampliamente probados en la literatura de la macro-escala, el modelo de Cooper [129], el de Gungor & Winterton [162], Liu & Winterton [128]. El modelo de Cooper [129] se presentó para convección natural correlacionando la presión reducida del refrigerante, el peso molecular y el flujo de calor para calcular el HTC. Recientemente varias investigaciones Refs. [132,158,176] en mini-canales han mostrado que esta correlación estima con precisión razonablemente el coeficiente de transferencia de calor. La evaluación del modelo de Cooper [129] con los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor se muestra en la Fig. 6.7. Esta corrección provee una estimación satisfactoriamente para los datos del R134a, lo cual indica que el coeficiente de transferencia de calor tiene una fuerte dependencia del flujo de calor, como se puede apreciar en la Ec.(2.50). La desviación absoluta que presenta esta correlación para ambos refrigerantes es de 10.89%, 11.15% respectivamente (Tabla 6.2).

La correlación de Gungor & Winterton [162] está basada en el método de adición del mecanismo de nucleación y el mecanismo de convección. Este modelo se desarrolló con una base de datos de 4300 puntos considerando las propiedades de siete (7) fluidos (agua, refrigerantes [R11, R12, R113, R114], Etilenglicol), con un rango de diámetro hidráulico de 3.09-32 mm y flujo en dirección horizontal y vertical. Esta correlación sobreestima considerablemente los valores experimentales del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes (Fig. 6.8). Una posible razón de este comportamiento es que este modelo no contiene el R134a y mucho menos el R32 en la base de datos con que fue desarrollada. Además el rango de diámetro utilizado está fuera del umbral de la mini/micro-escala. La gran mayoría de los autores coincide en que aplicar los modelos de la macro-escala a la mini/micro-escala (salvo algunas excepciones) no es adecuado, debido a que los modelos predictivos de la teoría convencional no estiman adecuadamente el cambio en las propiedades de los fluidos a medida que se reduce el diámetro. Resultados similares presentaron, Mahmoud & Karayiannis [180].

La Fig. 6.9 presenta la comparación del modelo de Liu & Winterton [128] con los datos experimentales para ambos refrigerantes. Esta correlación es una corrección del modelo de propuesto por Gungor & Winterton [162], en el cual el coeficiente de transferencia de calor se obtiene mediante la suma asintótica de las contribuciones de nucleación y convección. Como se puede apreciar en la figura esta correlación sobreestima los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes.

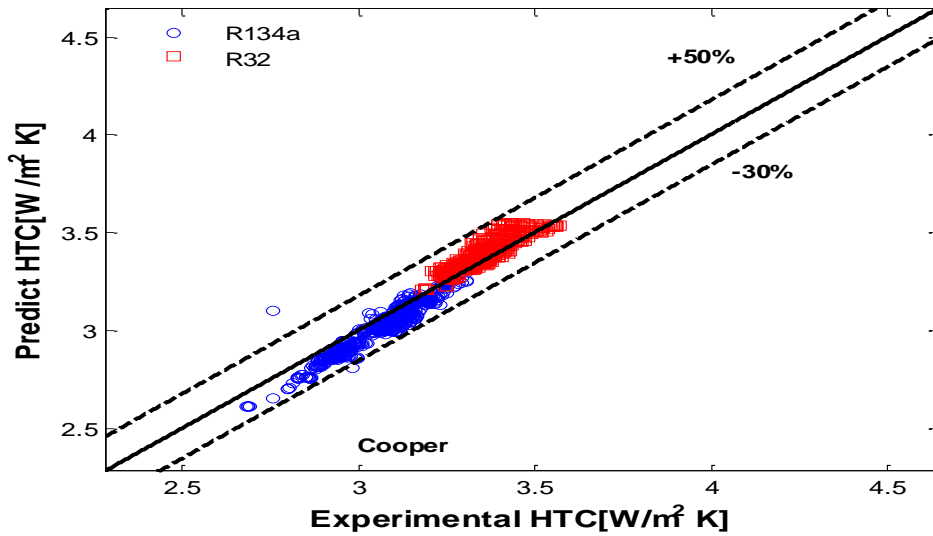


Fig. 6.7. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Cooper et al.

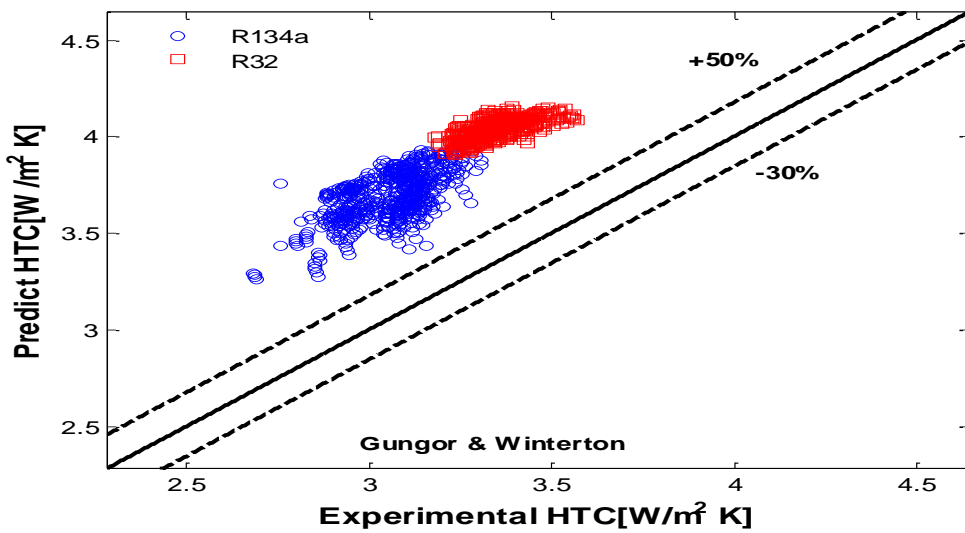


Fig. 6.8. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Gungor & Winterton.

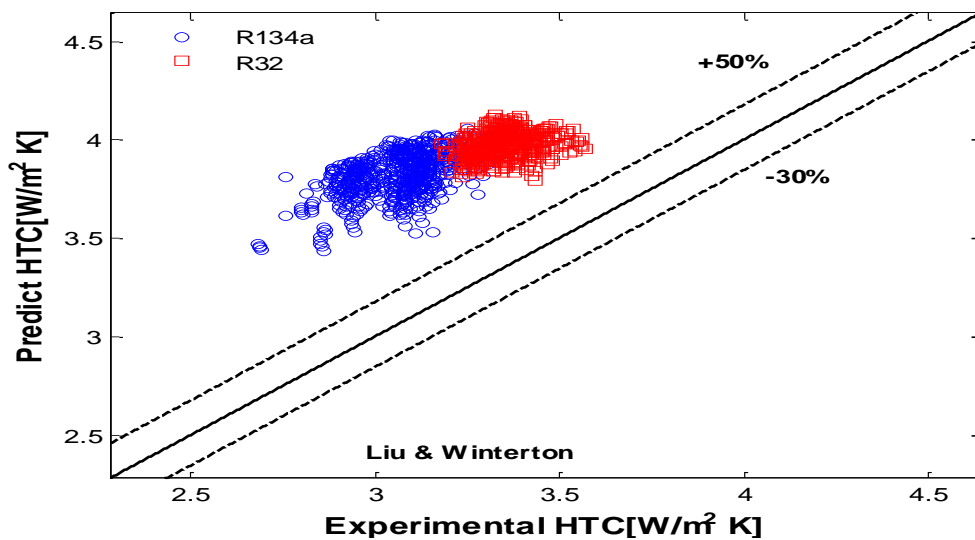


Fig. 6.9. Comparación de los datos experimentales del HTC con el modelo de Liu & Winterton.

6.2.2. Modelos de mini/micro-escala

En esta sección se contrastan los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor con ocho modelos predictivos de la teoría mini/micro-escala con el fin de evaluar la capacidad de estos modelos con nuestra base de datos. La descripción de los modelos se resume en la sección 2.5.1, del Capítulo 2, correspondiente a las ecuaciones Ec.(2.62)-(2.82). Además de los dos criterios estadísticos utilizados MRD, MARD para definir la precisión del modelo es necesario que el modelo capture la tendencia de los resultados experimentales del coeficiente de transferencia de calor. Para estudiar la habilidad de los modelos con los datos experimentales en la Fig. 6.10 se muestra la tendencia del coeficiente de transferencia de calor experimental y de los diferentes modelos evaluado versus el título de vapor a un flujo de calor, velocidad másica y una temperatura de saturación fija para ambos refrigerantes.

Los modelos de Lazarek & Black [66], Tran et al. [112], Kew & Cornwell [3] y Sun & Mishima [94] no presentan ninguna variación con el título de vapor, de hecho estos modelos son prácticamente constantes para todo el rango de título de vapor ensayado. Esto se debe a que los modelos no incorporan el efecto del título de vapor sobre el coeficiente de transferencia de calor, y por tanto no capturan con precisión el decrecimiento monótono del coeficiente de transferencia de calor experimental para la región de título de vapor menores de 0.1 con ambos refrigerantes. Luego de este valor de título vapor el coeficiente de transferencia experimental se mantiene constante en un estrecho rango de título ($0.1 < x < 0.3$). Para título por encima de 0.3, el coeficiente de transferencia de calor experimental comienza a crecer, como se puede apreciar en la Fig. 6.10(a). Es necesario mencionar que todos estos modelos se desarrollaron considerando el mecanismo de ebullición nucleada como el principal mecanismo de transferencia de calor en sus mediciones experimentales.

Agostini & Bontemps [113] propusieron un modelo correlacionando la velocidad másica, el flujo de calor y el título de vapor en un tubo multipuerto con R134a y diámetro de 2.01mm. Este modelo sigue una tendencia muy similar al coeficiente de transferencia de calor experimental (Fig. 6.10(a)), ambos alcanzan un máximo justo después de haber iniciado el proceso de evaporación $x \sim 0.015$. Para título de vapor por encima de 0.015 decrecen continuamente hasta una $x \sim 0.15$, luego se mantiene sin mucha variación hasta $x \sim 0.3$.

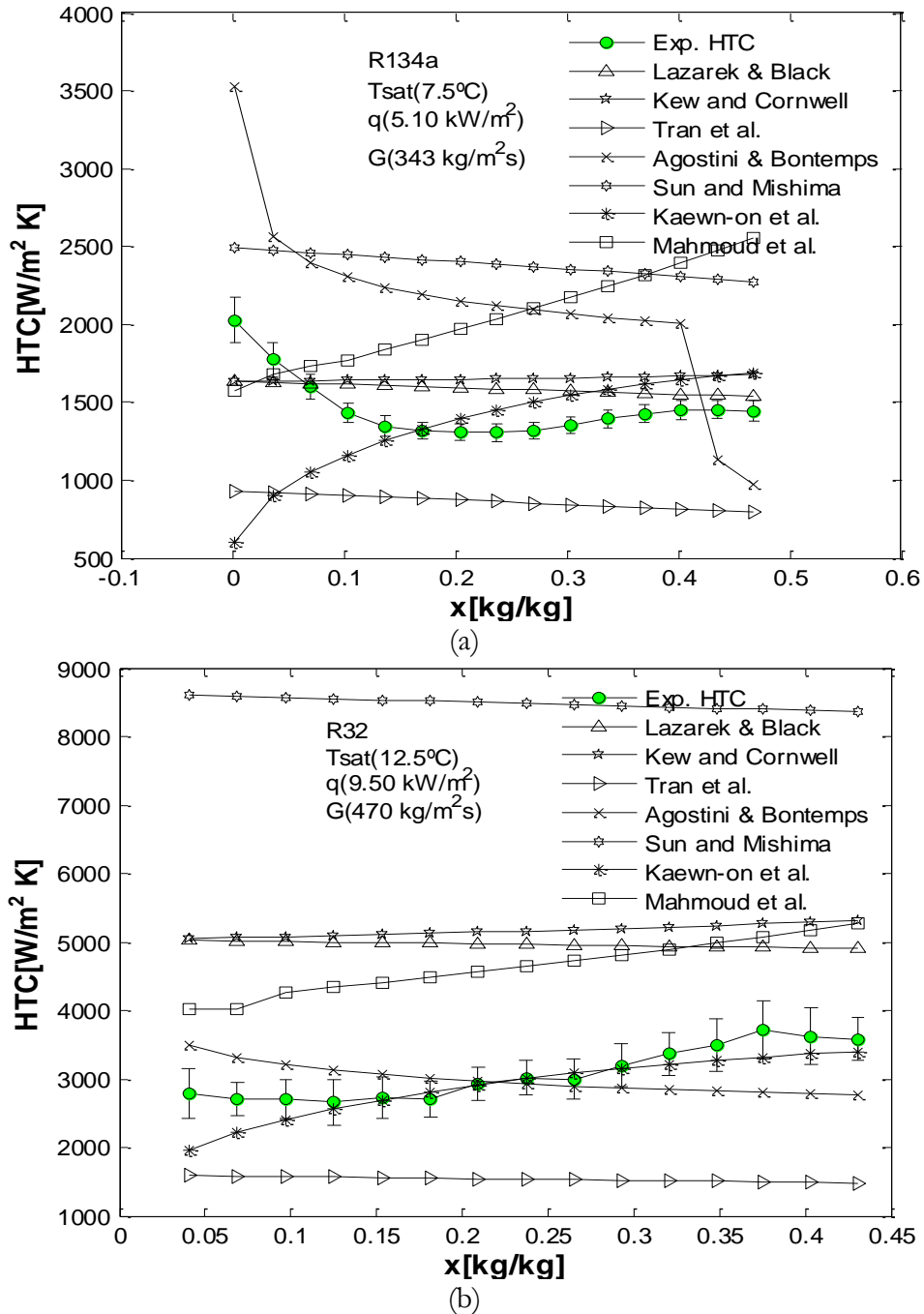


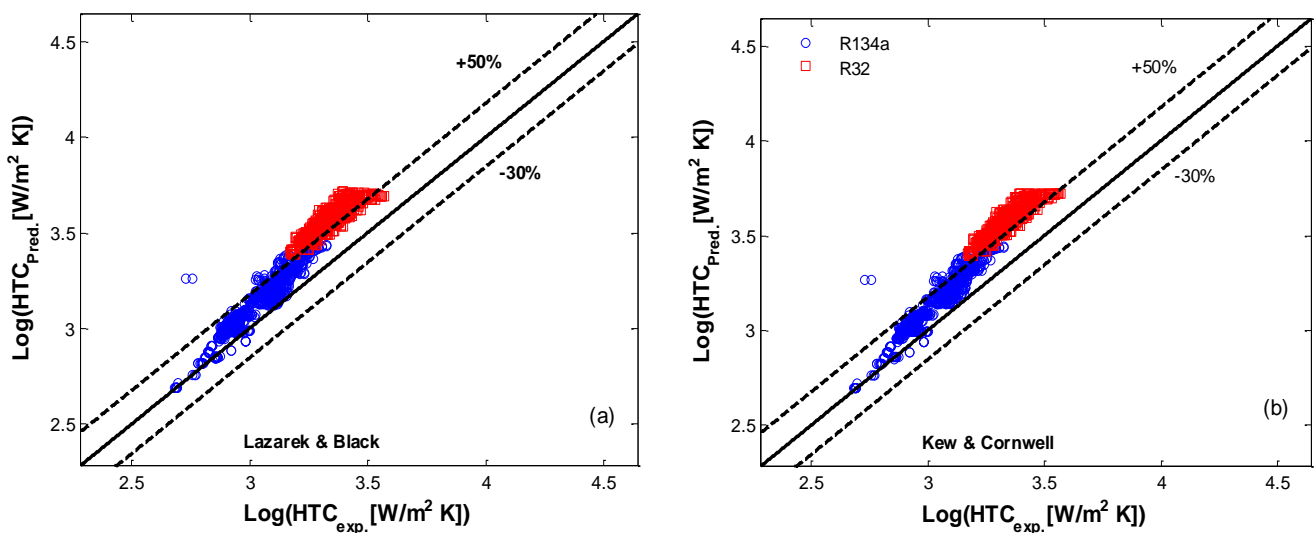
Fig. 6.10. Evaluación del coeficiente de transferencia de calor con el título de vapor conforme a los datos experimentales y modelos predictivos (a) R134a, $T_{sat}=7.5^{\circ}\text{C}$, $\dot{q}=5.10\text{ kW/m}^2$, $G=343\text{ kg/m}^2\text{s}$ (b) R32, $T_{sat}=12.5^{\circ}\text{C}$, $\dot{q}=9.50\text{ kW/m}^2$, $G=470\text{ kg/m}^2\text{s}$

Sin embargo, el modelo predictivo experimenta un rápido desplome cerca del título de vapor $x\sim 0.4$. Este comportamiento se debe a que este modelo toma en cuenta la ocurrencia del secado parcial (partial dry-out) para títulos de vapor mayor de 0.432, de acuerdo a lo reportado por los autores en su investigación. Para R32 el modelo decrece en la región inicial de título de vapor $x < \sim 0.15$ mientras que el HTC experimental disminuye ligeramente. En la región de título de vapor $x > \sim 0.15$, el modelo decrece continuamente. Sin embargo, el HTC experimental se

incrementa hasta $x \sim 0.37$, luego de este valor de título se mantiene prácticamente constante (Fig. 6.10(b)).

El modelo predictivo desarrollado por Kaew-on et al. [111] no captura con precisión la tendencia del coeficiente de transferencia de calor experimental con el título de vapor para ambos refrigerantes. Este modelo tiene una tendencia completamente exponencial a medida que incrementa el flujo de calor. Utilizaron un fluido secundario para evaporar el refrigerante, esto implica que el flujo de calor es un parámetro variable, contrario a las investigaciones anteriormente citadas que utilizaron un flujo constante para evaporar el refrigerante. Esta puede ser una poderosa razón para que este modelo presente esta tendencia. Además de que los autores estimaron el coeficiente de transferencia calor de manera global; y en este estudio se obtiene el coeficiente de transferencia de manera local. Mahmoud et al. [180] presentaron un modelo modificando el modelo de superposición de Chen [123], como se puede ver en las figuras este modelo se incrementa con un incremento del título de vapor, lo cual implica que tiene cierta sensibilidad al cambio en el título de vapor. Sin embargo, sobreestima los datos experimentales.

La comparación del coeficiente de transferencia de calor experimental versus los modelos predictivos en mini/micro-canales con todo los datos experimentales del coeficiente de transferencia de calor por convección para ambos refrigerantes se presentan la Fig. 6.11.



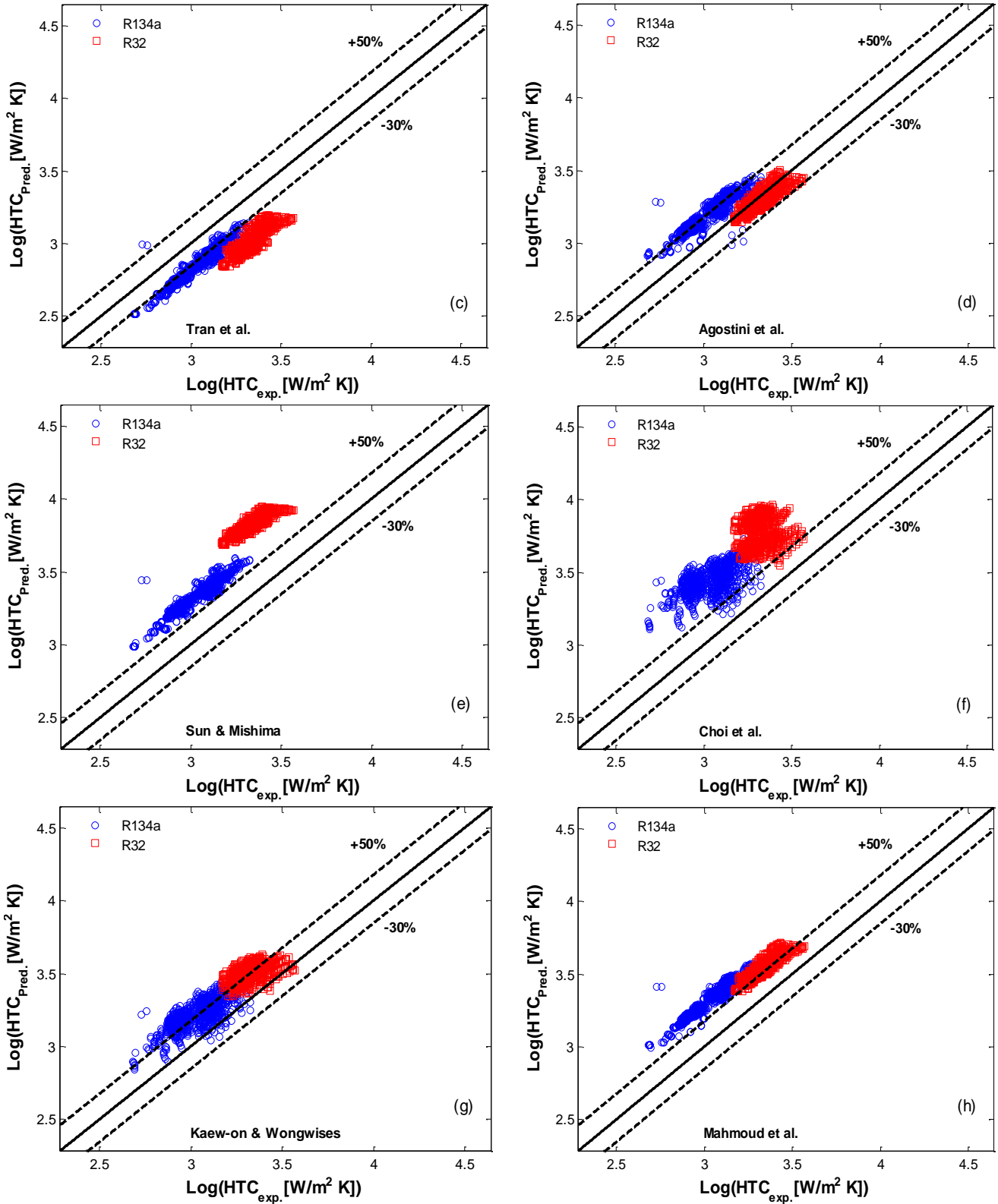


Fig. 6.11. Comparación de los datos experimentales con los modelo de HTC mini/micro-canales: (a) Lazarek & Black, (b) Kew & Cornwell ,(c) Tran et al., (d) Agostini et al., (e)Sun & Mishima, (f) Choi et al., (g) Kaew-on Wongwises ,(h) Mahmoud et al.

6.2.2.1. Modelo de la burbuja alargada.

Thome et al. y sus colaboradores [119,120] propusieron el primer modelo en micro/mini-canales que relaciona la configuración del flujo con el coeficiente de transferencia de calor, el método predictivo fue nombrado por los autores como “modelo de tres zonas”. Este modelo describe y predice el proceso de evaporación de la burbuja alargada (elongated bubble) dentro del flujo de “*slug flow*”. El modelo demuestra que la conducción de calor a través de la película delgada de líquido (thin-evaporation film) que rodea la burbuja alargada dentro del flujo de “*slug flow*” es el principal mecanismo de transferencia de calor, y no el mecanismo de ebullición nucleada como proponen otros autores Refs.[66,109,111,112,134,146].

La comparación de los datos experimentales con el modelo de tres zonas se realiza dentro del régimen de flujo de “*slug flow*”. En esta investigación no se identificaron los patrones de flujo visualmente, por tanto se utilizan modelos de patrones de flujo desarrollados en la teoría de mini/micro-canales. En la teoría convencional existen muchos modelos de patrones, sin embargo no son adecuado para predecir la configuración del flujo en mini/micro-canal, debido a que el efecto de confinamiento físico de la burbuja provoca la supresión del flujo estratificado, así como la influencia por la orientación del tubo. En la actualidad existen pocos modelos de patrones de flujo para evaporación en micro/mini-canales.

El modelo de patrón de flujo propuesto por Ong & Thome [5,6] se empleó para segregar los datos experimentales conforme a cada régimen de flujo. De acuerdo con los autores este modelo es posible emplearlo en la teoría de la macro y/o mini/micro-escala y fue desarrollado en condición diabática. Las líneas de transición del modelo de patrón de flujo son funciones de números adimensionales importantes en la teoría de mini/micro-escalas: número de confinamiento; número de Reynolds, número de Weber; número de ebullición. La descripción y las propiedades hidrodinámicas que asocian estos números adimensionales se pueden ver en la Tabla 2.1

La línea de transición del patrón de flujo fueron clasificada en: 1) burbuja aislada/ fusión de la burbuja-IB/CB (Isolated bubble/Coalescing bubble); 2) fusión de la burbuja/ flujo anular-CB/A (Coalescing bubble /anular flow). Según la definición proporcionada por los autores, la línea burbuja aislada (isolate bubble-IB) incluye el flujo de burbuja (Bubbly flow) y el flujo de tapón (plug flow) mientras que fusión de la burbuja (coalescing bubble- CB) se refiere al flujo de “*slug flow*” .

La Fig. 6.12 muestra los diferentes régimen de flujo según el modelo de patrón de flujo de Ong & Thome [5,6] para un flujo de calor de 10 kW/m^2 , una temperatura de saturación de 7.5°C para R134a (izquierda) y para el R32 (derecha) ensayados en este estudio. Como se puede apreciar en la figura la transición desde la zona de burbuja aislada (Isolated bubble) hacia la zona de fusión de burbuja es más temprana a mayor velocidad másica para un flujo de calor fijo.

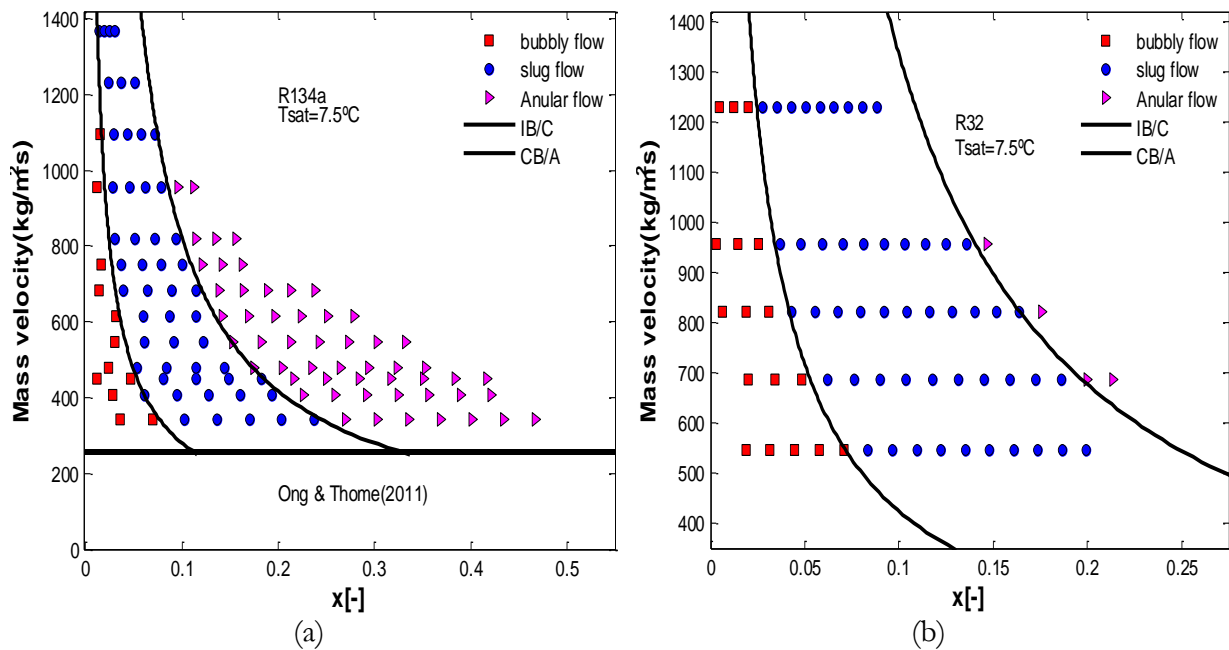


Fig. 6.12. Régimen de flujo conforme con el modelo de Ong & Thome, $\dot{q}=10 \text{ kW/m}^2$

Una vez filtrado los datos se realiza la comparación con el modelo de tres zonas propuesto Thome et al.[119] y Dupont et al. [120]; en la Fig. 6.13 se presenta la comparativa del coeficiente de transferencia de calor experimental versus el modelo de tres zonas dentro del “*slug flow*”. Se puede apreciar en la figura, que este modelo estima con precisión los datos experimentales del R134a, la desviación relativa para este refrigerante es de 6.07%. Sin embargo, no captura la tendencia del R32, de hecho sobreestima el coeficiente de transferencia con una desviación relativa de más de 60%. La causa de esta discrepancia en el resultado de la predicción del modelo de tres zonas con el R32 puede deberse a la sensibilidad del modelo a tres parámetros: 1) La frecuencia de la burbuja (pair frequency); 2) el espesor inicial de la capa de líquido; y 3) el espesor mínimo de la capa de líquido antes de la ocurrencia del secado parcial (dry-out). Los valores óptimos de estos parámetros se obtuvieron de forma empírica ajustando una base de datos la cual fue recopilada de diferentes investigaciones de la literatura de mini/micro-canales.

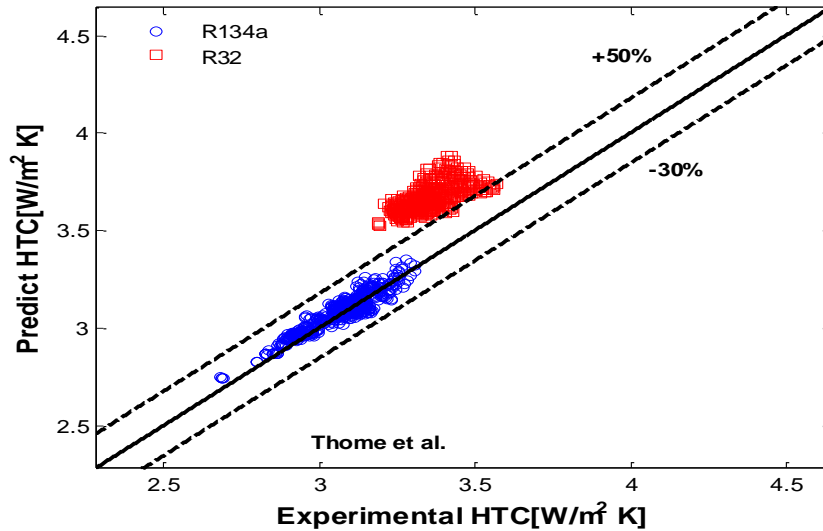


Fig. 6.13. Comparación de los datos experimentales del flujo de “slug flow” con el modelo de tres zonas propuesto por Thome et al.

La base de datos consistía en 1591 mediciones a diferentes velocidades másicas y flujo de calor, contenía los refrigerantes (R-11, R-12, R-113, R-123, R-134a, R-141b), agua y CO₂. Esta base de datos, la cual se empleó para ajustar los parámetros y probar el modelo no incluye al R32, de hecho la base de datos (con excepción del CO₂) no contiene ningún refrigerante de alta presión reducida. En la bibliografía varios autores Refs.[121,122,140] han reportado el éxito del modelo de tres zonas con R134a. Del Col et al. [122] recientemente revelaron que el modelo de tres zonas sobreestima su mediciones experimentales con el R32, resultado similar al que se obtiene en el presente estudio.

Tabla 6.2. MRD y MRAD para los modelos estudiado del coeficiente de transferencia de calor por convección en un flujo bifásico.

Autores	R134a		R32	
	MRD(%)	MRAD(%)	MRD(%)	MRAD(%)
Cooper	-10.09	10.89	10.30	11.15
Gungor & Winterton	349.31	349.31	416.73	416.73
Liu & Winterton	370.02	370.02	352.31	352.31
Lazarek & Black	27	30.89	70.81	70.88
Kew & Cornwell	28.49	32.36	81.93	81.83
Tran et al.	-34.40	34.60	-54.09	54.09
Agostini & Bontemps	48.52	48.87	-7.46	10.44
Sun & Mishima	64.56	64.78	166.61	166.61
Choi et al.	154.23	154.23	175.00	175.00
Kaew-on et al	52.27	52.56	52.63	52.76
Mohmoud & Karayiannis	70.24	70.24	61.95	61.95
Thome et al.	6.07	9.14	104.16	104.16

6.3. Resumen

En este capítulo se han analizado y discutidos el rendimiento de diferentes modelos predictivos de la caída de presión por fricción y del coeficiente de transferencia de calor con los resultados experimentales, estos modelos han sido desarrollados en la teoría convencional y en la nueva frontera de la mini/micro-escala.

Los modelos evaluados de caída de presión por fricción incluyen; tres modelos ampliamente probados en la teoría convencional, ocho modelos reportados en el umbral de la frontera de la mini/micro-escala y el modelo homogéneo con siete correlaciones de viscosidad disponible en literatura. Con respecto a la transferencia de calor se han evaluado tres modelos de la teoría convencional. Nueve desarrollado en la nueva teoría de la mini/micro-escala, Ocho de los nuevos mediante ajuste empírico considerando los números adimensionales que relacionan propiedades hidrodinámicas (tensión superficial, fuerza viscosa, fuerzas inerciales) importante en la teoría de la mini/micro-escala. Por último, se evaluó el primer modelo mecanicista de transferencia de calor dentro del régimen de burbuja alargada (elongated bubble) propuesto por Thome et al.[119] y Dupont et al.[120]. Los principales hallazgos de este análisis comparativo se resumen a continuación:

1. Los modelos de caída de presión por fricción de Cavallini et al. [82] y Friedel [61] presentaron la mejor capacidad predictiva con ambos refrigerantes. Sin embargo, ambos modelos capturan con más precisión la tendencia R134a en comparación con la del R32. En general, la mayoría de modelos de caída de presión fricción evaluado predicen razonablemente ($< \pm 25\%$) la tendencia de los resultados del R134a. Sin embargo no muestran un buen desempeño con los resultados experimentales R32, este comportamiento podría estar asociado al hecho de que la mayoría de modelos evaluados se desarrollaron con método de regresión no-lineal donde la base de datos experimental recopilada para el ajuste no incluía mediciones del R32.
2. En la literatura de la macro y/o mini/micro-escala no existe un modelo de transferencia de calor que estime con precisión los valores experimentales del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes ensayados. El modelo de transferencia de calor en un flujo bifásico de “tres zonas” propuesto por Thome et al. [119] es el que mejor estima los datos experimentales del R134a. Los modelos de Lazarek & Black [66], Tran et al. [112] Sun & Mishima [94], Kaew-on et al. [111] no predicen satisfactoriamente los resultados

experimentales. Estos modelos no capturan con precisión el efecto del flujo de calor sobre el coeficiente de transferencia de calor, de hecho los modelos de Lazarek & Black [66], Tran et al. [112] , Sun & Mishima [94] no mostraron ninguna variación con el título de vapor.

CAPÍTULO 7. Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

En este capítulo se exponen los principales hallazgos de este estudio, así como las líneas futuras de investigación basadas en el estado del arte y la experiencia obtenida. El capítulo está estructurado conforme a la cronología de la tesis, primero sitúa el trabajo realizado con respecto al estado del arte, luego se presentan las principales conclusiones de los resultados experimentales y de las comparaciones con los modelos predictivos de caída de presión por fricción y transferencia de calor. Por último, se sugieren mejoras a la instalación experimental y líneas de investigación para trabajos futuros.

7.1. Introducción

En esta tesis se ha investigado el proceso de evaporación en el interior tubo multipuerto (minicanal) de aluminio contribuyendo a comprender mejor el fenómeno de transferencia de calor en este tipo de geometría. Los tubos multipuerto se están empleando en la fabricación de evaporadores compactos para incorporados a sistemas de aire-acondicionados, bombas de calor. Esta tecnología presenta grandes ventajas: un gran coeficiente de transferencia de calor, altamente compactos, son más ligeros, tienen bajos costes de instalación y contribuyen a reducir los gases de efecto invernadero gracias a sus elevados coeficientes de transferencia de calor, eficiencia térmica y bajos requerimientos de carga. Un requerimiento fundamental para el diseño óptimo de los evaporadores compactos es la obtención del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. Estos dos parámetros están estrechamente relacionados y tienen similitud de importancia en el estudio de transferencia de calor, como se ha podido corroborar en el estado del arte.

En este estudio se ha caracterizado la caída de presión y la transferencia de calor durante el proceso de ebullición saturada en el interior de un tubo multi-puerto de aluminio con geometría triangular, diámetro hidráulico de 0.715 mm y una longitud de calentamiento de 1.205 m usando los refrigerantes R134a, R32 como fluido de ensayo. Se ha realizado una campaña experimental para completar una matriz de ensayos en diferentes condiciones experimentales para ambos refrigerantes. Los rangos experimentales examinados incluyen: velocidad másica $275\text{-}1230\text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$, flujo de calor $0.75\text{-}9.30\text{ kWm}^{-2}$, temperatura de saturación, 5°C , 7.5°C , 12.5°C , título de vapor $0.012\text{-}0.51$. Un total de 223 valores medios para cada variable medida se obtuvieron con el R134a mientras que 89 para el R32. Cada valor medio corresponde a una muestra de 40 lecturas (20 min, paso de 30s) en condición estable para cada variable medida (presión, temperaturas, flujo másico).

Para tener certeza del grado de bondad del coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión se ha realizado un análisis de incertidumbre de las variables medidas en ambos refrigerantes. De este análisis se encontró que el flujo de calor suministrado a la sección de ensayo es la variable de mayor influencia en la incertidumbre del coeficiente de transferencia. El rango de incertidumbres relativas $\pm[2.14\text{-}21.30]\%$, $\pm[2.42\text{-}11.85]\%$ usando el R134a y R32 respectivamente. Con respecto a la caída de presión bifásica en un rango de incertidumbre relativa $\pm[0.22\text{-}16.50]\%$, $\pm[0.14\text{-}3.34]\%$ con el R134a y R32, respectivamente.

7.2. Síntesis de la revisión literaria.

La revisión bibliográfica se ha realizado con investigaciones de transferencia de calor y caída de presión reportadas en los últimos 10 años, se han incluido algunas investigaciones más antiguas que son fundamentales en el estudio de estos dos parámetros. Basado en la revisión bibliográfica es posible concluir:

1. En la actualidad existe gran interés en la comunidad científica por estudiar el fenómeno de transferencia de calor en la mini/micro-escala motivado por la necesidad de evaporadores compactos en un amplio rango de aplicaciones.
2. En la literatura de la mini/micro-escala no se han reportado investigaciones que estudien la caída de presión y la transferencia de calor calentado uniformemente con corriente alterna un tubo multipuerto de aluminio con geometría triangular usando R134a y R32 como fluido de trabajo. De hecho, en la revisión bibliográfica se encontraron muy pocas investigaciones que estudien el proceso de ebullición saturada en tubos multipuerto de aluminio; y dentro de este grupo, la gran mayoría emplearon una geometría rectangular y evaporaban el refrigerante con un fluido secundario mediante una camisa por donde circula agua caliente.
3. La gran mayoría de estudios reportados caracterizan el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión durante el proceso de ebullición saturada en tubos mono-puerto con geometría circular y/o rectangular usando R134a o CO₂.
4. Todas las investigaciones estudiadas coinciden en que los mini/micro-canales presentan un mayor rendimiento térmico que los tubos convencionales, pero presentan desventajas como valores muy elevados de caída de presión. Estas oscilaciones en la caída de presión afectan la presión de saturación local y en consecuencia influyen la tendencia del coeficiente transferencia de calor, inestabilidad del flujo.
5. En la mini/micro-escala el confinamiento en el tubo debido a la reducción del diámetro logra que la tensión superficial juegue un papel más relevante que la fuerza de gravitación. Por tanto el efecto de la orientación y estratificación del flujo son prácticamente despreciable.

6. En la literatura no existe un criterio generalmente aceptado para clasificar un diámetro hidráulico en el umbral de la macro-escala, mini-escala, micro-escala. Básicamente, existen dos criterios: uno basado en el diámetro hidráulico del tubo, un segundo que considera el efecto de confinamiento de la burbuja de vapor en el interior del tubo debido a la reducción del diámetro hidráulico.
7. A pesar de las discrepancias presentadas en las primeras investigaciones en un flujo monofásico, en la actualidad la comunidad científica está de acuerdo con extrapolar los modelos de la teoría convencional a la mini/micro-escala en el flujo monofásico. Según la revisión bibliográfica estas discrepancias se debían a diseños experimentales imprecisos.
8. En la revisión bibliográfica del proceso de ebullición saturada se encuentran grandes discrepancias sobre el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, título de vapor y temperatura de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor. En consecuencia el mecanismo(s) que gobierna el proceso de transferencia de calor no está completamente claro. El entendimiento del mecanismo que controla el proceso de transferencia de calor es fundamental para el desarrollo de modelos predictivos fiables.
9. Una gran cantidad de autores examinados coinciden en que los modelos de caída de presión por fricción y transferencia de calor en evaporación desarrollado en la teoría convencional no son adecuados para emplearlo en la mini/micro-escala, ya que no capturan las fuerzas que gobiernan el proceso de transferencia con precisión. Esto plantea la necesidad de desarrollar nuevos modelos de caída de presión por fricción y transferencia de calor dentro del umbral de mini/micro-escala.

7.3. Resultados experimentales de caída de presión y transferencia de calor en el proceso de evaporación.

En este apartado se describe el efecto de la velocidad másica, flujo de calor, temperatura de saturación en la caída de presión bifásica y en el coeficiente de transferencia de calor local en el tubo multipuerto ensayado. Basándose en los resultados experimentales obtenidos para el R134a y R32 es posible presentar las siguientes conclusiones:

1. La caída de presión por fricción es la principal componente para la caída de presión bifásica en los datos experimentales para ambos refrigerantes (R134a, R32) estudiado, esto se debe a que la componente de caída de presión por aceleración alcanza valores muy pequeños en

comparación con la de fricción para ambos refrigerantes, mientras que la componente de caída de presión gravitacional es cero, ya que el tubo está orientado de forma horizontal.

2. La caída de presión de flujo bifásico depende de la velocidad másica y el flujo de calor. Para un flujo de calor constante, un aumento de la velocidad másica resulta en mayores valores de caída de presión. Igual tendencia se observó al fijar una velocidad másica con una variación progresiva del flujo de calor.
3. La caída de presión de flujo bifásico decrece con un incremento de la temperatura de saturación, debido básicamente al efecto contrario que tiene la temperatura de saturación en las principales propiedades (densidad y viscosidad) que afectan la caída de presión bifásica.
4. El R134a presenta un gradiente de caída de presión mayor en comparación con el R32 en las mismas condiciones de velocidad másica, flujo de calor y presión de saturación. Este comportamiento puede atribuirse a que el R134a presenta valores de viscosidad de líquido mayor que R32 mientras la densidad de vapor es ligeramente menor, este efecto combinado de la densidad y la viscosidad resulta en mayores valores del gradiente de presión por fricción para el R134a.
5. Las propiedades físicas del refrigerante influyen en el comportamiento del parámetro de Chisholm C en el método separable. Por tanto, en futuros trabajos que involucren el desarrollo de correlaciones que permitan predecir el gradiente de presión por fricción ajustando la Chisholm es necesario considerar parámetros que capturen las propiedades de los refrigerantes.
6. El coeficiente de transferencia de calor depende del flujo de calor para toda región de título de vapor investigado con ambos refrigerantes. Para un flujo de calor fijo mostró cierta dependencia del título de vapor. La velocidad másica no influye sobre el coeficiente de transferencia de calor en los datos experimentales de ebullición saturada para R134a, R32. Por último, el coeficiente de transferencia de calor presentó una ligera mejora con la temperatura de saturación en las mismas condiciones experimentales para ambos refrigerantes.

7. En la comparativa del rendimiento del coeficiente de transferencia se encontró que R32 presenta un coeficiente de transferencia de calor mayor que el R134a en condiciones experimentales idénticas.

7.4. Resultados de evaluar los métodos predictivos.

En esta sección se presentan las conclusiones obtenidas de la comparación entre los modelos de caída de presión por fricción y los modelos del coeficiente de transferencia de calor con los resultados experimentales.

7.4.1. Resultados de los métodos predictivos de caída de presión por fricción

Los resultados del análisis comparativo entre los modelos de caída de presión por fricción en flujo bifásico y los resultados experimentales se describen en este apartado. De este estudio comparativo se pueden puntualizar las siguientes conclusiones.

1. Los modelos desarrollados para tubos convencionales de Friedel [61], Müller-Steinhagen & Heck [63] estiman los valores experimentales de caída de presión por fricción con precisión razonables. Esta habilidad en el modelo de Friedel [61]. Puede ser atribuida al hecho de que asocia propiedades del fluido que juegan un papel importante en la teoría de la micro/mini-escala, como son; la tensión superficial, el diámetro hidráulico y las fuerzas viscosas. El éxito de la correlación empírica de Müller-Steinhagen & Heck [63] en la estimación de los datos experimentales con título de vapor medio podría deberse a la forma en que interpola linealmente entre la caída de presión de la fase líquido saturado y la fase de vapor saturado asociando la caída de presión por fricción en ambas fases con el título de vapor. El modelo de Souza y Pimenta [64] no estima satisfactoriamente los datos experimentales para ambos refrigerantes, la desviación relativa es de -43.89%, -46.50%, con R134a y R32, respectivamente.
2. Las correlaciones de viscosidad de Owens [58] y Lin et al. [56] presentan los mejores resultados en la evaluación del modelo homogéneo. Para R134a el modelo homogéneo presenta excelentes resultados con valores de título de vapor pequeños y ligeramente moderados. Sin embargo, con un incremento en el título de vapor se desvía ligeramente de la banda de error sin excepción de la correlación de viscosidad con que se examine. Todas las correlaciones de viscosidad evaluada en el modelo homogéneo subestiman ligeramente los valores del R32.

3. La comparación de los valores experimentales de caída de presión por fricción con los modelos predictivos desarrollados para la mini/micro-escala indicaron que los modelos de Cavallini et al. [82], Sun & Mishima [94] y Xu & Fang [104] capturan los datos experimentales con una precisión razonable. Los otros modelos probados trabajan adecuadamente en ciertas circunstancias; el modelo de Zhang & Webb [71] estima los datos experimentales de caída de presión con una desviación absoluta de 19.97%, sin embargo sobreestima los datos del R134a. Este comportamiento podría asociarse al hecho de que este modelo fue desarrollado para presiones reducida por encima de 0.2, y el rango de presión reducida en esta investigación para el R134a (0.0861, 0.0936 ,0.111). Los modelos de Koyama et al. [74] y Garimella et al. [77-79] tienden a subestimar ligeramente los datos experimentales de caída de presión para ambos refrigerantes. La tendencia a subestimar de estos modelos se incrementa con un aumento de los valores experimentales de la caída de presión por fricción. Los modelos de Mishima & Hibiki [67] y Yun et al. [73] fueron desarrollados para agua-aire en condición adiabática, por tanto no funcionan en estas condiciones experimentales.

7.4.2. Resultados de evaluar métodos predictivos de transferencia de calor en evaporación.

A continuación se describen las principales conclusiones de la comparación realizada entre los modelos predictivos de transferencia de calor y los resultados experimentales;

1. En la literatura de la macro y/o mini/micro-escala no existe un modelo de transferencia de calor que estime con precisión los valores experimentales del coeficiente de transferencia de calor para ambos refrigerantes ensayados.
2. El modelo de transferencia de calor de “tres zonas” propuesto por Thome et al. [119] para describir el proceso de evaporación de la burbuja alargada dentro del flujo “*slug flow*” es el que mejor estima los datos experimentales del R134a.
3. Los modelos de Lazarek & Black [66], Tran et al. [112], Sun & Mishima [94], Kaew-on et al. [111] no predicen satisfactoriamente los resultados experimentales. Es necesario remarcar que estos modelos se desarrollaron considerando que el principal mecanismo de transferencia de calor es la ebullición nucleada. Los autores mencionados se basaron en la fuerte dependencia del coeficiente de transferencia de calor con el flujo de calor incluso para título de vapor por encima de 0.8, para concluir que la nucleación domina en sus datos

experimentales. Sin embargo, esta afirmación contradice a la gran mayoría de investigaciones que identifican los patrones de flujo, las cuales reportan que la nucleación de la burbuja solo se manifiesta en una longitud muy restringida del tubo luego de iniciado el fenómeno de evaporación. El “modelo de tres zonas” fundamentalmente describe que el efecto del flujo de calor en el coeficiente de transferencia de calor se puede explicar mediante el proceso de evaporación que ocurre en la película delgada de líquido que rodea la burbuja alargada de vapor (elongated Bubble) en el flujo “*slug flow*”, ya que según los autores Refs.[119,120] la frecuencia de creación de la burbuja alargada vapor y el proceso transitorio de conducción de calor a través de la película de líquido que envuelve a la misma son función del flujo de calor. La buena capacidad predictiva de este modelo con el R134a podría sugerir como principal mecanismo de transferencia de calor el proceso de evaporación transitoria de la película de líquido que rodea la burbuja alargada de vapor (elongated bubble) en el régimen de flujo “*slug flow*”. En la literatura otros autores de la han obtenidos resultados similares con este modelos usando el R134a, Refs.[121,122,140,158]. Aunque este modelo no predice bien los datos experimentales del R32, es muy probable que la capacidad de predicción mejoré con la inclusión del R32 en la base de datos que se utilizó para optimizar los parámetros empíricos del modelo.

4. La correlación de Mohmoud & Karayiannis [180] está basada en el modelo de adición de Chen [123]. sin embargo, esta correlación sobreestima las mediciones experimentales para ambos refrigerantes.
5. Ninguno de los modelos probados trabaja bien con el R32, estos implica la necesidad de modelos de transferencia de calor para los refrigerantes de última generación.

7.5. Recomendaciones y trabajos futuros

Los avances logrados en la instalación experimental para el estudio de los procesos en ebullición son significativos, se han conseguido resultados experimentales que ha permitido caracterizar la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor en evaporación en el interior de un tubo multipuerto con geometría triangular. Sin embargo, con las condiciones experimentales examinadas no ha sido posible estudiar el efecto de la velocidad másica, flujo de calor y presión de saturación sobre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión para títulos mayores de 0.5. Por tanto, en esta investigación no ha sido posible concluir sobre el

mecanismo(s) que predominan en el proceso de transferencia de calor por encima de este umbral de título de vapor.

En lo inmediato es necesario seguir optimizando la instalación hasta conseguir caracterizar todo el rango de título de vapor para lograr este propósito se requieren una serie de reformas estructurales que permitan mejorar la operatividad de la instalación experimental.

1. Optimizar el sistema de control para manipular de forma independiente la presión del sistema y el sub-enfriamiento de a la entrada de la sección de ensayo. Esta mejora permitirá una mayor capacidad de sub-enfriamiento en la mezcla de agua-glicol y una mayor estabilidad de la temperatura y la presión a la entrada de la sección de ensayo.
2. Es imperativo reducir la longitud del tubo ensayado por dos razones fundamentales: en la campaña experimental se logró apreciar que el tubo experimentan una caída de presión muy elevada, de hecho en varias ocasiones por encima del umbral del sensor de medida. Segundo, en la revisión del estado del arte de la mini/micro-escala no existe un estudio que investigue la transferencia de calor con una longitud de calentamiento similar a la ensayada en esta tesis con el fin de comparar objetivamente los datos experimentales.
3. Es recomendable actualizar el sistema de control que suministra potencia eléctrica (AC) a la sección de ensayo para reducir las oscilaciones y/o la posibilidad de integrarlo a una interfaz de control desde el ordenador.

En próximos trabajos es recomendable experimental con una longitud de calentamiento más pequeña manteniendo la misma geometría ensayada en esta tesis doctoral para realizar un estudio comparativo en término de caída de presión y transferencia de calor de los refrigerantes más usados a nivel comercial R134a, R22, R410A con los refrigerantes de nuevas generación R1234yf, R290, R32 propuesto para remplazarles debido a las nuevas políticas de protección medioambiental. Esta nueva generación de refrigerante es más afable con el medio ya que presentan índice más bajo de GWP y ODP en comparación de sus predecesores.

Esta nueva campaña experimental permitirá elaborar una matiz de ensayos para cada refrigerante, con estas nuevas mediciones experimentales se sugiere ampliar la base de datos de esta tesis para desarrollar un modelo de caída de presión por fricción y de transferencia de calor con un amplio

rango de condiciones experimentales y presiones reducidas que estimen con precisión el comportamiento experimental de ambos parámetros en este tipo de geometría. En la revisión bibliográfica se han desarrollado pocos modelos para este tipo de geometría.

En esta tesis solo se ha estudiado una geometría, otra posible línea de investigación es el efecto de la geometría en el proceso de transferencia de calor. En la literatura de la mini/micro-escala no se ha reportado trabajo hasta la fecha que estudien la influencia de la geometría en tubo multipuerto calentado uniformemente por efecto Joule.

Bibliografia

- [1] S.S. Mehendal, A.M. Jacobi, and R.K. Shah, Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales With Application to Heat Exchanger Design, *Applied Mechanics Reviews*, 53 (2000) 175-193.
 - [2] S.G. Kandlikar and W.J. Grande, Evolution of Microchannel Flow Passages--Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology, *Heat Transfer Engineering*, 24 (2003) 3-17.
 - [3] P.A. Kew and K. Cornwell, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, *Applied Thermal Engineering*, 17 (1997) 705-715.
 - [4] K. Cornwell and P. Kew, Boiling in Small Parallel Channels, in: P.A. Pilavachi (Ed.), *Energy Efficiency in Process Technology*, Springer Netherlands, 1993, pp. 624-638.
 - [5] C.L. Ong and J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1- Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 37-47.
 - [6] C.L. Ong and J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2 – Flow boiling heat transfer and critical heat flux, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 873-886.
 - [7] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, A. LeMouel, and B.N. McCord, Gas-liquid two-phase flow in microchannels: Part II: void fraction and pressure drop, *International Journal of Multiphase Flow*, 25 (1999) 395-410.
 - [8] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, and D.L. Sadowski, Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns, *International Journal of Multiphase Flow*, 25 (1999) 377-394.
 - [9] A. Ullmann and N. Brauner, THE PREDICTION OF FLOW PATTERN MAPS IN MINICHANNELS, *Multiphase Science and Technology*, 19 (2007) 49-73.
 - [10] T. Harirchian and S.V. Garimella, A comprehensive flow regime map for microchannel flow boiling with quantitative transition criteria, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010) 2694-2702.
 - [11] Shah R.K. and London A., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Supplement 1 to *Advances in Heat Transfer*. Academic Press . 1978. New York.
- Ref Type: Journal (Full)
- [12] S.W. Churchill and M. Bernstein, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *Chem. Eng.*, 84 (1977) 91-92.
 - [13] S.E. Haaland, Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow, *Journal of Fluids Engineering*, 105 (1983) 89-90.
 - [14] C.Y. Yang and R.L. Webb, Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39 (1996) 801-809.

-
- [15] G. Mohiuddin Mala and D. Li, Flow characteristics of water in microtubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 (1999) 142-148.
- [16] B. Xu, K.T. Ooti, N.T. Wong, and W.K. Choi, Experimental investigation of flow friction for liquid flow in microchannels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 27 (2000) 1165-1176.
- [17] L.S. Ding, H. Sun, X.L. Sheng, and B.D. Lee, Measurement of Friction Factor For R134a and R12 Through Microchannels, 2000, pp. 650-657.
- [18] P.M.Y. Chung, M. Kawaji, and A. Kawahara, Characteristics of Single-Phase Flow in Microchannels, *ASME Conference Proceedings*, 2002 (2002) 1219-1228.
- [19] J. Judy, D. Maynes, and B.W. Webb, Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (2002) 3477-3489.
- [20] D. Liu and S.V. Garimella, Investigation of Liquid Flow In Microchannels, *Journal of Thermophysics and Heat transfer*, 18 (2004).
- [21] B. Agostini, B. Watel, A. Bontemps, and B. Thonon, Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels, *Applied Thermal Engineering*, 22 (2002) 1821-1834.
- [22] S.G. Kandlikar, S. Joshi, and S. Tian, Effect of Surface Roughness on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics at Low Reynolds Numbers in Small Diameter Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 24 (2003) 4-16.
- [23] A. Bucci, G.P. Celata, M. Cumo, E. Serra, and G. Zummo, Water Single-Phase Fluid Flow and Heat Transfer in Capillary Tubes, *ASME Conference Proceedings*, 2003 (2003) 319-326.
- [24] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T. Bergman L, and A.S. Lavine, *Internal Flow, Fundamentals Mass and Heat Transfer*, Jhon Wiley ans Sons, New York, USA, 2006, pp. 485-535.
- [25] T.M. Adams, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, and Z.H. Qureshi, An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (1998) 851-857.
- [26] K.V. Sharp and R.J. Adrian, Transition from laminar to turbulent flow in liquid filled microtubes, *Experiments in Fluids*, 36 (2004) 741-747.
- [27] D. Lelea, S. Nishio, and K. Takano, The experimental research on microtube heat transfer and fluid flow of distilled water, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 2817-2830.
- [28] G. Hetsroni, A. Mosyak, E. Pogrebnyak, and L.P. Yarin, Fluid flow in micro-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 1982-1998.
- [29] S. Shen, J.L. Xu, J.J. Zhou, and Y. Chen, Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface, *Energy Conversion and Management*, 47 (2006) 1311-1325.

-
- [30] G. Celata, M. Cumo, S. McPhail, and G. Zummo, Single-phase laminar and turbulent heat transfer in smooth and rough microtubes, *Microfluidics and Nanofluidics*, 3 (2007) 697-707.
- [31] X. Tu and P. Hrnjak, Experimental Investigation of Single-Phase Flow Pressure Drop Through Rectangular Microchannels, *ASME Conference Proceedings*, 2003 (2003) 257-267.
- [32] D. Han and M.A. Kedzierski, Micro Effects for Single Phase Pressure Drop in Microchannels, *I. J. Trans. Phenomena*, 10 (2008) 103-112.
- [33] A.J. Ghajar, C.C. Tang, and W.L. Cook, Experimental Investigation of Friction Factor in the Transition Region for Water Flow in Minutubes and Microtubes, *Heat Transfer Engineering*, 31 (2010) 646-657.
- [34] S.G. Kandlikar, S.V. Garimella, D. Li, S. colin, and M. King, *Heat Transfer and fluid flow in minichannels and microchannels*, ELSEVIER Ltd, Great Britain, 2006.
- [35] X.F. Peng, B.X. Wang, G.P. Peterson, and H.B. Ma, Experimental investigation of heat transfer in flat plates with rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38 (1995) 127-137.
- [36] X.F. Peng and G.P. Peterson, Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 39 (1996) 2599-2608.
- [37] W. Qu, G. Mala, and D. Li, Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (2000) 3925-3936.
- [38] P.S. Lee, S.V. Garimella, and D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 1688-1704.
- [39] J.Y. Jung and H.Y. Kwak, Fluid flow and heat transfer in microchannels with rectangular cross section, *Heat and Mass Transfer*, 44 (2008) 1041-1049.
- [40] W. Owhaib and B. Palm, Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 105-110.
- [41] S.L. Qi, P. Zhang, R.Z. Wang, and L.X. Xu, Single-phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (2007) 1993-2001.
- [42] C.Y. Yang and T.Y. Lin, Heat transfer characteristics of water flow in microtubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2007) 432-439.
- [43] O. Mokrani, B. Bourouga, C. Castelain, and H. Peerhossaini, Fluid flow and convective heat transfer in flat microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009) 1337-1352.
- [44] B. Agostini, B. Watel, A. Bontemps, and B. Thonon, Liquid flow friction factor and heat transfer coefficient in small channels: an experimental investigation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 97-103.

-
- [45] G.P. Celata, M. Cumo, S. McPhail, and G. Zummo, Characterization of fluid dynamic behaviour and channel wall effects in microtube, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 (2006) 135-143.
- [46] P. Hrnjak and X. Tu, Single phase pressure drop in microchannels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2007) 2-14.
- [47] J.Y. Jung and H.Y. Kwak, Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannels With Rectangular Cross Section, *ASME Conference Proceedings*, 2003 (2003) 291-297.
- [48] W.M. Kays and A.L. London, *Compact heat exchangers*, (1984).
- [49] J. Schmidt and L. Friedel, Two-phase pressure drop across sudden contractions in duct areas, *International Journal of Multiphase Flow*, 23 (1997) 283-299.
- [50] J.W. Coleman and P.E. Krause, Two phase pressure losses of R134a in microchannel tube headers with large free flow area ratios, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 123-130.
- [51] S.M. Zivi, Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production, *Journal of Heat Transfer*, 86 (1964) 247.
- [52] W.W. Akers, H.A. Deans, and O.K. Crosser, Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Progr.*, 54 (1958).
- [53] D.R.H. Beattie and P.B. Whalley, A simple two-phase frictional pressure drop calculation method, *International Journal of Multiphase Flow*, 8 (1982) 83-87.
- [54] Cicchitti A., Lombardi C., Silvestri M., Soldaini G., and Zavattarelli R., Two-phase cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements. 1959. Centro Informazioni Studi Esperienze, Milan.
- Ref Type: Report
- [55] A.E. Dukler, M. Wicks, and R.G. Cleveland, Frictional pressure drop in two-phase flow: B. An approach through similarity analysis, *AIChE J.*, 10 (1964) 44-51.
- [56] S. Lin, C.C.K. Kwok, R.Y. Li, Z.H. Chen, and Z.Y. Chen, Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 17 (1991) 95-102.
- [57] W.H. McAdams, W.K. Woods, and L.C. Heroman, Vaporization inside horizontal tubes-II-benzene-oil mixtures, *Trans. ASME*, 64 (1942) 193-200.
- [58] W.L. Owens, Two-phase pressure gradient, *ASME International Developments in Heat Transfer, Part II*, (1961) 363-368.
- [59] R.W. Lockhart and R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*, 45 (1949) 39-48.
- [60] C. D., A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10 (1967) 1767-1778.
- [61] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European two phase flow group meeting Paper E*, (1979) 1979.

-
- [62] P.B. Whalley, Pressure drop in Two Phase flow-Overall Methods for separated flow., in: Oxford Science Publications (Ed.), Two-Phase flow and Heat Transfer, Serie ZENECA, Oxford, 1996, pp. 16-25.
- [63] H. Müller-Steinhagen and K. Heck, A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 20 (1986) 297-308.
- [64] A.L. de Souza and M.M. Pimenta, Prediction of pressure drop during horizontal two-phase flow of pure and MIXED refrigerants, *Cavitation and Multiphase Flow*, ASME., 210 (1995).
- [65] D. Chisholm, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16 (1973) 347-358.
- [66] G.M. Lazarek and S.H. Black, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25 (1982) 945-960.
- [67] K. Mishima and T. Hibiki, Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 22 (1996) 703-712.
- [68] H. Ju Lee and S. Yong Lee, Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights, *International Journal of Multiphase Flow*, 27 (2001) 783-796.
- [69] I.Y. Chen, K.S. Yang, Y.J. Chang, and C.C. Wang, Two-phase pressure drop of air-water and R-410A in small horizontal tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 27 (2001) 1293-1299.
- [70] T.N. Tran, M.C. Chyu, M.W. Wambsganss, and D.M. France, Two-phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development, *International Journal of Multiphase Flow*, 26 (2000) 1739-1754.
- [71] M. Zhang and R.L. Webb, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2001) 131-139.
- [72] A. Kawahara, P.M.Y. Chung, and M. Kawaji, Investigation of two-phase flow pattern, void fraction and pressure drop in a microchannel, *International Journal of Multiphase Flow*, 28 (2002) 1411-1435.
- [73] W. Yu, D.M. France, M.W. Wambsganss, and J.R. Hull, Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube, *International Journal of Multiphase Flow*, 28 (2002) 927-941.
- [74] S. Koyama, K. Kuwahara, K. Nakashita, and K. Yamamoto, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration*, 26 (2003) 425-432.
- [75] S. Koyama, K. Kuwahara, and K. Nakashita, Condensation of refrigerant in a multi-port channel, *ASME International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, New York, 2003, pp. 193-205.

-
- [76] W. Qu and I. Mudawar, Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003) 2737-2753.
- [77] S. Garimella, J.D. Killion, and J.W. Coleman, An Experimentally Validated Model for Two-Phase Pressure Drop in the Intermittent Flow Regime for Circular Microchannels, *Journal of Fluids Engineering*, 124 (2001) 205-214.
- [78] S. Garimella, J.D. Killion, and J.W. Coleman, An Experimentally Validated Model for Two-Phase Pressure Drop in the Intermittent Flow Regime for Noncircular Microchannels, *Journal of Fluids Engineering*, 125 (2003) 887-894.
- [79] S.R.I.N. GARIMELLA, A.K.H.I. AGARWAL, and J.D. Killion, Condensation Pressure Drop in Circular Microchannels, *Heat Transfer Engineering*, 26 (2005) 28-35.
- [80] R. Yun and Y. Kim, TWO-PHASE PRESSURE DROP OF CO₂ IN MINI TUBES AND MICROCHANNELS, *Microscale Thermophysical Engineering*, 8 (2004) 259-270.
- [81] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, and C. Zilio, Two-phase frictional pressure gradient of R236ea, R134a and R410A inside multi-port mini-channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (2005) 861-870.
- [82] A. Cavallini, L. Doretti, M. Matkovic, and L. Rossetto, Update on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside Minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 27 (2006) 74-87.
- [83] A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, and L. Rossetto, Frictional pressure drop during vapour-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30 (2009) 131-139.
- [84] J. Lee and I. Mudawar, Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I—pressure drop characteristics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 928-940.
- [85] I.Y. Chen, Y.M. Chen, J.S. Liaw, and C.C. Wang, Two-phase frictional pressure drop in small rectangular channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2007) 60-66.
- [86] J. Moreno Quibén and 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*, 28 (2007) 1049-1059.
- [87] J. Moreno Quibén and J.R. Thome, Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2007) 1060-1072.
- [88] R. Revellin and J.R. Thome, Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31 (2007) 673-685.
- [89] K.I. Choi, A.S. Pamitran, C.Y. Oh, and J.T. Oh, Two-phase pressure drop of R-410A in horizontal smooth minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008) 119-129.
- [90] K.I. Choi, A.S. Pamitran, and J.T. Oh, Two-phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007) 767-777.

-
- [91] D. Krzysztof, Two-phase pressure drop of air–water in minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009) 5185-5192.
- [92] J. Kaew-On and S. Wongwises, Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-410A in a multiport mini-channel, *International Journal of Refrigeration*, 32 (2009) 124-137.
- [93] J. Kaew-On, K. Sakamatapan, and S. Wongwises, Flow boiling pressure drop of R134a in the counter flow multiport minichannel heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36 (2012) 107-117.
- [94] L. Sun and K. Mishima, Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35 (2009) 47-54.
- [95] W. Li and Z. Wu, Generalized adiabatic pressure drop correlations in evaporative micro/mini-channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 866-872.
- [96] A.S. Pamitran, K.I. Choi, J.T. Oh, and P. Hrnjak, Characteristics of two-phase flow pattern transitions and pressure drop of five refrigerants in horizontal circular small tubes, *International Journal of Refrigeration*, 33 (2010) 578-588.
- [97] M. Hamdar, A. Zoughaib, and D. Clodic, Flow boiling heat transfer and pressure drop of pure HFC-152a in a horizontal mini-channel, *International Journal of Refrigeration*, 33 (2010) 566-577.
- [98] C.B. Tibiriçá, J.D. Da Silva, and G. Ribatski, Experimental Investigation of Flow Boiling Pressure Drop of R134A in a Microscale Horizontal Smooth Tube, *Journal of Thermal Science And Engineering Applications*, 3 (2011) 169-177.
- [99] C.W. Choi, D.I. Yu, and M.H. Kim, Adiabatic two-phase flow in rectangular microchannels with different aspect ratios: Part I –Flow pattern, pressure drop and void fraction, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 616-624.
- [100] S.M. Kim and I. Mudawar, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012) 3246-3261.
- [101] S.M. Kim and I. Mudawar, Consolidated method to predicting pressure drop and heat transfer coefficient for both subcooled and saturated flow boiling in micro-channel heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012) 3720-3731.
- [102] S.J. Qin, B.D. Chen, X. Yan, Z.J. Xiao, and Y.P. Huang, Experimental investigation on frictional pressure drop of water in vertical rectangular channel, *Nuclear Engineering and Design*, 250 (2012) 567-572.
- [103] Y. Xu, X. FANG, X. Su, Z. Zhou, and W. Chen, Evaluation of frictional pressure drop correlations for two-phase flow in pipes, *Nuclear Engineering and Design*, 253 (2012) 86-97.
- [104] Y. Xu and X. FANG, A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes, *International Journal of Refrigeration*, 35 (2012) 2039-2050.

-
- [105] D. Del Col, A. Bisetto, M. Bortolato, D. Torresin, and L. Rossetto, Experiments and updated model for two phase frictional pressure drop inside minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67 (2013) 326-337.
- [106] A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, and L. Rossetto, Pressure Drop During Two-Phase Flow of R134a and R32 in a Single Minichannel, *Journal of Heat Transfer*, 131 (2009) 033107.
- [107] J.R. Garcia-Cascales, F. Vera-Garcia, J.M. Corberan-Salvador, M.W. Johnson, and G.T. Kholer, A model for the analysis of compact heat exchangers. Proceedings of the 12th Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University, 2008.
- [108] M.W. Wambsganss, D.M. France, J.A. Jendrzejczyk, and T.N. Tran, Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube, *Journal of Heat Transfer*, 115 (1993) 963-972.
- [109] Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, and B.S. Haynes, Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (2000) 3347-3358.
- [110] S. Saisorn, J. Kaew-On, and S. Wongwises, Two-phase flow of R-134a refrigerant during flow boiling through a horizontal circular mini-channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 887-895.
- [111] J. Kaew-On, K. Sakamatapan, and S. Wongwises, Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 364-374.
- [112] T.N. Tran, M.W. Wambsganss, and D.M. France, Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *International Journal of Multiphase Flow*, 22 (1996) 485-498.
- [113] B. Agostini and A. Bontemps, Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (2005) 296-306.
- [114] J.B. Copetti, M.H. Macagnan, F. Zinani, and N.L.F. Kunsler, Flow boiling heat transfer and pressure drop of R-134a in a mini tube: an experimental investigation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35 (2011) 636-644.
- [115] A.S. Pamitran, K.I. Choi, J.T. Oh, and H.K. Oh, Forced convective boiling heat transfer of R-410A in horizontal minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007) 155-165.
- [116] A.S. Pamitran, K.I. Choi, J.T. Oh, and Nasruddin, Evaporation heat transfer coefficient in single circular small tubes for flow natural refrigerants of C3H8, NH3, and CO2, *International Journal of Multiphase Flow*, 37 (2011) 794-801.
- [117] W. Qu and I. Mudawar, Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003) 2755-2771.
- [118] A.M. Jacobi and J.R. Thome, Heat Transfer Model for Evaporation of Elongated Bubble Flows in Microchannels, *Journal of Heat Transfer*, 124 (2002) 1131-1136.

- [119] J.R. Thome, V. Dupont, and A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: presentation of the model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 3375-3385.
- [120] V. Dupont, J.R. Thome, and A.M. Jacobi, Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with the database, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 3387-3401.
- [121] D. Shiferaw, T.G. Karayiannis, and D.B.R. Kenning, Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (2009) 331-341.
- [122] D. Del Col, S. Bortolin, and L. Rossetto, Convective boiling inside a single circular microchannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67 (2013) 1231-1245.
- [123] J. Chen, Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Industrial Engineering Chemistry Process Design and Development*, 5 (1966) 322-329.
- [124] M.M. Shah, Chat correlations for saturated boiling heat transfer: equations and further study, *ASHRAE Transaction*, 88 (1982) 185-196.
- [125] R. Mertz, A. Wein, and M. Groll, Experimental investigation of flow boiling heat transfer in narrow channels, *Heat and Technology*, 14 (1996) 47-54.
- [126] Kasza K.E., Didascalou T., and Wambsganss M.W., Microscale flow visualization of nucleate boiling in small channels: mechanisms influencing heat transfer. 1997. Argonne National Lab., IL (United States).
- Ref Type: Report
- [127] K. Cornwell, Two-phase flow regimes and heat transfer in small tubes and channels, *Proc. 11th IHTC*, 2 (1998) 45.
- [128] Z. Liu and R.H.S. Winterton, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34 (1991) 2759-2766.
- [129] M.G. Cooper, SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION, in: H.C. Simpson, G.F. Hewitt, D. Boland, T.R. Bott, B.N. Furber, W.B. Hall, P.J. Heggs, P.N. Rowe, E.A.D. Saunders, and D.B. Spalding (Eds.), *First U.K. National Conference on Heat Transfer*
The Institution of Chemical Engineers Symposium Series, Pergamon, 1984, pp. 785-793.
- [130] J. Bonjour and M. Lallemand, Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces, *International Journal of Multiphase Flow*, 24 (1998) 947-960.
- [131] Y.Y. Yan and T.F. Lin, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (1998) 4183-4194.
- [132] S. Lin, P.A. Kew, and K. Cornwell, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2001) 51-56.

-
- [133] W. Qu and I. Mudawar, Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks–II. Annular two-phase flow model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003) 2773-2784.
- [134] W. Owhaib, C. Martín-Callizo, and B. Palm, Evaporative heat transfer in vertical circular microchannels, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004) 1241-1253.
- [135] S. Saitoh, H. Daiguji, and E. Hihara, Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005) 4973-4984.
- [136] R. Yun, Y. Kim, M. Soo Kim, and Y. Choi, Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003) 2353-2361.
- [137] P. Jostein, Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 111-121.
- [138] A. Bontemps, B. Agostini, and N. Caney, Flow Boiling in Minichannels
Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications, in: S. Kakaç, L.L. Vasiliev, Y. Bayazitov, and Y. Yener (Eds.), Springer Netherlands, 2005, pp. 217-230.
- [139] R. Yun, J. Hyeok Heo, and Y. Kim, Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels, *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006) 92-100.
- [140] D. Shiferaw, X. Huo, T.G. Karayiannis, and D.B.R. Kenning, Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (2007) 5177-5193.
- [141] A.S. Pamitran, K.I. Choi, J. Taek Oh, and H.K. Oh, Evaporating Heat Transfer Characteristics of R-134a in a Horizontal Smooth Channel, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14 (2006) 156-165.
- [142] K.-I. Choi, A.S. Pamitran, and C. Young on, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007) 1336-1346.
- [143] P. Fernando, B. Palm, T. Ameel, P. Lundqvist, and E. Granryd, A minichannel aluminium tube heat exchanger –Part I: Evaluation of single-phase heat transfer coefficients by the Wilson plot method, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008) 669-680.
- [144] P. Fernando, B. Palm, T. Ameel, P. Lundqvist, and E. Granryd, A minichannel aluminium tube heat exchanger –Part II: Evaporator performance with propane, *International Journal of Refrigeration*, 31 (2008) 681-695.
- [145] S.S. Bertsch, E.A. Groll, and S.V. Garimella, Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008) 4775-4787.
- [146] S.S. Bertsch, E.A. Groll, and S.V. Garimella, Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35 (2009) 142-154.

- [147] S. In and S. Jeong, Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a micro-channel, *International Journal of Multiphase Flow*, 35 (2009) 987-1000.
- [148] C.L. Ong and J.R. Thome, Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 (2009) 651-663.
- [149] C.B. Tibiri ca and G. Ribatski, Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.30 mm tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010) 2459-2468.
- [150] S.S. Bertsch, E.A. Groll, and S.V. Garimella, A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009) 2110-2118.
- [151] S. Saitoh, C. Dang, Y. Nakamura, and E. Hihara, Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, 34 (2011) 1846-1853.
- [152] L. Saraceno, G.P. Celata, M. Furrer, A. Mariani, and G. Zummo, Flow boiling heat transfer of refrigerant FC-72 in microchannels, *International Journal of Thermal Sciences*, 53 (2012) 35-41.
- [153] C. Bigonha Tibiri ca, G. Ribatski, and J. Richard Thome, Flow Boiling Characteristics for R1234ze(E) in 1.0 and 2.2 mm Circular Channels, *Journal of Heat Transfer*, 134 (2011) 020906.
- [154] T.G. Karayiannis, M.M. Mahmoud, and D.B.R. Kenning, A study of discrepancies in flow boiling results in small to microdiameter metallic tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36 (2012) 126-142.
- [155] S. Saisorn, J. Kaew-On, and S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46 (2013) 232-244.
- [156] M.H. Maqbool, B. Palm, and R. Khodabandeh, Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 46 (2013) 120-130.
- [157] D. Del Col, S. Bortolin, D. Torresin, and A. Cavallini, Flow boiling of R1234yf in a 1mm diameter channel, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 353-362.
- [158] F. Vakili-Farahani, B. Agostini, and J.R. Thome, Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E), *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 335-352.
- [159] S. Lin, P.A. Kew, and K. Cornwell, Flow Boiling of Refrigerant R141B in Small Tubes, *Chemical Engineering Research and Design*, 79 (2001) 417-424.
- [160] R. Revellin and J.R. Thome, Experimental investigation of R-134a and R-245fa two-phase flow in microchannels for different flow conditions, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (2007) 63-71.
- [161] J.B. Copetti, M.H. Macagnan, and F. Zinani, Experimental study on R-600a boiling in 2.6 mm tube, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 325-334.

-
- [162] K.E. Gungor and R.H.S. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29 (1986) 351-358.
- [163] W. Li and Z. Wu, A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010) 1778-1787.
- [164] J.W. Coleman and S. Garimella, Characterization of two-phase flow patterns in small diameter round and rectangular tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (1999) 2869-2881.
- [165] E. Rahim, R. Revellin, J. Thome, and A. Bar-Cohen, Characterization and prediction of two-phase flow regimes in miniature tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 37 (2011) 12-23.
- [166] A.A. Arcanjo, C.B. Tibirici, and G. Ribatski, Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a micro-scale channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34 (2010) 766-775.
- [167] S. Saisorn and S. Wongwises, The effects of channel diameter on flow pattern, void fraction and pressure drop of two-phase air–water flow in circular micro-channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34 (2010) 454-462.
- [168] H.K. Oh and C.H. Son, Evaporation flow pattern and heat transfer of R-22 and R-134a in small diameter tubes, *Heat Mass Transfer*, 47 (2011) 703-717.
- [169] E. Galvis and R. Culham, Measurements and flow pattern visualizations of two-phase flow boiling in single channel microevaporators, *International Journal of Multiphase Flow*, 42 (2012) 52-61.
- [170] R. Revellin, V. Dupont, T. Ursenbacher, J.R. Thome, and I. Zun, Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow parameter results for R-134a in a 0.5 mm channel, *International Journal of Multiphase Flow*, 32 (2006) 755-774.
- [171] R. Revellin and J.R. Thome, A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 17 (2007) 788.
- [172] E.A. Pike-Wilson and T.G. Karayiannis, Flow boiling of R245fa in 1.1 mm diameter stainless steel, brass and copper tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, (2014).
- [173] I.E.C. BIPM, I.S.O. IFCC, O.I.M.L. IUPAC, and I.S.O. OIML, Guide to the expression of uncertainty in measurement, ISO, Geneva, (1993).
- [174] G. Ribatski, W. Zhang, L. Consolini, J. Xu, and J.R. Thome, On the Prediction of Heat Transfer in Micro-Scale Flow Boiling, *Heat Transfer Engineering*, 28 (2007) 842-851.
- [175] X. Huo, L. Chen, Y.S. Tian, and T.G. Karayiannis, Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004) 1225-1239.
- [176] Z. Anwar, B. Palm, and R. Khodabandeh, Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of R152a in a vertical mini-channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, (2013).

- [177] G. Ribatski, L. Wojtan, and J.R. Thome, An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31 (2006) 1-19.
- [178] S. Grauso, R. Mastrullo, A.W. Mauro, J.R. Thome, and G.P. Vanoli, Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: Experiments and assessment of predictive methods, *International Journal of Refrigeration*, 36 (2013) 478-491.
- [179] L. Chen, Y.S. Tian, and T.G. Karayiannis, The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006) 4220-4230.
- [180] M.M. Mahmoud and T.G. Karayiannis, Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66 (2013) 553-574.
- [181] X. Fang, A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66 (2013) 279-283.

APÉNDICE

Obtención de la pérdida de carga por cambio brusco en la geometría: 1) flujo desde el cabezal hacia el mini-canal (contracción); y 2) desde el mini-canal hacia el Cabezal (expansión).

1. Obtención de la pérdida de carga por cambio brusco en la geometría: contracción y expansión

En este apartado se presentan las ecuaciones utilizadas para cuantificar la caída de presión que experimenta el refrigerante en los extremos de la sección de ensayo al pasar desde el mini-canal al cabezal y viceversa. El cálculo de la caída de presión se realiza de forma análoga a lo presentado en García Cascales et al. [1,2] En evaporación los efectos de la gravedad en la pérdida de presión y en la transmisión de calor son menos importantes que los efectos debidos a las tensiones de cortadura y tensión superficial con una configuración horizontal del tubo.

En evaporación la caída de presión medida en el tubo es la suma de la caída de presión en monofásico, en flujo bifásico, las pérdidas por expansión y/o contracción.

$$dp_{meas} = dp_{tp} + dp_{con} + dp_{exp} + dp_{lo} \tag{A.1}$$

El proceso de expansión y contracción que tiene lugar en los extremos debe ser tenido en cuenta, aun presentan valores muy pequeños. El estado del fluido encontrado en el extremo puede ser: vapor o líquido (flujo monofásico) o una mezcla (flujo bifásico). Las correlaciones utilizadas para calcular la caída de presión se describen a continuación. La nomenclatura usada a continuación se expone en la Fig. A.1.

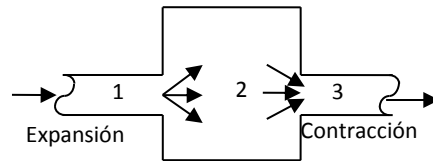


Fig.A.1. Nomenclatura utilizada en la caracterización de los procesos de expansión y contracción en los extremos.

1.1 FLUJO MONOFÁSICO

Kays & London [3] caracterizaron la caída de presión a través de un cambio brusco de sección introduciendo unos coeficientes de expansión y de contracción que se pueden calcular a través de las curvas proporcionadas en sus libros (Fig.A.2 y Fig.A.3).

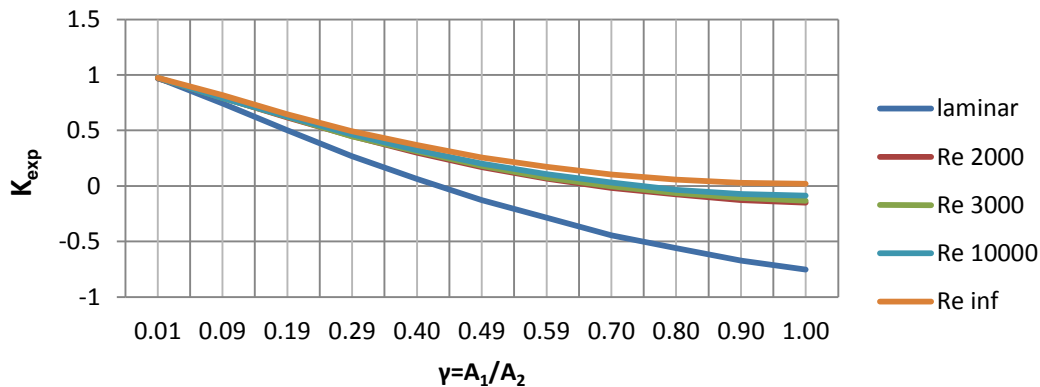


Fig.A.2. Coeficiente de expansión de Kays & London.

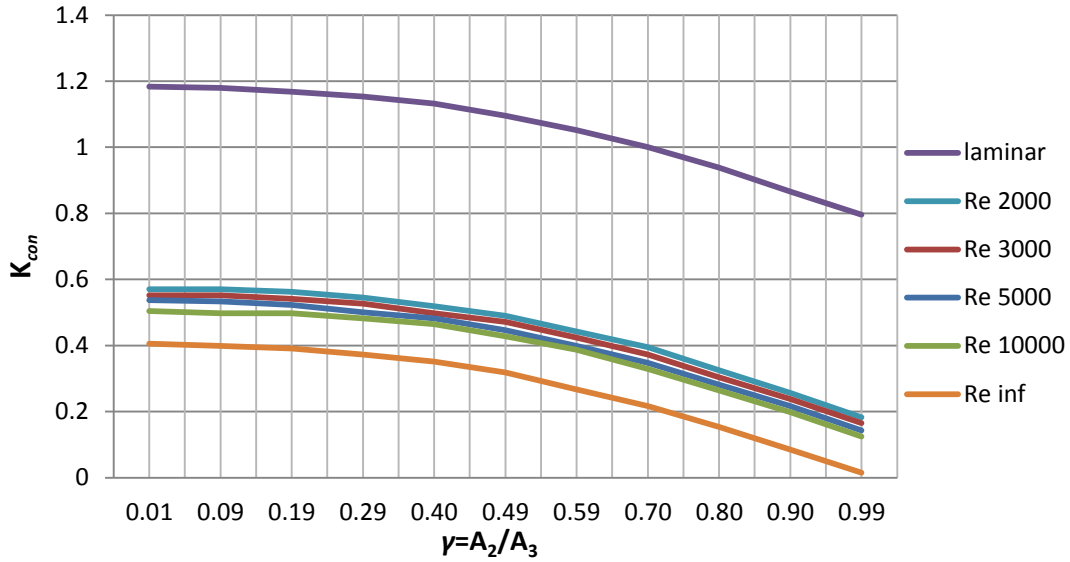


Fig.A.3. Coeficiente de compresión de Kays and London.

De esta manera, la caída de presión en un ensanchamiento (expansión) viene dada por:

$$dp_{exp} = \frac{1}{2} \cdot u_1^2 \cdot \rho_1 \cdot k_{exp} - \frac{1}{2} \cdot u_1^2 \cdot \rho_1 \cdot (1 - \gamma^2) \quad (A.2)$$

Con un razón de sección (ratios de contracción para el área de paso)

$$\gamma = \frac{A_1}{A_2} \quad (A.3)$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones de entrada y salida mostradas en la Fig.A.2. La caída de presión en una contracción viene dada por:

$$dp_{con} = \frac{1}{2} \cdot u_3^2 \cdot \rho_3 \cdot k_{con} - \frac{1}{2} \cdot u_3^2 \cdot \rho_3 \cdot (1 - \gamma^2) \quad (A.4)$$

Donde u_3 es la velocidad a la salida, ρ_3 es la densidad del fluido a la entrada, $\gamma = A_2/A_3$ en este caso, k_{exp} y k_{con} son los coeficientes de contracción y expansión respectivamente. Las ecuaciones de estos números en función del número de Reynolds son:

$$k_{exp} = \begin{cases} 0.009\gamma^2 - 0.288\gamma + 1.269 & \text{si laminar} \\ 0.009\gamma^2 - 0.227\gamma + 1.202 & \text{si } Re = 2000 \\ 0.009\gamma^2 - 0.224\gamma + 1.203 & \text{si } Re = 3000 \\ 0.009\gamma^2 - 0.224\gamma + 1.198 & \text{si } Re = 5000 \end{cases} \quad (A.5)$$

$$k_{con} = \begin{cases} -0.004\gamma^2 + 0.012\gamma + 1.172 & \text{si laminar} \\ -0.004\gamma^2 + 0.014\gamma + 0.559 & \text{si } Re = 2000 \\ -0.004\gamma^2 + 0.013\gamma + 0.541 & \text{si } Re = 3000 \\ -0.004\gamma^2 + 0.010\gamma + 0.529 & \text{si } Re = 5000 \end{cases} \quad (A.6)$$

En la instalación experimental, el valor de k_{exp} y k_{con} es obtenido mediante una interpolación lineal en base al número de Reynolds

Abdelall et al. [4] realizaron experimentos en monofásico estudiando la caída de presión causada por cambios bruscos en la sección de paso del fluido, propusieron una ecuación general para la expansión del fluido:

$$dp_{exp} = \frac{1}{2} \cdot u_1^2 \cdot \rho_1 \cdot k_{exp} - \frac{1}{2} \cdot u_1^2 \cdot \rho_1 \cdot (1 - \gamma^2) \quad (A.7)$$

Donde el coeficiente de expansión viene dado por $k_{exp} = (1 - \gamma)^2$, el radio de secciones es $\gamma = A_1/A_2$ y u_1 es la velocidad de entrada. Los subíndices 1 y 2 representan la entrada y la salida respectivamente. Para una contracción en el área fluida sugirieron

$$dp_{con} = \frac{u_3^2}{2} \rho_3 \left[\left(1 - \frac{1}{C_c}\right)^2 + (1 - \gamma^2) \right] \quad (A.8)$$

Donde u_3 es la velocidad a la salida y el coeficiente de vena contracta “ C_c ” viene dado por

$$C_c = 1 - \frac{1 - \gamma}{2.08(1 - \gamma) + 0.5371} \quad (A.9)$$

$\gamma = A_2/A_3$. Los subíndices 2 y 3 se refieren a la entrada y salida respectivamente. Abdelall et al. [4] también estudió la caída de presión pero sin considerar cambio de fase.

1.2 FLUJO BIFÁSICO

Se pueden encontrar distintos modelos en las publicaciones existentes. Hewitt et al. [5] expusieron que los modelos homogéneos predicen los datos experimentales para contracciones bruscas mejor que los modelos de flujo separado. Ocurre lo contrario para expansiones bruscas. Por lo tanto, para estas últimas propusieron:

$$dp_{exp} = \frac{G^2 \sigma (1 - \gamma)}{\rho_l} \psi_{sep} \quad (A.10)$$

Donde el multiplicador separado ψ_{sep} se obtiene de la forma

$$\psi_{sep} = \frac{(1 - x)^2}{1 - \varepsilon_g} + \frac{\rho_l \cdot x^2}{\rho_g \cdot \varepsilon} \quad (A.11)$$

Para contracciones bruscas:

$$dp_{con} = \frac{G^2}{2\rho_l} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\gamma^2}\right) \right] \psi_H \quad (A.12)$$

Donde $\gamma = A_1/A_2$ C_c es el coeficiente de contracción proporcionado por Chisholm como

$$C_c = \frac{1}{0.639(1 - \gamma)^{0.5} + 1} \quad (A.13)$$

El multiplicador homogéneo, ψ_H dado por

$$\psi_H = \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (A.14)$$

Kandlikar et al. [6] propuso la misma expresión para el modelo de contracción pero para el de expansión propuso $dp_{exp} = G^2\gamma(1-\gamma)\psi_S$ con el siguiente factor

$$\psi_H = 1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)[0.25x(1-x) + x^2] \quad (A.15)$$

Una expresión alternativa para ψ_S fue también propuesta por Chisholm (Hewitt et al. [5]). Coleman & Krause [7] mostraron que estas expresiones normalmente utilizadas para estimar las pérdidas en flujo bifásico, subestiman las pérdidas encontradas en las cabezeras de los mini/micro tubos. Además, señalan que la recuperación de la presión tras la expansión es menor del 5% de la variación de presión total y eso no fue tenido en cuenta. Afirman que eso es normal para ratios de área menores de 0.1. En el caso de contracción súbita, modificaron la correlación propuesta por Schmidt and Friedel [8] de forma que la caída de presión viene dada por:

$$dp_{con} = \frac{G_{vc}^2}{2\rho_{tp}} [(1 - \gamma^2 C_c^2) - 2C_c(1 - C_c)] \quad (A.16)$$

Donde $\gamma = A_2/A_3$ y el coeficiente de vena contracta viene dado por

$$C_c = 1 - \frac{1 - \gamma}{2.08(1 - \gamma) + 0.5371} \quad (A.17)$$

La densidad bifásica ρ_{tp} se puede evaluar usando diferentes modelos basados en considerar que el flujo es homogéneo o separado. En este trabajo, se calculará mediante las medias de la aproximación homogénea.

$$\frac{1}{\rho_{tp,hom}} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \quad (A.18)$$

La velocidad de flujo, G_{vc} viene dada por una expresión ajustada por Coleman & Krause [7] $G_{vc} = CG_{tube}$ con $C = 2.08$. Los valores de las diferentes variables termodinámicas han sido calculados con las condiciones de entrada.

En este caso, la correlación de Schmidt and Friedel [8] se utiliza para la expansión brusca en flujo bifásico.

$$dp_{exp} = \frac{G \left[\frac{\gamma_{1,2}}{\rho_{eff,1}} - \frac{\gamma_{1,2}^2}{\rho_{eff,2}} - f_{Exp} \rho_{eff,1} \left(\frac{x}{\rho_{g,1}\varepsilon_1} - \frac{1-x}{\rho_{l,1}(1-\varepsilon_1)} \right)^2 (1 - \sqrt{\gamma_{1,2}})^2 \right]}{1 - \Gamma_{Exp}(1 - \gamma_{1,2})} \quad (A.19)$$

Donde

$$\frac{1}{\rho_{eff}} = \frac{x^2}{\rho_g \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} + \rho_l (1-\varepsilon) \left(\frac{\varepsilon_E}{1-\varepsilon_E} \right) \left(\frac{x}{\rho_g \varepsilon} - \frac{1-x}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right)^2 \quad (A.20)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{2(1-x)^2}{1-2x + \sqrt{1+4x(1-x)\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)}} \quad (\text{A.21})$$

$$\varepsilon_E = \frac{1}{S} \left[1 - \frac{1-x}{1-x(1-0.05 \cdot We^{0.27} Re^{0.05})} \right] \quad (\text{A.22})$$

$$S = \frac{x}{1-x} \frac{1-\varepsilon \rho_l}{\varepsilon \rho_g} \quad (\text{A.23})$$

$$We = Gx^2 \frac{d_h (\rho_l - \rho_g)}{\rho_g \sigma} \quad (\text{A.24})$$

$$Re = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_l} \quad (\text{A.25})$$

$$\Gamma_{Exp} = 1 - \gamma_{2,3}^{0.25} \quad (\text{A.26})$$

$$f_{Exp} = 4.9 \cdot 10^{-3} x^2 (1-x)^2 \left(\frac{\mu_{l,1}}{\mu_{g,1}} \right)^{0.7} \quad (\text{A.27})$$

Una reseña de otras expresiones para la evaluación de la recuperación de presión en expansiones bruscas se puede encontrar en Ahmed et al. [9], donde se comparan diferentes modelos. Zhang y Webb [10] recomendaron la utilización de las ecuaciones propuestas por Collier & Thome [11].

Nomenclatura

A	Área de paso
C_c	Coefficiente de vena contracta
d_h	Caída de presión (m)
dp	Caída de presión (Pa)
f	Factor de fricción
G	Velocidad másica ($\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$)
k	Coefficiente adimensional
Re	Numero de Reynolds
x	Título de vapor
u	Velocidad (ms^{-1})

Símbolos griegos

ε	Fracción de hueco
ρ	Densidad (kgm^{-3})
γ	Ratios de contracción en el área de paso

ψ	Multiplicador de flujo bifásico
σ	Tensión superficial (Nm^{-1})
μ	Viscosidad (Pa-s)

Subíndice

1,3	Canal área de paso pequeña
2	Cambio de área de paso
con	Contracción
exp	Expansión
g	Vapor saturado
H	Homogéneo
l	Líquido saturado
lo	Solo líquido en el canal
$meas$	Medido
tp	Flujo bifásico

Referencias

- [1] J.R. Garcia-Cascales, F. Vera-Garcia, J.M. Corberan-Salvador, M.W. Johnson, and G.T. Kohler, A model for the analysis of compact heat exchangers. Proceedings of the 12th Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University, 2008.
- [2] J.R. García-Cascales, F. Vera-García, J. González-Maciá, J.M. Corberán-Salvador, M.W. Johnson, and G.T. Kohler, Compact heat exchangers modeling: Condensation, International Journal of Refrigeration, 33 (2010) 135-147.
- [3] W.M. Kays and A.L. London, Compact heat exchangers, (1984).
- [4] F.F. Abdelall, G. Hahn, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, S.S. Jeter, M. Yoda, and D.L. Sadowski, Pressure drop caused by abrupt flow area changes in small channels, Experimental Thermal and Fluid Science, 29 (2005) 425-434.
- [5] G.F. Hewitt, G.L. Shires, and T.R. Bott, Process heat transfer, CRC press London, 1994.
- [6] S.G. Kandlikar, S.V. Garimella, D. Li, S. Colin, and M. King, Heat Transfer and fluid flow in minichannels and microchannels, ELSEVIER Ltd, Great Britain, 2006.
- [7] J.W. Coleman and P.E. Krause, Two phase pressure losses of R134a in microchannel tube headers with large free flow area ratios, Experimental Thermal and Fluid Science, 28 (2004) 123-130.
- [8] J. Schmidt and L. Friedel, Two-phase pressure drop across sudden contractions in duct areas, International Journal of Multiphase Flow, 23 (1997) 283-299.
- [9] W.H. Ahmed, C.Y. Ching, and M. Shoukri, Pressure recovery of two-phase flow across sudden expansions, International Journal of Multiphase Flow, 33 (2007) 575-594.
- [10] M. Zhang and R.L. Webb, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, 25 (2001) 131-139.
- [11] J.G. Collier and J.R. Thome, Convective boiling and condensation, Oxford University Press, 1994.