



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
AREA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA



**SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS CON  
ALETAS INTERNAS PARA LA CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN DEL  
REFRIGERANTE R134A**

AUTOR: Ing. Angel Edecio Malaguera Mora

Valencia, 13 de Febrero del 2013



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
AREA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA



**SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS CON  
ALETAS INTERNAS PARA LA CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN DEL  
REFRIGERANTE R134A**

AUTOR: ING. ANGEL E. MALAGUERA M.

TUTOR: MSC. EMILIO LÓPEZ

Valencia, 13 de Febrero del 2013



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
AREA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA



**SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS CON  
ALETAS INTERNAS PARA LA CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN DEL  
REFRIGERANTE R134A**

AUTOR: ING. ANGEL E. MALAGUERA M.

Trabajo presentado ante el Área de Estudios de  
Postgrado de la Universidad de Carabobo para  
Optar al Título de Magister en Ingeniería Mecánica

Valencia, 13 de Febrero del 2013



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
AREA DE ESTUDIOS DE POSTGRADO  
FACULTAD DE INGENIERIA  
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA



**VEREDICTO**

Nosotros, Miembros del Jurado designado para la evaluación del Trabajo de Grado titulado: SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS CON ALETAS INTERNAS PARA LA CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R134A presentado por: ANGEL EDECIO MALAGUERA MORA para optar al Título de MAGISTER EN INGENIERÍA MECÁNICA estimamos que el mismo reúne los requisitos para ser considerado como: **APROBADO**

Prof. Damelys Zavala

Presidente

Prof. Nilo Espinoza

Miembro principal

Prof. Eliecer Hernández

Miembro Principal

Valencia, 13 de Febrero del 2013

**Dedico estas líneas a:**

**Mi esposa Belkys Cecilia**

**Y mis hijos Angel Josué y María de los Angeles**

**Mi razón de lucha.....**

## **AGRADECIMIENTOS**

Quiero expresar mi agradecimiento a todas aquellas personas que de alguna manera contribuyeron a la finalización de esta investigación:

A mi tutor, el Ing Msc. Emilio López, quien a través de sus recomendaciones acertadas contribuyó con el aporte técnico importante durante el desarrollo de esta investigación.

A mis compañeros de trabajo y fieles amigos, los Ing. Nelson Díaz y Donald López por su apoyo en los momentos difíciles durante la fase investigativa de este proyecto.

A mi madre Alejandra, de quien heredé mi espíritu de lucha.

A mi hermano, el Ing. Santos Malaguera y su esposa Inelda Utrera, quienes representan ese calor de familia siempre presente en las situaciones más difíciles sobre todo por ese apoyo incondicional en los momentos que he asistido a mis congresos.

Un agradecimiento muy especial a mi esposa y amiga Belkys Maldonado por su amor, soporte, comprensión y confianza durante el tiempo que estuve trabajando en esta investigación. Su apoyo es importante en todos los pasos que continuaré dando durante mi formación como docente e investigador.

## INDICE GENERAL

Descripción	Página
Capítulo I	
1.1 Planteamiento del problema.....	1
1.2 Objetivos.....	4
1.3 Justificación.....	5
1.4 Limitaciones.....	6
Capitulo II	
2.1 Antecedentes de la investigación.....	7
2.2 Bases teóricas	
2.2.1 Introducción al flujo bifásico.....	10
2.2.2 Fenómeno de condensación.....	11
2.2.3 Fenómeno de evaporación.....	17
2.2.4 Aumento de la transferencia de calor.....	20
2.2.5 Trabajos teóricos y experimentales relacionado con la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas y sus correlaciones obtenidas.....	24
2.2.6 Análisis del flujo bifásico.....	48
2.2.7 Formulación matemática.....	50
2.2.8 El modelo de flujo homogéneo.....	58
2.2.9 El modelo de flujo separado.....	61
2.2.10 Los modelos de los patrones de flujo (flow pattem).....	62

## Capítulo III

3.1 Tipo de investigación.....	66
3.2 Procedimientos de la investigación.....	66
3.2.1 Fase exploratoria.....	66
3.2.2 Fase de desarrollo.....	67
3.2.2.1 Variables independientes.....	67
3.2.2.1 Variables dependientes.....	68
3.2.3 Fases de la investigación.....	69

## CAPITULO IV

### Resultados

4.1 Transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas.....	73
4.2 Geometría del tubo con aletas internas que es usado en esta investigación.....	73
4.3 Herramienta computacional usada en la simulación.....	74
4.4 Evaporación del R134a.....	75
4.4.1 Validación del modelo.....	77
4.4.2 Simulación de la influencia del número de aletas y el ángulo de la hélice sobre la transferencia de calor durante la evaporación del R134a.....	94
4.5 Condensación del R134a.....	102
4.5.1 Validación del modelo de condensación del R134a.....	102
4.5.2 Simulación de la influencia del número de aletas y el ángulo de la hélice sobre la transferencia de calor durante la condensación del R134a.....	102

## CAPITULO V

5.1 Conclusiones.....128

5.2 Recomendaciones.....130

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....132

## INDICE DE FIGURAS

Número de la figura y nombre	Página
2.1 Regímenes de flujo típicos de procesos de condensación en el interior de tubos horizontales.....	15
2-2 Mapa de régimen de flujo de Mandhane.....	17
2.3 Regímenes de flujo de un evaporador horizontal.....	19
2.4 Esquemas del aumento de la transferencia de calor del flujo interno.....	22
2.5 Esquema de un tubo enrollado helicoidalmente.....	23
2.6 Tubos aleteados interiormente fabricados por Wolverine tube, Inc.....	23
2.7 Geometría de los tubos ensayados por Schlager.....	25
2.8 Coeficiente de evaporación del R-22 para tres tubos con microaletas.....	26
2.9 Coeficiente de condensación del R-22 para tres tubos con microaletas.....	27
2.10 Geometría de los tubos ensayados por Chamra.....	27
2.11 Coeficiente de evaporación del R-22 para cuatro tubos tipo MX <sup>TM</sup> .....	28
2.12 Coeficiente de evaporación del R-22 para cuatro tubos tipo MCG <sup>TM</sup> .....	29
2.13 Coeficiente de evaporación del R-22 para los tubos tipo MCG <sup>TM</sup> -20 y MX <sup>TM</sup> -15 en comparación con el tubo DX <sup>TM</sup> -75.....	29
2.14 Efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor.....	31
2.15 Efecto de la temperatura de saturación en el coeficiente promedio de transferencia de calor.....	31

2.16 Comparación entre el coeficiente de transferencia de calor teórico y experimental y su correlación para el tubo liso.....	33
2.17 Sección transversal del tubo con microaletas.....	34
2.18 Comparación entre los datos del coeficiente de transferencia de calor experimental y las correlaciones presentadas para el tubo con aletas.....	35
2.19 Fotografía de los tubos con microaletas ensayados por Chen.....	36
2.20 Coeficiente local de transferencia de calor versus calidad del vapor.....	37
2.21 Coeficiente local de transferencia de calor versus calidad del vapor.....	38
2.22 Comparación de la correlación propuesta con los datos de los resultados experimentales.....	40
2.23 Coeficiente promedio de transferencia de calor versus flujo másico en régimen estratificado ondulado.....	41
2.24 Comparación entre el coeficiente promedio de transferencia de calor de los tubos T1 y T2 en régimen estratificado ondulado.....	42
2.25 Comparación de las correlaciones propuestas con los datos de los resultados experimentales.....	43
2.26 Transición para tubos lisos y tubos con microaletas helicoidales.....	45
2.27 Predicción del coeficiente de transferencia de calor para flujo másico por unidad de área constante durante la condensación del R134a dentro de un tubo con microaletas.....	48
2.28 Modelo simplificado para flujo bifásico.....	55
3.1 Geometría de un tubo con aletas internas helicoidales.....	68
4.1 Sección transversal del tubo con aletas.....	75
4.2 Características geométricas del tubo con aletas.....	76

4.3 Efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a.....	78
4.4 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 15^\circ$ .....	80
4.5 Efecto del número de aletas sobre sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para $\beta = 15^\circ$ .....	81
4.6 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 18^\circ$ .....	82
4.7 Efecto del número de aletas sobre sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para $\beta = 18^\circ$ .....	83
4.8 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 20^\circ$ .....	84
4.9 Efecto del número de aletas sobre sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para $\beta = 20^\circ$ .....	85
4.10 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 25^\circ$ .....	86
4.11 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para $\beta = 25^\circ$ .....	87
4.12 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 30^\circ$ .....	88
4.13 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para $\beta = 30^\circ$ .....	89
4.14 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $N = 80$ aletas.....	90

4.15 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para N = 80 aletas.....	91
4.16 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 70 aletas.....	92
4.17 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para N = 70 aletas.....	93
4.18 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 60 aletas.....	94
4.19 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para N = 60 aletas.....	95
4.20 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 50 aletas.....	96
4.21 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para N = 50 aletas.....	97
4.22 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 40 aletas.....	98
4.23 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio durante la evaporación del R134a para N = 40 aletas.....	99
4.24 Efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor durante la condensación del R134a.....	100
4.25 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para $\beta = 15^\circ$ .....	101
4.26 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $\beta = 15^\circ$ .....	103

4.27 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 18^\circ$ .....	104
4.28 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $\beta = 18^\circ$ .....	105
4.29 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 20^\circ$ .....	106
4.30 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $\beta = 20^\circ$ .....	107
4.31 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 25^\circ$ .....	108
4.32 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $\beta = 25^\circ$ .....	109
4.33 Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para $\beta = 30^\circ$ .....	110
4.34 Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $\beta = 30^\circ$ .....	111
4.35 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para $N = 80$ aletas.....	112
4.36 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $N = 80$ aletas.....	113
4.37 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para $N = 70$ aletas.....	114
4.38 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para $N = 70$ aletas.....	115

4.39 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 60 aletas.....	116
4.40 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 60 aletas.....	117
4.41 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 50 aletas.....	118
4.42 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 50 aletas.....	119
4.43 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 40 aletas.....	120
4.44 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 50 aletas.....	121
4.45 Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 40 aletas.....	122
4.46 Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 40 aletas.....	123
4.47 Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el número de aletas durante la condensación del R134a.....	124
4.48 Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el ángulo de la hélice durante la condensación del R134a.....	125

## **RESUMEN**

### **SIMULACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS CON ALETAS INTERNAS PARA LA CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN DEL REFRIGERANTE R134A**

**AUTOR: ING. ANGEL E. MALAGUERA M.**

**TUTOR: MSC. EMILIO LÓPEZ**

En esta investigación se realiza una simulación para estudiar la influencia del número de aletas y el ángulo de la hélice sobre la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas helicoidales, a partir de correlaciones conocidas para la evaporación y condensación del refrigerante R134a. La data introducida en la hoja de cálculo permite manipular las variables número de aletas y ángulo de la hélice y obtener resultados confiables sin necesidad de realizar el experimento. La geometría del tubo usado en la simulación tienen diámetros externo e interno de 9,52 y 8,92 mm respectivamente y ángulo de aleta de 43 grados. La simulación se realiza para un flujo másico por unidad de área de  $800 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  y temperatura de saturación del refrigerante de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  para la condensación y  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  para la evaporación. Los resultados en la condensación indican que a partir de 70 aletas se obtienen bajos factores de intercambio, entre 1,5 y 2,3, mientras que con menor número de aletas el factor de intercambio promedio está entre 2,5 y 4,2. Durante la evaporación se observó el mayor factor de intercambio para un tubo con 40 aletas y  $30^\circ$  de ángulo de hélice.

Valencia, 13 de Febrero del 2013

## NOMENCLATURA

$A_c$	Sección transversal del área de flujo, ( $m^2$ )
$A_w$	Sección transversal de la pared del tubo por aleta, ( $m^2$ )
$B_o$	Número de ebullición
$D_i$	Diámetro interno del tubo, (m)
$D_h$	Diámetro hidráulico, (m)
$D_o$	Diámetro externo del tubo, (m)
FI	Factor de intercambio
$Fr$	Número de Froude
$G$	Flujo de masa por área transversal, ( $kg/m^2 \cdot s$ )
$h_{LG}$	Calor latente, (kJ/kg)
$h$	Coefficiente promedio de transferencia de calor, ( $W/m^2 K$ )
$h_{AS}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo para el tubo liso en condensación, ( $W/m^2 K$ )
$h_{TP}$	El coeficiente de transferencia de calor para la evaporación, ( $W/m^2 K$ )
$h_{lo}$	Coefficiente de transferencia de calor de la fase líquida para la evaporación, ( $W/m^2 K$ )
$J_G$	Velocidad adimensional
$k_l$	Conductividad del R134a de la fase líquida, ( $W/m \cdot K$ )
N	Número de aletas
$N_u$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandtl
$Re$	Número de Reynolds
$R_x$	Factor de intercambio geométrico

$S_p$	Perímetro de una aleta, (m)
$T_{SAT}$	Temperatura de saturación, (°C)
$X_{tt}$	Parámetro de Lockhart-Martinelli
$\beta$	Ángulo de la hélice, (grados)
$\gamma$	Ángulo de la aleta, (grados)
$\mu_l$	Viscosidad de la fase líquida, (kg/m . s)
$\mu_v$	Viscosidad de la fase vapor, (kg/m . s)
$\rho_v$	Densidad de la fase vapor, (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_l$	Densidad de la fase líquida, (kg/m <sup>3</sup> )

## CAPÍTULO I

### 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La aplicación de los principios de transferencia de calor al diseño de equipos a fin de cumplir con cierto objetivo ingenieril es de gran importancia, ya que al aplicar estos principios al diseño, el individuo trabaja en la importante meta del desarrollo de un producto para beneficio económico. A la larga, la economía juega un papel clave en el diseño y selección de equipos de intercambio de calor, ya que el mismo se puede traducir en ahorro de energía y por ende en ahorro de consumo de combustible.

El peso y el tamaño de los intercambiadores de calor que se usan en aplicaciones espaciales o aeronáuticas son parámetros muy importantes, así como también las consideraciones de costos.

La frase Superficie Extendida se usa normalmente con referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus límites, así como transferencia de energía por convección (y/o radiación) entre sus límites y los alrededores.

Aunque hay muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección, la aplicación más frecuente es aquella en la que se

usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y un fluido contiguo. Esta superficie se denomina aleta.

La mayoría de los tubos aleteados se usan para flujo externo, sin embargo, se ha desarrollado últimamente configuraciones de tubos aleteados internamente, y en su gran mayoría no existen arreglos estandarizados que permitan determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección y así determinar la eficiencia del equipo.

Se dispone de varias opciones para mejorar la transferencia de calor asociada con flujos internos. Esta mejora se puede lograr insertando aletas internas que permitan aumentar el área de transferencia de calor y por ende la magnitud de transferencia de calor o la disipación de calor.

En los últimos años se han ideado configuraciones de aletas internas, denominadas micro-aletas (microfin) que se usan en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire, con el fin de obtener intercambiadores de calor más compactos y económicos. Algunos tubos tienen pequeñas aletas de sección transversal triangular con ángulos de hélice de 15, 18 y 25 grados [1]. Otras configuraciones incluyen hélices y superficies ranuradas cruzadas, que tienen

entre 60 y 78 aletas internas, de 0,30 y 0,35 mm de alto y ángulos de hélice de 15, 17.5, 20 y 27 grados, [2] y [3].

Existen datos experimentales con refrigerantes sobre la transferencia de calor y caída de presión en tubos con micro-aletas de acuerdo a las configuraciones descritas anteriormente y otras configuraciones similares. Estas investigaciones han puesto en evidencia como se mejora la transferencia de calor por la presencia de aletas internas a expensas de caídas de presión muy pequeñas.

Una de las razones de la creciente popularidad de los tubos con micro aletas es el gran intercambio de calor respecto al aumento de la caída de presión. Existen datos experimentales de incrementos del coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación de los refrigerantes R22, R134a y R410A entre 50 – 100 % con sólo incrementos de la caída de presión de 20 – 50 %. En estos experimentos se probaron tres tubos con micro-aletas de 8.92, 6.46, 5.1 y 4 mm de diámetro interno con diferentes ángulos de hélice (9, 10.3, 18 y 25°), el coeficiente de transferencia de calor promedio en los tubos con micro-aletas están basados en el área nominal equivalente de un tubo liso que se estableció como patrón de comparación [4].

Todas las investigaciones realizadas hasta la presente relacionada con la transferencia de calor dentro de tubos provistos de aletas internas son, en su

mayoría, trabajos experimentales. Existen pocos trabajos de simulación relacionado con la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas para aplicaciones de evaporación y condensación de refrigerantes. En este trabajo se propone el uso de las correlaciones obtenidas de manera experimental por distintos autores para evaluar la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas. Esto permitiría simular diferentes arreglos geométricos de aleteados internos (altura de la aleta, ángulo de la hélice, número de aletas, etc) y con esto el uso de una técnica de diseño mucho más rápida y económica que la experimentación.

En función de lo planteado existe la necesidad de responder a la siguiente interrogante:

¿Los resultados de la simulación de la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas en condensación y evaporación del refrigerante 134a coincidirán con los resultados de los trabajos experimentales realizados?

## **1.2 OBJETIVOS.**

### **1.2.1 Objetivo General.**

Simular la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas para la condensación y evaporación del refrigerante R134a.

### **1.2.2 Objetivos Específicos.**

- Revisar los trabajos teóricos y experimentales relacionados con la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas.
- Recolectar la data experimental de manera que permita obtener de ellas las correlaciones empíricas para diferentes tipos de geometrías.
- Estudiar el proceso de transferencia de calor en flujo bifásico (condensación y evaporación).
- Definir las ecuaciones de cantidad de movimiento, conservación de la masa y conservación de la energía dentro de un tubo para flujo bifásico.
- Definir la geometría de un tubo con aletas internas de acuerdo con los trabajos experimentales revisados.
- Seleccionar una herramienta computacional para realizar la simulación
- Simular la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas.
- Validar los resultados de la simulación con los datos experimentales de la bibliografía conocida.

### **1.3 JUSTIFICACIÓN.**

El diseño de evaporadores y condensadores para aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire requiere de numerosas pruebas experimentales, a fin de obtener configuraciones geométricas óptimas.

En el país no existen empresas que fabriquen tubos circulares con aletas internas. Las configuraciones con tubos aleteados internos encontradas en algunos equipos de intercambio de calor son en su mayoría de tecnologías foráneas. La aplicación de una herramienta de cálculo a partir de las correlaciones existentes para tubos con aletas internas contribuiría a disminuir los altos costos que implican los trabajos experimentales, además, de que sería una técnica mucho más rápida de diseño.

#### **1.4 LIMITACIONES.**

Existen muy pocas correlaciones empíricas que describan los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción para este tipo de geometrías, debido a su más o menos reciente implementación en equipos y a la cantidad de dibujos y geometrías que se han desarrollado y se están desarrollando para este fin. Esto puede ser una limitante a la hora de definir las condiciones de contorno de las ecuaciones que describen la fenomenología del flujo bifásico dentro de estos tubos.

Es importante también resaltar las limitaciones relacionadas con las referencias bibliográficas en este tema, ya que por ser un desarrollo muy reciente (aproximadamente 10 a 15 años), los textos actuales no estudian la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas durante los procesos de condensación y evaporación.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEORICO

#### 2.1 Antecedentes de la investigación. [5], [6], [7], [8], [9]

BUKASA, LIEBENBERG Y MEYER (2005), **INFLUENCIA DEL ANGULO DE LA ESPIRA SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE LA CONDENSACION DENTRO DE TUBOS CON MICROALETAS EN FORMA ESPIRAL**. En este trabajo se reporta la influencia del ángulo de la espira en el mejoramiento de la transferencia de calor durante la condensación dentro de tubos con microaletas, manteniendo constante parámetros geométricos tales como la altura de la aleta, el paso, la forma y el número de aletas. Los experimentos se hicieron durante la condensación de los refrigerantes R-22, R134a y R407C y los resultados se compararon con tubos lisos del mismo diámetro (9,52 mm). Los ángulos de la espira del tubo aleteado fueron 10°, 18° y 37°. Los resultados de esta investigación muestran un aumento en la transferencia de calor con el incremento del ángulo de la espira.

CHEN, AMANO Y XIN (2005) , **ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DURANTE LA CONDENSACION DEL R134a DENTRO DE TUBOS HORIZONTALES CON MICROALETAS**. En esta investigación se estudia los patrones del flujo bifásico y su transición durante la

condensación del R134a dentro de tubos con microaletas con diferentes geometrías. Los resultados de la investigación muestran un decremento en la transferencia de calor en la medida que disminuye la calidad del refrigerante para un flujo de masa contante y se aprecia un incremento del mismo a medida que se incrementa el flujo másico para una calidad constante.

Zdaniuk (2007), **DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y LA FRICCIÓN DENTRO DE TUBOS ALETEADOS HELICOIDALMENTE.** En este trabajo se determinaron experimentalmente el coeficiente de transferencia de calor y los factores de fricción a ocho tubos aleteados helicoidalmente y un tubo liso usando agua con número de Reynolds entre 12000 y 60000. Los tubos de prueba aleteados helicoidalmente que se usaron en esta investigación tienen ángulos de hélice entre 25 y 48 grados y relación altura de aleta-diámetro entre 0.0199 y 0.0327. Los resultados de esta investigación fueron comparados con las ecuaciones de Blasius y Dittus-Boelter con resultados satisfactorios.

Garcia (2000), **SIMULACION NUMÉRICA Y VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE EVAPORADORES, CONDENSADORES Y TUBOS CAPILARES. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.** Este trabajo centra la atención en la simulación numérica y validación experimental del comportamiento térmico y fluido-dinámico

de flujos bifásicos (liquido-vapor), así como su aplicación en sistemas y equipos térmicos, propios del campo de la refrigeración y del aire acondicionado. Consecuencia del estudio realizado ha sido la elaboración de códigos informáticos para la simulación numérica de condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión del tipo capilar, en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos.

**KUO Y WANG (1996), EVAPORACIÓN DEL HCFC-22 DENTRO DE TUBOS DE 9.52 mm LISOS Y CON MICROALETAS.** En esta investigación se presentan datos experimentales durante la evaporación del refrigerante R22 dentro de un tubo con microaletas de 9.52 mm y un tubo liso de diámetro similar. La experimentación se realizó para dos temperaturas diferentes de evaporación (6°C y 10°C), con un flujo de masa entre 100 y 300 kg/m<sup>2</sup> s y flujo de calor entre 6 y 14 kW/m<sup>2</sup>. Los resultados de esta investigación muestran el efecto del flujo de calor, el flujo de masa y la presión de evaporación sobre el coeficiente de transferencia de calor.

Schlager, Pate y Bergles (1990), **TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN EN LA EVAPORACIÓN Y CONDENSACIÓN DEL R22 EN TUBOS HORIZONTALES DE 12,7 mm CON MICRO ALETAS.** En esta investigación se usó R22 como fluido de trabajo en una serie de pruebas para determinar el rendimiento de evaporadores y condensadores de tres tubos de 12.7 mm

con aletas internas en espiral. Este tubo denominado tubo con micro aletas tiene de 60 a 89 aletas con un rango de altura de 0.15 a 0.30 mm y un ángulo de la espiral de 15 a 25 grados. Un tubo liso de prueba se establece como patrón básico de comparación. El aparato de prueba tiene una sección horizontal recta de 3.67 m de largo y es calentado o enfriado con agua de recirculación en la sección anular. El coeficiente promedio de transferencia de calor, basado en el área nominal equivalente del tubo liso, son de 1.6 a 2.2 veces más grande para condensación que la de los tubos lisos. La caída de presión se incrementa pero por un pequeño factor con respecto al coeficiente de transferencia de calor.

## **2.2 Bases teóricas. [8]**

### **2.2.1 Introducción al flujo bifásico.**

El flujo en dos fases es un término que cubre la interacción en el flujo de dos fases (gas y líquido) donde la interfase entre las fases está influenciada por el movimiento de ambas. En muchos tipos de ciclos de producción de energía y de refrigeración es interesante analizar el cambio de vapor a líquido o viceversa, dependiendo de la zona particular del ciclo que se esté estudiando. Estos cambios se producen por evaporación o condensación y se debe comprender el proceso involucrado a fin de poder diseñar el equipo de transferencia de calor adecuado. La evaporación se define como la adición de calor a un flujo de líquido de manera que se

produzca una generación de vapor, sin embargo, esta definición excluye el proceso de “flashing” donde la generación de vapor ocurre únicamente como resultado de una reducción de presión en el sistema. La condensación se define como la remoción de calor en un sistema de manera que el vapor se convierta en líquido, mientras que la evaporación representa el proceso contrario.

### **2.2.2 Fenómeno de condensación.**

Una de las más importantes características del flujo bifásico es la manera en como las fases de líquido y vapor se orientan. Esto es llamado régimen de flujo o estructura de flujo. Una variedad de estructuras de flujo pueden ocurrir, dependiendo principalmente de la relación entre flujo másico y las propiedades físicas de las dos fases, además de la geometría y orientación del canal o tubería.

La figura 2.1 muestra una recopilación de algunos de los regímenes más típicos de flujo bifásico que se observan en procesos de condensación en el interior de tubos horizontales. Estos difieren ligeramente de observaciones de condiciones adiabáticas o de evaporación porque los procesos de condensación tienden a mojar la parte superior de la pared del tubo en todos los regímenes de flujo. Estos regímenes de flujo se dividen en dos grupos:

Aquellos que ocurren normalmente a elevados valores de la fracción volumétrica del vapor ( $\epsilon_g > 0.5$ ).

Aquellos típicos a bajos valores de la fracción volumétrica el vapor ( $\varepsilon_g < 0.5$ ).

La primera categoría incluye cinco regímenes de flujo: flujo estratificado (stratified flow), flujo ondulado (wavy flow), flujo ondulado anular (wavy-annular flow), flujo anular (annular flow) y flujo anular-neblina (annular – mist flow). La segunda categoría incluye: flujo tipo “slug”, flujo tipo “plug” y flujo burbujeante (bubbly flow). Los primeros cinco regímenes están ordenados de manera que el siguiente corresponde a un incremento en la velocidad de la fase vapor. Los tres regímenes de la segunda categoría están ordenados de manera que el siguiente aparecería al incrementarse la calidad de la fase líquida (o disminuir la fracción volumétrica de vapor).

A muy bajas velocidades del vapor, debido a los efectos de la fuerza de gravedad se observa el régimen estratificado (tubos horizontales y ligeramente inclinados). Durante este régimen, la condensación se forma en la porción superior del tubo y se dirige hacia la parte inferior por los efectos de la gravedad. De esta forma, el condensado se acumula en la parte inferior. La velocidad del líquido en la parte superior del tubo es principalmente descendente, mientras que en la parte inferior es principalmente en la dirección del flujo. Debido a que la velocidad del vapor es baja, la interfase líquido-vapor permanece prácticamente lisa.

Al incrementarse la velocidad del vapor, en la interfase del líquido comienzan a aparecer ondas (olas), dando lugar al flujo ondulado. El proceso de condensación en la parte superior del tubo es similar al del flujo estratificado, con una gradual capa de líquido formándose y dirigiéndose a la parte inferior del tubo. El proceso de condensación entre la fase líquida y vapor cerca de la interfase se ve afectado por la formación de olas, ya que es expuesto alternativamente a una película de condensado de flujo descendente a través de la periferia del tubo y a una cresta de la ola moviéndose en la dirección del flujo.

A bajas fracciones líquidas, las olas comienzan a mojar la parte superior y el contorno de la pared del tubo dirigiéndose hacia un flujo anular. Antes de que el flujo anular sea alcanzado, aparece un flujo de transición llamado flujo ondulado-anular, en este flujo líquido de las olas comienza a mojar la parte superior y circunferencia del tubo, pero no lo suficiente como para crear una película anular simétrica. Este líquido se mueve principalmente en la dirección del flujo más que en forma descendente que es uno de los puntos principales que lo diferencia del flujo ondulado.

A mayor velocidad del vapor, y debido a la migración de líquido de la parte inferior a la superior del tubo, la película del líquido comienza a ser prácticamente uniforme. Su apariencia es la de una película anular de líquido en la pared y un vapor a alta velocidad en el núcleo del centro, de ahí el nombre de flujo anular. La interfase

líquido-vapor en el flujo anular es caracterizada casi siempre por una superficie de olas debidas a la elevada velocidad del vapor viajando sobre él.

Todavía a mayor velocidad del vapor, las crestas de las olas del líquido son cortadas por el flujo de vapor y viajan en el centro como gotas de líquido. Esto se le denomina flujo anular-neblina por la aparición del flujo anular y una mezcla de vapor y gotas (neblina) en el centro del tubo.

La segunda categoría de regímenes de flujo mostrada en la figura 2.1 incluye: flujo tipo “slug”, se forma cuando la interfase de las olas crece suficientemente en amplitud para bloquear por completo la sección transversal en algunos puntos de la dirección axial. En este régimen se ha mostrado que se crean grandes puntas de presión debido a la desaceleración del flujo de vapor.

Conforme continúa la condensación se presenta el flujo tipo “plug”, al comenzar a convertirse las zonas de gas en especie de grandes burbujas. Las fluctuaciones turbulentas provocan la ruptura de estas grandes burbujas de gas convirtiéndolas en más pequeñas que se comienzan a dispersar a través del líquido, lo que se conoce como flujo burbujeante. Estos regímenes ocurren al final del proceso de condensación cuando la cantidad de líquido es abundante (o la fracción volumétrica del vapor es pequeña).

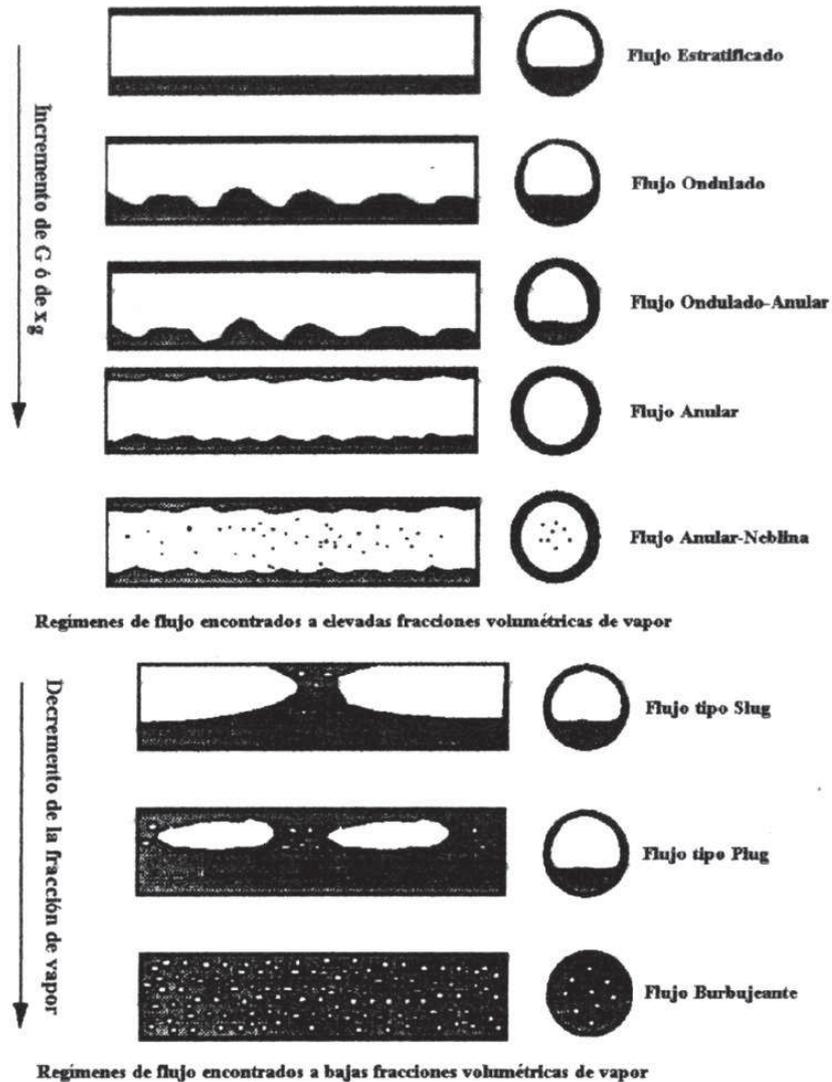


Figura 2.1. Regímenes de flujo típicos de procesos de condensación en el interior de tubos horizontales, [8].

Debido a que los regímenes de flujo tienen una gran influencia en los procesos de transferencia de calor y de cantidad de movimiento, es importante para diseñar y predecir qué régimen de flujo se espera que se produzca basándose en el flujo másico,

la calidad, las propiedades termo-físicas del fluido y la geometría del conducto. En reconocimiento a este hecho, se han elaborado gran cantidad de mapas de régimen de flujo y técnicas para su predicción a través de los años. Como ejemplo de este tipo de mapas se presenta el mapa de Mandhane de la figura 2.2 desarrollado para flujos de gas líquido utilizando una base de datos de más de 5935 observaciones. La abscisa y la ordenada del mapa de Mandhane son la velocidad superficial del gas y la velocidad superficial del líquido, lo que lo hace bastante sencillo de utilizar. Las condiciones para la construcción de este mapa fueron principalmente datos de aire agua en el interior de tubos.

Comparaciones recientes de este mapa con datos para refrigerantes revelan que su aplicación en este tipo de fluido no es muy adecuada debido a que por, lo general, la densidad del vapor de los refrigerantes es normalmente mucho mayor que la densidad del aire. Sin embargo, como el mapa mostrado existen en la literatura gran cantidad de trabajos centrados en el desarrollo de este tipo de mapas de regímenes de flujo para diferentes fluidos y condiciones. Las técnicas empleadas se basan en su mayoría en la obtención de correlaciones empíricas a partir normalmente de números adimensionales que nos permiten definir los rangos en el que se presentan un determinado régimen de flujo.

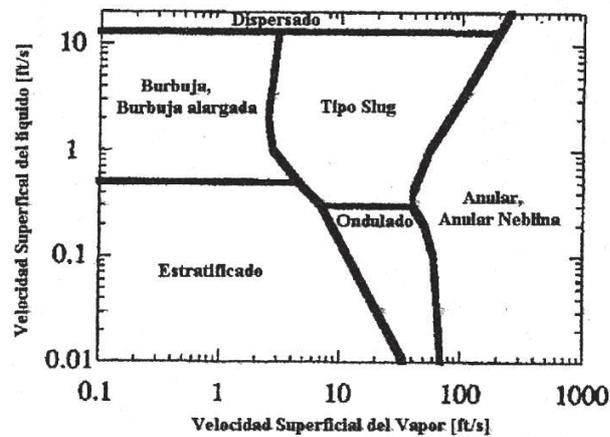


Figura 2.2. Mapa de régimen de flujo de Mandhane, [8].

### 2.2.3 Fenómeno de evaporación.

Los cambios en el régimen de flujo que acompaña a la evaporación dan como resultado grandes y abruptos cambios en la proporción de transporte de momento y energía en el flujo. La clasificación de los regímenes de flujo a través de la evaporación depende de la proporción de flujo y calor de entrada y es aun así de cualquier forma un poco subjetiva, pero una típica secuencia es dada a continuación. Al inicio de la evaporación, el coeficiente de transferencia de calor puede incrementarse por un factor de 10 o más y como consecuencia el cambio de momento entre las fases, la caída de presión puede ser varios cientos de veces más grande que para líquido puro con el mismo flujo másico.

Al final de la evaporación, hay un punto en que el líquido deja de mojar la pared caliente y la transferencia de calor pared-fluido decrece en varios ordenes de magnitud en una distancia de pocos centímetros. Si la pared calentada es de flujo de calor controlado esto permite un rápido incremento en la temperatura de la pared, produciéndose el fenómeno de “burn-out” o “dry-out”. Si a su vez la pared es de temperatura controlada, la porción de intercambio de calor entre la pared y el fluido decrece dramáticamente.

Cuando existe una mezcla de flujos de líquido y vapor dentro de un tubo, un cierto número de regímenes de flujo aparecen, los cuales dependen de la fracción másica del vapor, de las propiedades del fluido para cada fase y de la velocidad del flujo. En tubos de evaporadores la fracción másica del líquido decrece a lo largo de la longitud del tubo dando lugar a una serie de cambios en el régimen de flujo gas-líquido. Si el fluido entra como líquido subenfriado la primera indicación de la generación de vapor son pequeñas burbujas en la pared del tubo cuya temperatura es superior a la de saturación del líquido (enucleación), dando posteriormente paso a los siguientes regímenes de flujo de burbujas (plug), semi anular, anular, spray-anular y flujo de neblina pueden ocurrir conforme el contenido de vapor se incrementa. Un esquema idealizado de los diferentes regímenes de flujo se muestra en la figura 2.3 para evaporadores horizontales.

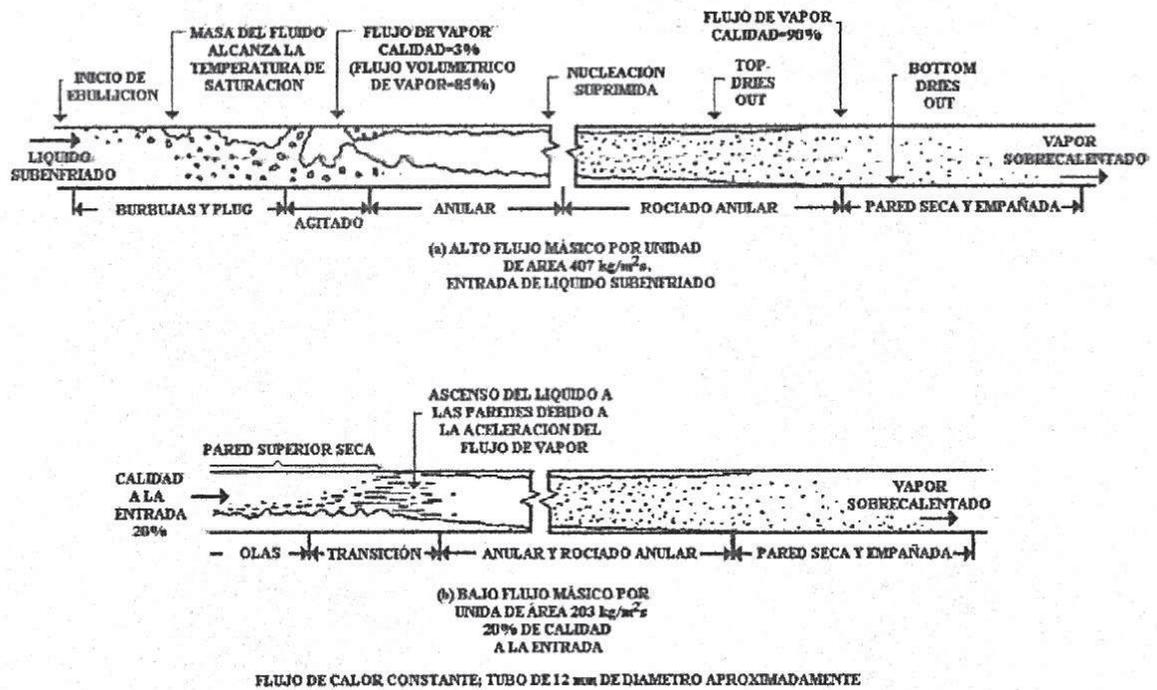


Figura 2.3. Regímenes de flujo de un evaporador horizontal, [8].

En este caso de evaporadores horizontales, a partir de la aparición de la nucleación en una superficie calentada, la evaporación en convección forzada probablemente comience mientras que la temperatura de la mayoría del líquido está todavía en condiciones subenfriadas. Dependiendo de la naturaleza del líquido y de la cantidad de líquido subenfriado, las burbujas formadas pueden colapsarse o continuar creciendo y juntándose entre ellas para formar una sola masa. Posteriormente se da paso un régimen de flujo semianular. Si la velocidad es suficientemente grande, un continuo núcleo de vapor es rodeado por un anulo líquido que se forma en la pared

del tubo, formándose un flujo anular que en refrigerantes normalmente ocurre para calidades entre 3 y 5 %. Si la velocidad es lo suficientemente elevada el flujo anular con pequeñas gotas de líquido en el núcleo gaseoso pueden persistir hasta una calidad del 90 % o más. Cuando se alcanza una calidad del 90 %, la capa de líquido pegada a la pared del tubo se seca, aunque aún existen gotas de líquido en la corriente del vapor. En tubos horizontales este fenómeno ocurre primero en la parte superior del tubo y posteriormente en la inferior.

Si la velocidad del flujo bifásico es baja, el líquido tiende a ocupar la parte inferior del tubo. Esto causa un flujo con olas en calidades cercanas al 5 %. Debido a que el vapor se acelera cuando comienza la evaporación, la interfase es alterada lo suficiente para formar un flujo anular. El líquido forma una continua o casi continua capa sobre la sección transversal del tubo.

#### **2.2.4 Aumento de la transferencia de calor. [10], [11]**

Se dispone de varias opciones para mejorar la transferencia de calor asociada con flujos internos. La mejora se puede lograr aumentando el coeficiente de convección y/o el área superficial de convección. Por ejemplo,  $h$  se puede aumentar si se introduce rugosidad superficial para aumentar la turbulencia, como, por ejemplo, mediante la fabricación o inserción de un alambre de resorte espiral. El alambre insertado (ver figura 2.4a) proporciona un elemento de rugosidad helicoidal en

contacto con la superficie interna del tubo. Alternativamente, el coeficiente de convección se puede aumentar mediante la inducción de un movimiento giratorio a través de la inserción de una cinta enroscada (ver figura 2.4b). El inserto consiste en una tira delgada que se enrosca periódicamente a  $360^\circ$ . La introducción de un componente de velocidad tangencial aumenta la velocidad del flujo, en particular cerca de la pared del tubo. El área de transferencia de calor puede aumentarse al unir aletas longitudinales a la superficie interna (ver figura 2.4c), mientras el coeficiente de convección y el área pueden aumentar con el uso de aletas espirales o costillas (ver figura 2.4d). Al evaluar cualquier esquema de transferencia de calor, también se debe dar atención al aumento acompañante en la caída de presión y por tanto a los requerimientos de potencia de bombeo o de ventilación.

Al enrollar un tubo (figura 2.5 ), se puede aumentar la transferencia de calor sin inducir turbulencia o área superficial de transferencia de calor adicional. En este caso, las fuerzas centrífugas inducen un flujo secundario que consiste en un par de vórtices longitudinales que aumentan el coeficiente de convección.

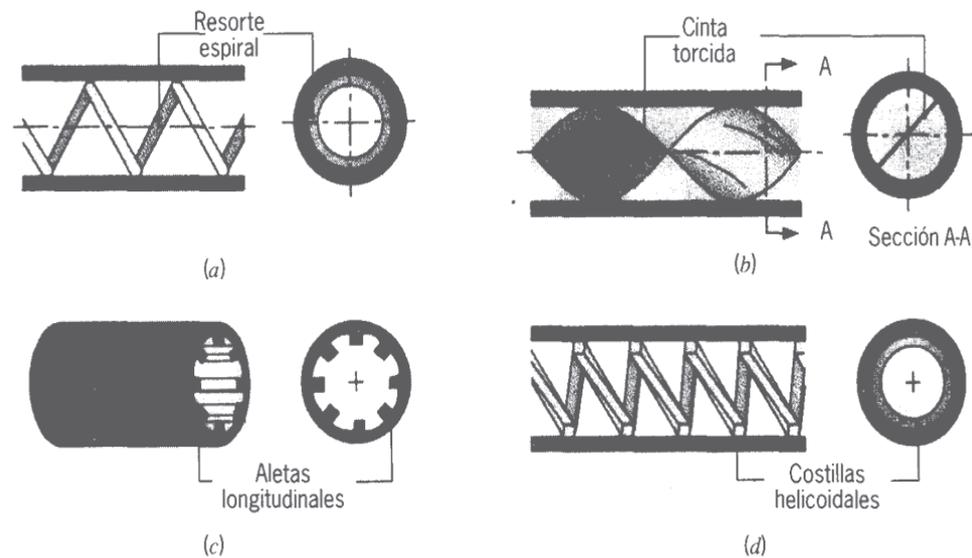


Figura 2.4. Esquemas del aumento de la transferencia de calor del flujo interno: (a) Sección longitudinal y vista del extremo de un inserto de resorte espiral, (b) sección longitudinal y vista de la sección transversal de la cinta torcida insertada, (c) sección recortada y vista del extremo de las aletas longitudinales, y (d) sección longitudinal y vista del extremo de las costillas helicoidales, [10].

Se encuentran en la práctica gran número de geometrías de superficies internas que pueden presentar los tubos, además del tradicional tubo liso, con aplicaciones en los campos del aire acondicionado y la refrigeración.

Para incrementar la transferencia de calor en refrigeración se utilizan tubos con superficies interiores aleteadas (microfin) como las que se muestran en la figura 2.6, las cuales mejoran la transferencia de calor en fenómenos de condensación y evaporación. Este tipo de geometría se simulará en este trabajo a pesar de las

restricciones que se pueden encontrar por la falta de correlaciones empíricas que describan los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción para este tipo de geometría, debido a su más o menos reciente implementación en equipos y a la cantidad de dibujos o geometrías que se han desarrollado y se están desarrollando para este fin. La fenomenología de estos equipos es transitoria, tridimensional y usualmente con regímenes turbulentos de flujo, además de que su geometría es compleja.

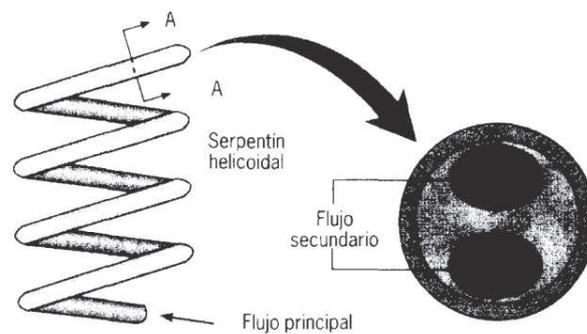


Figura 2.5. Esquema de un tubo enrollado helicoidalmente y del flujo secundario en una vista de la sección transversal agrandada. [10].



Figura 2.6. Tubos aleteados interiormente fabricados por Wolverine tube, Inc.

### **2.2.5 Trabajos teóricos y experimentales relacionados con la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas y sus correlaciones obtenidas.**

Schlager [1], realizó una serie de pruebas experimentales para determinar el rendimiento de evaporadores y condensadores de tres tubos de 12,7 mm, que tienen pequeñas aletas internas en espiral usando como fluido de trabajo R-22. El aparato de prueba tiene una sección horizontal recta de 3,67 m de largo y es calentado o enfriado con agua de recirculación en la sección anular. Se usó un tubo liso de 12,7 mm como patrón básico de comparación. La geometría del tubo usado por Schlager se muestra en la figura 2.7 y las dimensiones de los 6 tubos probados se muestran en la tabla 2.1, así como también las dimensiones del tubo liso. Las condiciones de prueba se muestran en la tabla 2.2.

Los resultados de la transferencia de calor en evaporación se muestran en la figura 2.8 y en condensación en la figura 2.9. El coeficiente promedio de transferencia de calor, basado en el área nominal equivalente del tubo liso, son de 1.6 a 2,2 veces más grande para evaporación y 1,5 a 2 veces más grande para condensación que la del tubo liso de acuerdo a las conclusiones de esta investigación.

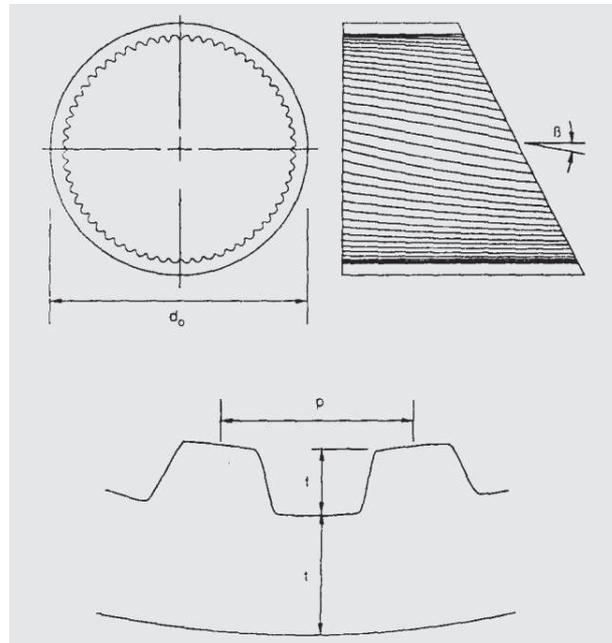


Figura 2.7. Geometría de los tubos ensayados, [1].

Tabla 2.1. Dimensiones de los tubos ensayados, [1].

	Liso	Microaletas 1	Microaletas 2	Microaletas 3
$d_o$ (mm)	12.7	12.7	12.7	12.7
$d_{i,max}$ (mm)	10.9	11.7	11.7	11.7
$t$ (mm)	0.9	0.5	0.5	0.5
$f$ (mm)	-	0.3	0.2	0.15
$n$	-	60	70	60
$\beta$	-	18	15	25
$A_iS/A_{iM}$	-	1.51	1.33	1.39

Tabla 2.2. Condiciones de prueba, [1].

	Evaporación	Condensación
$G$ ( $\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$ )	75 - 300	100 - 400
$P$ (MPa)	0.5 - 0.6	1.5 - 1.6
$T_{\text{sal}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	0 - 6	39 - 42
$X_{\text{in}}$ (%)	10 - 20	80 - 90
$X_{\text{out}}$ (%)	80 - 90	10 - 20

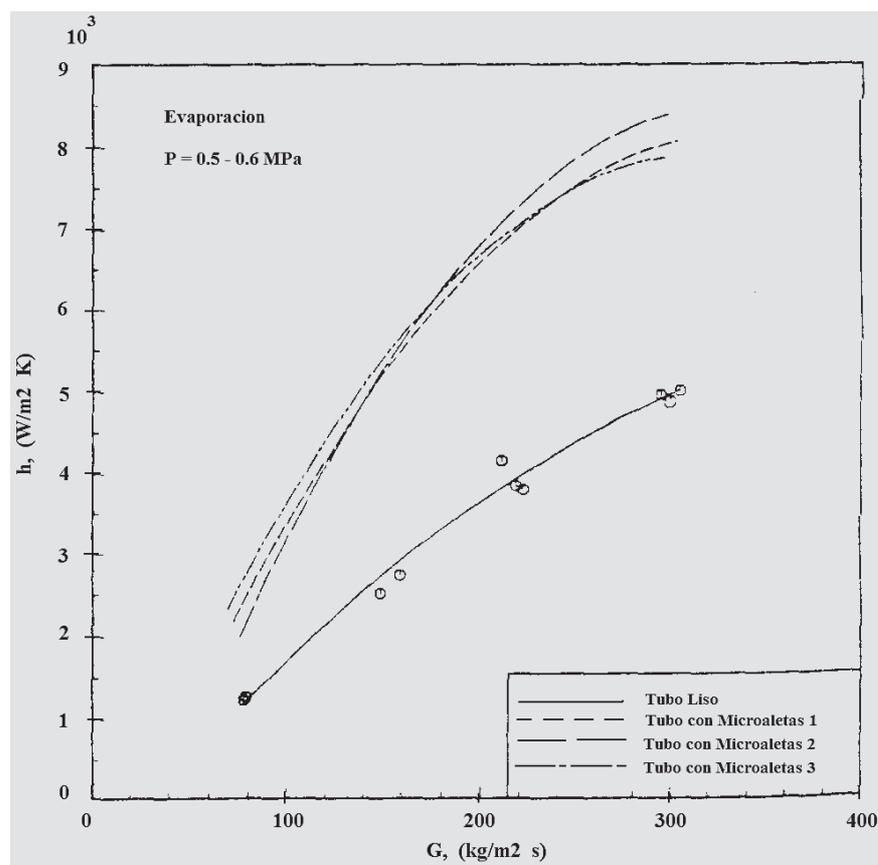


Figura 2.8. Coeficiente de evaporación del R-22 para tres tubos con microaletas, [1].

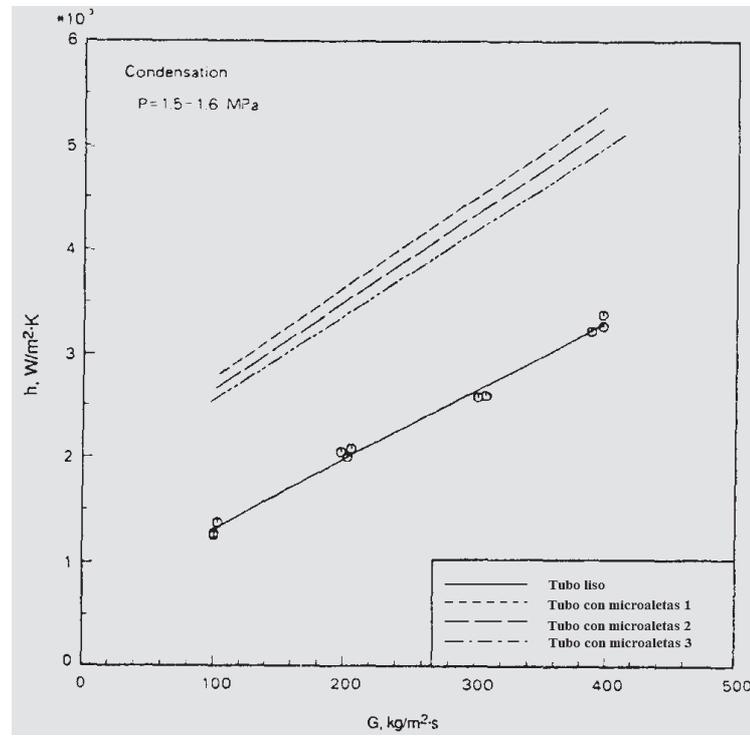


Figura 2.9. Coeficiente de condensación del R-22 para tres tubos con microaletas, [15].

Chamra [2], [3], experimentó con geometrías internas helicoidales y superficies ranuradas cruzadas en tubos de diámetro exterior de 15,88 mm. La tabla 2.3 muestra los parámetros geométricos de los tubos ensayados como son: número de aletas, altura de la aleta, paso y ángulo de la hélice.

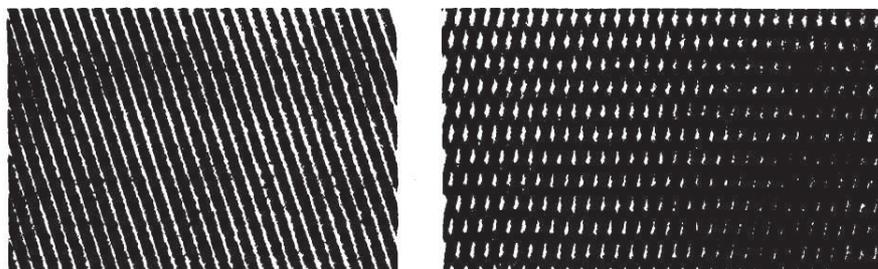
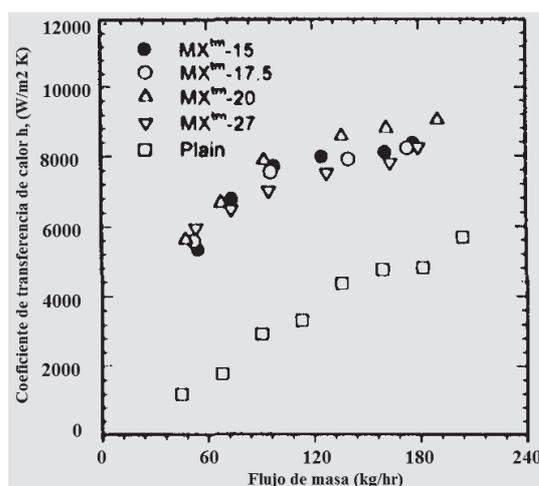


Figura 2.10. Geometría de los tubos ensayados. (a) Helicoidal, (b) Ranurados cruzados, [2], [3]

Tabla 2.3. Dimensiones de los tubos ensayados, [2], [3]

	MX <sup>TM</sup>	MCG <sup>TM</sup>	DX <sup>TM</sup> -60	DX <sup>TM</sup> -75
TIPO DE GEOMETRÍA	Helicoidal	Sección cruzada	Helicoidal	Helicoidal
D <sub>o</sub> (mm)	15.88	15.88	15.88	15.88
D <sub>i</sub> (mm)	14.88	14.88	14.87	14.87
Número de aletas	74 $\alpha=27^\circ$ 78 $\alpha=20^\circ$ 76 $\alpha=17.5$ 74 $\alpha=15^\circ$	74 $\alpha=27^\circ$ 78 $\alpha=20^\circ$ 76 $\alpha=17.5$ 74 $\alpha=15^\circ$	60	75
Altura de la aleta, $e$ (mm)	0.35	0.35	0.30	0.30
Paso de la aleta, $p$ (mm)	0.58	0.58	0.76	0.622
Ángulo de la hélice. $\alpha$	15, 17.5, 20, 27	15, 17.5, 20, 27	27	23
Ángulo de la aleta, $\beta$	30	30	40	40

De las figuras 2.11, 2.12 y 2.13 puede observarse que tanto en las geometrías helicoidal como en la cruzada se obtiene el mayor coeficiente de transferencia de calor para un ángulo de hélice  $\alpha$  de  $20^\circ$ .

Figura 2.11. Coeficiente de evaporación del R-22 para cuatro tubos MX<sup>TM</sup>, [2], [3].

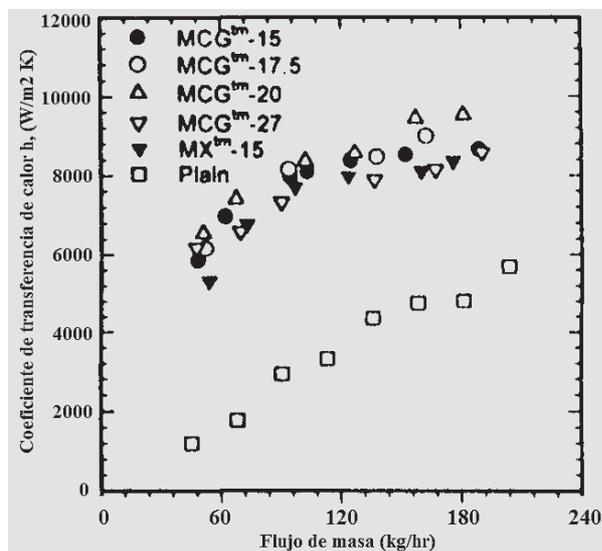


Figura 2.12. Coeficiente de evaporación del R-22 para cuatro tubos MCG<sup>TM</sup> con ángulos de hélice de 15, 17.5, 20 y 27 y el tubo DX<sup>TM</sup> de acuerdo a la tabla 4.3, [2], [3].

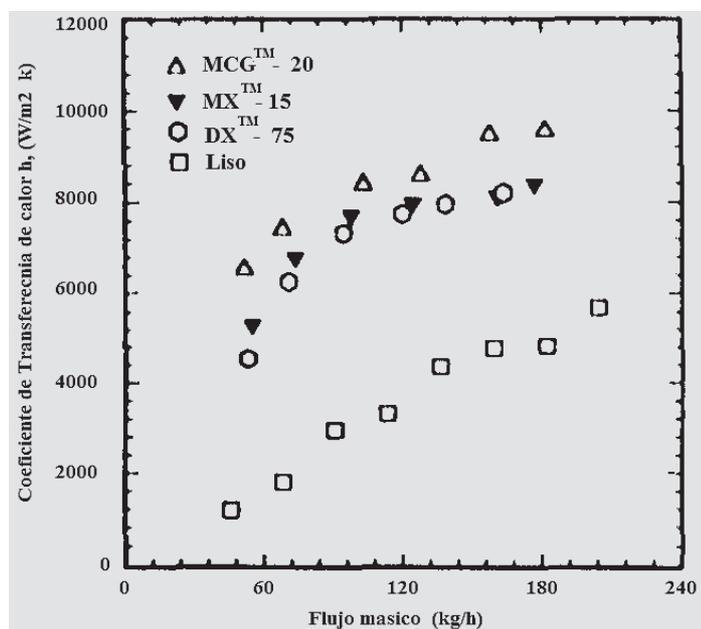


Figura 2.13. Coeficiente de evaporación del R-22 para los tubos MCG<sup>TM</sup>-20 y MX<sup>TM</sup>-15 en comparación con el tubo DX<sup>TM</sup>-75. [2], [3].

Jittraporn [12], realizó estudios experimentales en tubos horizontales lisos y con microaletas durante la evaporación del R-134a en una sección de prueba de 2.5 m en un intercambiador doble tubo con el refrigerante en la parte interna y agua en la parte anular. Las pruebas se realizaron con una temperatura de saturación entre 10 y 20 °C y un flujo de masa que varía de 400 a 800 kg/m<sup>2</sup> s. Los resultados fueron comparados con un tubo liso similar y muestran que el coeficiente promedio de transferencia de calor tiende a incrementarse con el incremento del promedio de la calidad, el flujo de masa y la temperatura de evaporación. De este trabajo se proponen nuevas correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor por evaporación del R-134a para usos prácticos. La tabla 2.4 muestra las dimensiones del tubo liso y con microaleta. El efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor se muestra en la figura 2.14 y el efecto de la temperatura de saturación se muestra en la figura 2.15.

Tabla 2.4. Dimensiones del tubo liso y con microaletas, [12].

Parámetros	Tubo liso	Tubo con microaletas
Diámetro externo, $D_o$ , mm	9.52	9.52
Espesor de pared, $t$ , mm	0.70	0.30
Numero de aletas, $N$	-	60
Angulo de la espira, $\beta$ , grados	-	18
Altura de la aleta, $e_f$ , mm	-	0.20
Paso de la aleta, $p$ , mm	-	0.47
Diámetro hidráulico, $D_h$ , mm	8.12	5.43
Área de la sección transversal, $A_c$ , mm <sup>2</sup>	51.8	61.3

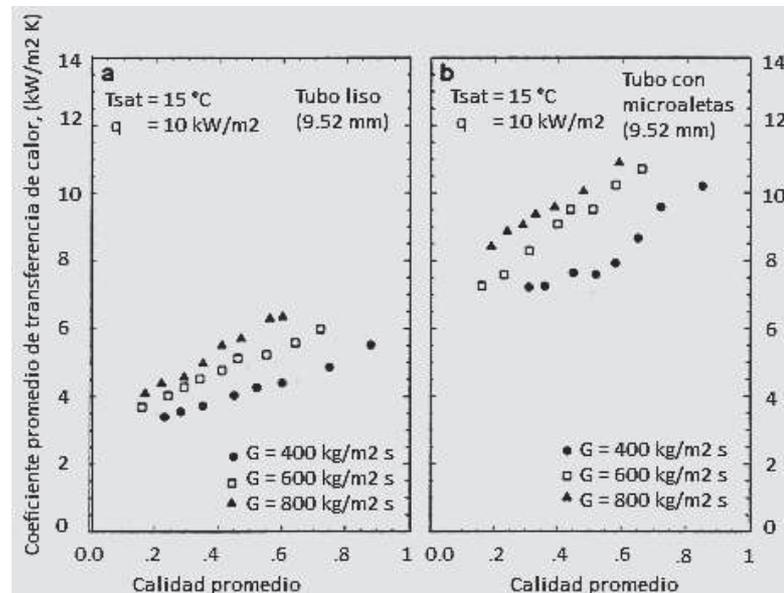


Figura 2.14. Efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor. [12].

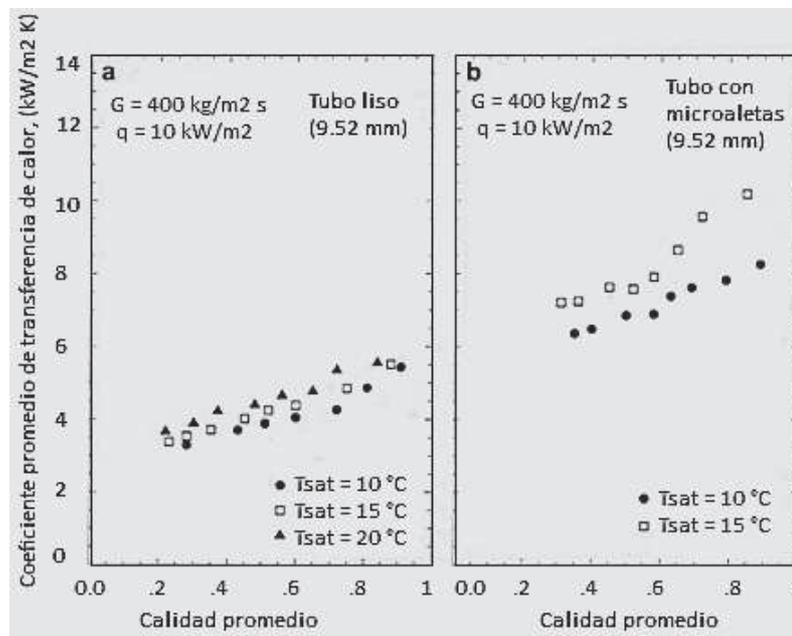


Figura 2.15. Efecto de la temperatura de saturación en el coeficiente promedio de transferencia de calor, [12].

El aporte más interesante de este trabajo fue que los resultados experimentales que obtuvo Jittraporn, los comparó con resultados teóricos calculados a partir de correlaciones conocidas las cuales modificó. Estas correlaciones son:

El coeficiente de transferencia de calor para la evaporación del R-134<sup>a</sup> fue modificada a partir de la correlación de Chaddock y Noerager [13]:

$$h_{TP} = 3.1737h_{lo}(B_O \times 10^4)^{0.40} X_{tt}^{-0.17} \quad (2.1)$$

Donde  $h_{lo}$  es el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida definida por la correlación de Dittus Boelter:

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_l}{D_i} \left( \frac{G D_i}{\mu_l} \right)^{0.8} \left( \frac{C_{p,l} \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \quad (2.2)$$

$X_{tt}$  es el parámetro de Lockhart-Martinelli

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (2.3)$$

$B_O$  es el número de ebullición

$$B_O = \frac{q}{G \cdot i_{lv}} \quad (2.4)$$

La figura 2.16 muestra la comparación entre el coeficiente de transferencia de calor del tubo liso entre los datos experimentales y la correlación presentada (Ec 2.1). Estos resultados muestran que los datos medidos en esta experimentación caen dentro de  $\pm 10\%$  de las correlaciones propuestas.

La correlación para el coeficiente de transferencia de calor para la evaporación del R-134a en tubos con microaletas también fue modificado de la correlación de Chaddock y Noerager [13]. Su correlación es:

$$h_{TP} = 5.5864 h_{lo} (B_o \times 10^4)^{0.35} X_{tt}^{-0.14} \quad (2.5)$$

El parámetro de Lockhart-Martinelli,  $X_{tt}$ , es definido en la ecuación (2.3), el número de ebullición,  $B_o$ , se calcula de la ecuación (2.4), y el coeficiente de transferencia de calor de la fase líquida,  $h_{lo}$ , se obtiene de la ecuación de Dittus-Boelter;

$$h_{lo} = 0.023 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.6)$$

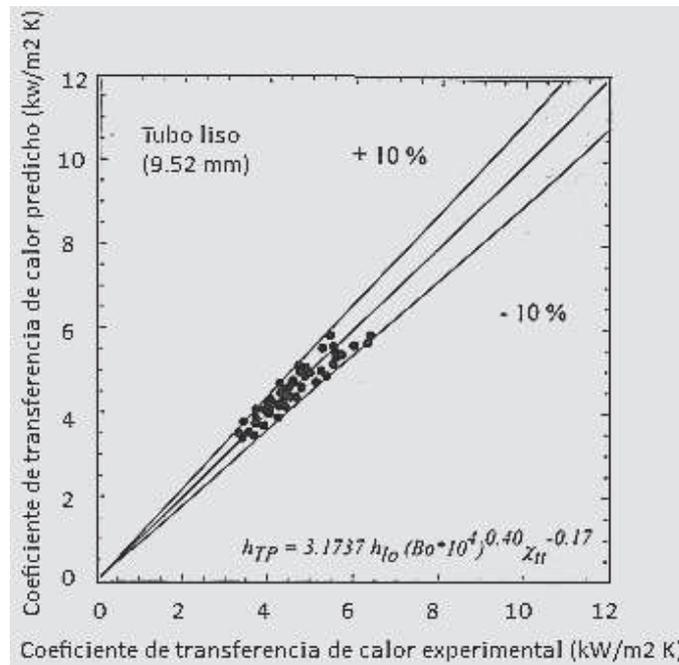


Figura 2.16. Comparación entre el coeficiente de transferencia de calor teórico y experimental y su correlación para el tubo liso, [12].

Donde  $D_h$  es el diámetro hidráulico definido por:

$$D_h = \frac{4A_c \cos \beta}{N \cdot S_p} \quad (2.7)$$

Donde  $S_p$  es el perímetro de una aleta (ver figura 2.17),  $N$  es el número de aletas y  $\beta$  es el ángulo de la espira de la aleta.  $A_c$  es la sección transversal del área de flujo:

$$A_c = \frac{\pi D_o^2}{4} - N A_w \quad (2.8)$$

$A_w$  es la sección transversal de la pared del tubo por aleta. El número de Reynolds viene definido por:

$$R_e = \frac{G D_h}{\mu_l} \quad (2.9)$$

Donde  $G$  es el flujo de masa por área transversal de la sección de flujo del tubo con aletas.

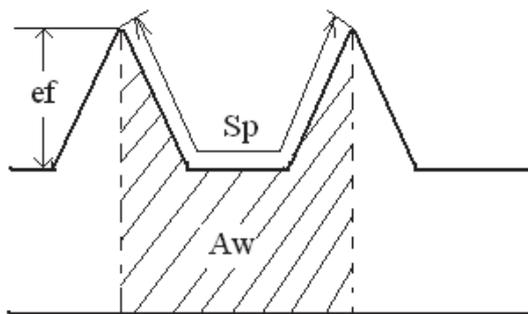


Figura 2.17. Sección transversal del tubo con microaletas, [12].

La figura 2.18 muestra la comparación entre el coeficiente de transferencia de calor experimental y el coeficiente de transferencia de calor predicho por la ecuación

2.5 para un tubo con microaletas. Los resultados muestran que los datos experimentales concuerdan con la correlación dentro de  $\pm 15\%$ .

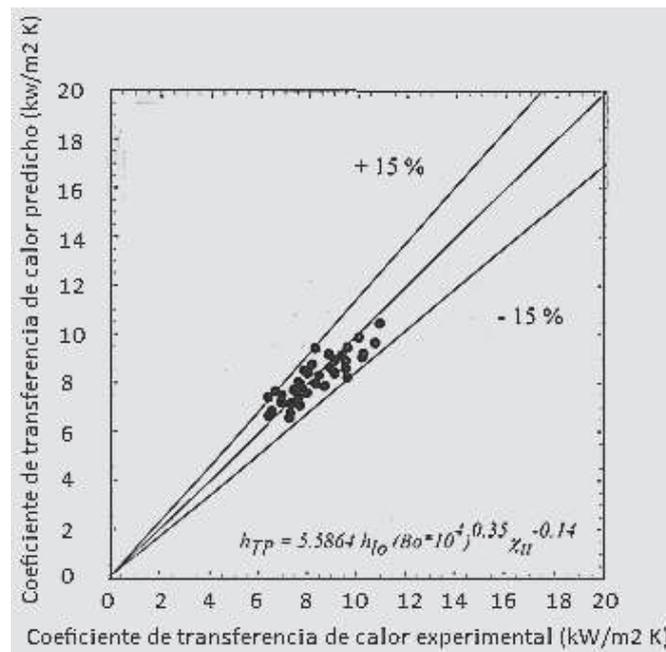
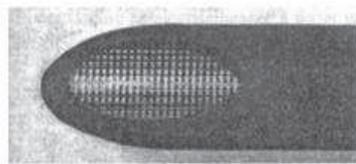


Figura 2.18. Comparación entre los datos del coeficiente de transferencia de calor experimental y las correlaciones presentadas para el tubo con aletas, [12].

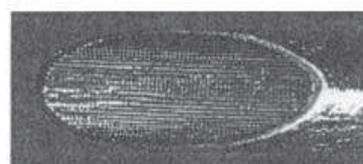
Chen [6], investigó experimentalmente la transferencia de calor durante la condensación del R134a en dos tipos de tubos con microaletas internas con diferentes geometrías basado en la observación de los patrones de flujo los cuales fueron divididos en dos regímenes, como son; el anular y el estratificado-ondulado. En el régimen anular el coeficiente de transferencia de calor  $h$  de los dos tipos de tubos decrece cuando la calidad del vapor decrece. Se obtuvo la correlación de los datos

experimentales para régimen anular durante la transferencia de calor por condensación. La dispersión de los datos experimentales está dentro de los límites de  $\pm 25\%$ . En el régimen estratificado-ondulado el coeficiente de transferencia de calor promedio en los dos tubos se incrementa con el flujo de masa y el número de aletas en el tubo, pero no es un factor de control para el comportamiento de la transferencia de calor por condensación. Chen obtuvo la correlación para el coeficiente de transferencia de calor en el flujo estratificado-ondulado. La dispersión de los datos experimentales está dentro de los límites de  $\pm 22\%$ .

La figura 2.19 muestra la fotografía de un corte donde se ve las microaletas de los tubos ensayados. El tubo T1 con 16 mm de diámetro externo y 12 mm de diámetro interno nominal con microaletas de 0.2 mm de altura y 1.1 mm de paso ambos en dirección axial y dirección circunferencial. El tubo T2 tiene las mismas características del tubo T1 con la excepción que tiene 14 mm de diámetro interno y 0.7 mm de paso. El número de aletas de los tubos T1 y T2 son 34 y 68 respectivamente.



(a) Tubo T1



(b) Tubo T2

Figura 2.19. Fotografía de los dos tubos con microaletas ensayados, [6].

La figura 2.20 y 2.21 muestra los cambios del coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$  en el régimen de flujo anular ( $x=0.4 \rightarrow 0.9$ ). En la misma se muestra que el coeficiente de transferencia de calor local  $h$  de los tubos T1 y T2 decrece cuando la calidad decrece. Comparando los coeficientes de transferencia de calor local de los tubo T1 y T2 el resultado demuestra que el intercambio de transferencia de calor del tubo T2 es más significativo que el del tubo T1 en la región de alta calidad de vapor porque en esta región el líquido condensa sobre la superficie de la aleta y se desplaza hacia las cavidades entre aletas debido al efecto de la tensión superficial del líquido y el tubo T2 tiene más superficies aleteadas expuestas en la corriente de vapor. Como la calidad del vapor se incrementa la mayor parte de las microaletas están inundadas por la acumulación de condensado. Sin embargo el intercambio de la transferencia de calor de microaletas va en descenso.

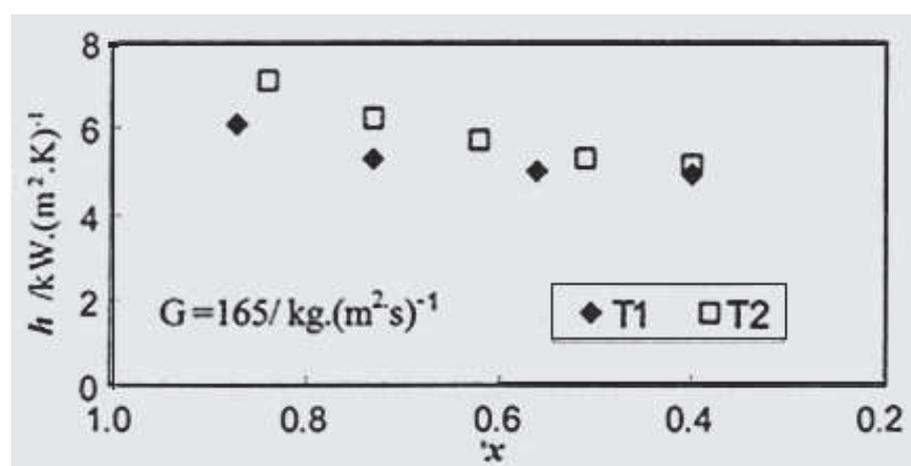


Figura 2.20. Coeficiente local de transferencia de calor  $h$  versus la calidad del vapor  $x$ , [6].

Chen [6] usó una regresión de datos experimentales para la región de flujo anular y la correlación de transferencia de calor que obtuvo fue:

$$Nu = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.33} \left(1 + \frac{6.825}{X_{tt}^{0.831}}\right) \quad (2.10)$$

Donde  $X_{tt}$  es definido como:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \quad (2.11)$$

Representa el número de Lockhart-Martinelli. La correlación es válida para un rango de  $Re_l = 3 \times 10^3$  a  $4 \times 10^4$  y  $Fr > 2$  (la calidad del vapor entre 0.4 y 0.9) para el tubo de microaletas internas de 0.2 mm de altura. La dispersión de los datos mostrados en la figura 2.22 está dentro de los límites de  $\pm 25\%$ .

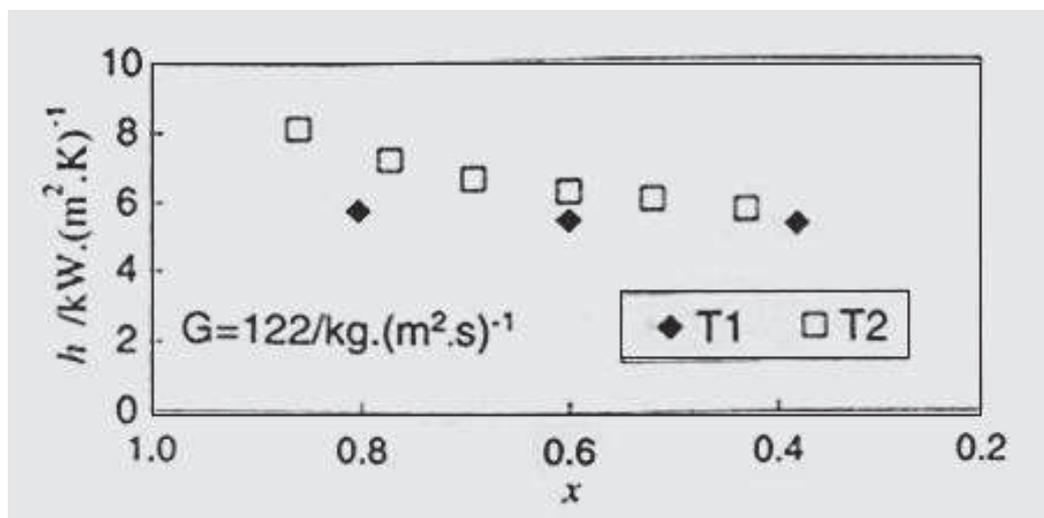


Figura 2.21. Coeficiente local de transferencia de calor  $h$  versus la calidad del vapor  $x$ , [6].

En el régimen estratificado ondulado la velocidad de la fase del vapor y la fuerza de corte sobre la interfase líquido-vapor es relativamente pequeña, las fuerzas gravitacionales son dominantes, sin embargo, el patrón de flujo presenta una estructura estratificada y la transferencia de calor incluida en la película de calor por condensación sobre la parte superior de la pared del tubo y el calor de convección del condensado en la parte inferior del tubo.

La figura 2.23 es la comparación del coeficiente de transferencia de calor  $h$  entre el tubo T1 y un tubo liso. En él se indica que el intercambio de transferencia de calor de los tubos microaleteados internos es significativo siempre que el régimen de flujo sea estratificado-ondulado y la calidad del vapor sea baja. La figura 2.24 explica que el promedio del coeficiente de transferencia de calor  $h$  de los tubos T1 y T2 se incrementa con el flujo másico. La figura también demuestra que el número de microaletas no es un factor de control en el comportamiento de la transferencia de calor por condensación en el régimen estratificado-ondulado.

Considerando que la fuerza gravitacional, la fuerza viscosa y tensión superficial del condensado son los principales efectos sobre la transferencia de calor por condensación en el régimen estratificado-ondulado, la forma de la correlación de la transferencia de calor correspondiente al flujo estratificado-ondulado deberá ser diferente de la correspondiente al del flujo anular en el cual la fuerza de corte de la

corriente de vapor es el efecto principal que influye sobre la transferencia de calor. En los experimentos con los tubos con microaletas T1 y T2 se encontró que:

1.- No hay aparentemente diferencias cualitativas del patrón de flujo estratificado ondulado cuando se usan tubos microaleteados y tubos lisos. En esta situación el vapor de condensación principalmente toma lugar sobre la parte superior de la pared del tubo. El condensado sobre la parte superior del tubo fluye hacia abajo corrientes abajo en el tubo, la transferencia de calor total incluye una película de condensación por calor sobre la parte superior de la pared del tubo y el calor por convección del condensado en la parte más baja del tubo. En este orden de ideas la correlación de transferencia de calor en el régimen de flujo estratificado-ondulado deberá incluirse la forma básica de la solución analítica de la película de condensación de Nusselt.

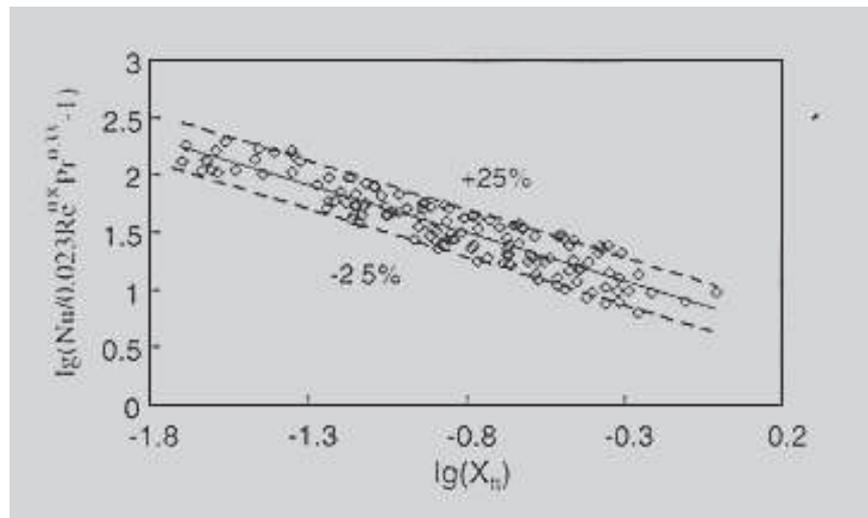


Figura 2.22. Comparación de la correlación propuesta con los datos de los resultados experimentales,

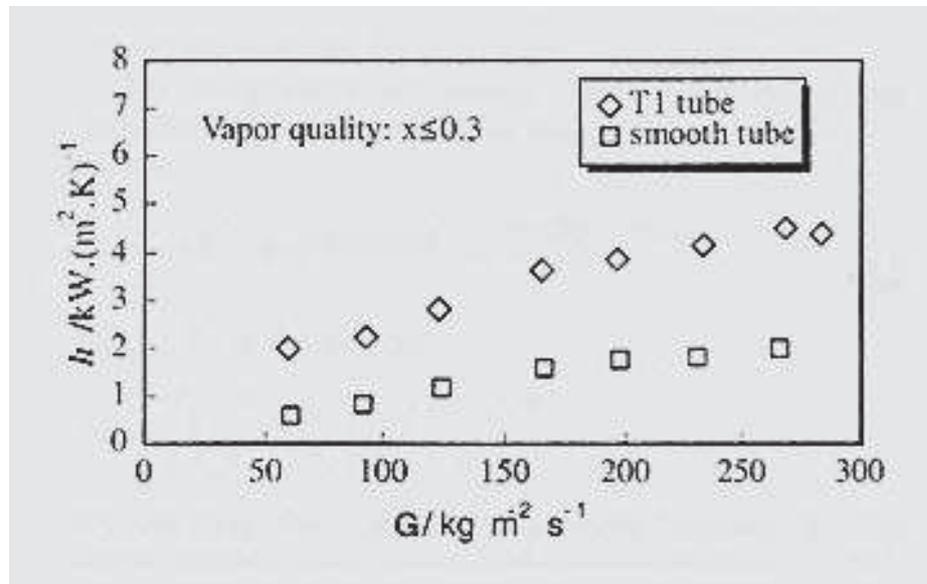


Figura 2.23. Coeficiente promedio de transferencia de calor del tubo T1 versus flujo másico en régimen estratificado ondulado ( $x \leq 0.3$ ), [6].

2.- El promedio del coeficiente de transferencia de calor en los tubos con microaletas T1 y T2 se incrementa cuando el flujo másico aumenta. La correlación de transferencia de calor en el régimen estratificado-ondulado deberá también involucrar al número de Reynolds interno  $Re_v$ , el cual refleja el efecto del flujo másico.

3.- En adición, el efecto de la acción de corte de la corriente de vapor sobre la película de condensación de la parte superior de la pared del tubo es reflejado a través del parámetro de Lukal-Martinelli  $X_{tt}$  en la correlación de transferencia de calor para el régimen estratificado-ondulado. Sin embargo la correlación de transferencia de calor en el régimen estratificado-ondulado será dada por las ecuaciones 2.12 y 2.13:

$$h = C_1 Re_v^{C_2} X_{tt}^{C_3} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g i'_{lv} k_l^3}{D \mu_l \Delta T} \right]^{1/4} \quad (2.12)$$

Donde  $Re_v = GD/\mu_v$  y  $X_{tt}$  es el parámetro de Lockhart-Martinelli.

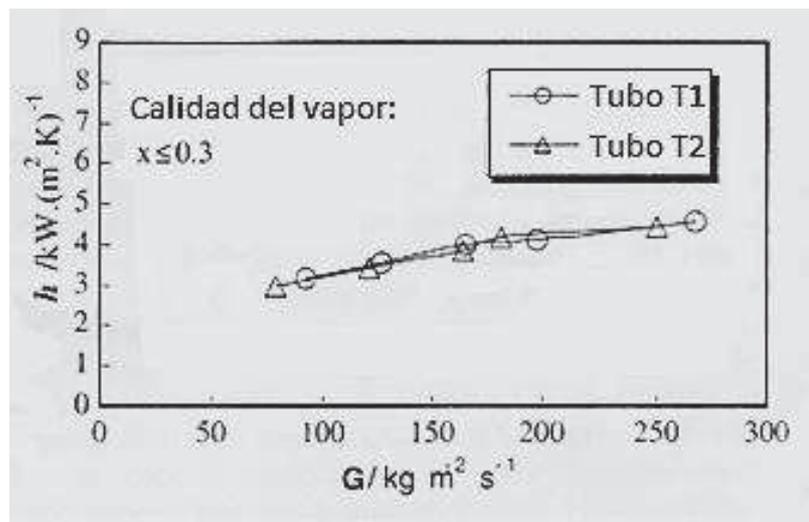


Figura 2.24. Comparación entre los coeficientes promedios de transferencia de calor de los tubos T1 y T2 en régimen estratificado-ondulado ( $x \leq 0.3$ ), [6].

Al aplicarle una regresión a los datos experimentales la correlación de transferencia de calor queda:

$$h = 0.1528 Re_v^{0.2984} X_{tt}^{-0.2032} \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g i'_{lv} k_l^3}{D \mu_l \Delta T} \right]^{1/4} \quad (2.13)$$

La correlación es válida para un rango de  $Re_v = 6 \times 10^4 \rightarrow 3 \times 10^5$  y  $Fr_x \leq 0.3$  para una altura de aleta de 0.2 mm. La dispersión (mostrada en la figura 2.25) de los datos experimentales está dentro de un límite de  $\pm 22\%$ .

Combinado con el criterio de transición de patrones de flujo, estas correlaciones pueden ser usadas para el diseño de condensadores con microaletas internas.

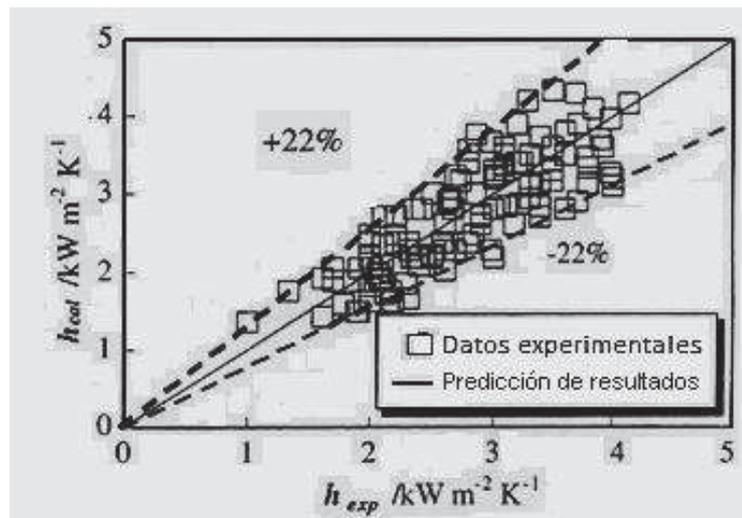


Figura 2.25. Comparación de las correlaciones propuestas con los resultados experimentales, [6].

Doretto [8] y Cavallini [15] y [16] han graficado a partir de datos experimentales los patrones de flujo bifásico durante la condensación de refrigerantes dentro de un tubo liso y con microaletas con el objetivo de vincular la mejora de la transferencia de calor con la corriente del patrón de transición. Los presentes autores reunieron alrededor de 3100 medidas experimentales del coeficiente de transferencia de calor de condensación con el fin de revisar los modelos de la literatura disponible y desarrollar un nuevo procedimiento computacional para el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión. La figura 2.26 muestra los resultados de Cavallini [17], donde se puede visualizar la transición entre tubos lisos

y con microaletas para dos regímenes de flujo; anular y estratificado-ondulado en el plano  $J_G - X_{tt}$ , donde  $J_G$  es la velocidad adimensional, que para tubos lisos, la cual viene dada por la siguiente ecuación:

$$J_G^T = \left\{ \left[ \frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-0.3333} \quad (2.14a)$$

$C_T = 1.6$  para refrigerantes hidrocarbonados

$C_T = 2.6$  para otros refrigerantes.

para tubos con microaletas se usa la expresión (2.14b):

$$J_G^* = 0.6 \left\{ \left[ \frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right] + 2.5^{-3} \right\}^{-0.3333} \quad (2.14b)$$

y  $X_{tt}$  se determina por la ecuación (2.11).

En la figura 2.26 se representan los datos experimentales para el R22, R134a y R410a a una temperatura de saturación de alrededor de 40°C y flujo másicos por unidad de área  $G = 200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  y  $G = 400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ . En esta se muestra que a altas velocidades adimensionales del gas el coeficiente de transferencia de calor no depende de la diferencia de temperatura  $\Delta T$  mientras que lo hace a bajo  $J_G$ . Cavallini [2] también demostró experimentalmente que el coeficiente de transferencia de calor aumenta con la calidad y el flujo másico, además igualmente se incrementa cuando baja la presión reducida y es influenciado por la geometría de la superficie. El ángulo de hélice, el número de aletas y la profundidad de las aletas son los principales parámetros geométricos que influyen en la condensación.

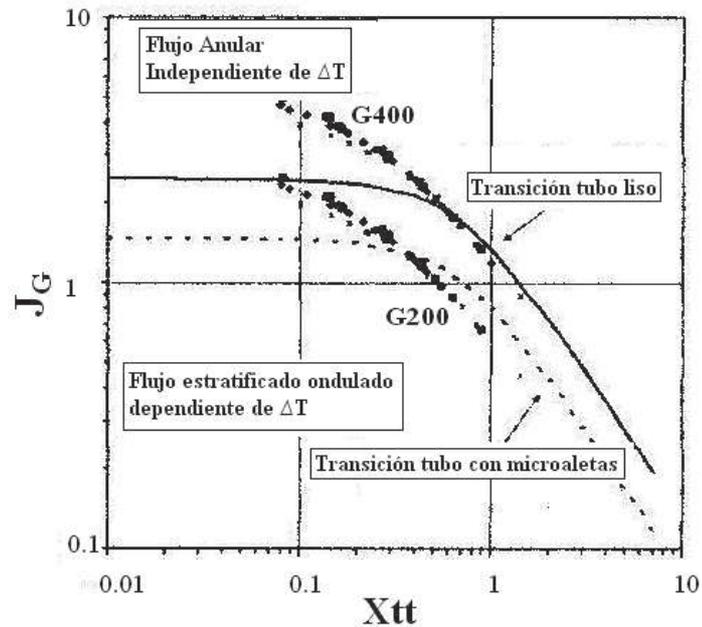


Figura 2.26. Transición para tubos lisos y tubos con microaletas helicoidales, [17].

En otra investigación conducida por Cavallini [16], se presenta un nuevo modelo original, basado en simultáneas observaciones de patrones de flujo y mediciones del coeficiente de transferencia de calor. Este modelo empírico está respaldado por un amplio banco de datos de diferentes autores con diferentes fluidos, presiones reducidas y geometría del tubo. El modelo es válido para tubos con aletas helicoidales con una relación de altura de aleta y diámetro  $e_f/D < 0.04$ .

En este modelo el coeficiente de transferencia de calor es calculado como una combinación de dos términos; el coeficiente de transferencia de calor para la zona de  $\Delta T$  independiente  $h_A$  y el coeficiente de transferencia de calor para la zona  $\Delta T$  dependiente  $h_D$ .

$$h = [h_A^3 + h_D^3]^{0.333} \quad (2.15)$$

El término  $h_A$  se obtiene como el producto del coeficiente de transferencia de calor convectivo para el tubo liso  $h_{AS}$ , dado por Cavallini [2], por una función (término  $A$ ) de la geometría del factor de intercambio  $R_x$  y el número de Froude  $Fr$ . El término  $C$  en la ecuación (2.16) es apto para bajar el coeficiente de transferencia de calor cuando el número de aletas  $\eta_g$  es mayor que el valor optimo  $\eta_{opt}$  para un diámetro  $D$ .

$$h_A = h_{AS} \cdot A \cdot C \quad (2.16)$$

$$h_{AS} = \left[ 1 + 1.128x^{0.817} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \left( 1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right] \quad (2.17)$$

$$h_{LO} = 0.023 \frac{k_L}{D} Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} = 0.023 \frac{k_L}{D} \left( \frac{GD}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4} \quad (2.18)$$

$$A = 1 + 1.119 Fr^{-0.3821} (R_x - 1)^{0.3586} \quad (2.19)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD(\rho_L - \rho_G)} \quad (2.20)$$

$$R_x = \left\{ \frac{2h\eta_g[1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi D \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos\beta} \quad (2.21)$$

$$C = 1 \quad \text{si} \quad \left( \eta_{opt} / \eta_g \right) \geq 0.8$$

$$C = \left( \eta_{opt} / \eta_g \right)^{1.904} \quad \text{si} \quad \left( \eta_{opt} / \eta_g \right) < 0.8 \quad (2.22)$$

$$\eta_{opt} = 4064.4D + 23.257 \quad D(m)$$

El factor de intercambio geométrico  $R_x$  de la ecuación (2.21) es función de la relación del área superficial interna del tubo dividido entre el área interna del tubo liso teniendo el mismo diámetro de la punta de la aleta.

El coeficiente de transferencia de calor  $h_D$  para la zona dependiente de  $\Delta T$  se expresa en función del termino  $C$  en la ecuación (2.22), del factor de intercambio geométrico  $R_x$  y del coeficiente  $h_{D,S}$  para tubos lisos (Ec. 2.24). Si la velocidad adimensional del gas está en la zona de transición  $J_G^T$ , ( $J_G < J_G^*$ ), el coeficiente de transferencia de calor se reduce a través de la constante  $C_1$ .

$$h_D = C[2.4x^{0.1206}(Rx - 1)^{1.466}C_1^{0.6875} + 1]h_{D,S} + C(1 - x^{0.087})Rx.h_{LO} \quad (2.23)$$

$$h_{D,S} = \frac{0.725}{1+0.741\left[\frac{1-x}{x}\right]^{0.3321}} \left[ \frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_g) g \cdot h_{LG}}{\mu_L \cdot D^2 \cdot \Delta T} \right]^{0.25} \quad (2.24)$$

$$C_1 = 1 \quad \text{si } J_G \geq J_G^*$$

$$C_1 = \left( \frac{J_G}{J_G^*} \right) \quad \text{si } J_G < J_G^*$$

El modelo de Cavallini (ecuaciones 2.15 – 2.24) proporciona una tendencia suave para el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación de refrigerantes. La figura 2.27 muestra el coeficiente de transferencia de calor durante la condensación del R134a dentro de un tubo con microaleta (diámetro interno de la punta de la aleta  $D = 7.7$  mm, número de aletas  $\eta_g = 60$ , altura de la aleta  $h = 0.23$  mm, ángulo de la aleta  $\gamma = 43^\circ$  y ángulo de la espira  $\beta = 13^\circ$ ) a una

temperatura de saturación de 40°C, se realiza la gráfica en función de la calidad, a una gama de flujo másico de 100 – 800 kg/m<sup>2</sup>. s. La diferencia de temperatura de saturación en la pared se mantiene constante (5 °C).

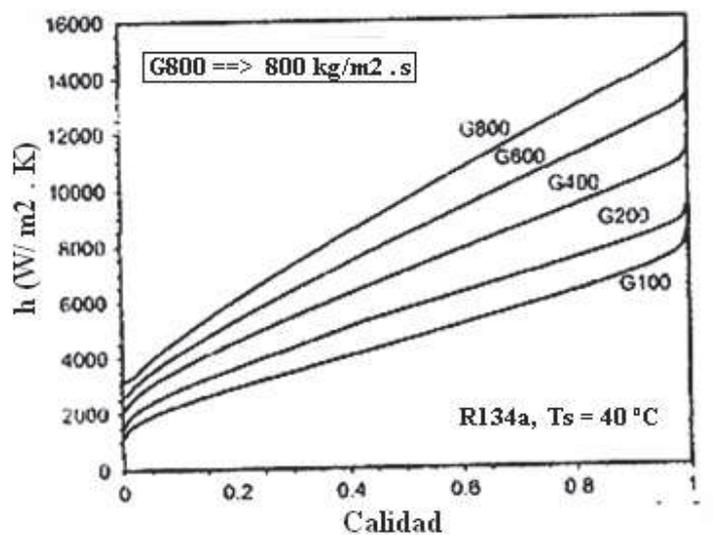


Figura 2.27. Predicción del coeficiente de transferencia de calor para flujo másico por unidad de área constante durante la condensación del R134a dentro de un tubo con microaleta, [17].

## 2.2.6 Análisis del flujo bifásico.

### Fenómeno de evaporación.

La evaporación se define como la adición de calor a un líquido de manera que se produce una generación de vapor. En dicho proceso, las fases de líquido y vapor se orientan y coexisten de diferentes formas, conformando una de las más importantes características del flujo bifásico. Esto es llamado régimen de flujo o estructura de flujo.

Cuando existe una mezcla entre líquido y vapor dentro de un tubo, se van alternando un cierto número de regímenes de flujo, los cuales dependen principalmente de la fracción másica de vapor, de las propiedades del fluido para cada fase y de la velocidad del flujo. En evaporadores la fracción crece a lo largo de la longitud del tubo dando lugar a una serie de cambios en dicho régimen. Si el fluido entra como líquido subenfriado la primera indicación de la generación de vapor son pequeñas burbujas en la pared del tubo cuya temperatura es superior a la temperatura de saturación del líquido (nucleación), dando posteriormente paso a los siguientes regímenes de flujo; régimen en burbujas, estratificado intermitente o anular son algunas de las diferentes estructuras que pueden aparecer. En la figura 2.3 se explica cómo ocurren estos regímenes de flujo en un evaporador horizontal.

### **Fenómeno de condensación.**

La condensación se puede definir, de manera sencilla, como la remoción de calor en un sistema de manera que el vapor se convierta en líquido. La condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor se reduce por debajo de su temperatura de saturación. En equipo industrial, el proceso normalmente resulta del contacto entre el vapor y una superficie fría. La energía latente del vapor se libera, el calor se transfiere a la superficie, y se forma la condensación [8]. Otros modos comunes son la condensación homogénea, donde el vapor se condensa como gotas suspendidas en una fase gaseosa para formar neblina, y la condensación por contacto directo, que

ocurre cuando el vapor llega a hacer contacto con un líquido frío. Lo regímenes de flujo durante la condensación en el interior de tubos horizontales se describe en la figura 2.1.

### 2.2.7 Formulación matemática.

En esta sección se presentan las ecuaciones gobernantes que rigen el flujo de un fluido (ecuación de continuidad, cantidad de movimiento y de la energía), así como su formulación matemática para flujo bifásico sobre volúmenes finitos que delimitan espacios físicos correspondientes a zonas parciales o globales de la unidad térmica. Los métodos usados para analizar un flujo bifásico son extensiones de las usadas para flujo monofásico. Las ecuaciones gobernantes en su forma general se escribe como sigue:

#### Ecuación de continuidad

$$0 = \int_{sc} \rho \vec{\mu} \cdot d\vec{A} + \frac{\delta}{\delta t} \int_{vc} \rho dV \quad (2.25)$$

#### Ecuación de la cantidad de movimiento

$$\vec{F}_{sup} + \int_{vc} \vec{B}(\rho dV) = \int_{sc} \vec{\mu}(\rho \vec{\mu} \cdot dA) + \frac{\delta}{\delta t} \int_{vc} \vec{\mu}(\rho dV) \quad (2.26)$$

#### Ecuación de la energía

$$\dot{Q} - \int_{sc} \vec{\mu}(\vec{T} \cdot d\vec{A}) = \int_{sc} \left( v + \frac{u^2}{2} + gy \right) (\rho \vec{\mu} \cdot d\vec{A}) + \frac{\delta}{\delta t} \int_{vc} \left( v + \frac{u^2}{2} + gy \right) (\rho dV) \quad (2.27)$$

En estas ecuaciones las acciones exteriores efectuadas sobre el volumen de control se han representado por:

$\vec{B}$  fuerzas másicas por unidad de masa (normalmente se consideran el campo gravitatorio  $\vec{B} = \vec{g}$ ).

$\vec{F}_{sup}$  vector resultante de las fuerzas superficiales aplica sobre las superficies exteriores del VC.

$\dot{Q}$  calor neto que entra, por unidad de tiempo, a través de la superficie que limita el VC y el generado internamente.

$\vec{T}$  tensor de tensiones.

En la ecuación de la energía es usual separar el trabajo de flujo ( $\int_{sc} \vec{u}(p \cdot d\vec{A})$ ) del trabajo total realizado. En este caso la ecuación de la energía queda en términos de la entalpía de la siguiente forma:

$$\dot{Q} - \dot{W}_S = \int_{sc} \left( h + \frac{u^2}{2} + gy \right) (\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}) + \frac{\delta}{\delta t} \int_{vc} \left( h + \frac{u^2}{2} + gy - \frac{p}{\rho} \right) (\rho dV) \quad (2.28)$$

Donde  $\dot{W}_S$  es el trabajo total menos el trabajo de flujo.

Antes de presentar la formulación matemática para el flujo bifásico es importante comprender los diferentes modelos para su análisis. En este punto es importante resaltar que la coexistencia de las fases de líquido y gas en el interior de tubos y conductos es por lo general un fenómeno muy complejo, en el que existen importantes dificultades a la hora de realizar cálculos de ingeniería. La mayoría de los

cálculos para flujo bifásico es todavía imprecisa y va asociado con cierto grado considerable de incertidumbre.

Como producto de esta complejidad la forma de realizar cálculos se basan por lo general en los resultados de datos experimentales o en modelos de flujo, que son una aproximación a los procesos reales. Valladares [9] presenta 3 modelos básicos que representan los tres tipos de análisis que se realizan y las suposiciones a partir de las ecuaciones gobernantes.

- **El modelo de flujo homogéneo**

Este es el más sencillo de los modelos, el flujo bifásico se supone como un flujo monofásico, mezcla de ambos, con unas propiedades calculadas para un flujo individual.

- **El modelo de flujo separado**

Este método considera las dos fases de flujo bifásico artificialmente segregadas, es decir, se describen dos ecuaciones básicas, una para cada fase, las cuales pueden combinarse alternativamente. En este caso deben tenerse datos, como la sección del tubo ocupada por cada fase, las pérdidas por fricción con la pared del tubo y las interacciones entre la superficie entre ambas fases.

- **Los modelos de Patrones de flujo (flow-pattem)**

Es el método más sofisticado que se conoce hasta ahora. Se considera que los dos flujos se ordenan en tres o cuatro determinadas geometrías. Estas geometrías se basan en varias configuraciones que se dan durante la coexistencia de líquido y gas. Las ecuaciones básicas se adaptan a cada tipo de configuración, aunque antes de aplicar este tipo de modelos hay que saber cuál se puede adaptar a cada caso y si es posible predecir la transición entre cada configuración.

Antes de iniciar las ecuaciones básicas, se introducen unas primeras variables y una serie de relaciones entre ellas para el caso del flujo unidimensional.

Para distinguir entre las fases de líquido y gas se utilizan los índices “l” y “g” respectivamente y se considera un tubo en el que ambas fases coexisten. El flujo es constante y unidireccional. Si definimos la sección del tubo como la variable “A” la sección ocupada por el gas será  $A_g$  y la sección ocupada por el líquido será  $A_l$ .

La fracción volumétrica de gas se define como  $\varepsilon_g = \frac{A_g}{A}$ ; estas secciones son atravesadas por el caudal másico total  $\dot{m}$ . El flujo másico por unidad de área se representa por el símbolo  $G$  y el caudal volumétrico por el símbolo  $\dot{V}$ . Además, tanto en los procesos de evaporación, como de condensación es muy conveniente definir la variable calidad  $x$ :

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} \qquad (1 - x) = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} \qquad (2.29)$$

Así, algunas relaciones importantes son:

$$\begin{aligned}
G &= \frac{\dot{m}}{A} = \rho u = \frac{u}{v} & \dot{m}_l &= GA(1-x) \\
\dot{m}_g &= GAx & u_l &= \dot{m}_l / \rho_l A_l \\
u_g &= \dot{m}_g / \rho_g A_g & u_l &= Q_l / A_l & (2.30) \\
u_g &= \frac{Q_g}{A_g} & u_l &= \frac{G(x-1)}{\rho_l(1-\varepsilon_g)} \\
u_g &= \frac{Gx}{\rho_g \varepsilon_g}
\end{aligned}$$

Por otro lado se define también la relación volumétrica  $\beta$ , para conocer la fracción respecto al caudal volumétrico total:

$$\beta = \frac{Q_g}{(Q_g+Q_l)} \quad (1-\beta) = \frac{Q_l}{(Q_g+Q_l)} \quad (2.31)$$

El caudal volumétrico dividido entre el área total recibe el nombre de velocidad superficial, representado por  $u_s$ . Así:

$$u_s = \frac{Q}{A} \quad u_{gs} = \frac{Q_g}{A} \quad u_{ls} = \frac{Q_l}{A} \quad (2.32)$$

### **Ecuaciones básicas para flujo bifásico.**

Supongamos un análisis unidireccional considerando la figura 4.28.

#### **Ecuación de continuidad**

Las ecuaciones que expresan la conservación de la masa en el interior del tubo en ausencia de adición o sustracción de masa a través de las paredes del tubo son las siguientes:

$$\dot{m}_g + \dot{m}_l = \dot{m} \quad (\text{el caudal másico se conserva}) \quad (2.33)$$

$$d\dot{m}_g = -d\dot{m}_l \quad (2.34)$$

(el caudal que evapora y pasa a estado gas es el mismo que pierde el líquido).

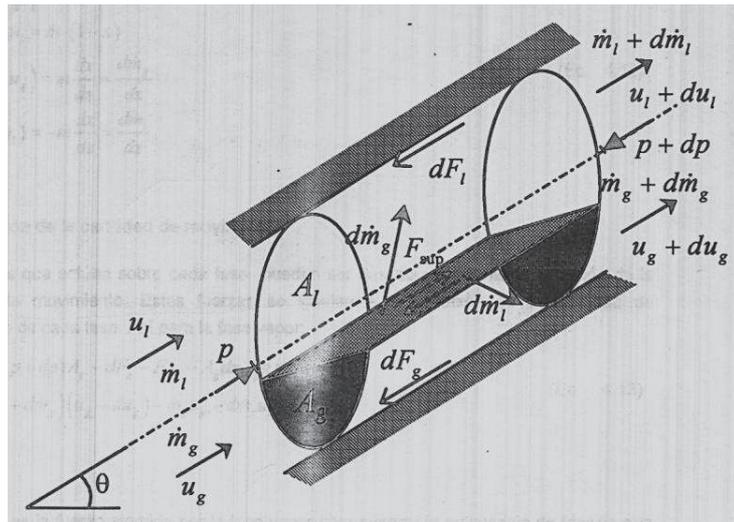


Figura 4.28. Modelo simplificado para flujo bifásico, [8].

Estas ecuaciones se pueden escribir de diversas maneras utilizando las relaciones descritas anteriormente.

$$\dot{m}_g = A_g \rho_g u_g = \dot{m} \cdot x$$

$$\dot{m}_l = A_l \rho_l u_l = \dot{m} \cdot (1 - x) \quad (2.35)$$

$$\frac{d}{dz} (A_l \rho_l u_l) = -\dot{m} \frac{dx}{dz} = \frac{d\dot{m}_l}{dz}$$

**Ecuación de la cantidad de movimiento**

Las fuerzas que actúan sobre cada fase se describen mediante la ecuación de la cantidad de movimiento. Estas fuerzas se igualan a la variación de la cantidad de movimiento de cada fase. Así para la fase vapor:

$$pA_g - (p + dp)A_g - dF_g - F_{sup} - A_g dz \rho_g g \sin \theta = [(\dot{m}_g + d\dot{m}_g)(u_g + du_g) - \dot{m}_g u_g - d\dot{m}_g u_l] \quad (2.36)$$

Donde  $dF_g$  es la fuerza ejercida por la fase vapor para superar la resistencia de fricción que aparece en la pared del tubo que está en contacto directo con el vapor, y  $F_{sup}$  es una fuerza de las mismas características con respecto a la superficie entre las fases líquido y gas. En la segunda parte de la igualdad, los tres términos que aparecen representan la cantidad de movimiento que sale, la que entra, y la última parte  $d\dot{m}_g u_l$  representa la cantidad que se transforma, pero todavía con la velocidad de líquido.

Si se simplifica la ecuación y se eliminan los productos de segundo orden queda de la siguiente manera:

$$-A_g dp - dF_g - F_{sup} - A_g dz \rho_g g \sin \theta = \dot{m}_g du_g + d\dot{m}_g u_g - d\dot{m}_g u_l \quad (2.37)$$

Para la fase líquida podemos encontrar una ecuación similar, considerando que  $F_{sup}$  es ahora una fuerza sobre el líquido:

$$-A_l dp - dF_l + F_{sup} - A_l dz \rho_l g \sin \theta = \dot{m}_l du_l \quad (2.38)$$

Uniendo las dos ecuaciones anteriores y usando la ecuación de continuidad,

$$d\dot{m}_g = -d\dot{m}_l \quad :$$

$$-Adp - dF_g - dF_l - g \sin \theta dz [A_l \rho_l + A_g \rho_g] = d(\dot{m}_g u_g + \dot{m}_l u_l) \quad (2.39)$$

Dividiendo la ecuación (4.28) a ambos lados de la igualdad por la secciona  $A$  y el diferencial  $dz$  se tiene:

$$-\frac{dp}{dz} - \frac{(dF_g + dF_l)}{Adz} - \frac{g \sin \theta [A_l \rho_l + A_g \rho_g]}{A} = \frac{d(\dot{m}_g u_g + \dot{m}_l u_l)}{Adz} \quad (2.40)$$

En la primera parte de la igualdad, el primer término es el término de variación de presión total, el siguiente término es la pérdida de presión debida a la fricción, y el siguiente es la pérdida de presión debida al campo gravitatorio. La segunda parte de la igualdad corresponde a la pérdida de presión debida a la variación de la cantidad de masa.

$$\frac{(dF_g + dF_l)}{Adz} = \frac{dp}{dz} F \quad (2.41)$$

$$\frac{g \sin \theta [A_l \rho_l + A_g \rho_g]}{A} = \frac{dp}{dz} a \quad (2.42)$$

$$-\frac{d(\dot{m}_g u_g + \dot{m}_l u_l)}{Adz} = \frac{dp}{dz} z \quad (2.43)$$

Por lo que el término de la variación de presión total es la suma de los tres términos bien diferenciados:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{dp}{dz} F + \frac{dp}{dz} a + \frac{dp}{dz} z \quad (2.44)$$

### **Ecuación de la conservación de la energía.**

Las ecuaciones que describen la conservación total de la energía para la consideración de la unión de ambas fases es:

$$\dot{m}(\delta q - \delta w) = \dot{m}dh + d \left[ \frac{\dot{m}_g u_g^2}{2} + \frac{\dot{m}_l u_l^2}{2} \right] + \dot{m}g \sin \theta dz \quad (2.45)$$

Donde  $\delta q$  es el calor absorbido del entorno por unidad de masa y  $\delta w$  es el trabajo neto realizado por el fluido en el entorno por unidad de masa.

Los términos de la parte derecha de la igualdad representan la variación de la entalpía, la variación de la energía cinética y la variación de la energía potencial. La variación en la entalpía  $dh$  es dada por la siguiente relación:

$$dh = \delta q + dE + \frac{dp}{\dot{m}} [\dot{m}_g v_g + \dot{m}_l v_l] \quad (2.46)$$

Donde  $dE$  es la disipación de la energía mecánica convertida en calor por unidad de masa. Substituyendo la ecuación 4.26 en la 4.25 ( $\delta w = 0$ ) queda:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) [\dot{m}_g v_g + \dot{m}_l v_l] = \dot{m} \frac{dE}{dz} + \frac{d}{dz} \left[ \frac{\dot{m}_g u_g^2}{2} + \frac{\dot{m}_l u_l^2}{2} \right] + \dot{m} g \sin \theta \quad (2.47)$$

Usando las relaciones definidas en las ecuaciones 4-18 a la 4-21 la ecuación se puede escribir de la siguiente forma:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) [x v_g + (1-x) v_l] = \frac{dE}{dz} + \frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^3 v_g^2}{\varepsilon_g^2} + \frac{(1-x)^3 v_l^2}{(1-\varepsilon_g)^2} \right] + g \sin \theta \quad (2.48)$$

### 2.2.8 El modelo de flujo homogéneo.

En este modelo se considera que las dos fases del fluido se comportan como uno solo, con unas propiedades características medias. Ha sido ampliamente usado en campos como la generación de vapor, petróleo y la industria de la refrigeración. Las premisas básicas en las que se basa el modelo son:

- a) Velocidades iguales para el vapor y el líquido

- b) Se consigue el equilibrio entre ambas fases.
- c) El uso de un factor de fricción monofásico convenientemente definido para flujo bifásico.

Para un flujo homogéneo constante las ecuaciones básicas se reducen de la forma siguiente:

$$\text{Continuidad} \quad \dot{m} = A\bar{\rho}\bar{u} \quad (2.49)$$

$$\text{Cantidad de movimiento} \quad -Adp - d\bar{F} - A\bar{\rho}g\sin\theta dz = \dot{m}d\bar{u} \quad (2.50)$$

$$\text{Energía} \quad \delta q - \delta w = dh + d\frac{\bar{u}^2}{2} + g\sin\theta dz \quad (2.51)$$

Donde  $dh = \delta q + dE + \bar{v}dp$

En las ecuaciones anteriores  $\bar{\rho}$ ,  $\bar{v}$  y  $\bar{u}$  representan la densidad, el volumen específico y la velocidad media del fluido homogéneo, y  $d\bar{F}$  la fuerza de fricción total con la pared del tubo.

El volumen específico del fluido homogéneo se define de la siguiente manera:

$$\bar{v} = \frac{Q}{\dot{m}} = [xv_s + (1-x)v_l] = [xv_{ig} + v_l] = \frac{1}{\bar{\rho}} \quad (2.52)$$

De la hipótesis a) se sabe que  $u_l = u_g = \bar{u}$ ; por lo tanto se puede concluir que:

$$\bar{u} = G\bar{v} = u_s \quad (2.53)$$

Y además:

$$\varepsilon_g = \frac{xv_g}{\bar{v}} = \beta; \quad (1 - \varepsilon_g) = \frac{(1-x)v_l}{\bar{v}} = (1 - \beta) \quad (2.54)$$

El término  $d\bar{F}$  puede expresarse en función de la tensión de pared  $\tau_w$ , que a su vez se expresa en función del factor de fricción  $Cf_{TP}$ :

$$d\bar{F} = \tau_W P dz \quad \tau_W = C f_{TP} \left( \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2} \right) \quad (2.55)$$

De lo anterior se obtiene otra expresión para la pérdida de presión total, dividida en tres términos diferenciados,  $\left(\frac{dp}{dz} F\right)$ ,  $\left(\frac{dp}{dz} a\right)$  y  $\left(\frac{dp}{dz} z\right)$ , que para el flujo homogéneo son:

$$-\left(\frac{dp}{dz} F\right) = \frac{1}{A} \frac{d\bar{F}}{dz} = \frac{\tau_W P}{A} = \frac{C f_{TP} P}{A} \left( \frac{\bar{\rho} \bar{u}^2}{2} \right) \quad (2.56)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz} a\right) = G \frac{d(\bar{u})}{dz} = G^2 \frac{d(\bar{v})}{dz} \quad (2.57)$$

Que puede quedar más detallada despreciando la compresibilidad de la fase líquida, de la forma:

$$\frac{d(\bar{v})}{dz} = v_{lg} \frac{dx}{dz} + \frac{dv_g}{dp} \left( \frac{dp}{dz} \right) \quad (2.58)$$

Y el último término es:

$$-\left(\frac{dp}{dz} z\right) = \bar{\rho} g \sin\theta = \frac{g \sin\theta}{\bar{v}} \quad (2.59)$$

Por lo tanto el modelo homogéneo puede servir para calcular la pérdida de presión total de una forma más detallada, para el caso de un tubo de diámetro circular, a partir de la ecuación:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right) = \frac{2 \frac{C f_{TP} G^2 v_l}{D} \left[ 1 + x \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \right] + G^2 v_l \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \left( \frac{dx}{dz} \right) + \frac{g \sin\theta}{v_l \left[ 1 + x \left( \frac{v_{lg}}{v_l} \right) \right]}}{1 + G^2 x \left( \frac{dv_g}{dp} \right)} \quad (2.60)$$

Todos los términos de la última ecuación están definidos excepto el factor de fricción para flujo bifásico  $C f_{TP}$ . Par usar el modelo homogéneo es necesario definirlo, pero para ello son necesario tablas y datos experimentales. Por lo tanto el modelo

homogéneo no deja de ser una buena aproximación teórica como base a un estudio de mayores proporciones. Con ayuda de tablas, es útil para resolver problemas de pequeña envergadura y calcular caídas de presión según dicho modelo, pero no parece ser aplicable a casos generales.

### **2.2.9 El modelo de flujo separado.**

El modelo de flujo separado considera las fases ficticiamente aisladas en dos corrientes: una de líquido y otra de vapor. En su modelo más simple se supone que cada corriente viaja a una velocidad media. Para el caso en que estas velocidades medias sean iguales para ambas fases, las ecuaciones se reducen a las utilizadas para el flujo homogéneo.

Las hipótesis básicas en las que se basa el modelo son:

- a) Velocidades constantes pero no necesariamente iguales para las fases de líquido y vapor.
- b) Se consigue el equilibrio entre ambas fases.
- c) El uso de correlaciones empíricas y simplificaciones para poder relacionar el factor para la caída de presión en flujo bifásico  $\phi^2$  y la fracción volumétrica  $\varepsilon_g$  con las variables independientes del flujo.

El factor para la caída de presión en flujo bifásico  $\phi^2$  es una variable que relaciona  $Cf_{TP}$  con el volumen específico  $v$ , y la viscosidad dinámica  $\mu$  tanto para el estudio líquido, como vapor o mezcla de ambos.

El modelo de flujo separado ha sido más desarrollado que el flujo homogéneo, gracias en parte a los estudios de Lockhart y Martinelli; aunque su finalidad es la misma, ya que ambos sirven para calcular pérdidas de presión. La aplicación del modelo de flujo separado requiere además de un mayor número de tablas y de datos experimentales que el anterior, lo que siempre limita el intento de buscar un modelo generalizado.

#### **2.2.10 Los modelos de los patrones de flujo (flow-pattern).**

La mejor manera de predecir la caída de presión, la transferencia de calor, así como otros parámetros hidrodinámicos es conociendo la estructura detallada de los regímenes de flujo.

A pesar de haber establecido que para realizar un buen estudio del flujo bifásico se ha de conocer su configuración, llevar a la práctica esta idea no es tarea fácil. El trabajo de identificar los diferentes regímenes de flujo de forma sencilla y útil no es trivial, y además, no existe una única manera.

Existen numerosas configuraciones para el flujo bifásico en el interior de tubos, muchas de ellas caóticas y de difícil clasificación. La tendencia sobre todo en los últimos años es tratar de minimizar el número de regímenes de flujo con el propósito de tener un modelo estándar que pueda ser aplicado en un amplio número de casos.

La clasificación de estos regímenes de flujo ya fue desarrollada anteriormente en este capítulo (sección 2.2.2 y 2.2.3), tanto para fenómenos de condensación como evaporación. Esta clasificación fue tomada de la referencia [8]. Algunos de los nombres son traducidos, pero todos se presentan en su versión original, ya que es de uso común referirse a ellos con esos nombres. Las definiciones de algunos de estos regímenes de flujo son las siguientes:

#### **Flujo en burbujas (Bubble flow)**

En este caso, pequeñas burbujas se distribuyen en un flujo continuo de líquido. En tubos horizontales tienden a concentrarse en la parte superior del tubo. A medida que la proporción de vapor aumenta, la distribución de las burbujas es menos uniforme.

#### **Flujo tapón (plug-flow)**

Burbujas de gran tamaño ocupan la parte superior del tubo, mientras el resto del tubo está ocupado por el líquido.

#### **Flujo estratificado (Stratified flow)**

En el flujo estratificado el líquido fluye por la parte inferior del tubo, mientras que el gas circula por la parte superior. Este régimen se suele dividir en dos. Stratified smooth que ocurre normalmente a velocidades pequeñas, y en el cual la superficie

que se encuentra entre ambas fases aparece lisa; Stratified Wavy en el que la superficie intermedia aparece ondulante.

#### **Flujo ondulado (Wavy flow).**

El flujo ondulado es una característica que puede aparecer en diferentes configuraciones de flujo, como en el flujo estratificado o como en el flujo anular. Las altas velocidades de flujo hacen que la fase líquido forme unas “olas” que viajan en la dirección del flujo y alteran el equilibrio entre ambas fases.

#### **Flujo slug (Slug flow)**

El líquido se distribuye de tal manera que se forma una especie de bolsas de líquido en forma de babosas (slug), que llenan el tubo y que son separadas por zonas de gas que forman unas burbujas alargadas, las cuales contienen una fina capa de líquido estratificado, que moja la superficie del tubo.

#### **Flujo anular (Annular flow)**

Como resultado de un incremento de la velocidad del vapor, se forma en el centro del tubo un núcleo de gas, que es rodeado por una capa de líquido que ocupa la periferia del tubo.

#### **Flujo semi-anular (Semi-annular flow)**

Es una variante del tipo anular, concretamente cuando el núcleo en el interior del tubo es más pequeño, porque empieza a formarse.

**Flujo neblina (Spray flow)**

Cuando la proporción de fase gas es ya muy superior a la del líquido, el gas ocupa toda la sección del tubo, y el líquido viaja en forma de pequeñas gotas que se distribuyen axialmente a lo largo del tubo.

## CAPÍTULO III

### MARCO METODOLÓGICO

#### **3.1 Tipo de Investigación.**

En el presente proyecto, el carácter investigativo se puede clasificar en:

- Investigación documental y técnica, ya que se realiza la revisión de manuales, publicaciones y bibliografías que otorgan algún tipo de información técnica y científica necesaria para la simulación.
- Investigación aplicada, ya que los resultados obtenidos producto del procesamiento y análisis de la información, se aplicarán de manera inmediata para el fiel cumplimiento de los objetivos del proyecto.

#### **3.2 Procedimientos de la Investigación.**

La investigación se desarrolla en función de dos fases fundamentales, una exploratoria y una de desarrollo.

##### **3.2.1 Fase Exploratoria.**

Se desarrollará una investigación documental y bibliográfica acerca de las metodologías existentes para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por

convección en tubos aleteados internamente y por otro lado, se obtendrán datos de la simulación de la transferencia de calor sobre un tubo con aletas internas aplicando alguna técnica computacional.

### **3.2.2 Fase de Desarrollo.**

En ésta, con la información obtenida de la simulación, se procede a la comparar los resultados con los estudios experimentales realizados sobre la misma configuración geométrica del tubo. Durante esta fase y con el fin de dar respuesta al problema planteado se deben estudiar cierto número de variable que van a ser clasificadas de la siguiente manera:

#### **3.2.2.1 Variables Independientes.**

Son aquellas que definen las condiciones de contorno durante la simulación, éstas son: Flujo másico por unidad de área del refrigerante, Temperatura de saturación del refrigerante, calidad termodinámica del refrigerante, diámetro interno y externo del tubo, número de aletas, ángulo de la aleta y de la hélice para el caso de aletas helicoidales.

### 3.2.2.2 Variables Dependientes.

Se calculan a partir de las obtenidas en la fase anterior como son: las propiedades termodinámicas del fluido como densidad, calor específico y viscosidad cinemática, entalpía de la fase líquido-vapor, paso y altura de las aletas, espesor del tubo, área de transferencia de calor por aleta, diámetro hidráulico del tubo con aletas. La figura 3.1 muestra la geometría de un tubo con aletas helicoidales donde.

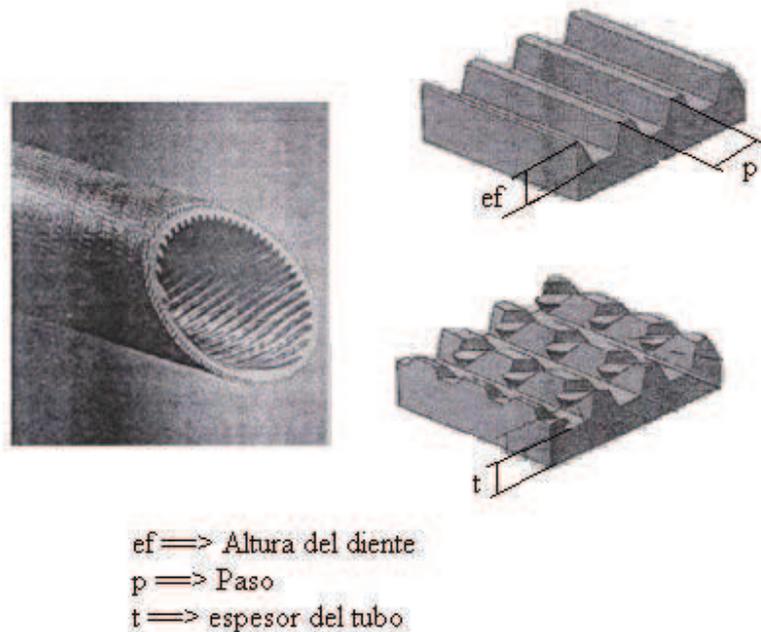
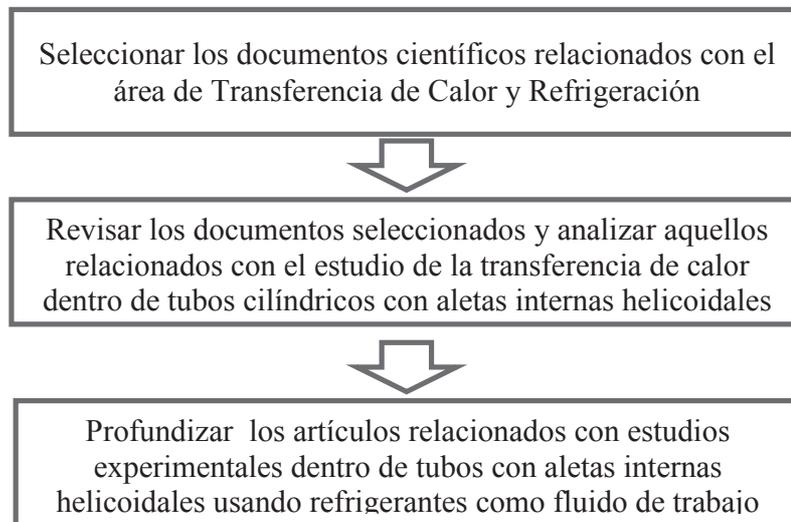


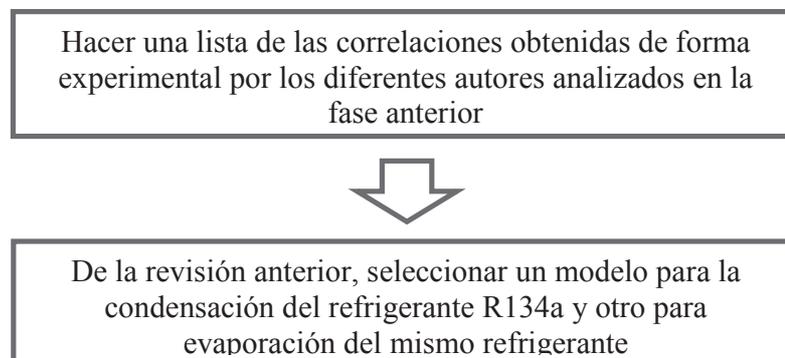
Figura 3.1 Geometría de un tubo con aletas internas helicoidales.

En función de lo anterior y para dar cumplimiento a los objetivos planteados, las fases a seguir en esta investigación son las siguientes:

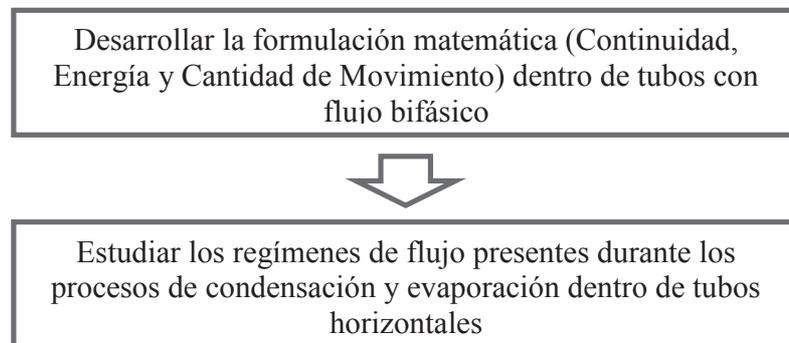
**FASE 1:** Revisar los trabajos de investigación de los últimos años relacionados con la transferencia de calor en condensación y evaporación dentro de tubos con aletas internas. Los pasos que se deben dar para lograr esta fase son los siguientes:



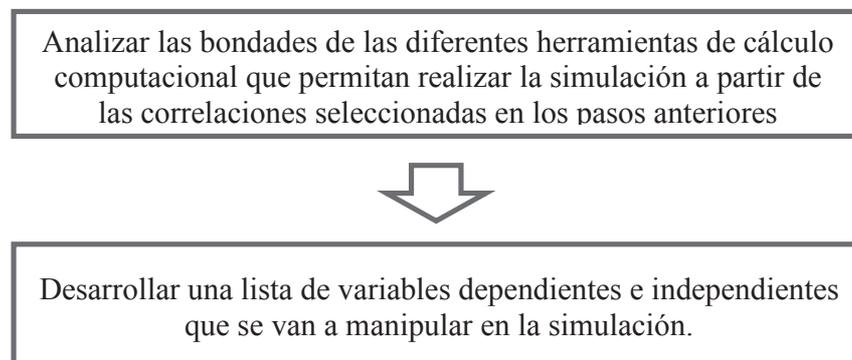
**FASE 2:** Estudiar las ecuaciones que rigen la transferencia de calor en condensación y evaporación dentro de tubos con aletas internas, así como las correlaciones empíricas obtenidas de los trabajos experimentales revisados anteriormente.



**FASE 3:** Estudiar el proceso de transferencia de calor en flujo bifásico (Condensación y Evaporación) y definir las ecuaciones de cantidad de movimiento, conservación de la masa y conservación de la energía dentro de un tubo con aletas internas.



**FASE 4:** Estudiar las diferentes herramientas computacionales que existen en la actualidad con capacidad de realizar simulaciones en transferencia de calor, con el fin de decidir cuál es la más adecuada para el tipo de análisis que se quiere hacer en esta investigación.



**FASE 5:** Definir la geometría del tubo con aletas internas que se quiere simular.

En función de los modelos de condensación y evaporación del R134a seleccionado en la fase 2, decidir la geometría del tubo que se va a usar en la simulación.



Estudiar las ecuaciones que relacionan las diferentes variables geométricas del tubo (paso, número de alas, ángulo de hélice, diámetro del tubo, etc.)

**FASE 6:** Definir las condiciones térmicas (variables independientes) del refrigerante R134a que se usará en la simulación.

En función de los modelos de condensación y evaporación seleccionados, escoger una condición de saturación ( $T_{sat}$ ) en condensación y evaporación.



Definir las propiedades del R134a (densidad, viscosidad, conductividad, calor específico y entalpía de la fase líquido-vapor) a partir de la temperatura de saturación definida en el paso anterior.

**FASE 7:** Introducir en la herramienta de cálculo seleccionada las correlaciones, las condiciones térmicas, las propiedades y la geometría del tubo.

Organizar la data introducida de manera que permita una fácil manipulación del usuario



Organizar las salidas de los resultados de manera que permitan realizar las gráficas o tablas para la interpretación de mismos.

**FASE 8:** Realizar la simulación.

Realizar la simulación con los mismos datos que uso los autores de donde se obtuvieron los modelos de condensación y evaporación



Realizar la simulación variando el número de aletas y manteniendo constante el ángulo de la hélice.



Realizar la simulación variando el ángulo de la hélice y manteniendo constante el ángulo de la hélice.

**FASE 9:** Generar tablas, gráficas y/o figuras de los resultados de la simulación.

Obtener las gráficas que permiten evaluar el coeficiente promedio de transferencia de calor y el factor de intercambio de los tubos que se quieren simular.

De las fases 5 a la 9 se recomienda revisar del CD anexo al trabajo. En el mismo se encuentran las hojas de cálculo tanto para la evaporación como para la condensación.

**FASE 10:** Discutir los resultados y validarlos con trabajos experimentales publicados en revistas reconocidas.

**FASE 11:** Establecer las conclusiones y recomendaciones de la investigación.

## **CAPITULO IV**

### **RESULTADOS**

#### **4.1 Transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas.**

El incremento de la transferencia de calor en tubos evaporadores y condensadores en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire ha recibido una especial atención en los últimos años como producto de la ganancia de energía debido al diseño de tubos con aletas internas (microfinn). Los tubos tienen pequeñas aletas de sección transversal triangular o rectangular con ángulos de hélice de 8 a 30 grados. Unas de las razones de la creciente popularidad de los tubos con aletas internas es el gran intercambio de calor con respecto al aumento de la caída de presión.

#### **4.2 Geometría del tubo con aletas internas que se usó en esta investigación.**

Después de una amplia revisión de trabajos experimentales relacionados con la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas durante la evaporación y condensación del refrigerante R134a (desarrollado en el capítulo 2), se decidió usar para la evaporación el tubo con microaletas de la tabla 2.4 que corresponde a los estudios de Jittraporn [11] y para la condensación el modelo de Cavallini [4]. Para

ambos modelos existen las correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor, las cuales serán usadas para realizar la simulación de esta investigación.

De los tres modelos para flujo bifásico explicados en el capítulo anterior se decidió usar el modelo de los patrones de flujo, dividiéndolo en dos regímenes: anular y estratificado ondulado, tal como lo realizó Chen [7], Jittraporn [11] y Cavallini [4].

#### **4.3 Software usado en la simulación.**

En vista de que se conocen las relaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación y condensación del R134a definidas anteriormente (modelos de Jittraporn [11] y Cavallini [4]) y lo que se quiere estudiar es el comportamiento del coeficiente promedio de transferencia de calor manipulando las variables geométricas como son: número de aletas ( $N$ ) y ángulo de la hélice ( $\beta$ ), se decidió usar una hoja de cálculo que permitiera manipular las variables dependientes e independientes y de esta manera obtener gráficas que permita visualizar como cambia el coeficiente promedio de transferencia de calor dentro del tubo en la medida que se va modificando variables antes mencionadas.

#### 4.4 Evaporación del R134a.

Antes de comenzar la simulación es conveniente verificar que la data y las ecuaciones introducidas en las diferentes hojas de cálculo arrojan resultados confiables. Para la evaporación del R134a se introdujeron los datos geométricos del tubo de la tabla 4.4 para valores de flujo másico por unidad de área de 400, 600 y 800  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ . Las propiedades del fluido se definieron para una temperatura de saturación de 15 °C y el flujo de calor específico se fijó en 10  $\text{kW/m}^2$ . Las diferentes variables geométricas que relaciona la geometría de las aletas y del tubo se definieron tal como lo realizó Jittraporn [12]. Las figuras 4.1 y 4.2 muestran la sección transversal del tubo con aletas. En estas figuras se conservan algunas variables geométricas definidas por Jittraporn [12] y otras nuevas definidas por el autor.

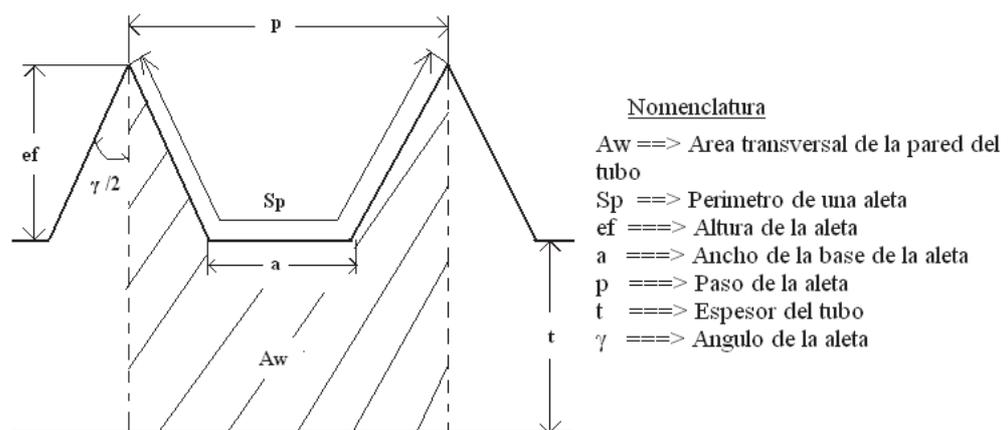


Figura 4.1. Sección transversal del tubo con aletas. Fuente el autor

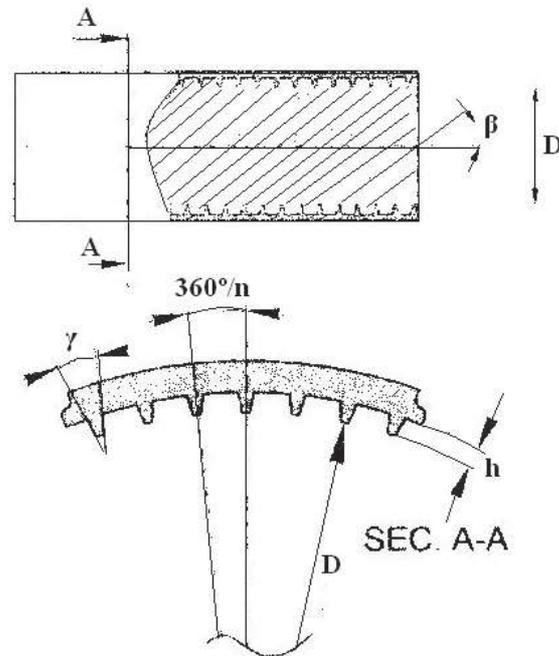


Figura 4.2. Características geométricas del tubo con aletas. Fuente: el autor

Para el diámetro hidráulico Jitraporn [12] obtuvo la ecuación 2.7 y para la sección transversal del área de flujo ( $A_c$ ) la ecuación 2.8, donde:

$\beta \rightarrow$  Ángulo de la hélice

$N \rightarrow$  Número de aletas

Los diámetros del tubo se definen como:

$D_0 \rightarrow$  Diámetro externo del tubo

$D_i \rightarrow$  Diámetro interno del tubo (desde el fondo de la aleta)

$d \rightarrow$  Diámetro medio (el cálculo del paso se basen el diámetro medio).

El espesor del tubo es:

$$t = \frac{D_0 - D_i}{2} \quad (4.1)$$

Otras relaciones geométricas se definieron de la siguiente manera:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} \quad (4.2)$$

$$e_f = \frac{2.166 \cdot d}{N} - 0.1 \quad (4.3)$$

$$a = p - 2 \cdot e_f \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad (4.4)$$

$$S_p = a + \frac{2e_f}{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (4.5)$$

En esta investigación se definen al ángulo de la hélice ( $\beta$ ) y el número de aletas ( $N$ ) como las variables independientes.

#### 4.4.1 Validación del modelo de evaporación del R134a.

Las ecuaciones 2.1 a la 2.9 y las ecuaciones 4.1 a la 4.5 se introducen en la hoja de cálculo con los datos de la tabla 2.4 con el fin de validar el modelo. La figura 4.3 muestra el efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor con los datos obtenidos en la simulación y los datos experimentales tomados de la figura 2.14. Se observa una coincidencia de estos puntos con la figura 2.14 que obtuvo Jitraporn [12], quedando demostrado que efectivamente los datos y ecuaciones introducidos en las hojas de cálculo son confiables.

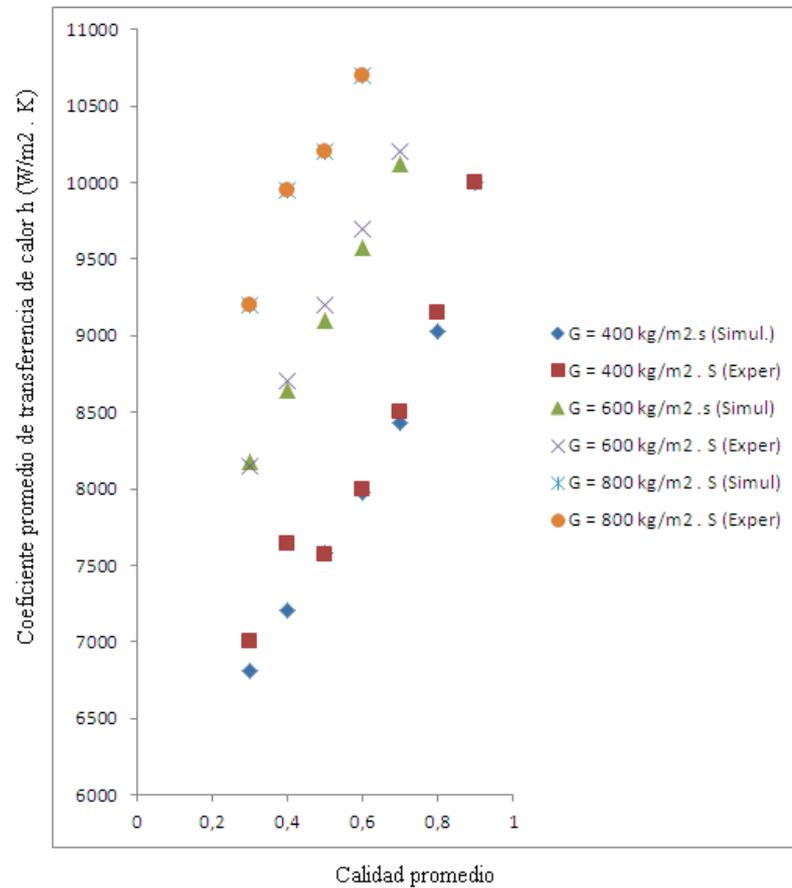


Figura 4.3. Comparación entre los resultados de la simulación del efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a y los obtenidos por Jitraporn (Experimental) . Fuente: el autor.

#### 4.4.2 Simulación de la influencia del número de aletas y el ángulo de la hélice sobre la transferencia de calor durante la evaporación del R134a

De acuerdo a la revisión bibliográfica hecha en esta investigación se encontró que los números de aletas más comunes son: 80, 70, 60, 50 y 40 y los ángulos de

hélice más utilizadas son: 15°, 18°, 20°, 25° y 30°. A partir de la hoja de cálculo creada se procede a variar el número de aletas manteniendo constante el ángulo de la hélice obteniendo los resultados que se muestran en las figuras 4.4 a la 4.13.

La figura 4.4 muestra Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 15^\circ$ . Bukasa [5], define el factor de intercambio (FI) como la relación entre el coeficiente promedio de transferencia de calor entre los tubo con aletas y el tubo liso. La figura 4.5 muestra el efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 15^\circ$ .

En las figuras 4.4 y 4.5 se observa que para el tubo con  $\beta = 15^\circ$  y 40 aletas, se obtiene el mayor coeficiente promedio de transferencia de calor. El factor de intercambio para este tubo varió de 1.84 a 2.14 con un coeficiente promedio de transferencia de calor de  $9794.33 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ , mientras que el tubo con 80 aletas el factor de intercambio varió de 1.78 a 2.08 con un coeficiente promedio de transferencia de calor de  $9517.63 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

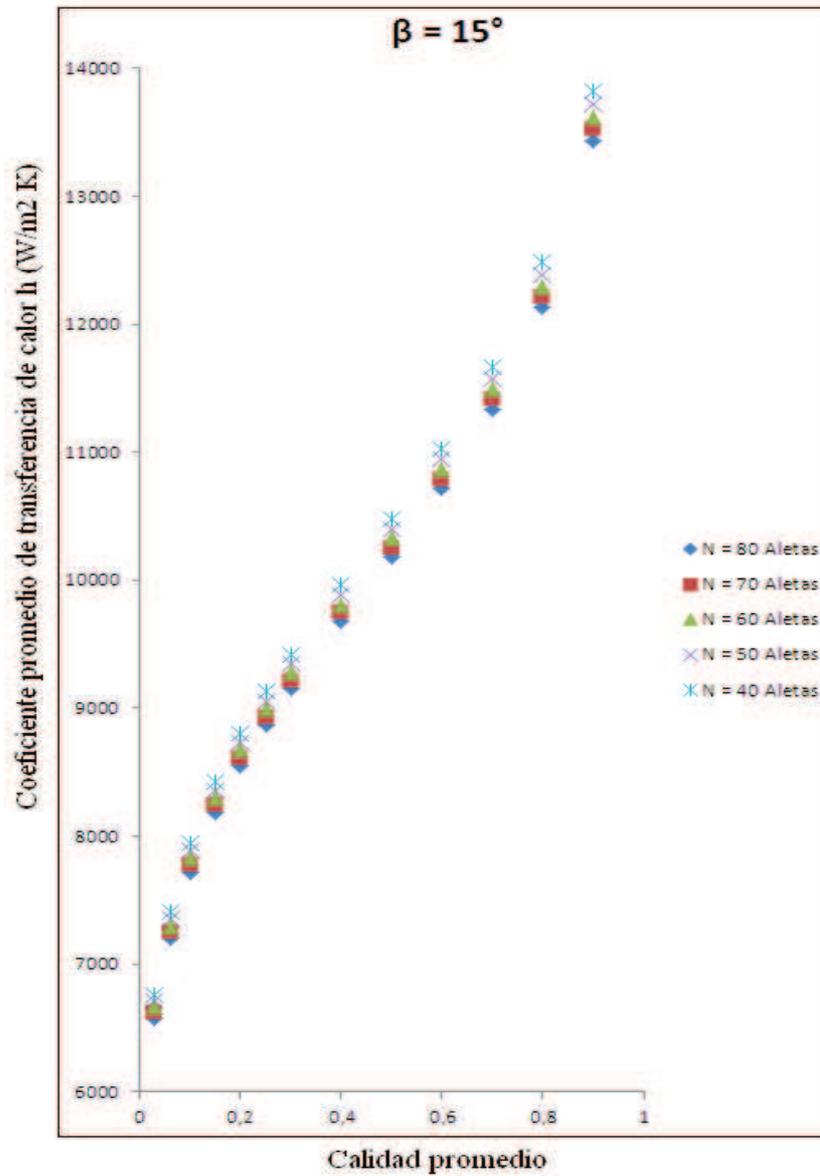


Figura 4.4. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 15^\circ$ . Fuente el autor.

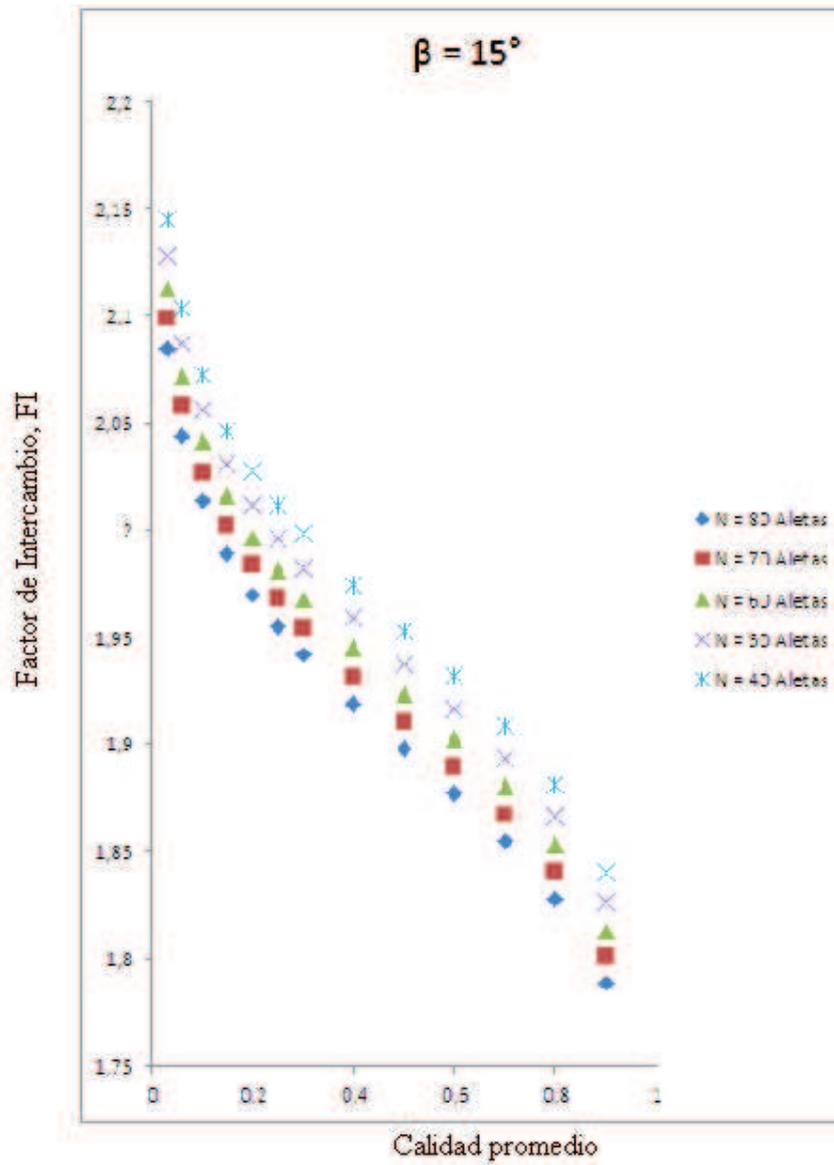


Figura 4.5. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 15^\circ$ . Fuente el autor.

Se realiza la simulación para  $\beta = 18, 20, 25$  y  $30^\circ$ , obteniendo los resultados que se muestran en las figuras 4.6 a la 4.13

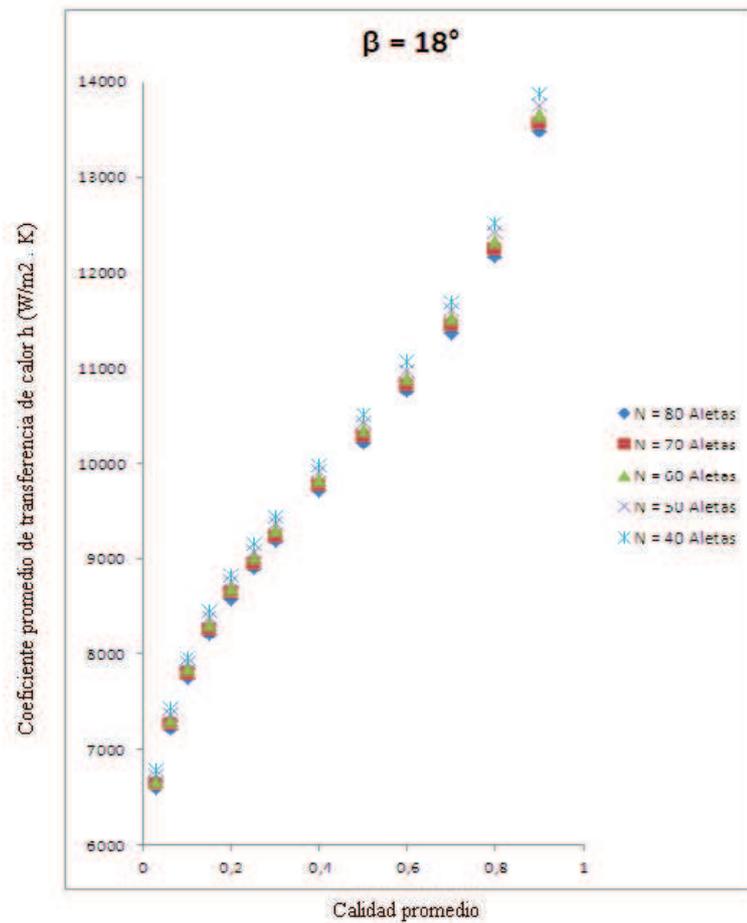


Figura 4.6. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 18^\circ$ . Fuente el autor.

Las figuras 4.6 y 4.7 muestran que para  $\beta = 18^\circ$  el coeficiente promedio de transferencia de calor sigue siendo mayor para 40 aletas, con un incremento de 0,3% con respecto al tubo con  $\beta = 15^\circ$ .

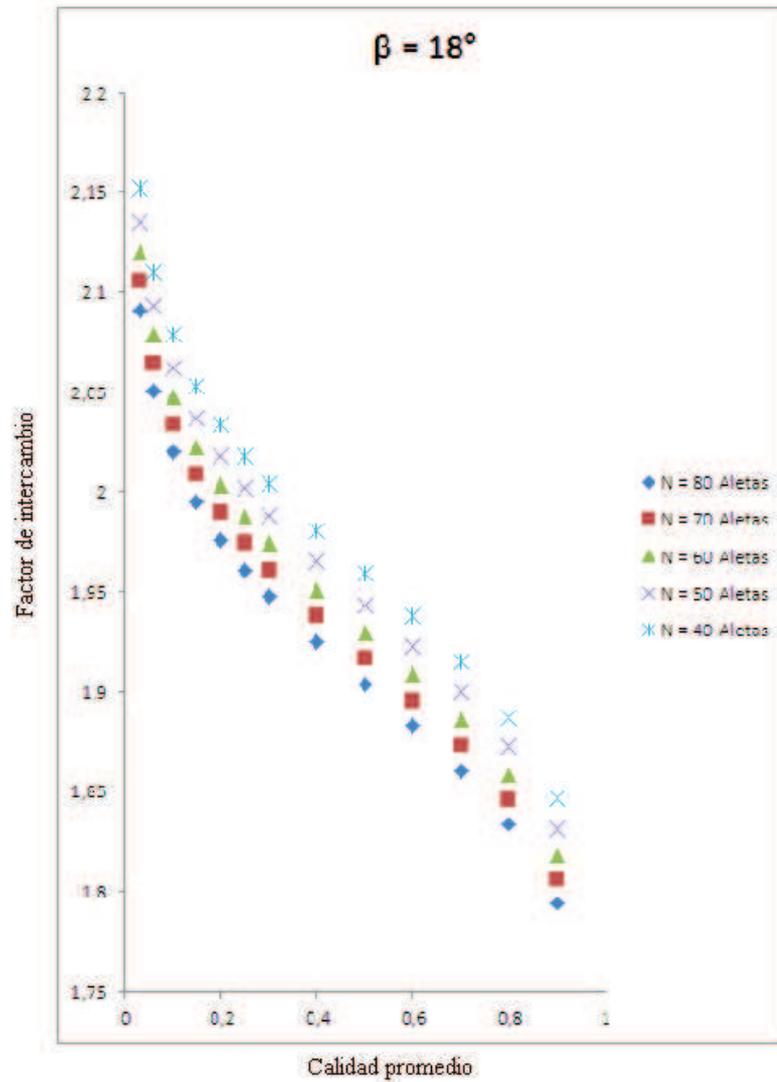


Figura 4.7. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 18^\circ$ . Fuente el autor.

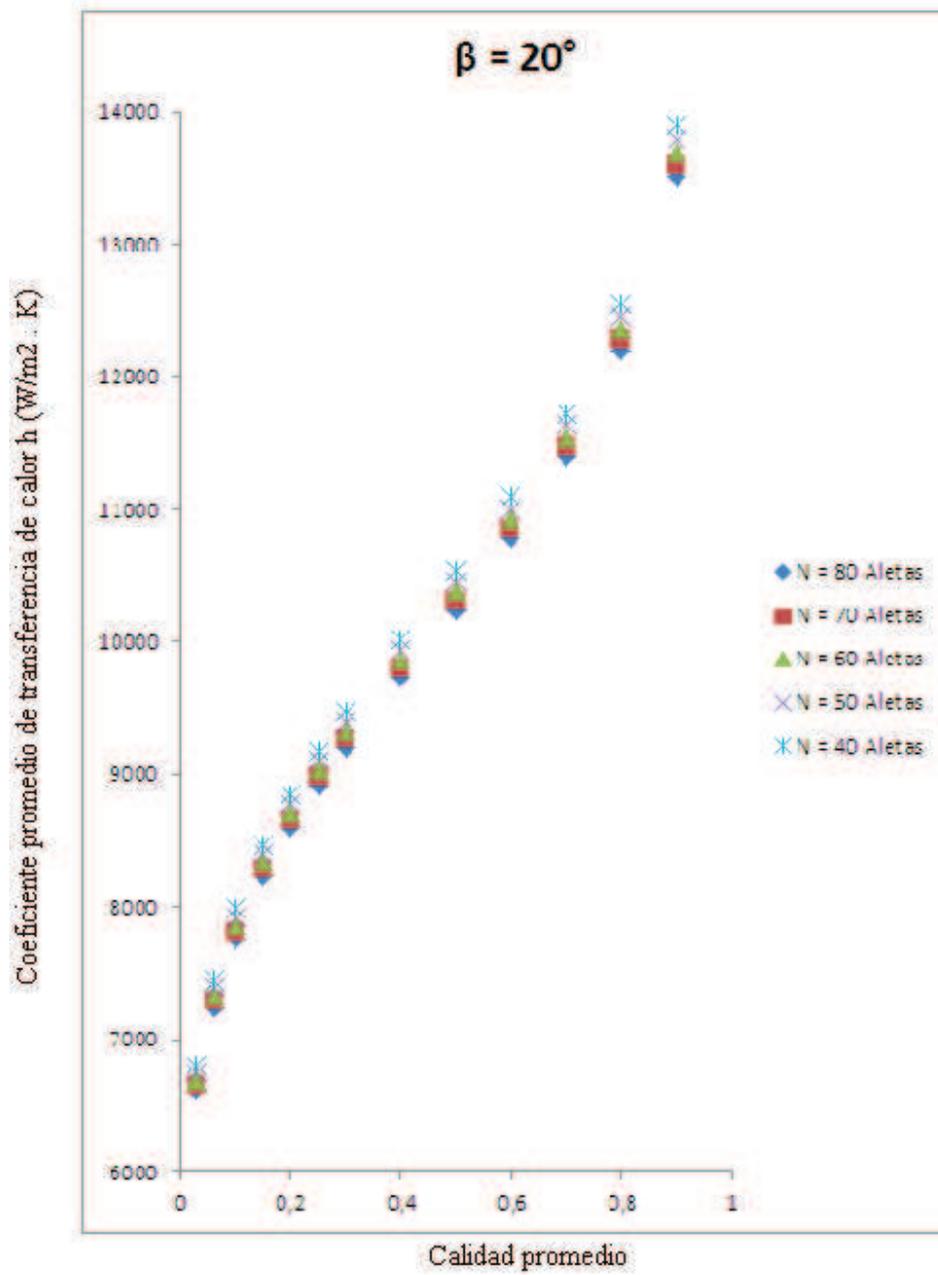


Figura 4.8. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 20^\circ$ . Fuente el autor.

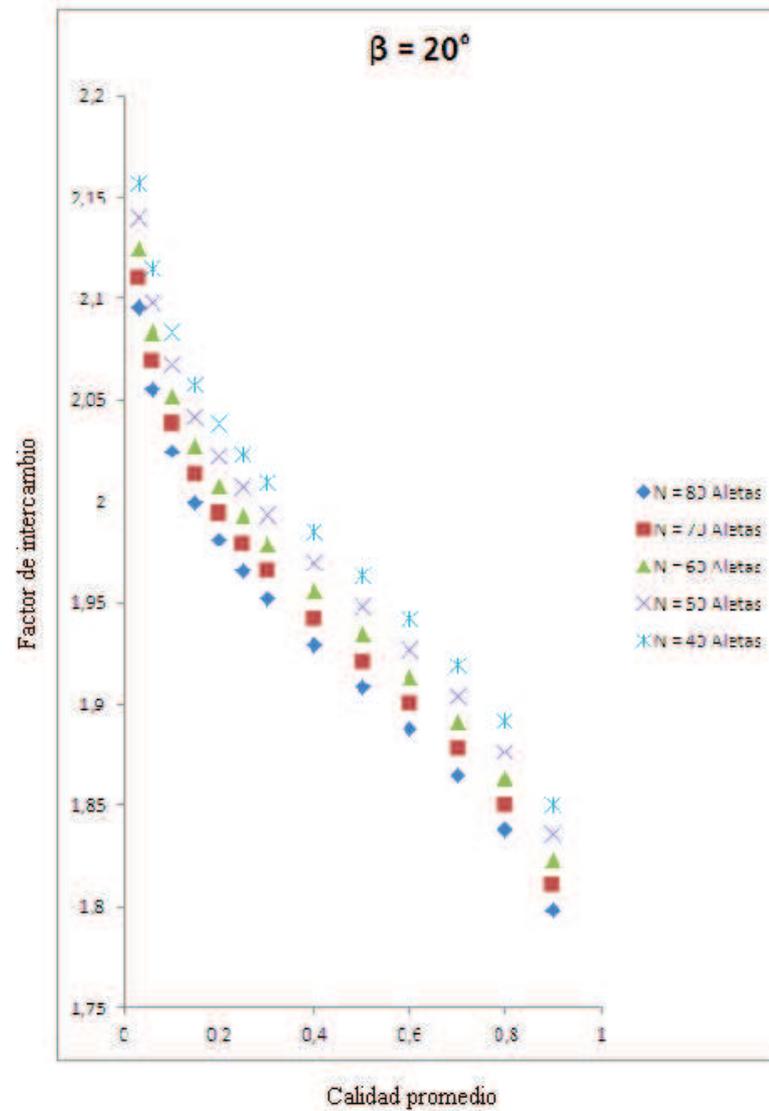


Figura 4.9. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 20^\circ$ . Fuente el autor.

La figuras 4.8 y 4.9 muestran un comportamiento similar a los tubos con  $\beta = 18^\circ$ , con incremento en el coeficiente promedio de transferencia de calor de 0.24%.

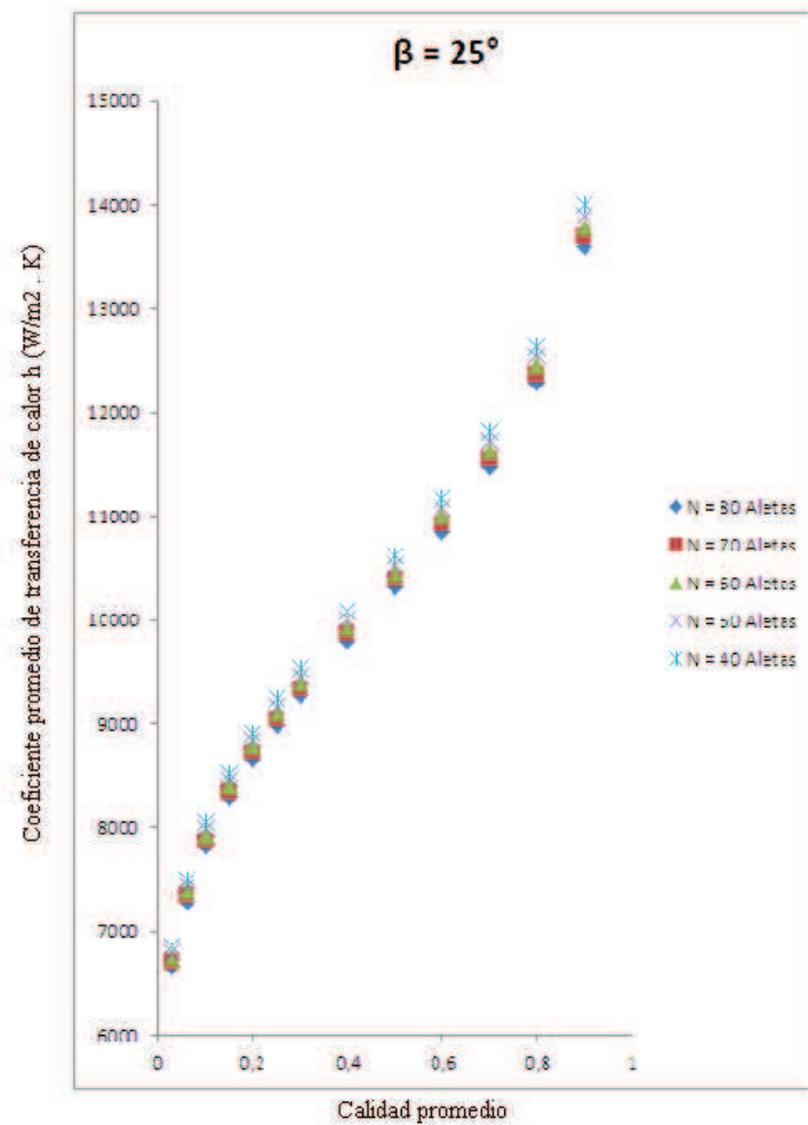


Figura 4.10. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 25^\circ$ . Fuente el autor.

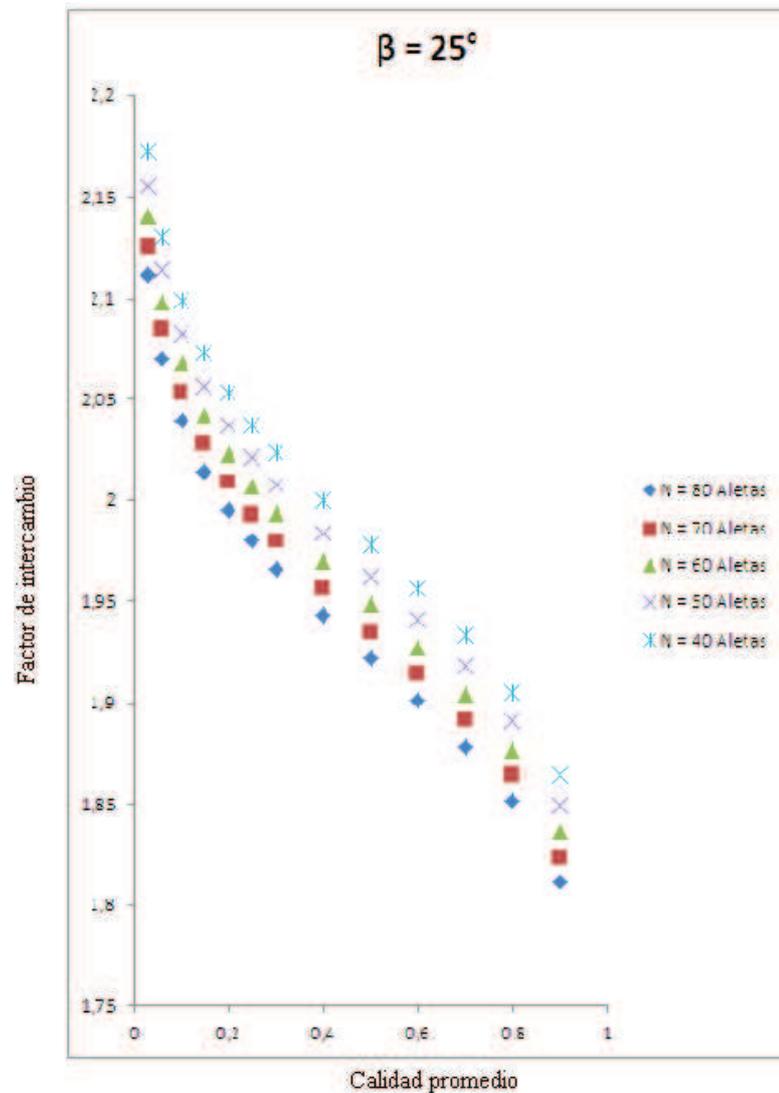


Figura 4.11. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 25^\circ$ . Fuente el autor.

En las figuras 4.10 y 4.11 se observa que de igual manera el coeficiente promedio de transferencia de calor es mayor con menor número de aletas. El coeficiente

promedio de transferencia de calor se incrementa 0.7% con respecto a los tubos con  $\beta = 18^\circ$  y  $\beta = 20^\circ$  grados y 1.27% con respecto al tubo con  $\beta = 15^\circ$ .

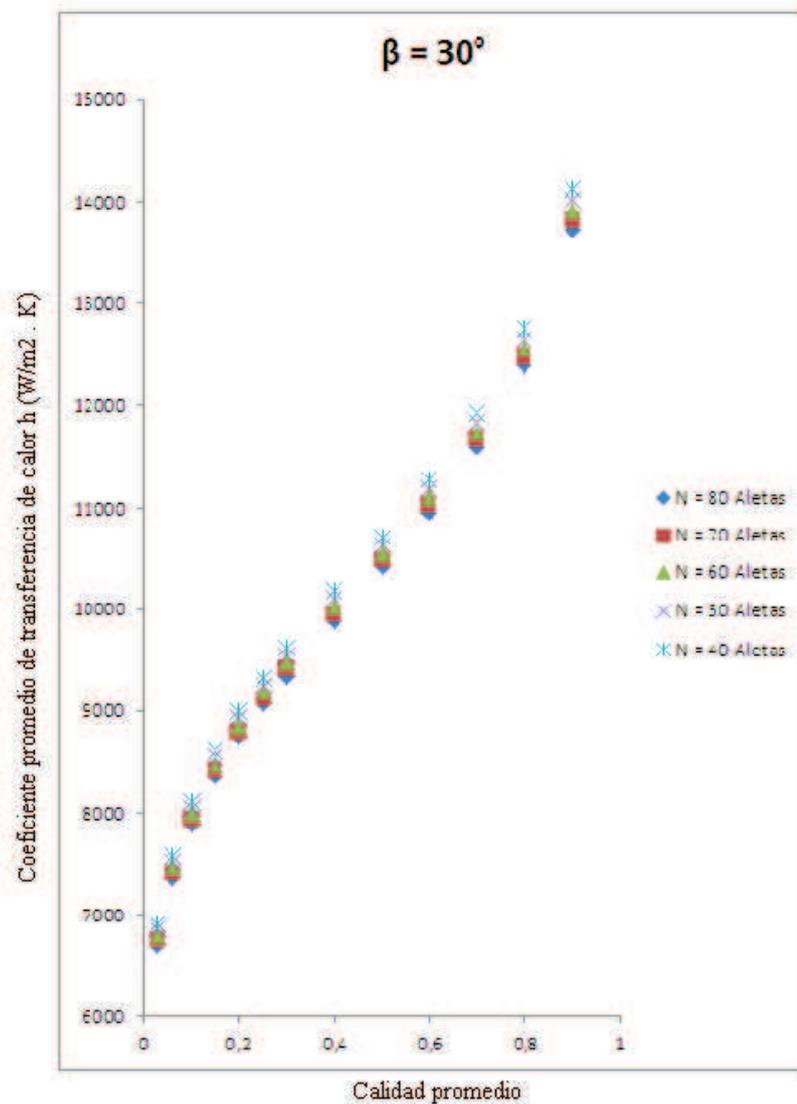


Figura 4.12. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $\beta = 30^\circ$ . Fuente el autor.

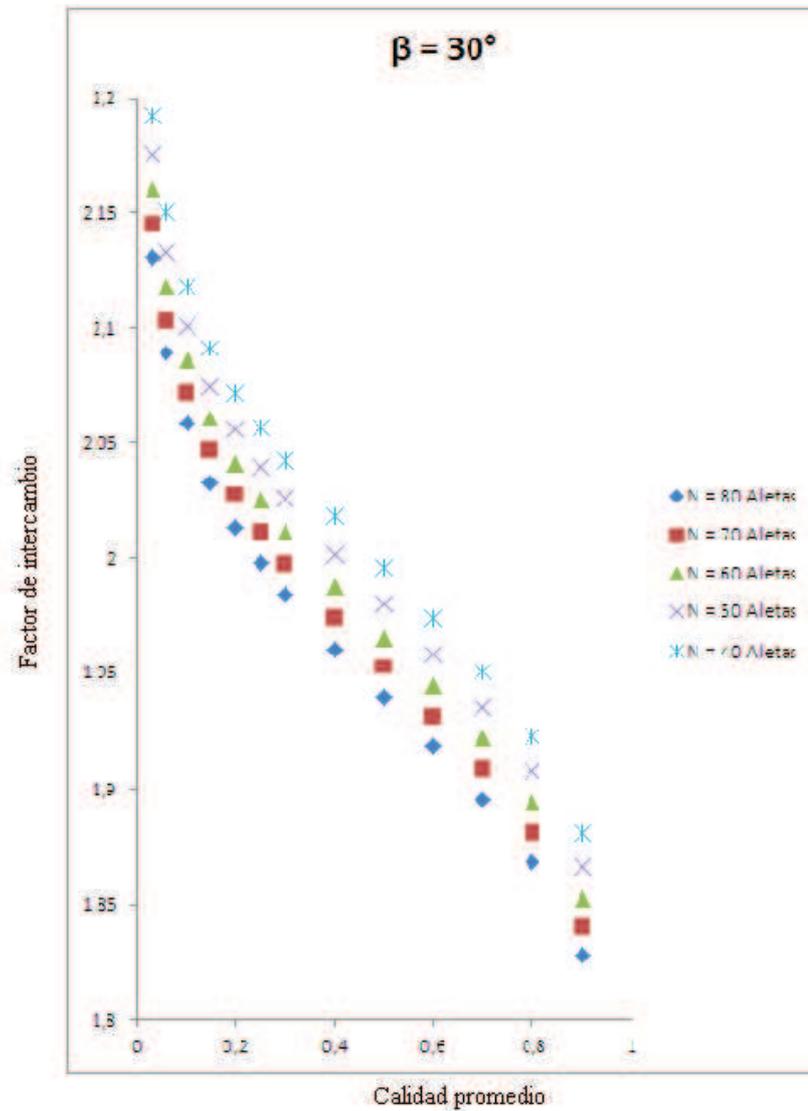


Figura 4.13. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio (FI) durante la evaporación del R134a para  $\beta = 30^\circ$ . Fuente el autor.

Con  $\beta = 30^\circ$  se consigue un incremento de  $h$  de 2.16% con respecto al tubo con  $\beta = 15^\circ$  tal como lo muestra las figuras 4.12 y 4.13

La figura 4.14 muestra un resumen de las gráficas anteriores, en la que se relaciona el coeficiente promedio de transferencia de calor con el número de aletas para ángulos de hélice de  $\beta = 15, 18, 20, 25$  y  $30$  grados durante la evaporación del R134a. Esta curva es un aporte importante en esta investigación, ya que puede usarse en el diseño de equipos de intercambio de calor.

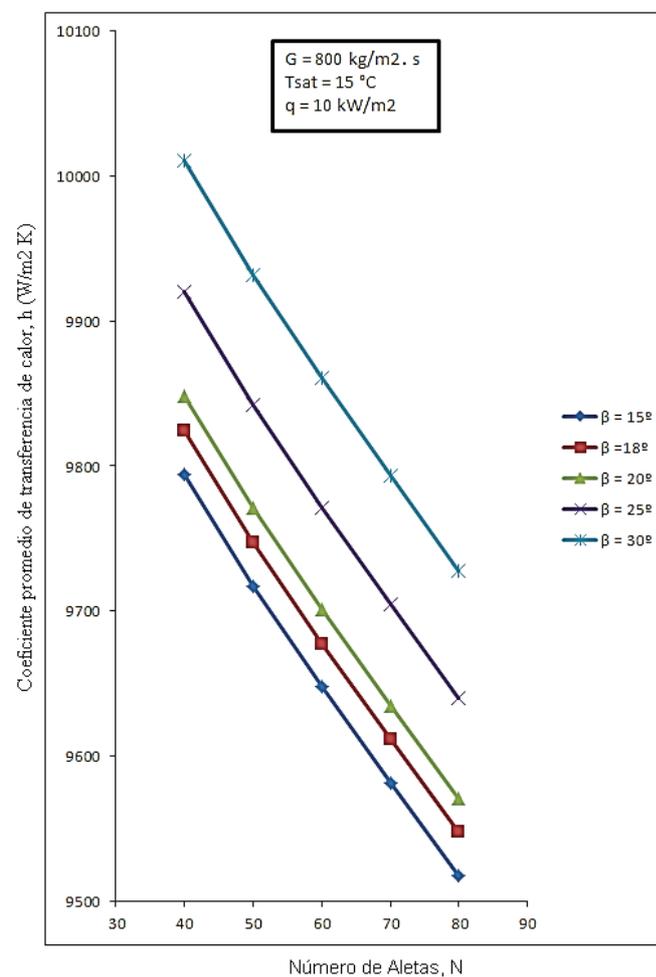


Figura 4.14. Relación entre el coeficiente promedio de transferencia de calor y el número de aletas para diferentes ángulos de hélice durante la evaporación del R134a. Fuente el autor.

Posteriormente se procede a variar el ángulo de la hélice para un número de aletas constante y se obtienen resultados que se muestran en las Figuras 4.15 a la 4.24.

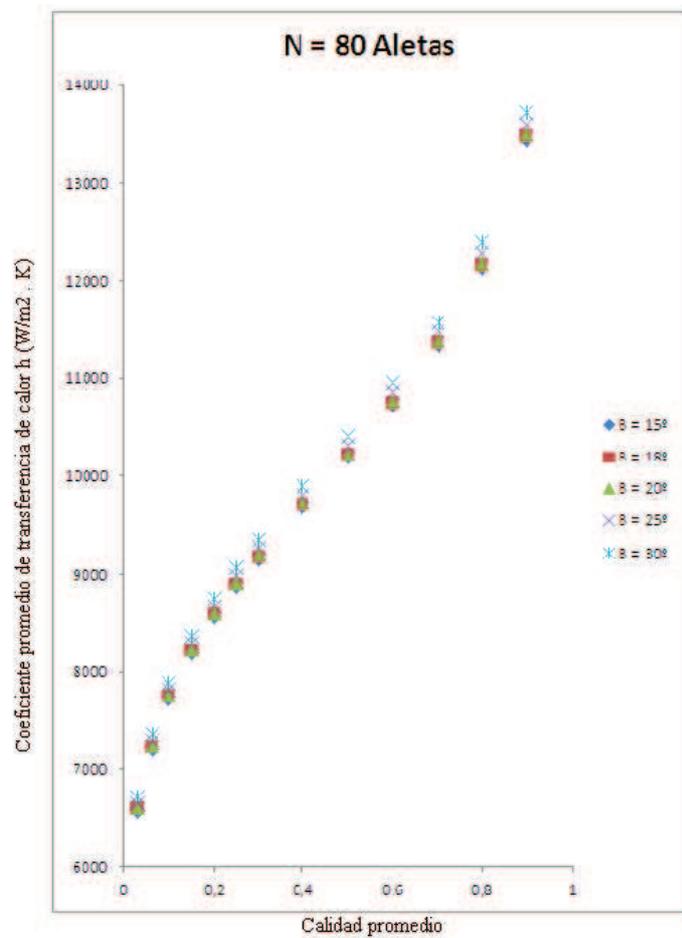


Figura 4.15. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 80 aletas. Fuente el autor.

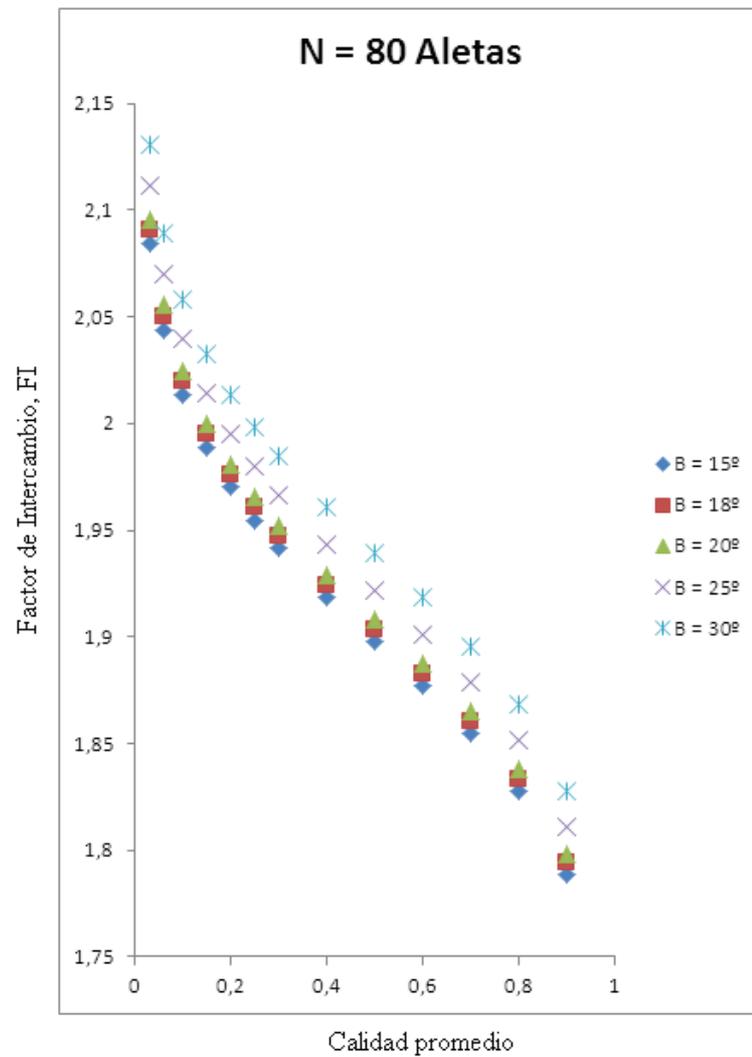


Figura 4.16. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio (FI) durante evaporación del R134a para N = 80 aletas. Fuente el autor.

En las figuras 4.15 y 4.16 se observa que para tubos con 80 aletas el coeficiente de transferencia de calor se incrementa en la medida que se incrementa el ángulo de la hélice.

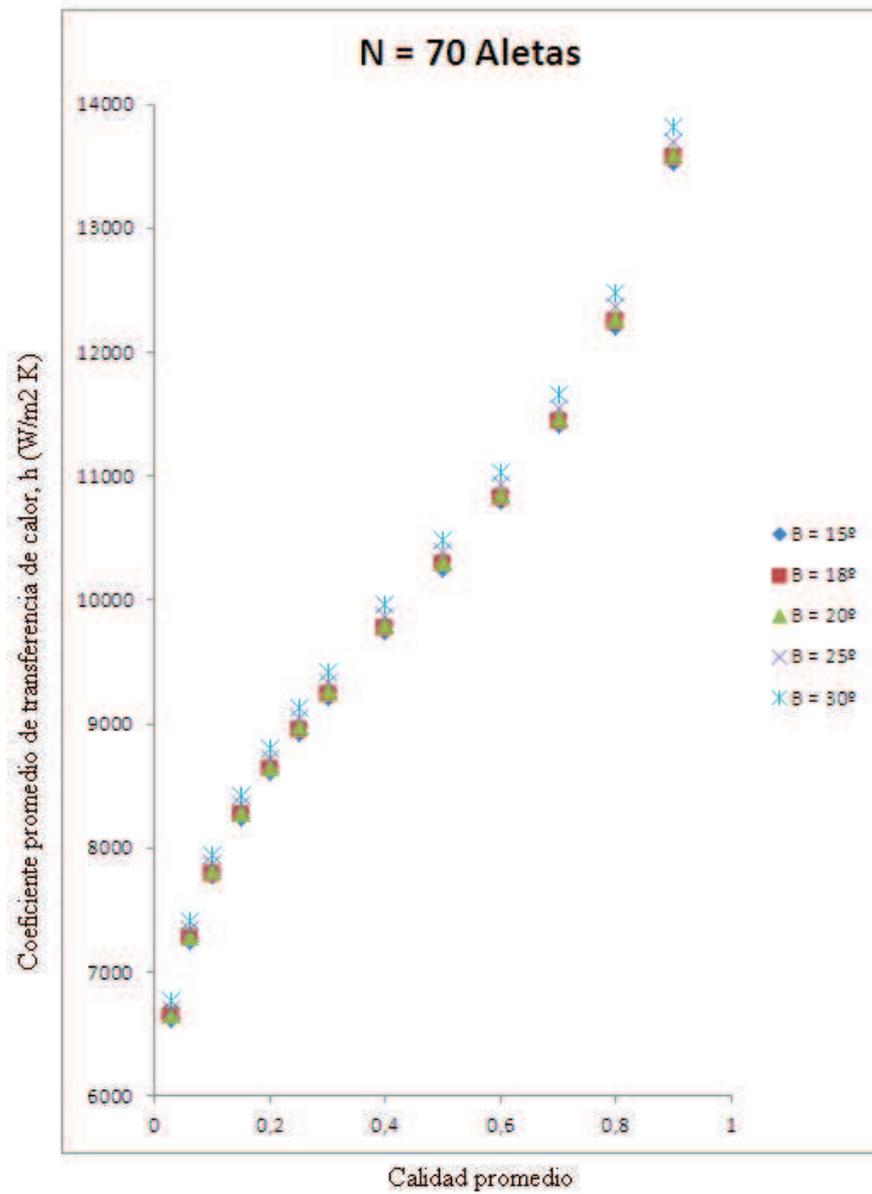


Figura 4.17. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $N = 70$  aletas. Fuente el autor.

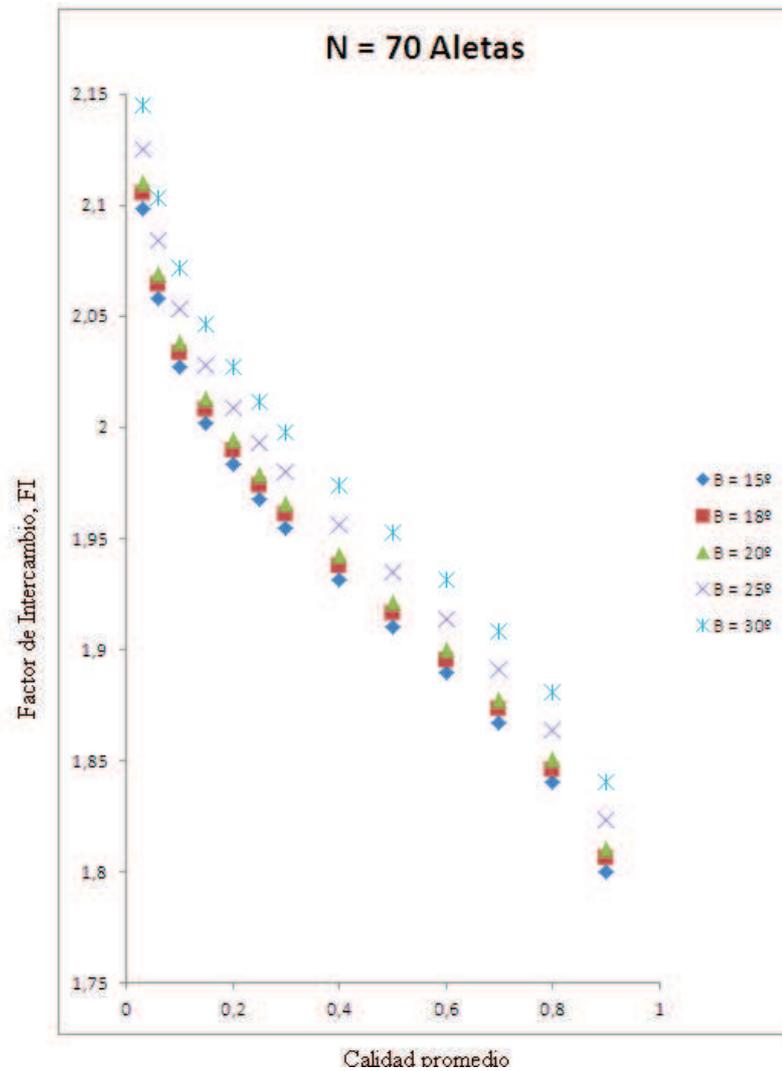


Figura 4.18. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio (FI) durante evaporación del R134a para  $N = 70$  aletas. Fuente el autor.

Para 70 aletas los mayores coeficientes convectivos también se consiguieron con mayor ángulo de hélice. Para todos los tubos el coeficiente de transferencia de calor se incrementó en 0.7 % con respecto al tubo con 80 aletas.

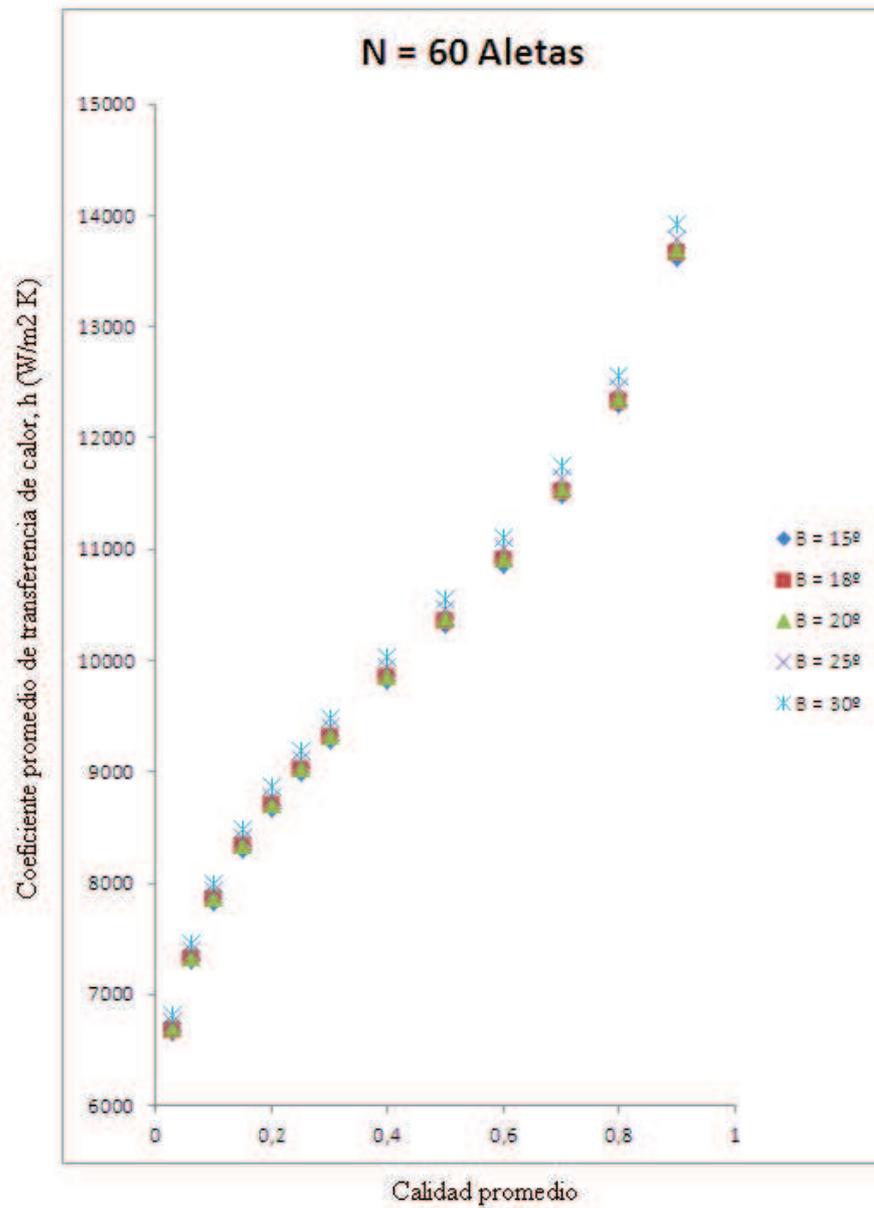


Figura 4.19. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $N = 60$  aletas. Fuente el autor.

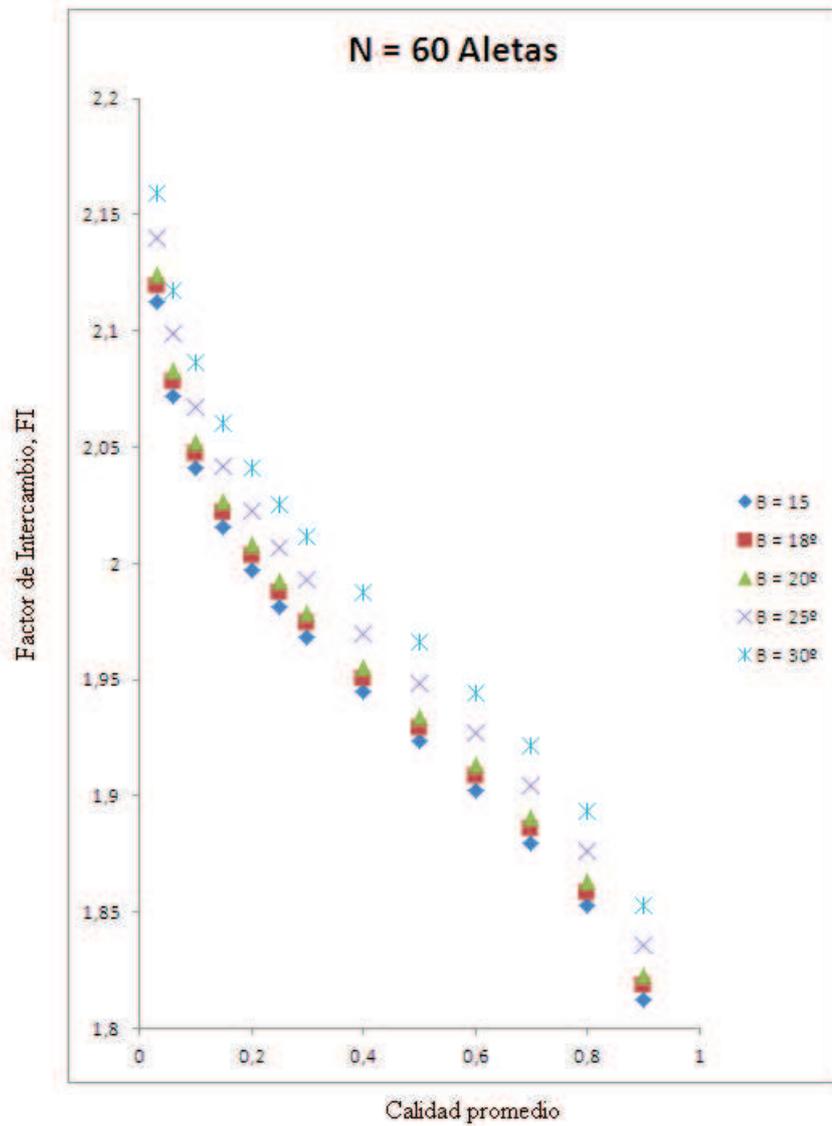


Figura 4.20. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio (FI) durante evaporación del R134a para  $N = 60$  aletas. Fuente el autor.

Para 60 aletas se consigue un incremento en el coeficiente de transferencia de calor de 0.7% con respecto al tubo con 70 aletas y 1.3% con respecto al tubo con 80 aletas.

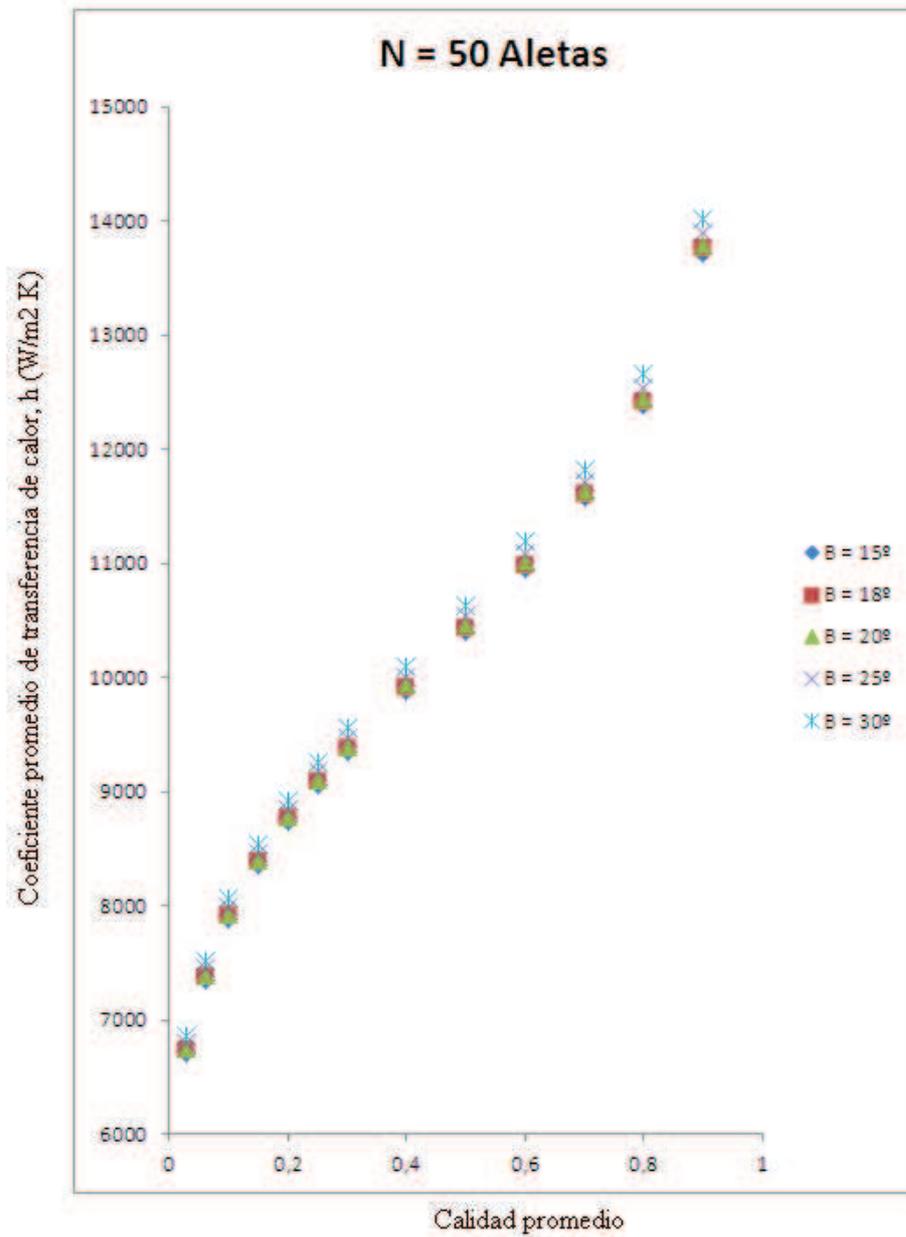


Figura 4.21. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para  $N = 50$  aletas. Fuente el autor.

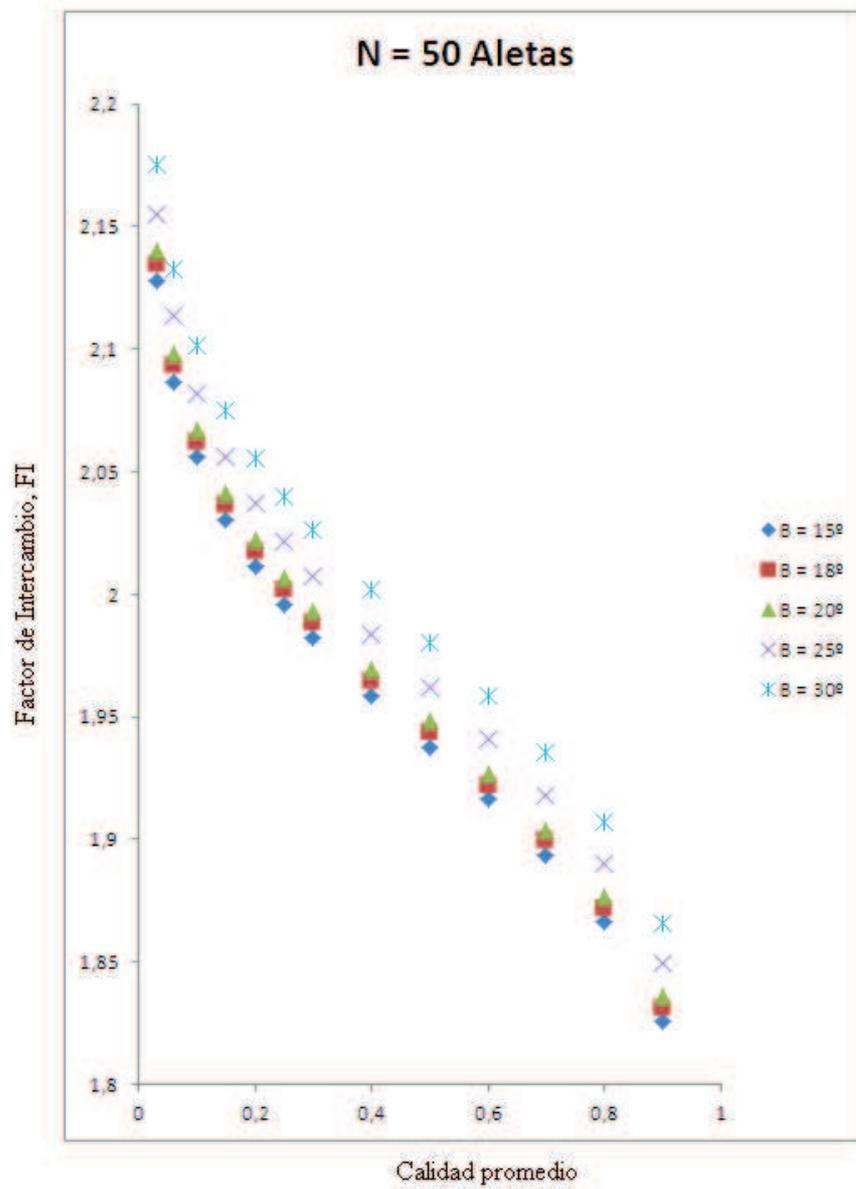


Figura 4.22. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio (FI) durante evaporación del R134a para N = 50 aletas. Fuente el autor.

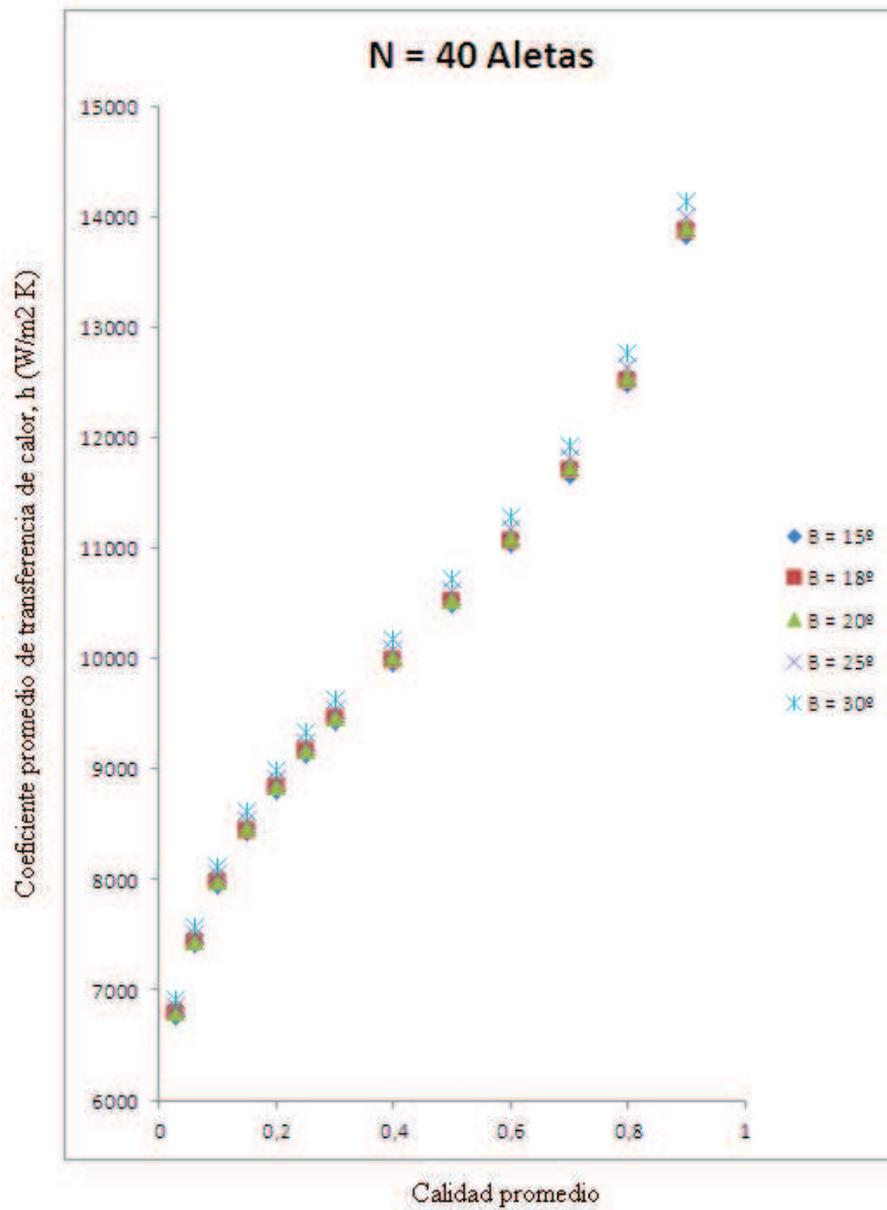


Figura 4.23. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la evaporación del R134a para N = 40 aletas. Fuente el autor.

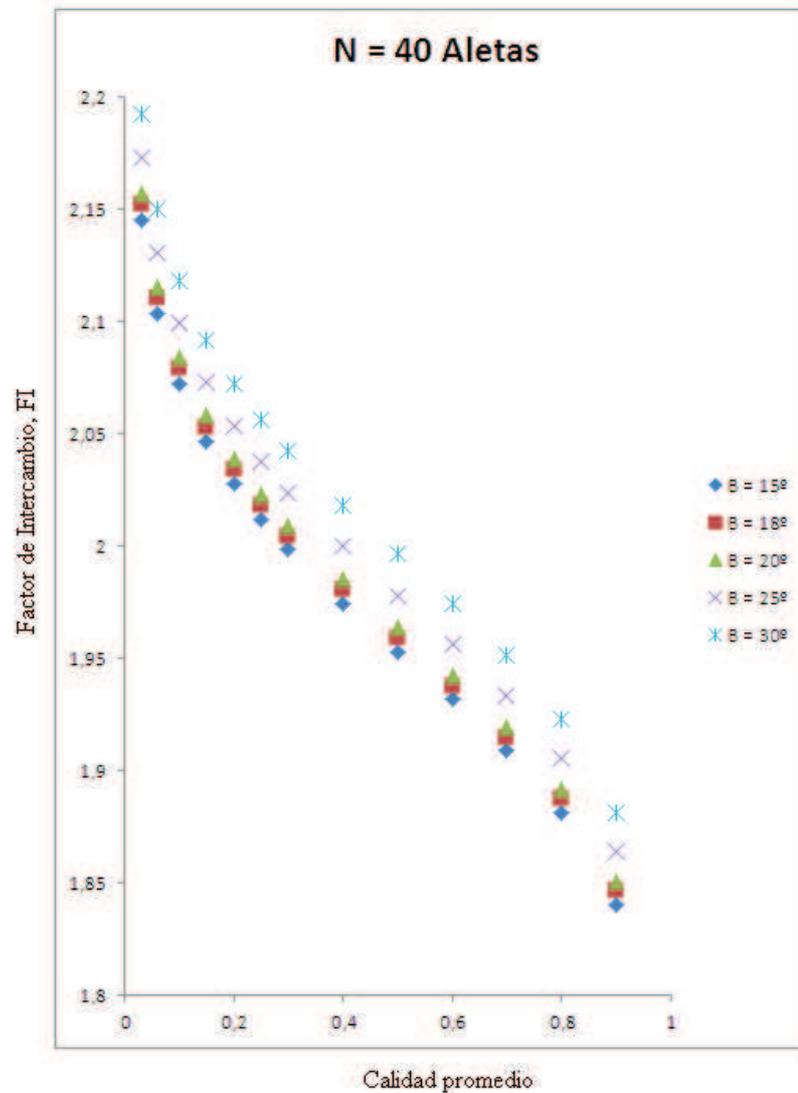


Figura 4.24. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio (FI) durante evaporación del R134a para  $N = 40$  aletas. Fuente el autor.

De forma análoga en los tubos con 50 y 40 aletas se consigue incrementos en el coeficiente convectivo de 0.7%. Es decir el tubo con 40 aletas el coeficiente de transferencia de calor se incrementó en 2.83% con respecto al tubo con 80 aletas.

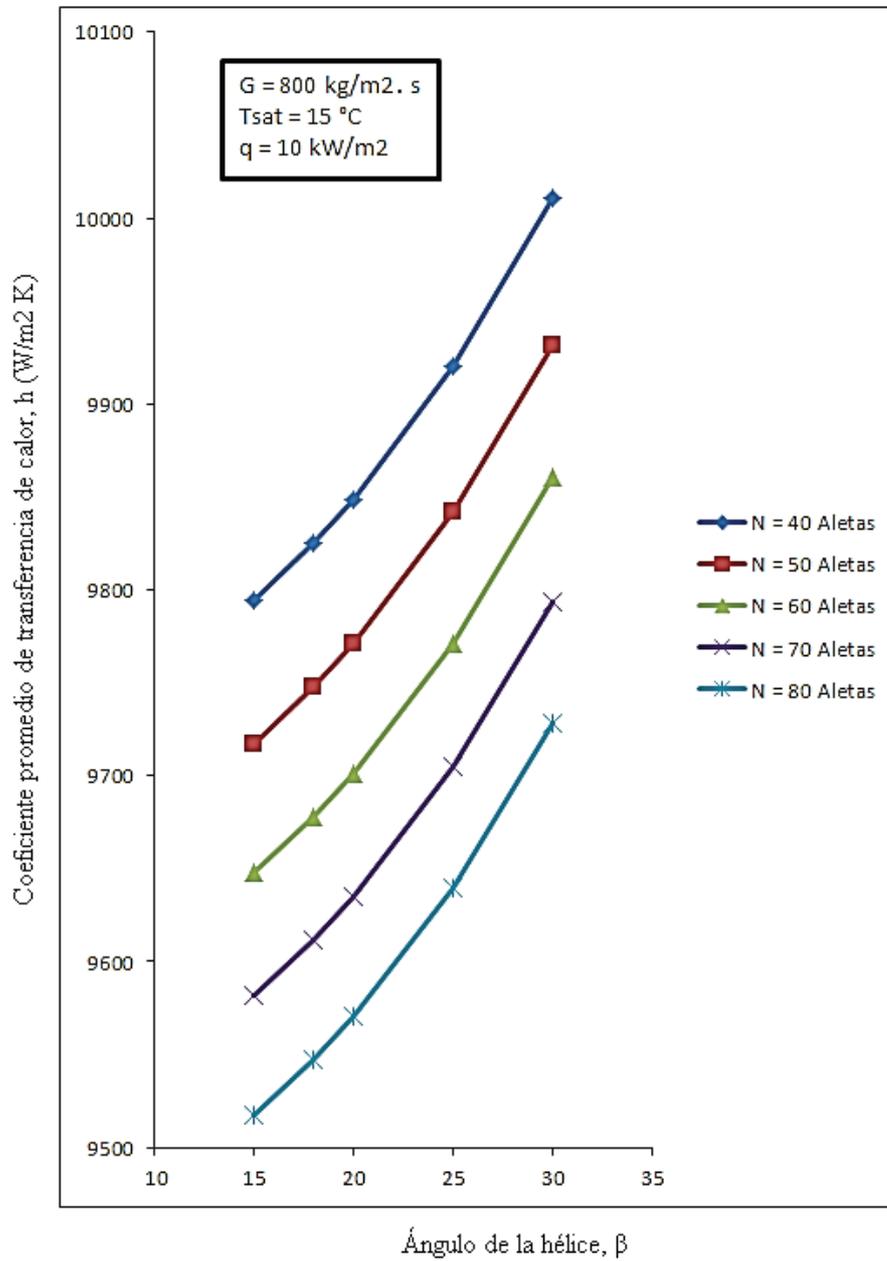


Figura 4.25. Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el ángulo de la hélice durante la evaporación del R134a para diferentes números de aletas. Fuente el autor.

## **4.5 Condensación del R134a**

Para la condensación del R 134a se usaron los datos definidos por Cavallini [17] en la figura 2.27. La geometría del tubo se definió de forma similar al modelo de evaporación de Jitraporn [12], tal como lo muestra las figuras 4.1 y 4.2. Se diseñó la hoja de cálculo a partir de estos datos geométricos y las condiciones de condensación de este modelo con el fin validarlo a partir de las ecuaciones 2.15 a la 2.24.

### **4.5.1 Validación del modelo de condensación del R134a**

La figura 4.26 muestra los resultados de la simulación del efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor durante la condensación del R134a dentro de un tubo con microaletas helicoidales y los resultados obtenidos por Cavallini, observando una coincidencia de estos puntos y quedando demostrado que efectivamente los datos y ecuaciones introducidos en la hoja de cálculo son confiables.

### **4.5.2 Simulación de la influencia del número de aletas y el ángulo de la hélice sobre la transferencia de calor durante la condensación del R134a.**

De forma análoga al modelo de evaporación se procedió a variar el número de aletas manteniendo constante el ángulo de la hélice obteniendo los resultados que se

muestran en las figuras 4.27 a la 4.36. Posteriormente se varía ángulo de la hélice manteniendo constante el número de aletas obteniendo los resultados que se muestran en las figuras 4.37 a la 4.46.

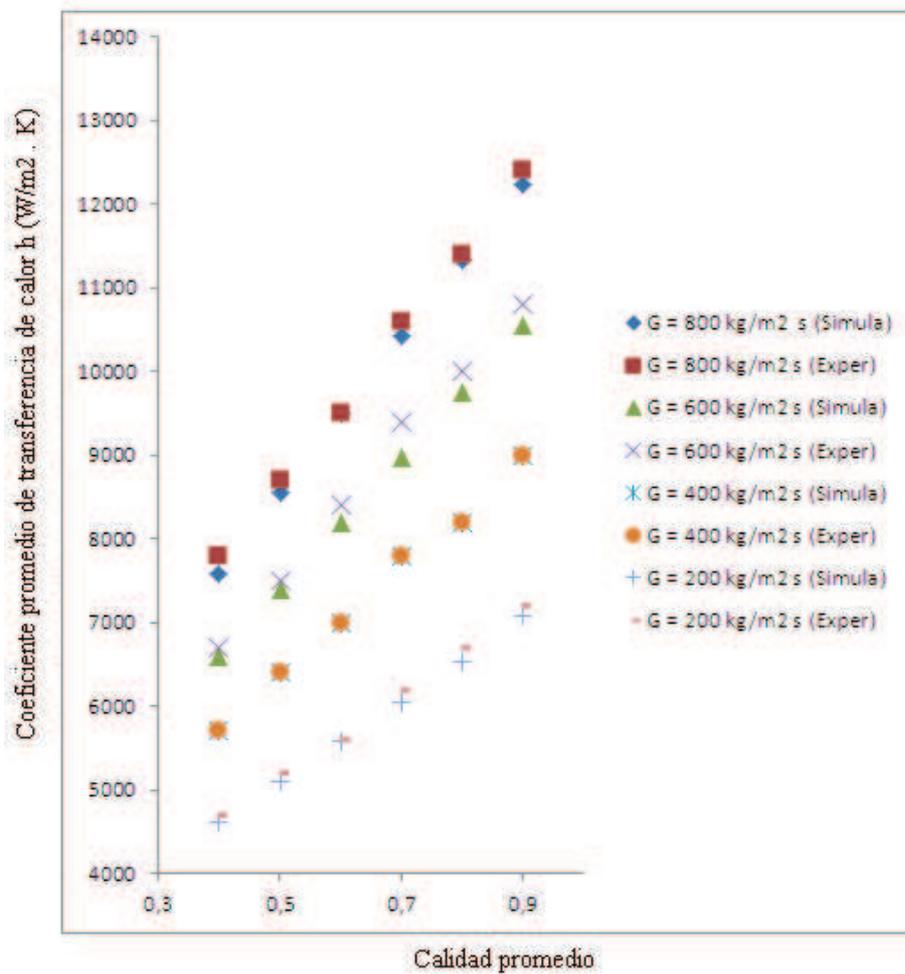


Figura 4.26. Comparación entre los resultados de la simulación del efecto del flujo de masa sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor durante la condensación del R134a y obtenidos por Cavallini (Experimental). Fuente: el autor.

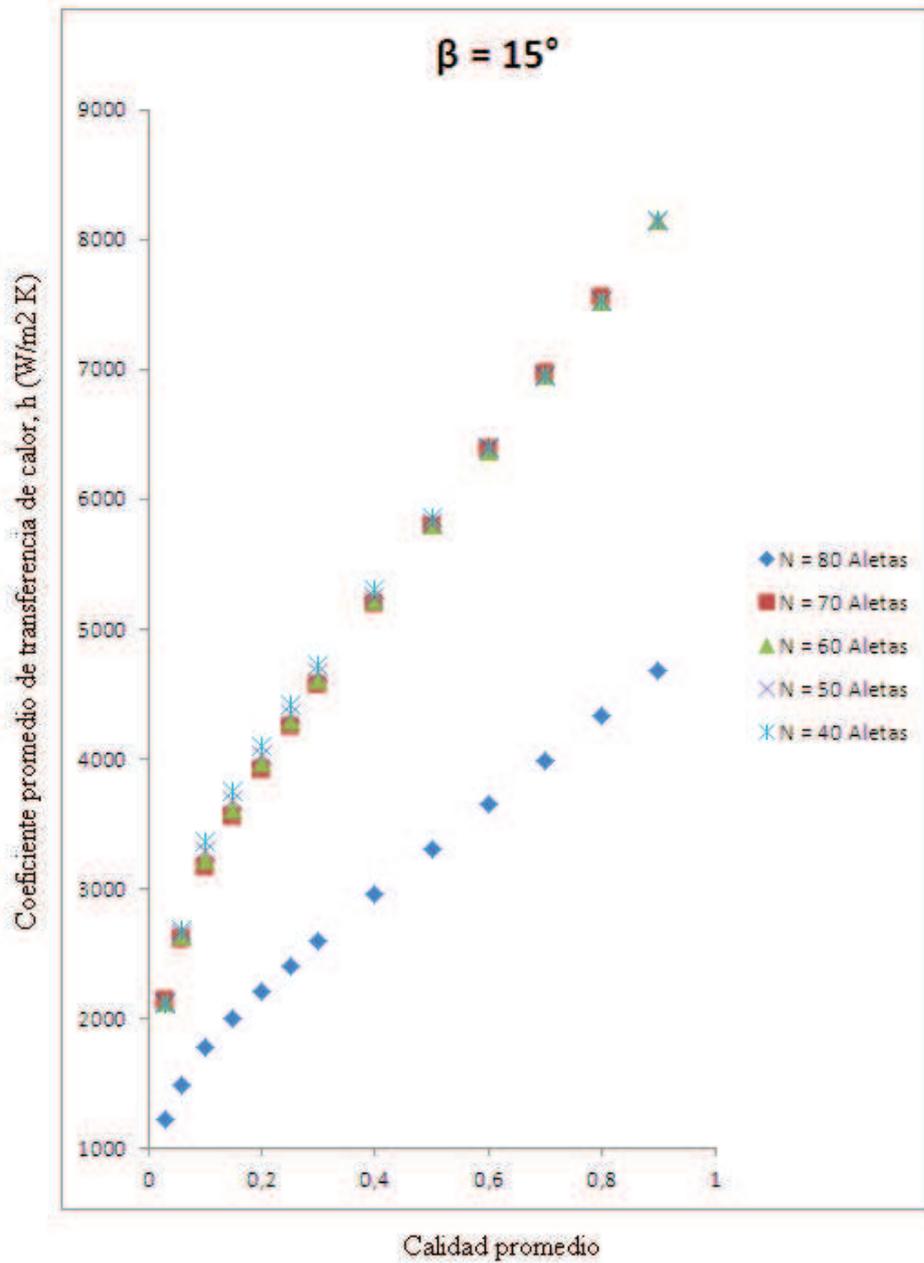


Figura 4.27. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $\beta = 15^\circ$ . Fuente el autor.

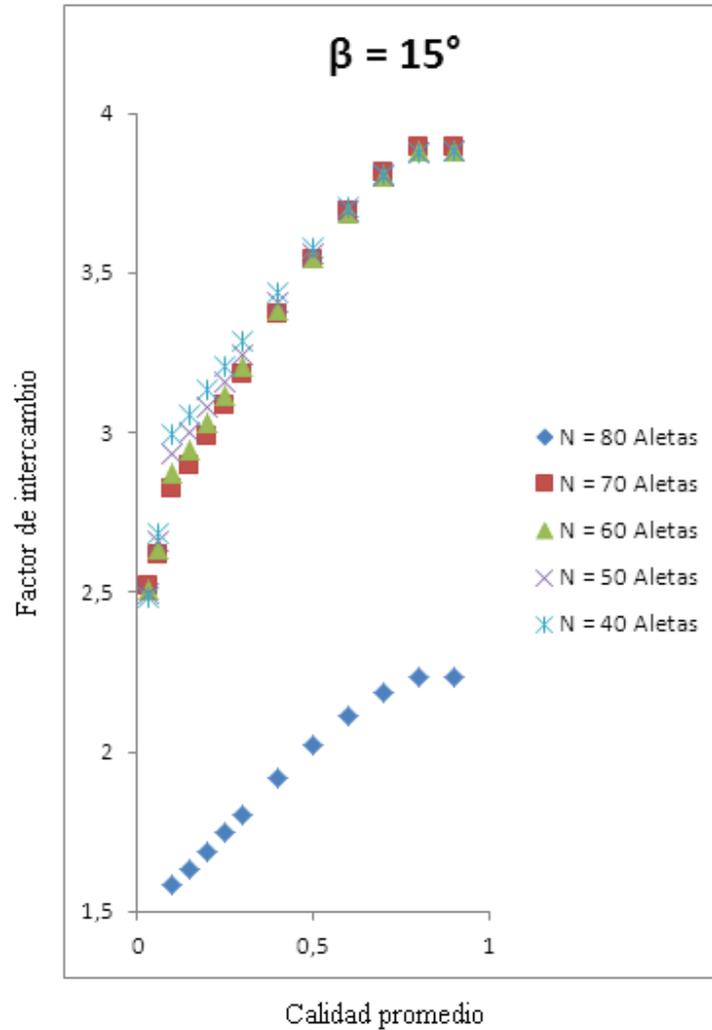


Figura 4.28. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del

R134a para  $\beta = 15^\circ$ . Fuente el autor.

En las figuras 4.27 y 4.28 se observan valores altos del coeficiente de transferencia de calor al inicio de la condensación (entre 1 y 0.5 de calidad termodinámica) y muy parecidos en los tubos con 40, 50, 60 y 70 aletas. Después de haber condensado la mitad del vapor se aprecian valores más altos en el coeficiente  $h$

en los tubos con menos aletas. El factor de intercambio promedio de estos tubos varía entre 3.26 y 3.32 mientras que el tubo con 80 aletas tiene un factor de intercambio promedio de 1.85.

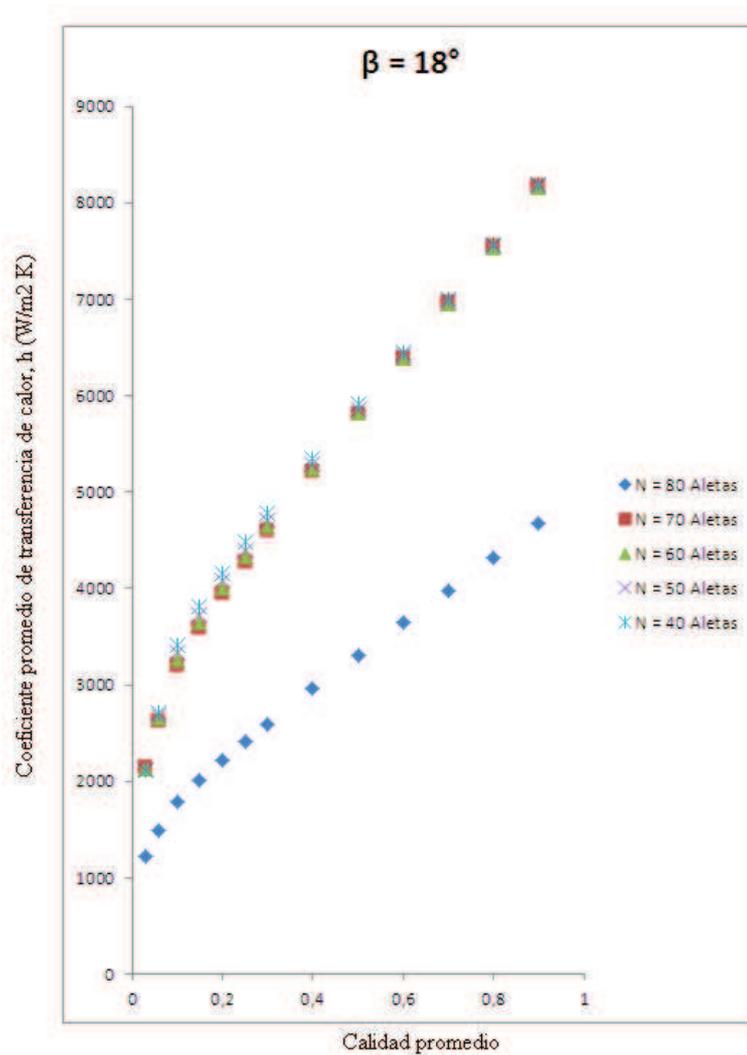


Figura 4.29. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $\beta = 18^\circ$ . Fuente el autor.

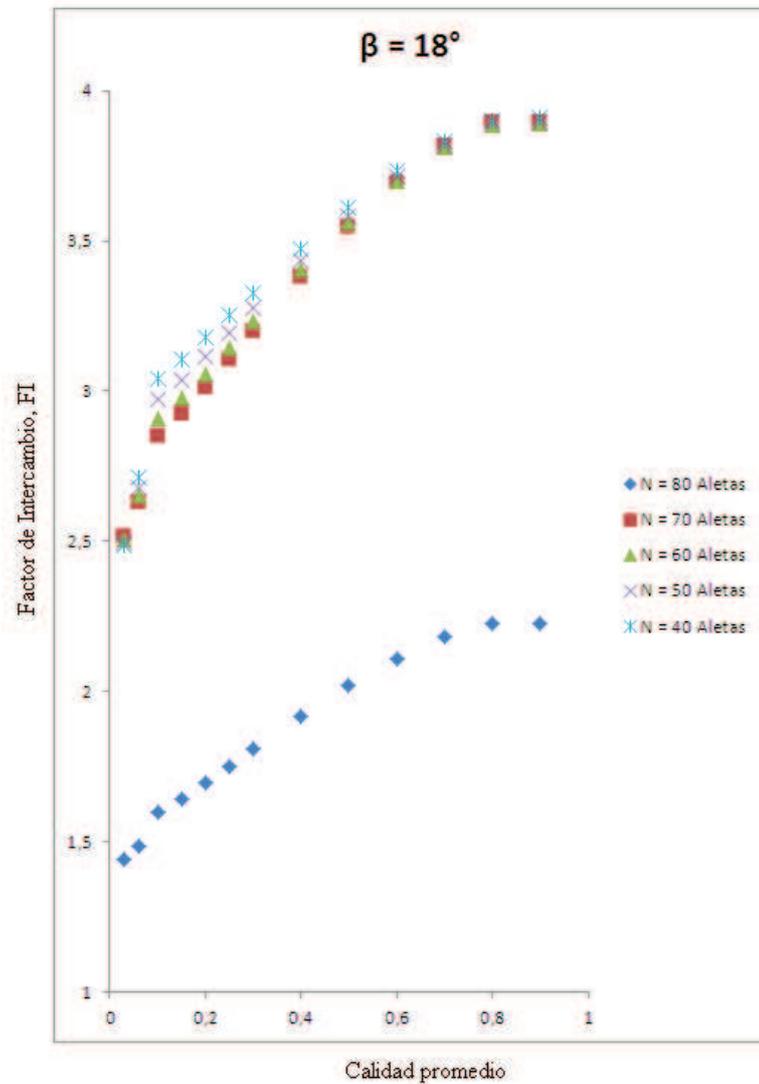


Figura 4.30. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para  $\beta = 18^\circ$ . Fuente el autor.

Las figuras 4.29 y 4.30 con  $\beta = 18^\circ$  muestran un comportamiento similar que los tubos con  $\beta = 15^\circ$  sólo que se consigue un incremento en el coeficiente promedio de transferencia de calor de 0.9% aproximadamente.

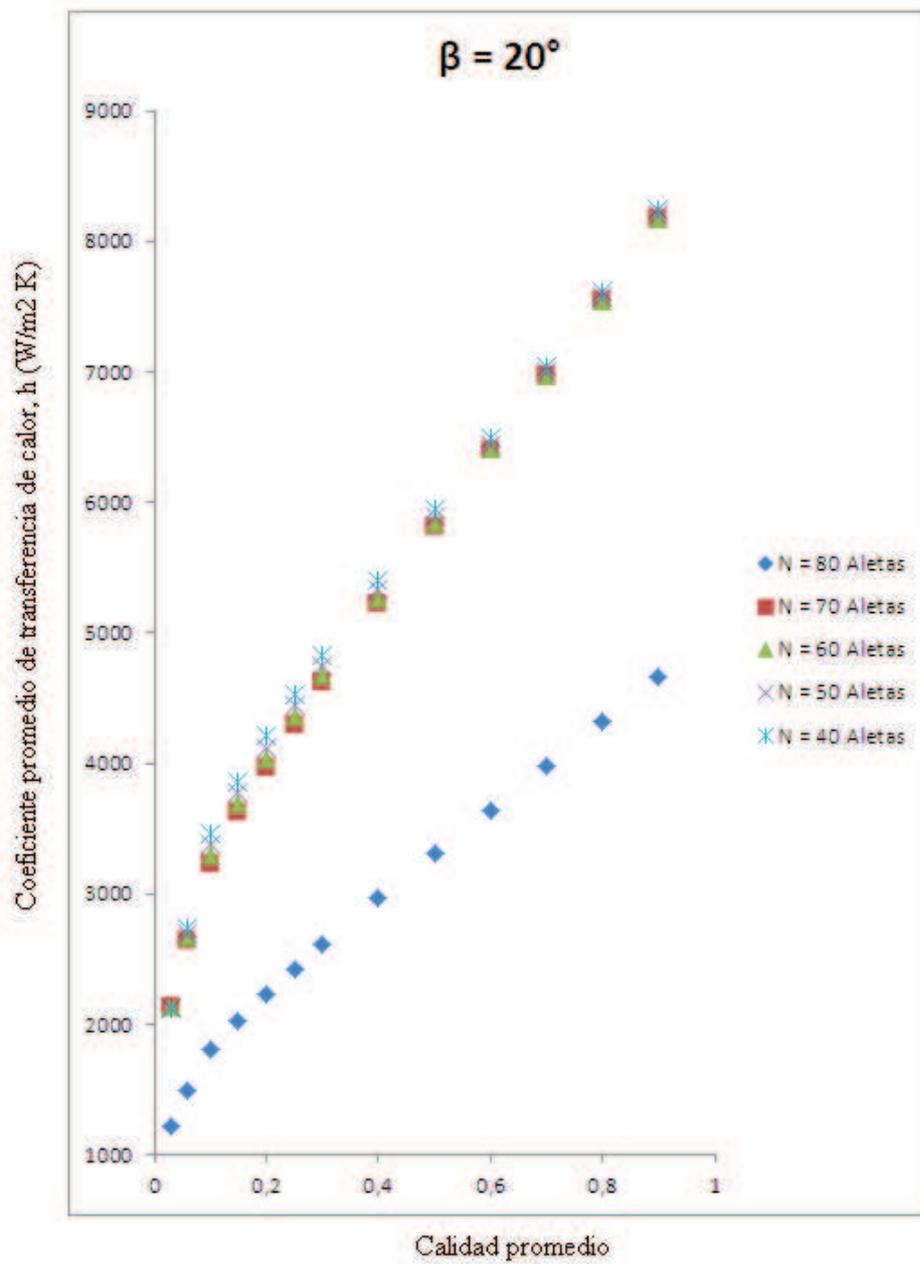


Figura 4.31. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $\beta = 20^\circ$ . Fuente el autor.

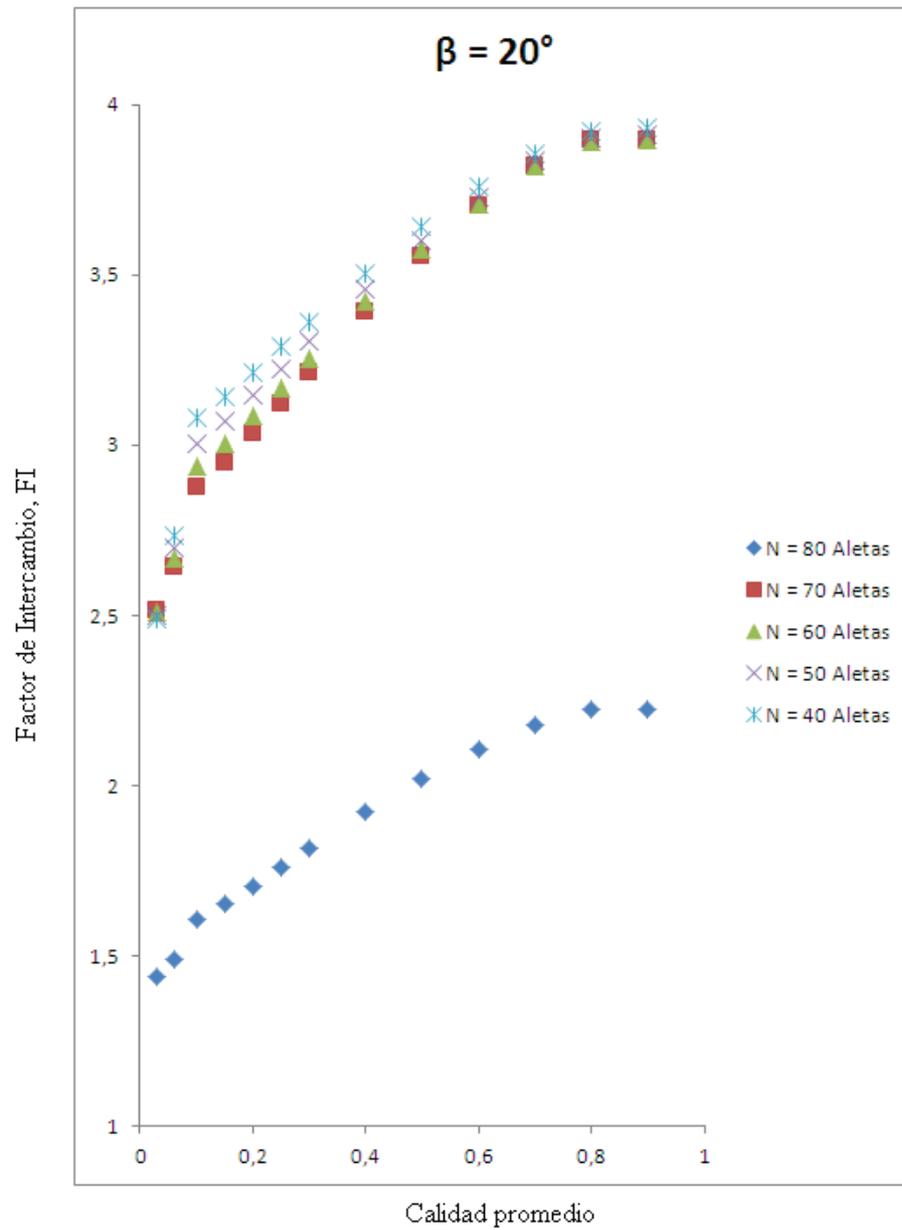


Figura 4.32. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del

R134a para  $\beta = 20^\circ$ . Fuente el autor.

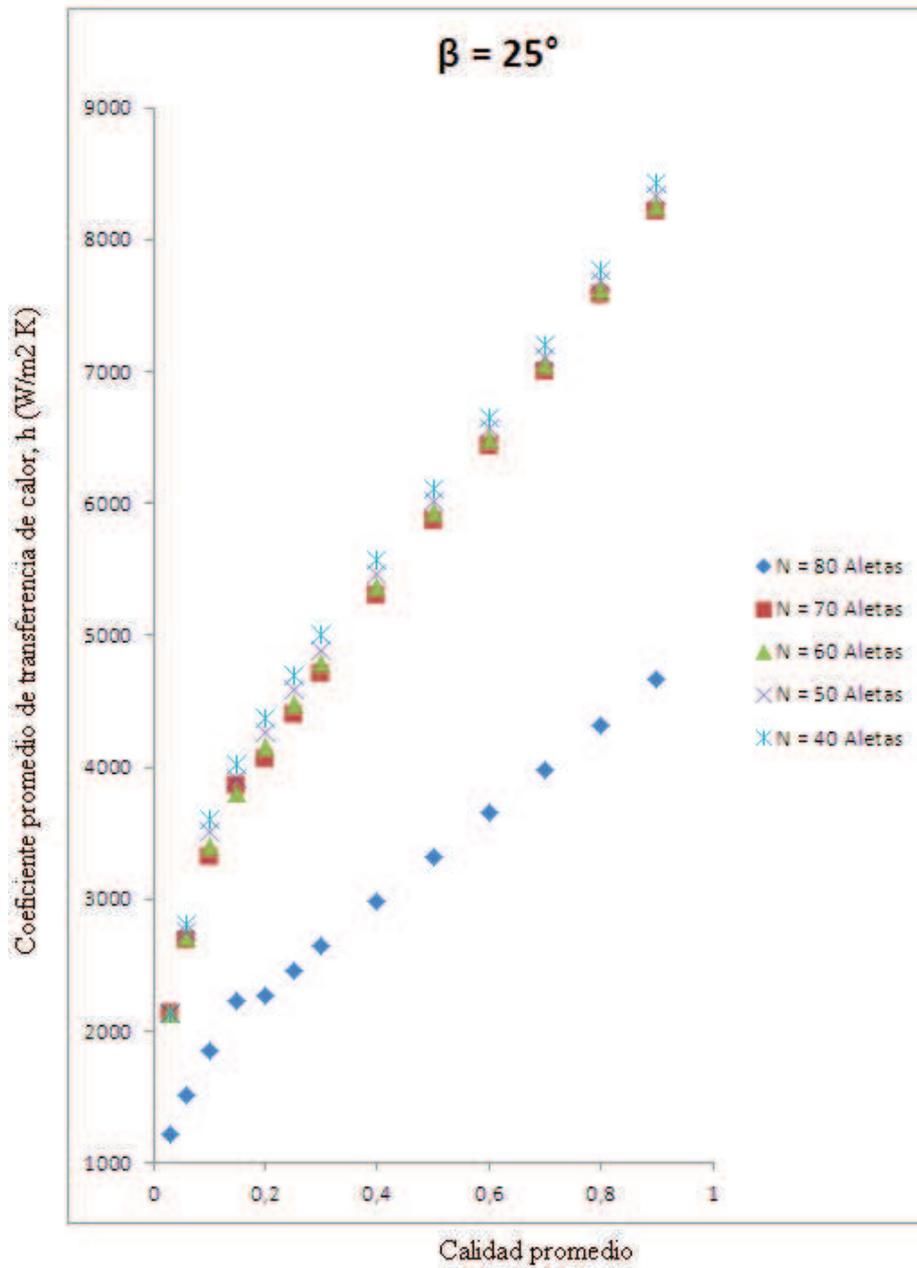


Figura 4.33. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $\beta = 25^\circ$ . Fuente el autor.

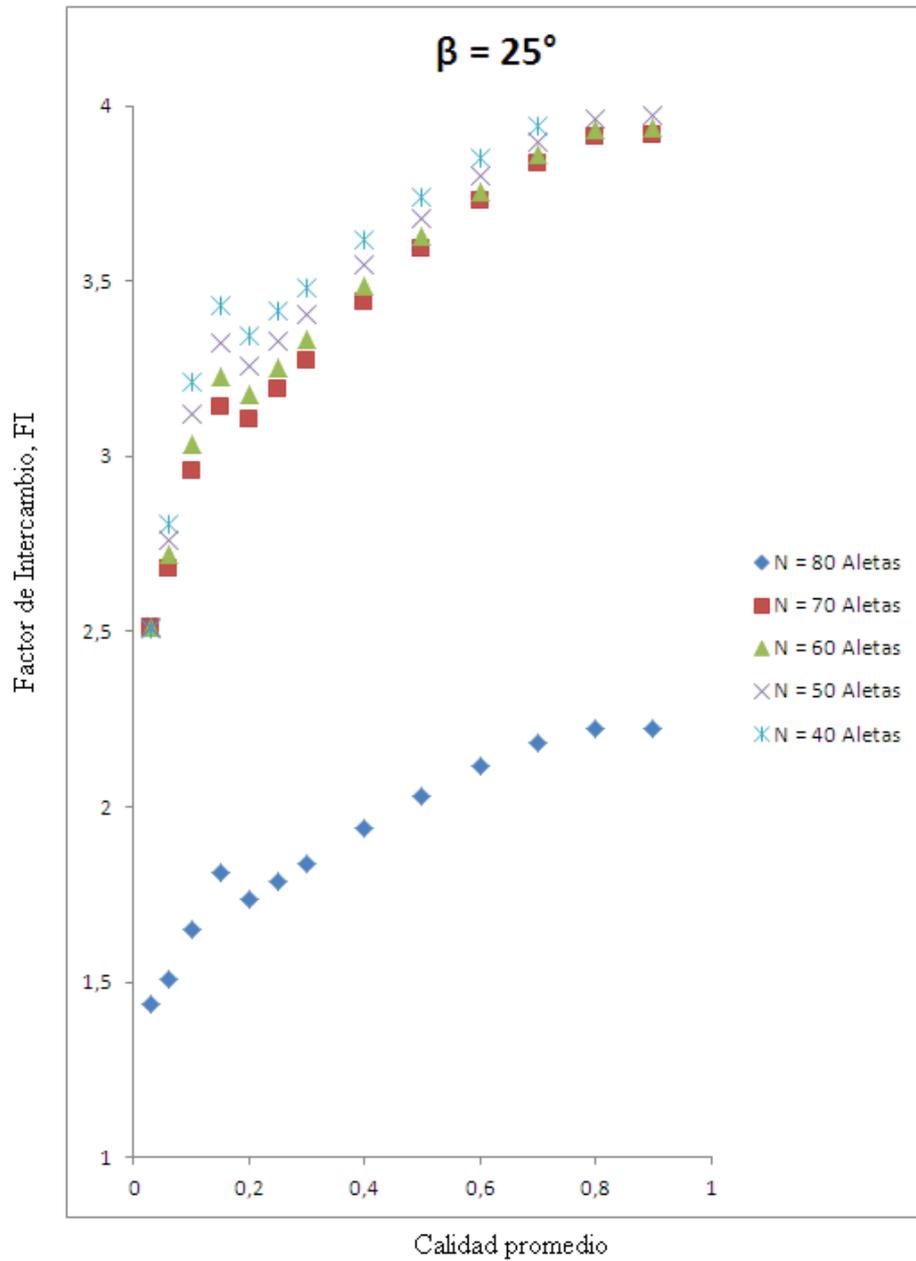


Figura 4.34. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del

R134a para  $\beta = 25^\circ$ . Fuente el autor.

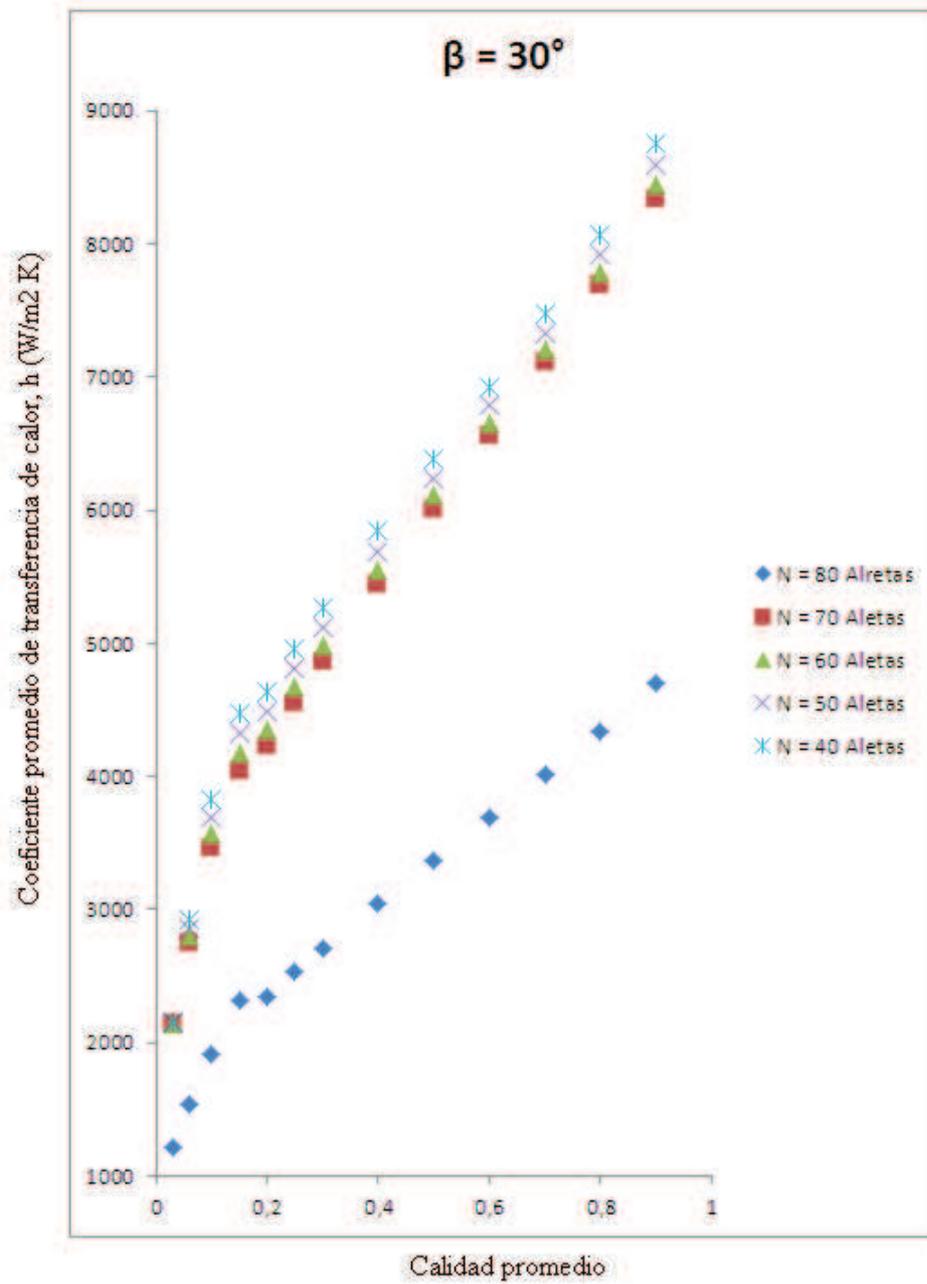


Figura 4.35. Efecto del número de aletas sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $\beta = 30^\circ$ . Fuente el autor.

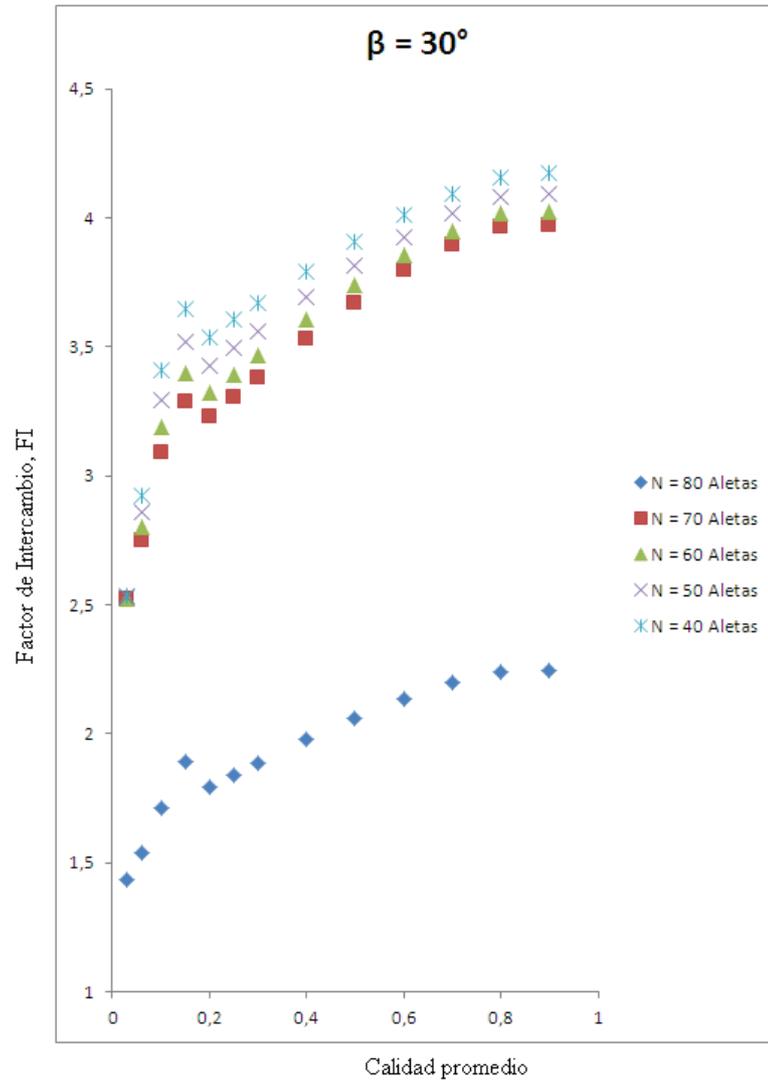


Figura 4.36. Efecto del número de aletas sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para  $\beta = 30^\circ$ . Fuente el autor.

En las figuras 4.31 a la 4.36 se observa que el coeficiente de transferencia de calor es mayor en los tubos con menor número de aletas durante toda la

condensación. El tubo con 80 aletas sigue presentando un factor de intercambio muy baja comparado con los otros tubos.

Posteriormente se procede a variar el ángulo de la hélice para un número de aletas constante y se obtienen resultados que se muestran en las Figuras 4.37 a la 4.46.

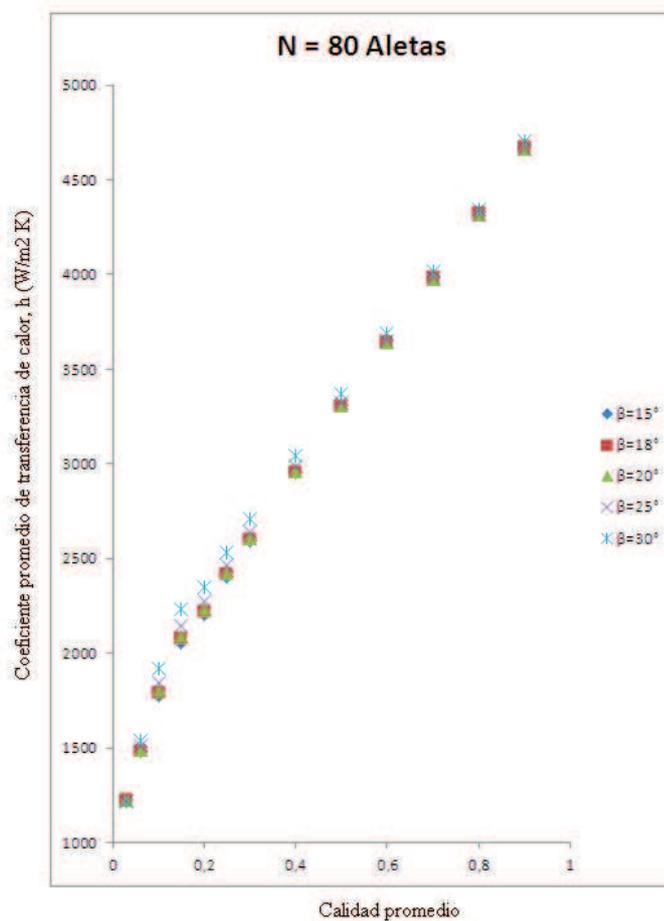


Figura 4.37. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 80 Aletas. Fuente el autor.

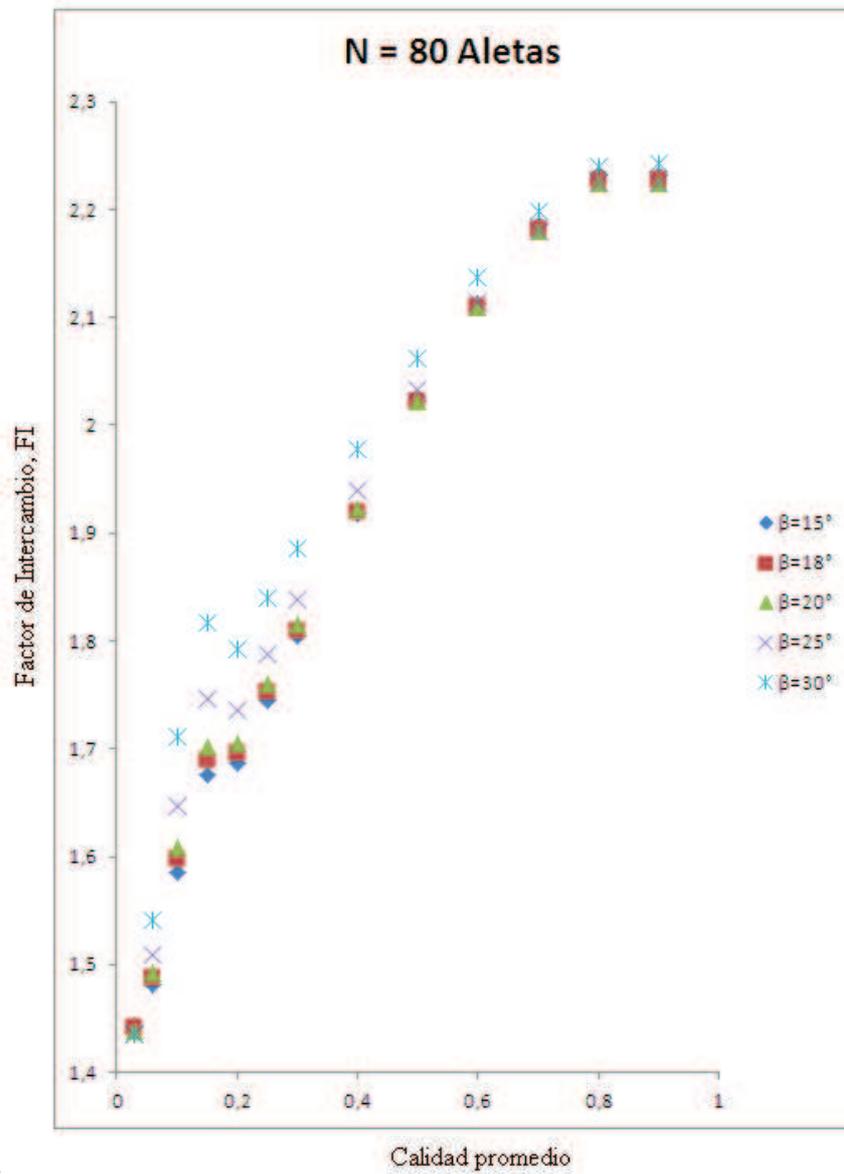


Figura 4.38. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 80 Aletas. Fuente el autor.

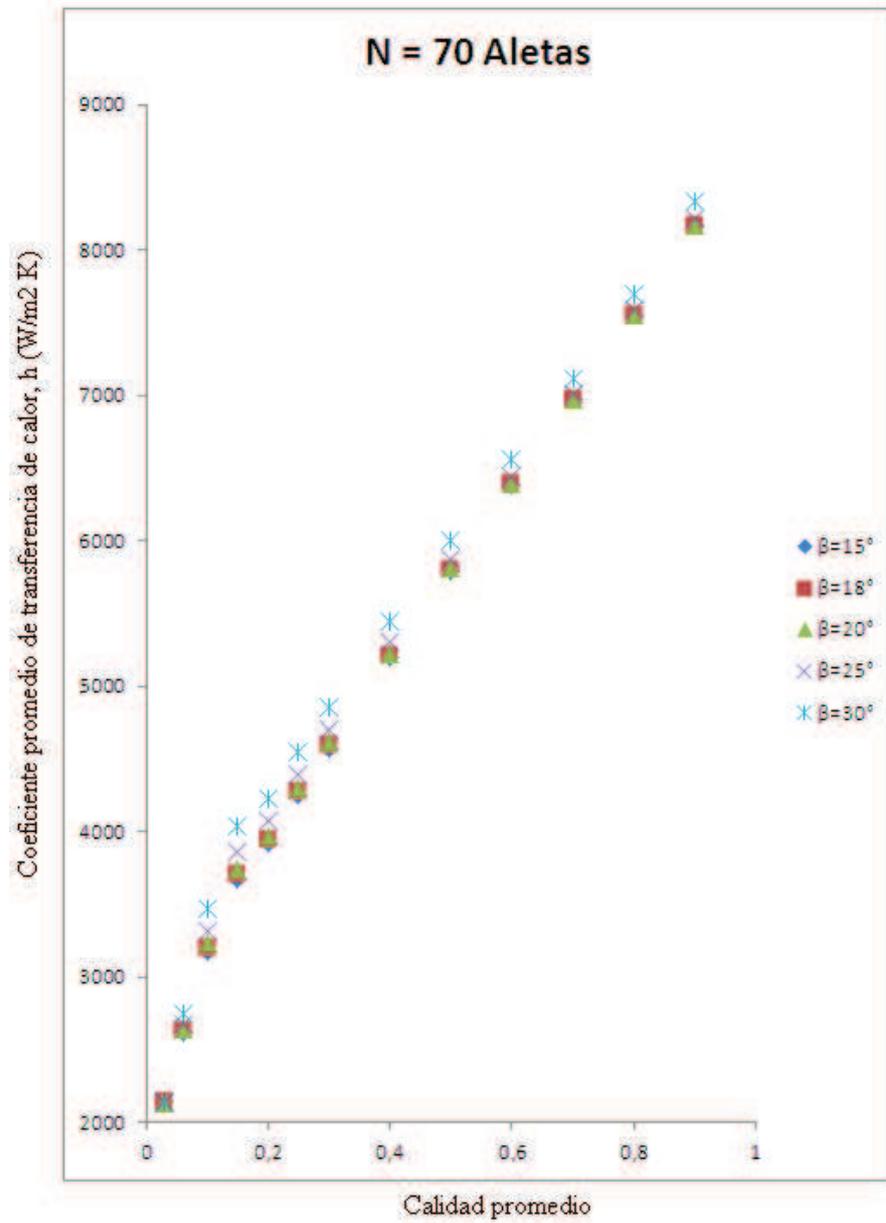


Figura 4.39. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $N = 70$  Aletas. Fuente el autor.

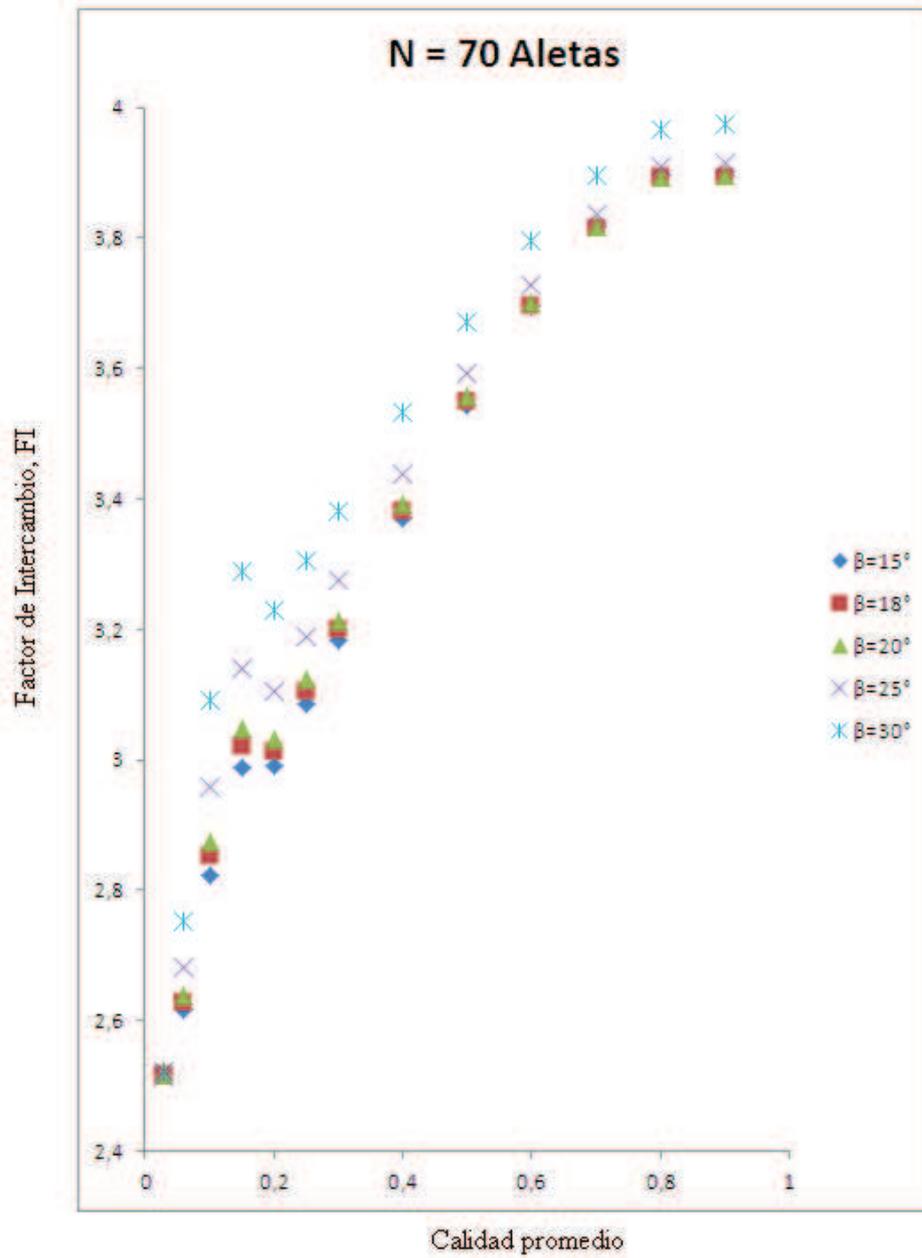


Figura 4.40. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del

R134a para N = 70 Aletas. Fuente el autor.

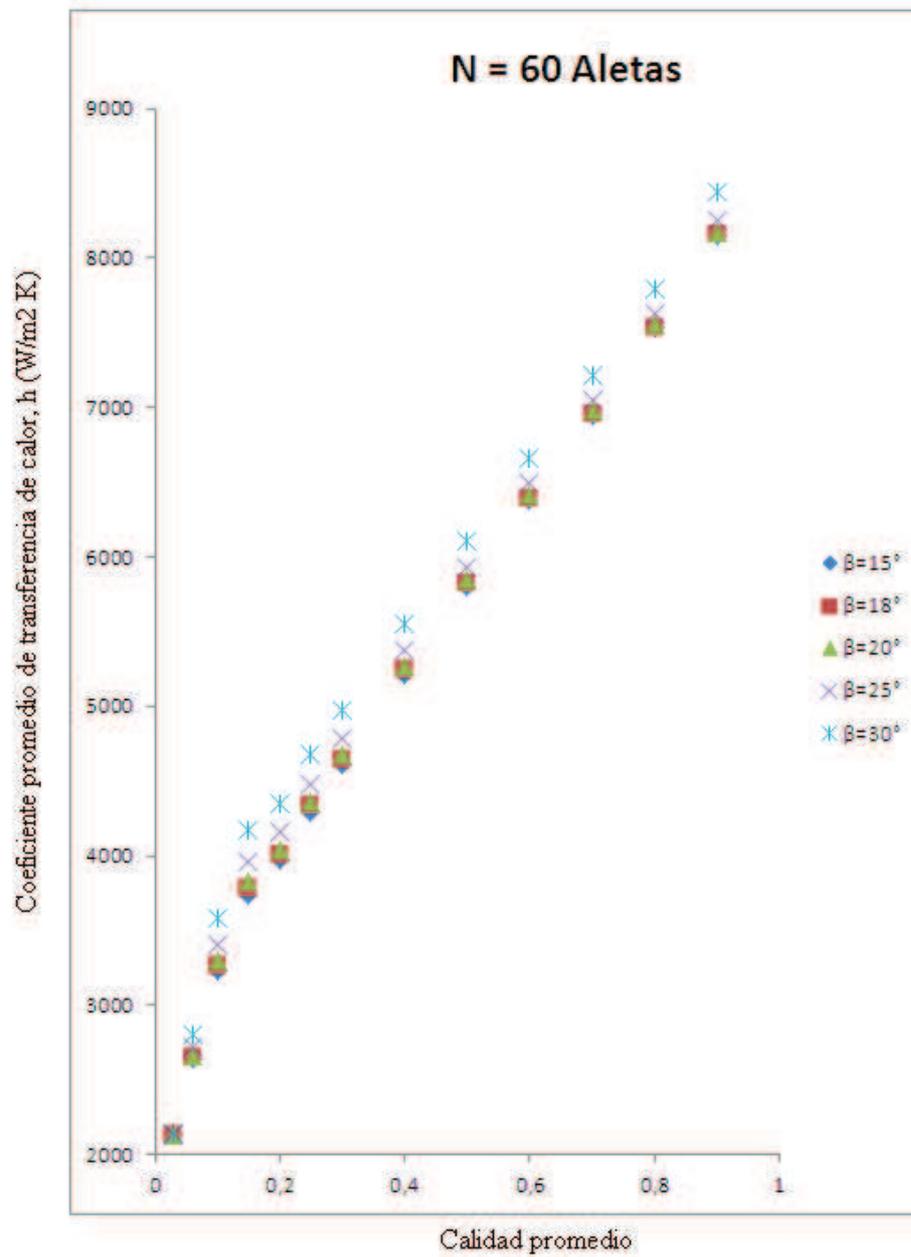


Figura 4.41. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para N = 60 Aletas. Fuente el autor.

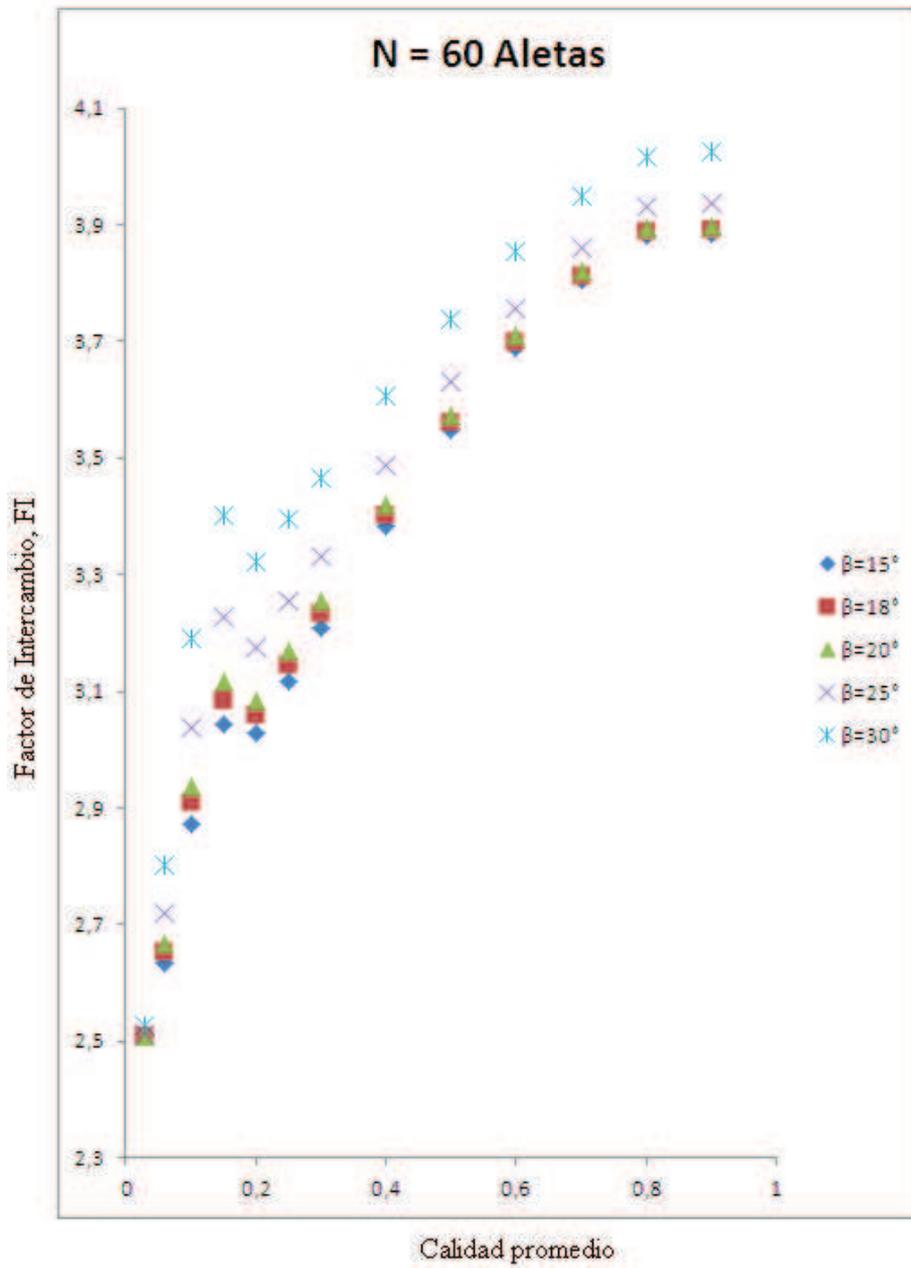


Figura 4.42. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del

R134a para  $N = 60$  Aletas. Fuente el autor.

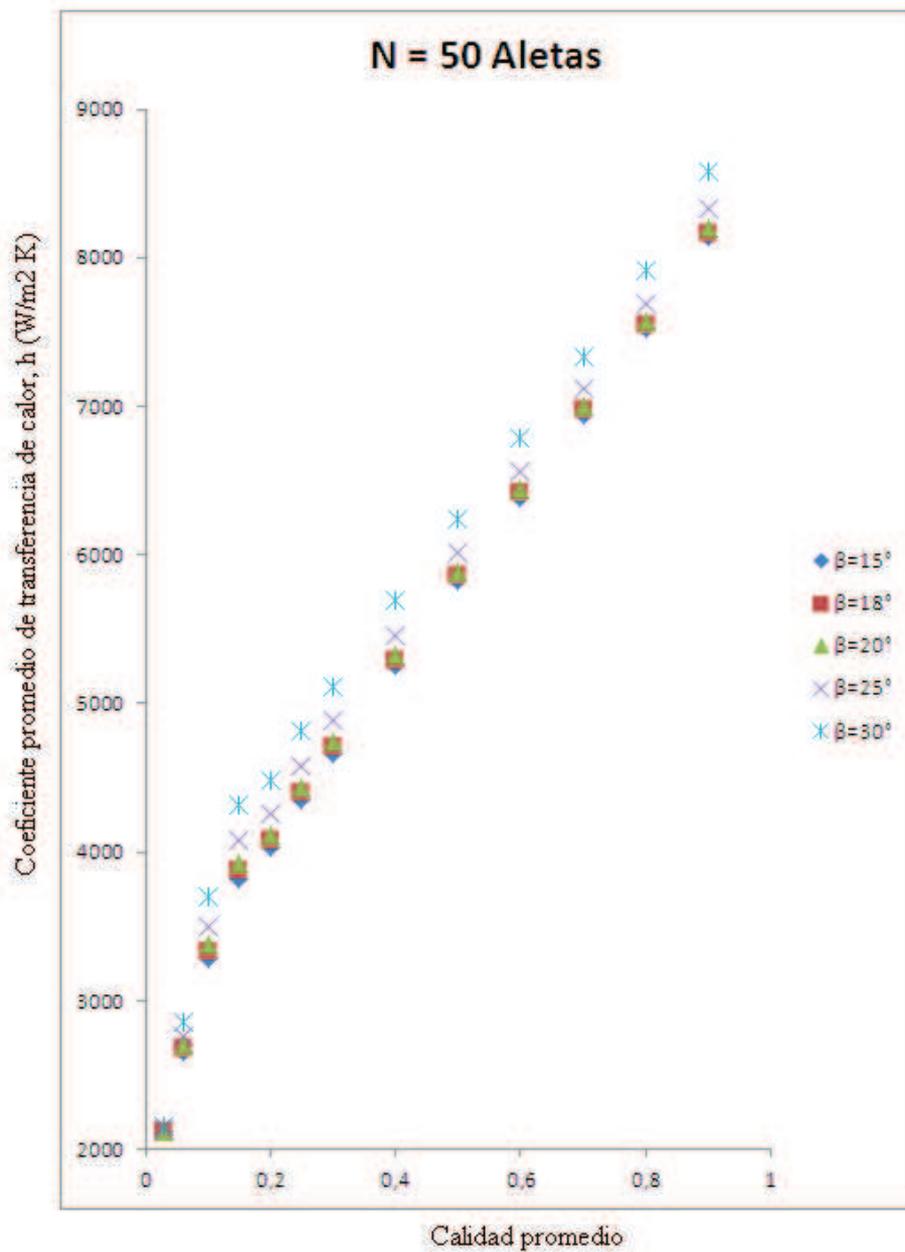


Figura 4.43. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $N = 50$  Aletas. Fuente el autor.

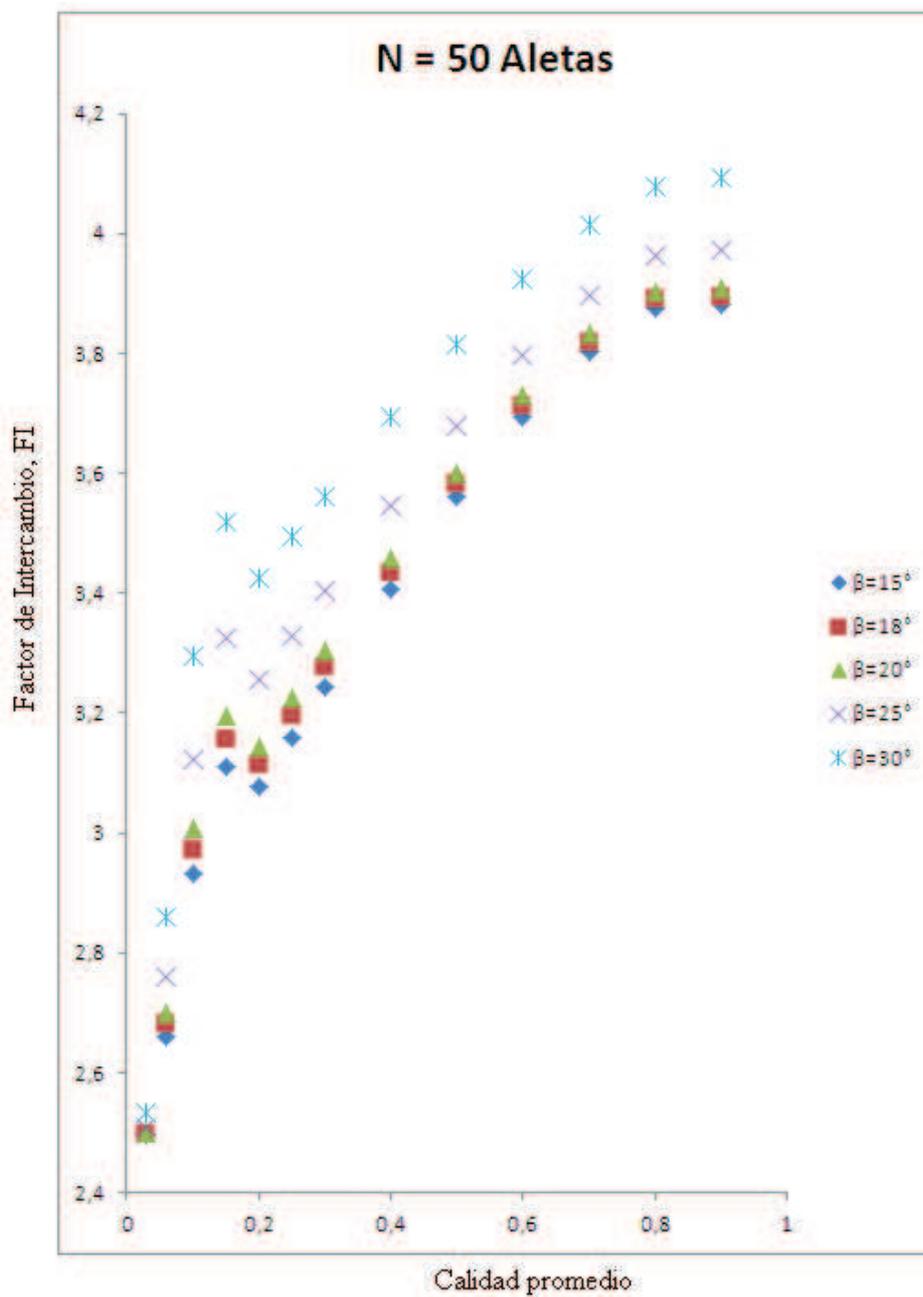


Figura 4.44. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 50 Aletas. Fuente el autor.

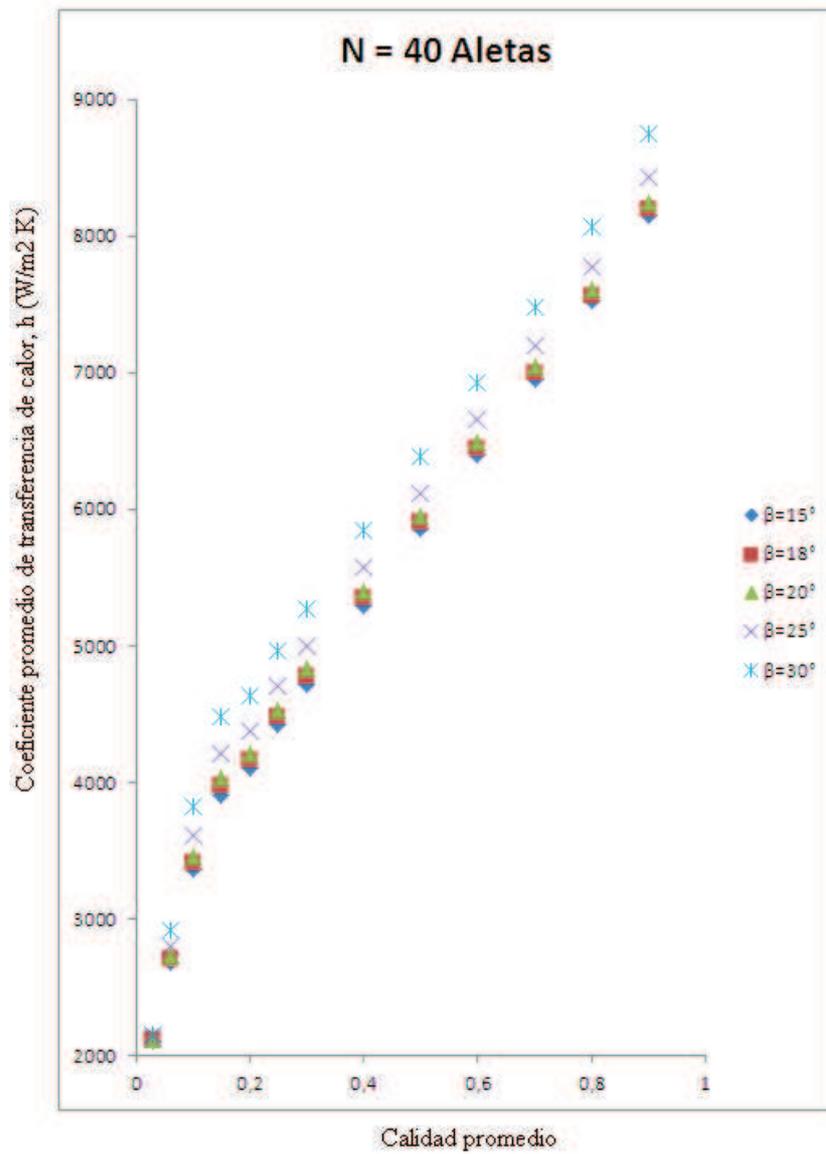


Figura 4.45. Efecto del ángulo de la hélice sobre el coeficiente promedio de transferencia de calor para la condensación del R134a para  $N = 40$  Aletas. Fuente el autor.

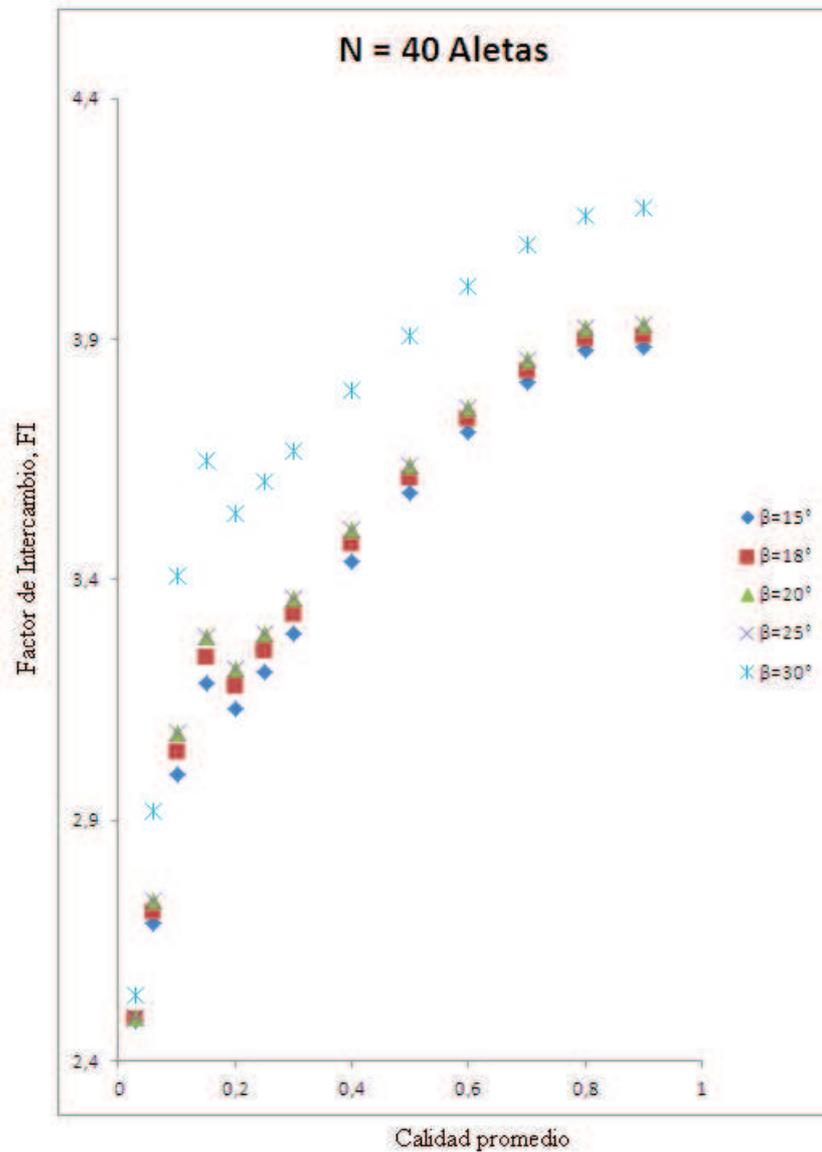


Figura 4.46. Efecto del ángulo de la hélice sobre el factor de intercambio para la condensación del R134a para N = 40 Aletas. Fuente el autor.

La figura 4.47 muestra la relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el número de aletas y la figura 4.48 la relación entre el coeficiente de transferencia

de calor y el ángulo de la hélice durante la condensación del refrigerante R134a. Ambas figuras representan un aporte en esta investigación ya que pueden usarse para el diseño de tubos con aletas internas helicoidales para evaporadores y condensadores en equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire.

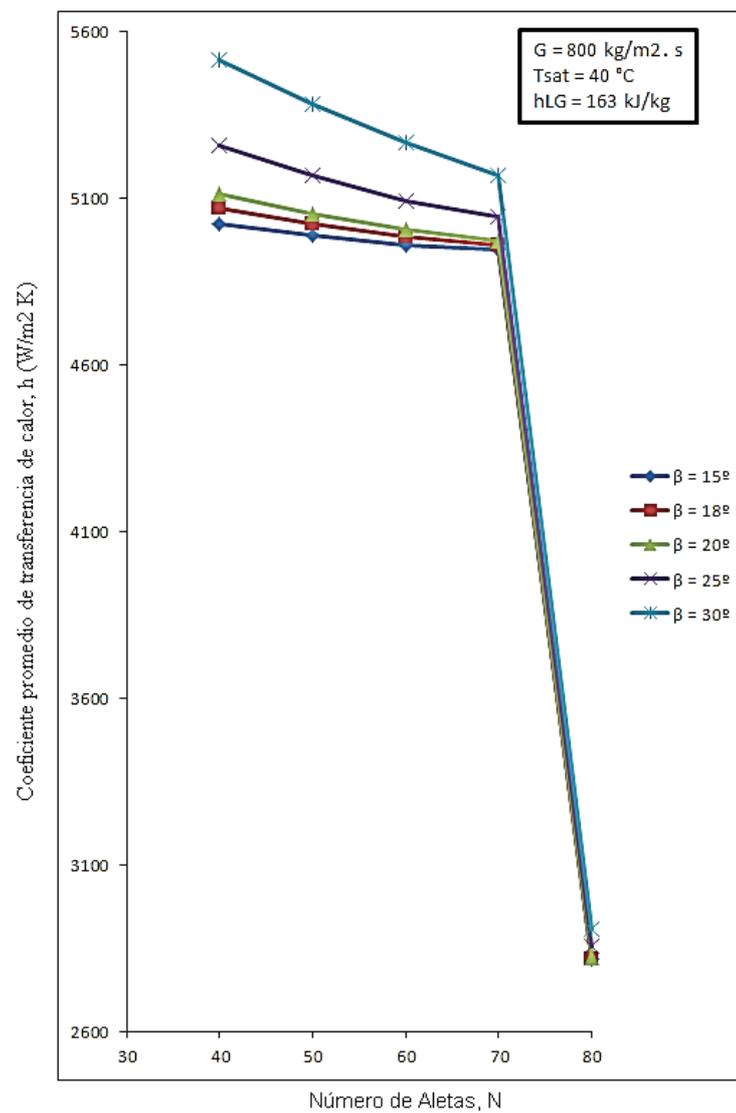


Figura 4.47. Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el número de aletas durante la condensación del R134a. Fuente el autor.

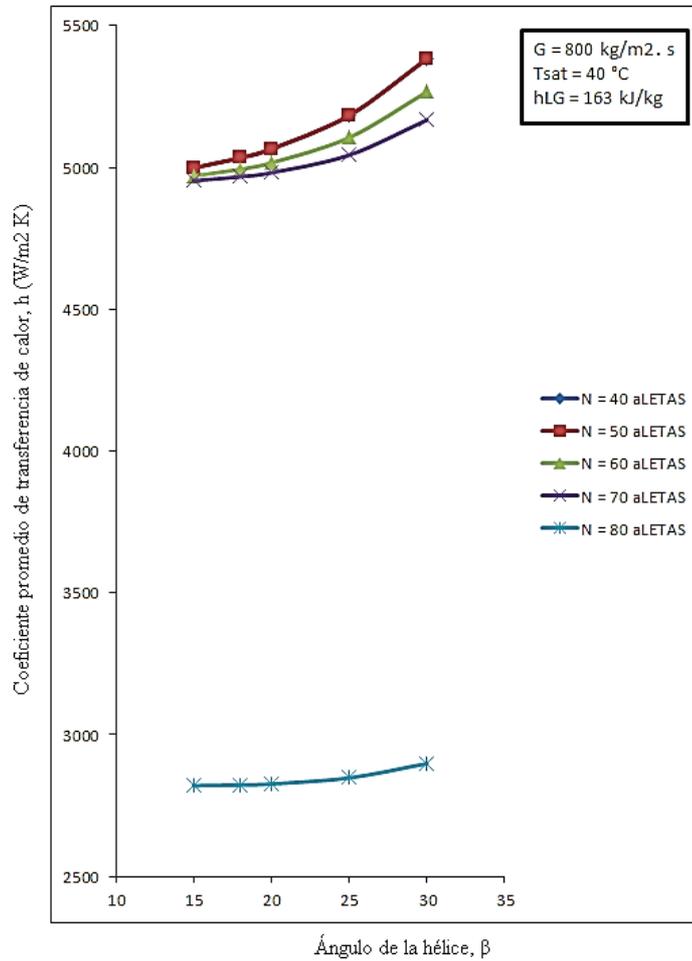


Figura 4.48. Relación entre el coeficiente de transferencia de calor y el ángulo de la hélice durante la condensación del R134a. Fuente el autor.

#### 4.6 Discusión de resultados

El modelo de Evaporación de Jittraporn muestra un incremento en el coeficiente promedio de transferencia de calor en la medida que disminuye el número

de aletas para ángulos de hélice constante, además de que se obtienen mayores factores de intercambio en la medida que incrementa el ángulo de la hélice tal como lo muestran las figuras 4.25 a la 4.34. De manera análoga se puede observar que para un número de aletas constante se obtienen mayores factores de intercambio con mayores ángulos de hélice tal como lo muestran las figuras 4.35 a la 4.44.

Durante la evaporación del R134a de acuerdo al modelo de Jittraporn se observó el mayor factor de intercambio para un tubo con 40 aletas y 30° de ángulo de hélice.

En el modelo de Cavallini, durante la condensación del R134a se observó que el tubo con 80 aletas para cualquier ángulo de hélice muestra un factor de intercambio muy por debajo respecto a los otros tubos con microaletas. Este comportamiento puede ser debido a dos cosas: o las correlaciones de Cavallini no predicen con exactitud el coeficiente promedio de transferencia de calor para 80 aletas, o el modelo si lo predice sólo que por arriba de 80 aletas, el coeficiente convectivo tiende a bajar como consecuencia de que parte del líquido que se está formando durante la condensación queda atrapado entre las aletas y esto tiende a disminuir la velocidad de transferencia de calor.

Al inicio de la condensación (entre 100% y 50% de calidad promedio) y para ángulos de hélice de 15°, 18° y 20° se observa una coincidencia en el factor de

intercambio para 40, 50, 60 y 70 aletas, mientras que al final de la condensación (entre 50% y 0%) el factor de intercambio se incrementa ligeramente con la disminución del número de aletas. El mayor factor de intercambio se obtiene para un tubo con 40 aletas y ángulo de hélice de 30° de acuerdo a este modelo.

La figura 4.47 muestra que en la medida que se incrementa el ángulo de la hélice y se disminuye el número de aletas se mejora la velocidad de transferencia de calor.

## CAPITULO V

### 5.1 Conclusiones

Se realizó una amplia revisión bibliográfica relacionada con estudios experimentales y teóricos relacionados con la transferencia de calor durante la evaporación y condensación de refrigerantes dentro de tubos con aletas internas helicoidales. Esta investigación documental permitió analizar las correlaciones que predicen el coeficiente de transferencia de calor por convección y escoger un modelo para evaporación y uno para condensación utilizando refrigerante R134a.

Se estudió el proceso de transferencia de calor en flujo bifásico (condensación y evaporación) y se definieron las ecuaciones de conservación de la masa, energía y cantidad de movimiento para flujo bifásico.

De los trabajos experimentales revisados durante la evaporación del refrigerante R134a se seleccionaron las correlaciones obtenidas por Jittraporn [11] y para la condensación las obtenidas por Cavallini [4]. Ambos modelos presentan correlaciones para flujo anular y para el estratificado ondulado. El modelo de Cavallini fue validado con alrededor de 3115 datos experimentales medidos en diferentes laboratorios independientes de todo el mundo incluyendo diversas geometrías en el interior del tubo.

Se establecieron las ecuaciones que permiten relacionar la geometría del tubo con aletas internas de forma helicoidal. Esto permite simular tubos de diferentes diámetros.

Se usó como herramienta computacional para realizar la simulación una hoja de cálculo, donde se introdujeron las correlaciones obtenidas por Jittraporn (Evaporación) y Cavallini (Condensación) y se obtuvieron las gráficas que permitieron evaluar el coeficiente promedio de transferencia de calor y el factor de intercambio manipulando las variables número de aletas y ángulo de hélice.

Para la condensación del refrigerante R134a la simulación se realizó para un flujo másico de  $800 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$  y temperatura de saturación del refrigerante de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Los resultados indicaron que a partir de 70 aletas se obtienen bajos factores de intercambio, entre 1,5 y 2,3, mientras que por debajo el factor de intercambio promedio esta entre 2,5 y 4,2. De igual forma se observó que a medida que se incrementa el ángulo de la hélice, el coeficiente de transferencia de calor por convección se hace mayor para los tubos con menos aletas, pero ocurre lo contrario en los tubos con 15 y 18 grados de ángulo de hélice aunque sólo al inicio de la condensación.

La evaporación también se realizó con un flujo másico de  $800 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  y temperatura de saturación de  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  y flujo de calor constante de  $10 \text{ kW/m}^2$ . Variando el ángulo de la hélice entre  $15$  y  $30^\circ$  y manteniendo constante el número de aletas se consiguieron los mayores factores de intercambio con el menor número de aletas. Se observó que el coeficiente de transferencia de calor va disminuyendo en la medida que el refrigerante se va evaporando, siendo para un ángulo de hélice de  $\beta = 30^\circ$  donde se consigue la mayor transferencia de calor. Manteniendo constante el ángulo de la hélice y variando el número de aletas se consigue un comportamiento similar al explicado anteriormente.

## **5.2 Recomendaciones.**

La simulación realizada en esta investigación consistió en introducir las correlaciones que predicen el comportamiento de la transferencia de calor dentro de tubos con aletas internas manipulando las variables ángulo de hélice y número de aletas. Se recomienda estudiar la influencia manipulando otras variables geométricas como son: ángulo de la espira, paso, diámetro interno y espesor de tubo, así como también variables físicas como son flujo másico de refrigerante y temperatura de saturación. Para el caso de la evaporación se puede estudiar la influencia variado el flujo de calor.

Como se mencionó a lo largo de la investigación la simulación se realizó usando una hoja de cálculo. Se recomienda usar otras herramientas de cálculo matemático computarizado más avanzado como por ejemplo MatLab. Esta última permitiría manipular todas las variables físicas y geométricas al mismo tiempo tratando de conseguir la configuración de aletas internas más óptima.

### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Schlager L. M., Pate M. B., Bergles A. E. (1990), Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12,7 mm micro-fin tubes with refrigerant 22. *J. Heat Transfer*, Vol 112, pp. 1041-1045.
- [2] Chamra L. M., Webb R. L., Randlett M. R. (1995), “Advanced micro-fin tubes for evaporation” *Int J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, N° 9, pp 1827-1830.
- [3] Chamra L. M., Webb R. L., Randlett M. R. (1995), “Advanced micro-fin tubes for condensation.” *Int J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, N° 9, pp 1839-1846.
- [4] Han D., Lee K. (2005). “Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalti factors in four icrofin tubes”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Volumen48. Páginas 3804-3816.
- [5] Bukasa J., Liebenber L., Meyer J. P. (2005), "Influence of Spiral Angle on Heat Transfer during Condensation insida Spiralled Micro-finn Tubes”, *Heat Transfer Engineering*, Volumen 26, N° 7. Páginas 11 – 21.
- [6] Chen Q., Amano R. S., Xin M. D. (2005), “Experimental study of R134A condensation heat transfer inside the horizontal micro-fin tubes”. *Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp 785-791.
- [7] Zdaniuk G., Chamra L., Mago P. (2007). “Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes” *Experimental Thermal and Fluid Science*. *Experimental Thermal and Fluid Science*.
- [8] García Valladares Octavio (2000), Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión, Universidad Politécnica de Catalunya.
- [9] Kuo C., Wang C. (1996). “In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube”. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Volumen 39, N° 12. Páginas 2559-2569.
- [10] Incropera F., DeWitt D. (1999), *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Prentice Hall. México.
- [11] Cengel Y. (2004). *Transferencia de Calor*. McGraw-Hill Interamericana. México.

[12] Jittraporn W., Thipjak N. y Somchai W. (2002), Performance of smooth and micro-fin tubes in high mass flux region of R-134a during evaporation. Heat and Mass Transfer. Vol 40, pp 425-435.

[13] Chaddock K., Noerager J. (1966). Evaporation of refrigerant 12 in horizontal tube with constant wall heat flux. ASHRAE Transactions 88, pp 351-358.

[14] Doretto L., Fantini F., Zilio C. (2005). "Flow patterns during condensation of three refrigerants: microfin vs smooth tube". Proceeding of II International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Vicenza, SGE Paduva, Italy.

[15] Cavallini A., G. Censi, D. Del Col, L. Doretto, G. Longo, L. Rossetto, C. Zilio. (2002). "Experimental heat transfer coefficient and pressure drop during condensation of R22 and R407C inside a horizontal microfin tube. Proceeding of International Heat Transfer Conference. August 18-23, Grenoble, France.

[16] Cavallini A., D. Del Col, L. Doretto, S. Mancin, L. Rossetto, C. Zilio. (2006). "Visualization of the heat transfer enhancement during condensation in a microfin tube. Proceeding of FEDSM2006, ASME Joint U.S. 17-20 July, Miami, Florida, US.

[17] Cavallini, A., D. Del Col, S. Mancin, L. Rossetto. (2009). "Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure". International Journal of Refrigeration, Vol 32, pp 160-174.

[18] Kraus A., A. Abdul. (2001). Extended surface heat transfer. John Wiley y Sons INC: Canada.

[19] Kays, W. M., y M. E. Crawford, (1980), Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill Book Company. USA.