

MODELADO Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO
EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ALETAS Y TUBOS



EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2013

MODELADO Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO
EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ALETAS Y TUBOS

EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de

Magister en Ingeniería Mecánica

Director: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2013

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga 24 de mayo de 2013

A Dios

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para poder cumplir esta meta.

A mis padres Blanca y José(†)

Por todo el apoyo incondicional que me han dado, porque fueron el pilar fundamental de todo lo que soy, de toda mi educación.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa sus agradecimientos a:

El profesor David Alfredo Fuentes, por la dirección, sugerencias y contribuciones que permitieron la culminación del proyecto.

La Universidad Industrial de Santander, a través de la Escuela de Ingeniería Mecánica por permitirme realizar este Magister.

Grupo de Investigación en Energía y Medio Ambiente - GIEMA, por haberme acogido en el grupo.

Y a todas aquellas personas que de una u otra manera contribuyeron al desarrollo del proyecto.

ÍNDICE GENERAL

	pág
INTRODUCCIÓN	22
1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	24
1.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR	24
1.1.1 Intercambiadores de calor de aletas y tubos.	26
1.2 FLUJO EN DOS FASES.	28
1.3 ANTECEDENTES	31
1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	33
1.5 JUSTIFICACIÓN	37
1.6 OBJETIVOS	38
1.6.1 Objetivo General	38
1.6.2 Objetivos Específicos	38
2 MODELADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	40
2.1 MODELO MATEMÁTICO	40
2.1.1 Ecuaciones que rigen en el lado del refrigerante.	41
2.1.1.1 Ecuación de conservación de la masa.	42
2.1.1.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.	42
2.1.1.3 Ecuación de conservación de la energía.	52
2.1.2 Ecuaciones que rigen en el lado del aire.	59
2.1.2.1 Ecuación de conservación de la masa.	61
2.1.2.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.	61
2.1.2.3 Ecuación de conservación de la energía.	63
2.1.3 Ecuaciones que rigen al tubo aleteado.	66

2.1.3.1	Ecuación de conservación de la energía.	67
2.1.4	Ecuaciones que rigen a los codos.	67
2.1.4.1	Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.	67
2.1.4.2	Ecuación de conservación de la energía.	69
2.2	MODELO NUMÉRICO	69
2.2.1	Mallado del intercambiador.	69
2.2.1.1	Discretización.	71
2.2.2	Configuración de los circuitos.	74
2.2.2.1	Descripción de los circuitos mediante la teoría de grafos.	74
2.2.3	Tubos de confluencia o división del refrigerante.	80
2.2.3.1	Nodo donde confluye más de un tubo	80
2.2.3.2	Nodo donde se divide a más de un tubo.	81
2.2.4	Distribución del refrigerante.	81
2.2.5	Algoritmos	82
2.2.5.1	Cálculo de todo el intercambiador.	82
2.2.5.2	Cálculo de propiedades de los fluidos.	83
2.2.5.3	Cálculo de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor.	83
2.2.5.4	Cálculo de la distribución del refrigerante.	85
2.2.6	Programación de las clases	85
2.2.6.1	Clase Intercambiador.	86
2.2.6.2	Clase Celdas.	87
2.2.6.3	Clase CaidaPresion.	87
2.2.6.4	Clase CoeficienteTransferenciaCalor.	88
2.2.6.5	Clase Unidades.	89
2.2.6.6	Clase Xml.	89
2.2.7	Visualización de resultados con VTK	90
2.2.7.1	Formato datos de salida VTK.	91
2.2.8	Estructura de los datos de entrada y salida	93

2.2.8.1	Formato de los datos de entrada XML.	93
2.2.8.2	Formato datos de salida XML.	99
2.2.9	Simulación	102
2.3	AJUSTE GEOMÉTRICO	107
2.3.1	Suposiciones del modelo	107
2.3.2	Consideraciones cuando existe cambio de fase del refrigerante.	107
2.3.2.1	Cuando existe evaporación.	107
2.3.2.2	Cuando existe condensación.	109
2.3.3	Consideraciones cuando existe condensación de vapor en el lado aire.	110
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	112
3.1	DEFINICIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO.	114
3.1.1	Condensador.	114
3.1.2	Evaporador.	117
3.2	RESULTADOS OBTENIDOS Y COMPARACIÓN.	120
3.2.1	Condensador.	120
3.2.2	Evaporador.	124
4	CONCLUSIONES	132
5	RECOMENDACIONES	134
	BIBLIOGRAFÍA	135
	ANEXOS	139
A	CONDICIONES NORMALES DE OPERACION DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y ALETAS	139
B	DATOS PRUEBAS DE LABORATORIO	140

ÍNDICE DE FIGURAS

	pág
Figura 1	Clasificación de los intercambiadores de calor según la disposición del flujo. 24
Figura 2	Clasificación de los intercambiadores de calor según la geometría de construcción. 25
Figura 3	Clasificación de los intercambiadores de calor según el mecanismo de transferencia de calor. 26
Figura 4	Intercambiador de calor de aletas y tubos. 27
Figura 5	Ejemplos de tipos de aletas. 27
Figura 6	Esquema de un tubo del intercambiador de calor de aletas y tubos. 28
Figura 7	Patrones de flujo en cambio de fase en un tubo horizontal. . . 29
Figura 8	Patrones de flujo durante la evaporación en un tubo horizontal. 29
Figura 9	Patrones de flujo durante la condensación en un tubo horizontal. 30
Figura 10	Cambio del coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación. 30
Figura 11	Comparación de correlaciones durante la condensación. . . . 31
Figura 12	Procesos de evaporación y condensación 34
Figura 13	Rutas de flujo intercambiador de calor. 35
Figura 14	Múltiple paso de tubos. 36
Figura 15	Comportamiento múltiple paso de tubos. 36
Figura 16	Aplicaciones industriales de los intercambiadores de calor. . . 37
Figura 17	Análisis fluido interno. 41

Figura 18	Análisis de la Temperatura del fluido interno.	52
Figura 19	Análisis fluido externo.	59
Figura 20	Aletas planas (Plain).	60
Figura 21	Aletas onduladas (Wavy).	60
Figura 22	Aletas tipo persiana (Slit).	61
Figura 23	Análisis tubo aleteado.	66
Figura 24	Diagrama del codo.	67
Figura 25	Mallado del intercambiador de calor.	70
Figura 26	Volumen de control.	70
Figura 27	Identificación de los volúmenes de control.	71
Figura 28	Discretización volumen de control refrigerante.	72
Figura 29	Discretización volumen de control aire.	73
Figura 30	Esquema del intercambiador de calor de ejemplo.	75
Figura 31	Grafo de conexionado de los tubos.	75
Figura 32	Matriz adjunta del ejemplo propuesto.	77
Figura 33	Grafo de conexionado de los caminos.	78
Figura 34	Estructura de datos para el nodo.	79
Figura 35	Estructura de datos para el camino.	79
Figura 36	Diagrama de flujo cálculo del intercambiador.	82
Figura 37	Diagrama de flujo cálculo de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor.	84
Figura 38	Diagrama de flujo distribución del refrigerante.	85
Figura 39	Diagrama de herencia clase Intercambiador.	86

Figura 40	Diagrama de herencia clase Celda.	87
Figura 41	Diagrama de herencia clase CaidaPresion.	88
Figura 42	Diagrama de herencia clase CoeficienteTransferenciaCalor.	89
Figura 43	Diagrama de herencia clase Unidades.	89
Figura 44	Diagrama de herencia clase Xml.	90
Figura 45	Proceso para la visualización en VTK.	90
Figura 46	Implementación para visualización de resultados VTK.	91
Figura 47	Ejemplo del elemento PolyData.	92
Figura 48	Equivalencia de los datos XML.	94
Figura 49	Estructura Documento.	95
Figura 50	Estructura Fluidos.	95
Figura 51	Estructura Propiedades.	97
Figura 52	Estructura Topologia.	97
Figura 53	Estructura Correlación.	98
Figura 54	Estructura Ajustes.	98
Figura 55	Estructura Configuración.	99
Figura 56	Estructura Resultados.	99
Figura 57	Estructura datos de calor.	100
Figura 58	Estructura datos de las rutas.	101
Figura 59	Estructura datos de los caminos.	101
Figura 60	Estructura datos de los tubos.	101
Figura 61	Estructura datos de las celdas.	102

Figura 62	Programa para la simulación de intercambiadores de tubos y aletas.	103
Figura 63	Programa del simulador con información del intercambiador. . .	104
Figura 64	Mallado de los tubos y los fluidos.	105
Figura 65	Programa del simulador con resultados del intercambiador. . .	106
Figura 66	Resultados de la simulación.	106
Figura 67	Inicio de la evaporación.	108
Figura 68	Finalización de la evaporación.	108
Figura 69	Inicio de la condensación.	109
Figura 70	Finalización de la condensación.	109
Figura 71	Esquema de enfriamiento con deshumidificación.	110
Figura 72	Ejemplos de circuitos validados.	113
Figura 73	Esquema de la infraestructura usada en las pruebas de Lee. .	114
Figura 74	Configuración de los circuitos utilizados en las pruebas. . . .	115
Figura 75	Esquema del laboratorio de la NIST.	117
Figura 76	Intercambiador de tubos y aletas de las pruebas del evaporador.	118
Figura 77	Esquema de los conexiónado del intercambiador de las pruebas.	118
Figura 78	Comparación de los datos simulados con los datos experimentales del condensador	121
Figura 79	Valor de errores obtenidos para el condensador (Ge).	121
Figura 80	Resultados de errores obtenidos para el condensador.	122
Figura 81	Comparación de errores obtenidos para el condensador con otros autores.	123
Figura 82	Resultados obtenidos para el condensador.	124

Figura 83	Comparación de los datos simulados con los datos experimentales del evaporador.	125
Figura 84	Comparación del porcentaje de error de la simulación del evaporador con otros autores.	126
Figura 85	Comparación del calor simulado del evaporador con otros autores.	127
Figura 86	Resultados obtenidos para el evaporador(W020225B).	128
Figura 87	Resultados obtenidos para el evaporador(W020228A).	129
Figura 88	Resultados obtenidos para el evaporador(W020207B).	130
Figura 89	Resultados obtenidos para el evaporador(W020301A).	131

ÍNDICE DE TABLAS

	pág
Tabla 1 Ecuaciones de transporte.	40
Tabla 2 Dimensiones del intercambiador.	115
Tabla 3 Resumen de las condiciones de operación del condensador. . .	116
Tabla 4 Resumen de las condiciones de operación del evaporador. . . .	119
Tabla 5 Comparación de los resultados del condensador.	120
Tabla 6 Comparación de los resultados del evaporador.	124

GLOSARIO

α	Coeficiente de transferencia de calor por convección
α_{ref}	Coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante
Δp	Caída de presión
Δp_a	Caída de presión por efecto de la aceleración
ΔP_f	Caída de presión por efecto de la fricción
Δp_g	Caída de presión por efecto de la gravedad
Δp_l	Caída de presión en fase líquida
δ	Espesor del tubo
\dot{m}	Flujo másico
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor
ϵ	Rugosidad
Re_f	Número de Reynolds para la fase líquida
Re_g	Número de Reynolds para la fase gaseosa
μ_g	Viscosidad dinámica en fase gaseosa
μ_l	Viscosidad dinámica en fase líquida
Φ	Factor multiplicador flujo en dos fases
ϕ	Ángulo del codo en grados sexagesimales
ρ_g	Densidad fase gaseosa
ρ_H	Densidad homogénea
ρ_l	Densidad fase líquida
ρ_{ref}	Densidad del refrigerante

ε	Parámetro de fracción de vacío
ε_1	Parámetro de fracción de vacío a la entrada
ε_2	Parámetro de fracción de vacío a la salida
ξ	Factor de fricción de Darcy
A_{int}	Área superficial interna del tubo
c_p	Calor específico a presión constante
D_i	Diámetro interno
D_e	Diámetro equivalente
f	Factor de fricción de Fanning
f_c	Factor de fricción en sector circular
f_f	Factor de fricción de Fanning para la fase líquida
f_g	Factor de fricción de Fanning para la fase gaseosa
f_s	Factor de fricción en sector recto
G	Flujo másico por unidad de área
g	Gravedad
h	Entalpía
h_{lg}	Entalpía de vaporización
h_{ref}	Entalpía del refrigerante
j	Factor de Colburn
K	Coeficiente de pérdida de presión
k	Coeficiente de transferencia de calor por conducción
k_l	Coeficiente de transferencia de calor por conducción en el líquido
k_{tubo}	Conductividad térmica del tubo

L	Longitud del tubo
Nu	Número de Nusselt
p_l	Presión del líquido
p_{sat}	Presión de saturación
Pr	Número de Prandtl
Pr_l	Número de Prandtl para fase líquida
R	Radio de curvatura del tubo
r	Radio interno del tubo
Re	Número de Reynolds
Re_{tp}	Número de Reynolds para dos fases
T_l	Temperatura de líquido
T_{sat}	Temperatura de saturación
T_w	Temperatura de pared del tubo
U	Coefficiente global de transferencia de calor
v_f	Volumen específico fase líquida
v_g	Volumen específico fase gaseosa
x	Calidad o título
X_{tt}	Parámetro de Lockhart-Martinelli
w	Velocidad del fluido

TITULO : MODELADO Y SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ALETAS Y TUBOS*

AUTOR : EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA**

PALABRAS CLAVES : Circuitos, Intercambiadores, Aletas y Tubos, Grafos, Modelado, Simulación.

RESUMEN

El presente trabajo tuvo como finalidad el desarrollo de una herramienta computacional para el modelado y simulación del comportamiento del flujo en los intercambiadores de calor de aletas y tubos. Debido a que el modelado de este tipo de intercambiadores de calor es función de muchas variables, se desarrolló un método flexible para el ingreso de datos del intercambiador por medio de archivos en formato XML, lo cual también facilitó que programas realizados por terceros pudieran generar la configuración del intercambiador. Con este método es posible ingresar cualquier topología de conexión de los tubos, dimensiones del intercambiador y condiciones de operación.

El cálculo de la caída de presión y coeficiente de transferencia de calor por el lado del aire y lado del refrigerante, están basados en correlaciones experimentales desarrolladas por diversos investigadores. Cuando existe cambio de fase en el refrigerante, los valores del coeficiente de transferencia de calor aumentan drásticamente.

La implementación del modelo se realizó por medio de la Programación Orientada a Objetos y específicamente se utilizó el lenguaje de programación C++. La descripción del conexionado de los tubos está basada en la teoría de grafos, la cual es una herramienta simple para la representación de las relaciones existentes entre datos, dispositivos o casi cualquier otra cosa, y en la actualidad juega un papel crucial en una gran cantidad de algoritmos desarrollados en la informática. El cálculo de las propiedades de los fluidos se realizó por medio de una interfase a las rutinas de cálculo de REFPROP® basado en la Programación Orientada a Objetos. Además también se hizo uso de las bibliotecas del Visualization ToolKit® (VTK), para la presentación gráfica de los resultados.

La validación del modelo se realizó con datos experimentales encontrados en la literatura, se validó de forma independientemente funcionando como evaporador y como condensador.

*Proyecto de Grado

**Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD

TITLE : MODELLING AND SIMULATION OF FLOW BEHAVIOR IN FIN-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS*

AUTHOR : EDWIN JESÚS CÓRDOBA TUTA**

KEYWORDS : Circuits, Heat Exchangers, finned tubes, Graphs, modeling, simulation.

ABSTRACT

In this work presents the development of a computational tool for modeling and simulation of flow in fin-and-tube heat exchangers. Since the modeling of such heat exchangers is a function of many variables, a flexible method was developed for data entry exchanger through XML files, which also facilitates programs made by third parties to generate the exchanger configuration. With this method it is possible to enter any connection of the tubes, exchanger dimensions and operating conditions.

Calculating the pressure drop and heat transfer coefficient by air side and coolant side are based on experimental correlations developed by various researchers. When there is phase change in the coolant, the values of heat transfer coefficient drastically increased.

Implementation of the model was performed by use of Object Oriented Programming and specifically used the programming language C++. The description of the connection of the tubes was based on graph theory, which is a simple tool for representing relationships between data, devices, or almost anything else, and currently plays a crucial role in a large number developed algorithms in computing. The calculation of fluid properties was made an interface to the calculation routines REFPROP® based on Object Oriented Programming. In addition also was used of the Visualization Toolkit® libraries (VTK) for the graphical presentation of the results.

Model validation was performed using experimental data found in the literature, independently validated so as to function as evaporator and condenser.

*Work Degree

**Faculty of Physical-mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Advisor: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son unos de los dispositivos más utilizados en plantas industriales, gran parte de los procesos involucran calentamiento o enfriamiento para la manipulación de materiales. Estos dispositivos permiten la transferencia de calor de un lado a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor de aletas y tubos son intercambiadores de superficies extendidas, donde los tubos son aleteados en la parte externa para aumentar el área de transferencia de calor. Estos tipos de intercambiadores son ampliamente usados en los sistemas de refrigeración, ya sea que funcionen como evaporador o condensador, por lo tanto en estos casos el intercambiador tendrá sectores de tubería donde habrá una mezcla de líquido y vapor de refrigerante. Debido a que la hidrodinámica y los aspectos relacionados a la transferencia de calor para flujo en dos fases no está bien entendida, como se entiende el flujo en una fase, las predicciones de caída de presión y coeficientes de transferencia de calor se realizan por medio de correlaciones empíricas, que han sido desarrolladas para ciertas condiciones de operación hidrodinámica y no se garantiza que se ajustan bien a todas las posibles condiciones de operación.

El aumento en el desempeño de los computadores ha hecho posible que el modelado y la simulación de diferentes fenómenos hayan tenido un gran crecimiento a nivel mundial. Durante muchos años existían modelos que describen los fenómenos que rigen el comportamiento del flujo de intercambiadores de calor, pero solo hasta estas últimas décadas se ha visto el auge de herramientas computacionales para tal fin.

Hay procesos donde no es posible usar directamente las metodologías tradicionales LMTD y ϵ -NTU para el cálculo de intercambiadores de calor, como es el caso en el que se presente cambio de fase en al menos uno de los fluidos, en este caso sería necesario dividir el intercambiador de calor en pequeños intercambiadores para poder realizar el análisis.

Debido a todo lo anterior se desarrolló un modelo de flujo para intercambiadores de calor de aletas y tubos que contempla el cambio de fase de por lo menos un fluido, transferencia de calor radial en los tubos y el efecto del comportamiento del flujo según la topología del intercambiador de calor. El modelo permite el cálculo de cualquier topología de conexionado de los tubos de una forma eficiente por medio de

la teoría de grafos. El ingreso de los datos del intercambiador de calor fue realizado a partir de archivos estructurados basado en el lenguaje de etiquetas XML.

El objetivo de la investigación fue modelar y simular el comportamiento del flujo en intercambiadores de calor de aletas y tubos en sistemas de refrigeración usando volúmenes finitos. Para esto fue necesario desarrollar un modelo del comportamiento del flujo del refrigerante y del aire, describir la estructura de distribución del flujo del refrigerante por medio de la teoría de grafos, discretizar el sistema de ecuaciones resultante utilizando el método de volúmenes finitos, implementar un código de computador para la simulación de intercambiadores de calor de aletas y tubos mediante la tecnología de Programación Orientada a Objetos y por último simular el comportamiento del flujo de intercambiadores de calor aletas y tubos con el fin de determinar el calor intercambiado, la caída de presión para cada fluido, la distribución del flujo y el desarrollo de propiedades termodinámicas y de transporte.

Este documento se encuentra dividido en cinco capítulos: en el capítulo 1 se presenta la descripción del problema, inicialmente se hace una breve introducción acerca de los intercambiadores de calor y flujo en dos fases, para posteriormente describir los antecedentes, el planteamiento del problema, la justificación y los objetivos de la investigación; en el capítulo 2 se trata el tema del modelado del intercambiador de calor, donde se plantea el modelo matemático, modelo numérico y las suposiciones tenidas en cuenta en la construcción del modelo; en el capítulo 3 se presenta los resultados y discusión, en esta parte el modelo propuesto es validado por medio de datos experimentales de un evaporador y de un condensador encontrados en la literatura; y para finalizar en los capítulos 4 y 5 se exponen las conclusiones y recomendaciones de la investigación.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

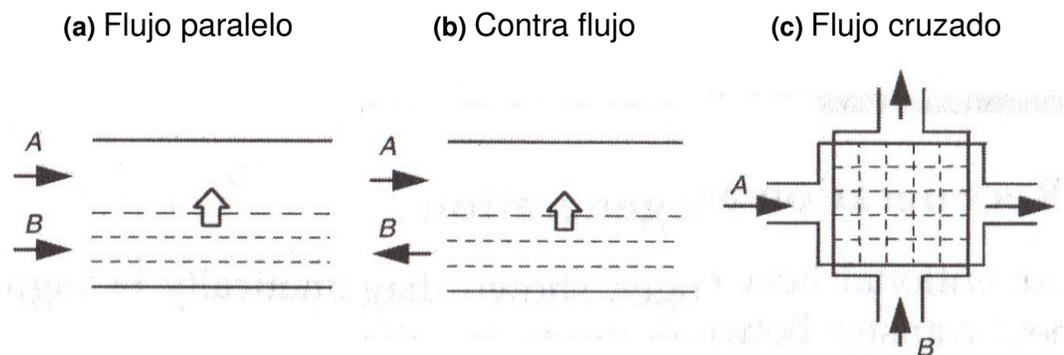
Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transferencia de calor de un lado a otro, o bien, de un fluido a otro. En algunos casos, una pared puede separar los fluidos y evitar el mezclado, y en otros diseños, los fluidos se mezclan directamente. En ocasiones se usan aletas para incrementar el área de transferencia de calor.

La clasificación de los intercambiadores de calor depende de varios criterios, algunas de estas clasificaciones se presentan a continuación:

- Disposición del flujo.
- Geometría de la construcción.
- Mecanismos de transferencia de calor.

Según la disposición del flujo los intercambiadores de calor se clasifican en flujo paralelo, contra flujo y flujo cruzado como se muestra en la Figura 1.

Figura 1. Clasificación de los intercambiadores de calor según la disposición del flujo.



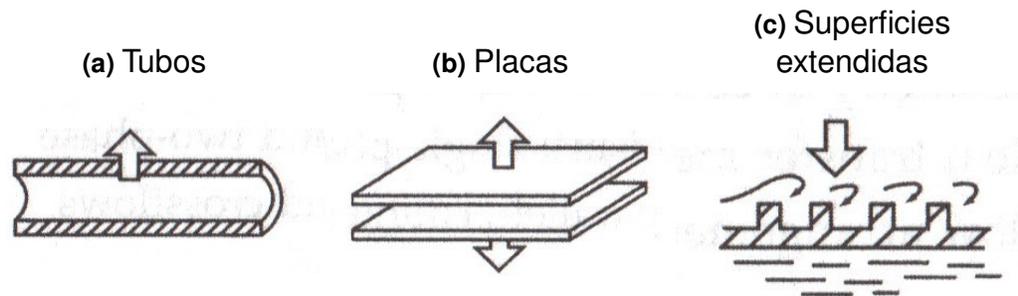
Fuente: KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

En flujo paralelo (Figura 1a), los fluidos entran por el mismo lado y se mueven en la misma dirección saliendo juntos en el lado opuesto, mientras que en contra flujo

(Figura 1b), los fluidos entran y salen por lados opuestos. En flujo cruzado (Figura 1c), los fluidos se mueven perpendicularmente entre sí.

De acuerdo a la geometría de construcción los intercambiadores de calor se clasifican en intercambiadores de calor de tubos, placas y superficies extendidas, como se indica en la Figura 2.

Figura 2. Clasificación de los intercambiadores de calor según la geometría de construcción.



Fuente: KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

En los intercambiadores de calor de tubos (Figura 2a), un fluido se mueve por la parte interna del tubo, mientras que otro fluido se desplaza por la parte externa del tubo. Los intercambiadores de tubos a su vez se clasifican en intercambiadores de calor de doble tubo, intercambiadores de calor de casco y tubo, e intercambiadores de calor de tubo en espiral.

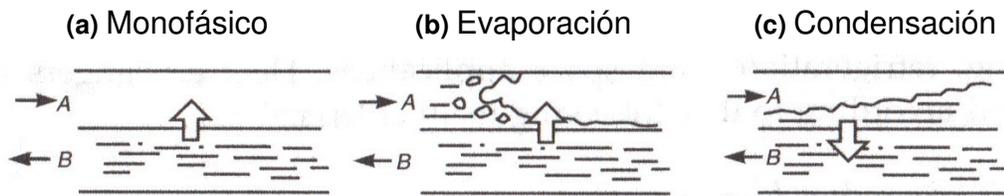
Los intercambiadores de calor de placas (Figura 2b), están contruidos de placas delgadas que forman un canal de flujo entre sí. Estos intercambiadores a su vez se dividen en: placa sellada, placa en espiral y laminilla.

Los intercambiadores de calor de superficies extendidas (Figura 2c), son intercambiadores con aletas, ya sea en los tubos o en las placas, con el fin de incrementar el área de transferencia de calor. Los intercambiadores de calor de superficies extendidas más comunes son los intercambiadores de calor de placas aleteadas y los intercambiadores de calor de aletas y tubos. Este último tipo de intercambiador es tema de estudio de este trabajo, y se detalla en la sección 1.1.1.

Según la el mecanismo de transferencia de calor, los intercambiadores de calor se

clasifican en flujo monofásico o flujo bifásico, como se indica en la Figura 3.

Figura 3. Clasificación de los intercambiadores de calor según el mecanismo de transferencia de calor.



Fuente: KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

En la Figuras 3b y 3c se muestra los dos posibles modos de flujo en dos fases. En la Figura 3b, el fluido A se evapora, recibiendo calor del fluido B, y en la Figura 3c, el fluido A se condensa, rechazando calor al fluido B. El fenómeno de la transferencia de calor en flujo bifásico es más complicado que en el flujo monofásico, una introducción al flujo en dos fases se describe en la sección 1.2.

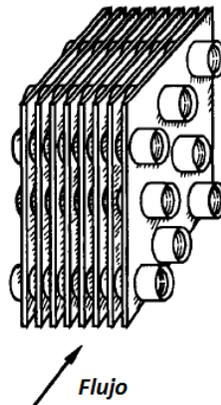
Existen varios métodos para el análisis de intercambiadores de calor entre ellos está:

- $LMTD$
- $\epsilon - NTU$
- $P - NTU$
- $\Psi - P$

El método usado para realizar este estudio es el de Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).

1.1.1. Intercambiadores de calor de aletas y tubos. Los intercambiadores de calor de aletas y tubos, son intercambiadores de superficies extendidas, donde los tubos son aleteados en la parte externa para aumentar el área de transferencia de calor. Un intercambiador de aletas y tubos consiste de un arreglo de tubos con aletas fijas en la parte externa, como se observa en La Figura 4.

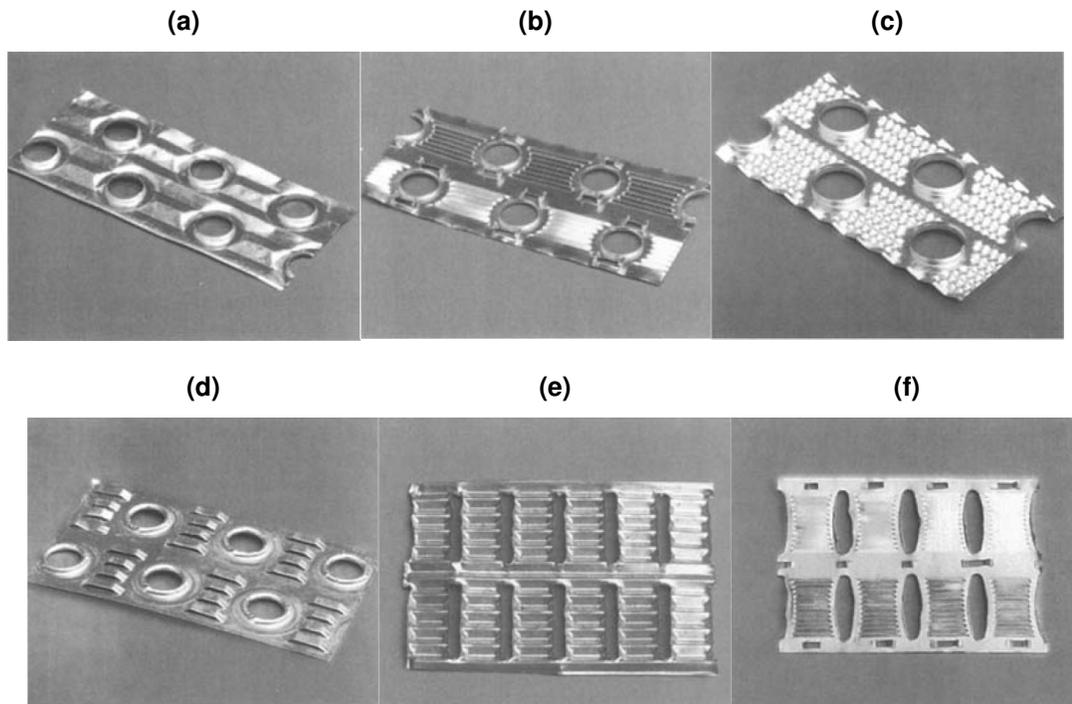
Figura 4. Intercambiador de calor de aletas y tubos.



Fuente: ROHSENOW, Warren; HARTNETT, James y CHO, Young; Handbook of Heat Transfer; 3 ed.; McGraw-Hill Professional, 1998

En la Figura 5, se muestran unos ejemplos de aletas usadas en estos tipos de intercambiadores.

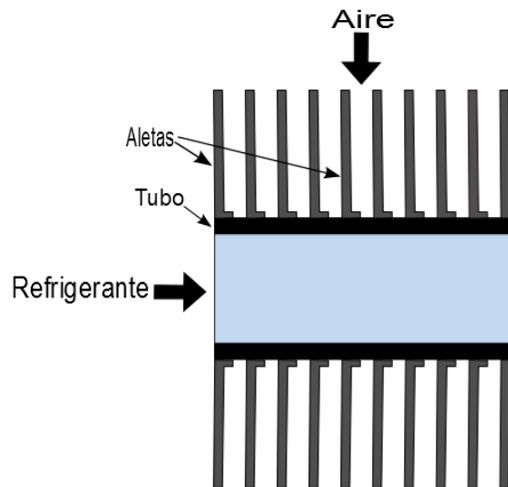
Figura 5. Ejemplos de tipos de aletas.



Fuente: ROHSENOW, Warren; HARTNETT, James y CHO, Young; Handbook of Heat Transfer; 3 ed.; McGraw-Hill Professional, 1998

El modelado del intercambiador de calor de aletas y tubos realizado en este estudio, parte del análisis de un solo tubo como se muestra en la Figura 6. Posteriormente los resultados de cada tubo se van acoplando con los resultados de los otros tubos del intercambiador, teniendo en cuenta que se cumplan las condiciones de frontera.

Figura 6. Esquema de un tubo del intercambiador de calor de aletas y tubos.



Fuente: Autor del proyecto.

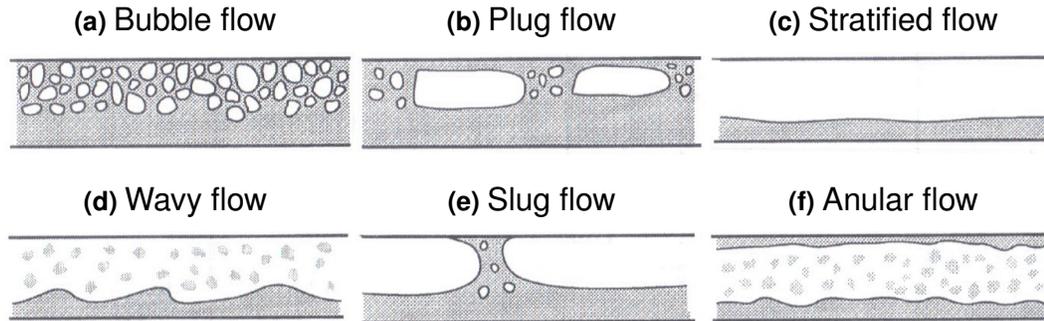
1.2. FLUJO EN DOS FASES.

El flujo en dos fases es común en las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado. Los intercambiadores de calor de aletas y tubos que funcionan como evaporador o condensador tendrán sectores de tubería donde existirá una mezcla de líquido y vapor de refrigerante. Debido a que la hidrodinámica y los aspectos relacionados a la transferencia de calor para flujo en dos fases no está bien entendida, como se entiende el flujo en una fase, las predicciones de caída de presión y coeficientes de transferencia de calor se realizan por medio de correlaciones empíricas, que han sido desarrolladas para ciertas condiciones de operación hidrodinámica y no se garantiza que se ajusten bien a todas las posibles condiciones de operación.

En la Figura 7, se muestran los posibles patrones de flujo que experimentará el fluido cuando existe un cambio de fase dentro de un tubo horizontal. Los patrones de flujo en los procesos de evaporación y condensación no son inversos, y las correlaciones experimentales existentes solo aplican para un proceso en particular. Por

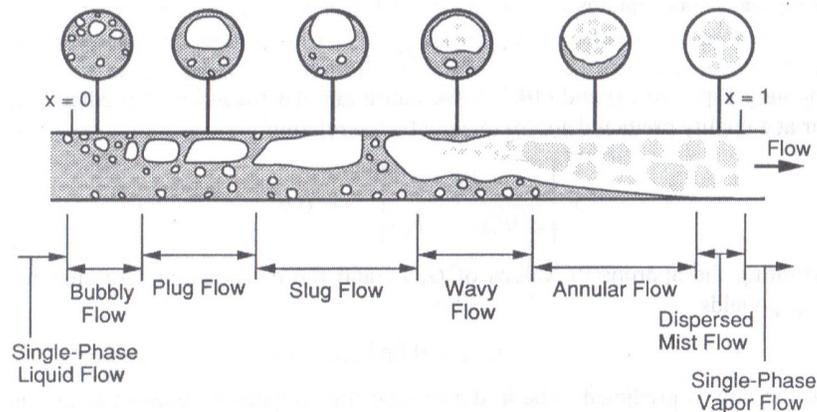
ejemplo, en un tubo horizontal los patrones de flujo para el proceso de evaporación se muestran en la Figura 8, mientras que para un proceso de condensación los patrones de flujo se muestran en la Figura 9.

Figura 7. Patrones de flujo en cambio de fase en un tubo horizontal.



Fuente: CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

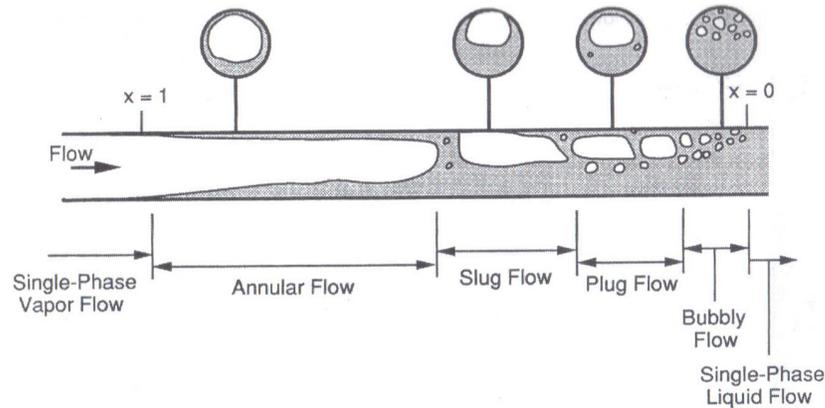
Figura 8. Patrones de flujo durante la evaporación en un tubo horizontal.



Fuente: CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

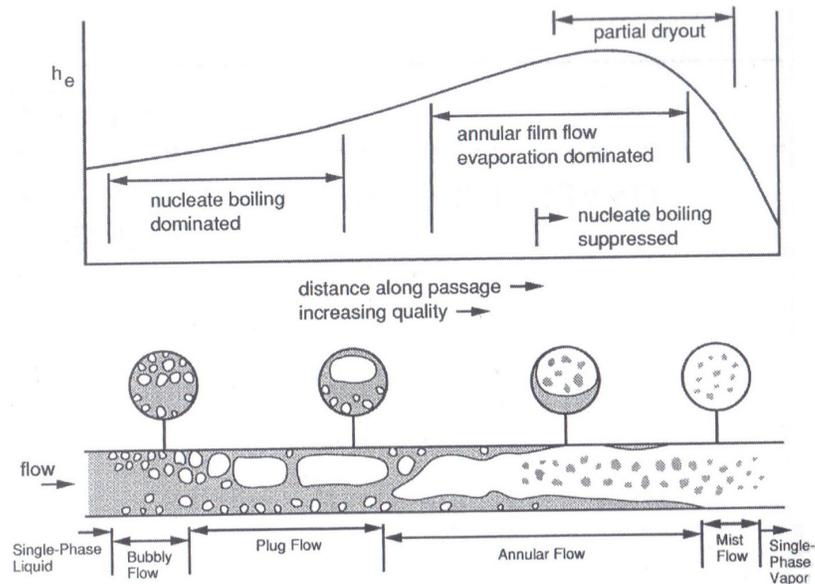
Cuando existe cambio de fase el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el refrigerante se realiza contemplando el aporte que produce cada patrón de flujo por separado. El coeficiente de transferencia de calor varía considerablemente para cada patrón de flujo como se muestra en la Figura 10.

Figura 9. Patrones de flujo durante la condensación en un tubo horizontal.



Fuente: CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

Figura 10. Cambio del coeficiente de transferencia de calor durante la evaporación.

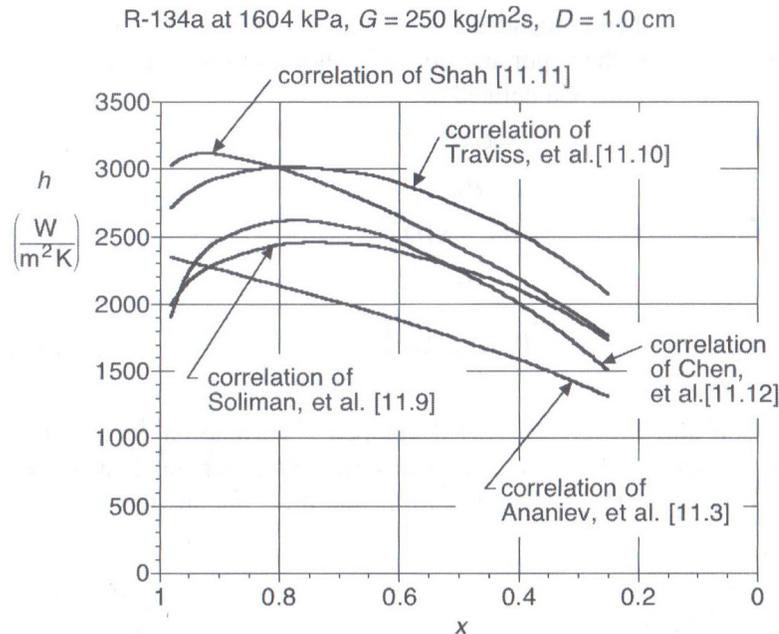


Fuente: CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

La exactitud de las correlaciones para la predicción de los coeficientes de transferencia de calor en flujo de dos fases, generalmente no es muy conocida mas allá del rango de los datos de prueba con que se desarrollaron, sin tener en cuenta la influencia que pudieran tener otros parámetros. Por ejemplo en la Figura 11, se muestra la comparación de varias correlaciones para un proceso de condensación

en particular, los valores del coeficiente de transferencia de calor obtenidas de cada correlación, no son muy similares entre sí para unas mismas condiciones de operación.

Figura 11. Comparación de correlaciones durante la condensación.



Fuente: CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

1.3. ANTECEDENTES

El modelado y la simulación de diferentes fenómenos han tenido un gran crecimiento a nivel mundial, esto debido principalmente a la mejora de desempeño de los computadores y a la reducción del costo. A pesar que durante muchos años existían modelos que describen el cálculo del flujo de intercambiadores de calor, solo hasta estas últimas décadas se han desarrollado gran cantidad de herramientas computacionales para tal fin. Algunas tendencias a nivel mundial se muestran a continuación.

En 1997 Bensafi¹ desarrolló una aplicación que permitía el diseño de intercambiado-

¹BENSAFI, A; BORG, S y PARENT, D; CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants; International Journal of Refrigeration; vol. 20, no. 3, (1997), pp. 218–228; ISSN 0140-7007

res de calor de aletas y tubos. Bensafi obtuvo buenos resultados en el cálculo de la transferencia de calor, pero obtuvo resultados discretos en el cálculo de la caída de presión (por el orden del 30 %). Esta aplicación permitía configurar los intercambiadores de calor y podía simular condiciones secas y húmedas de las aletas. Uno de los inconvenientes encontrados fue la validación de resultados de ciertas pruebas, debido a que no se contaba con modelos para el cálculo de propiedades de algunas mezclas de fluidos.

En 2004 Ge² trabajó en la simulación de condensadores de aletas y tubos por medio de un método de modelado distribuido en 3D.

Liu³ en el 2004, desarrolló un modelo para el cálculo del flujo de intercambiadores de calor de aletas y tubos basado en la teoría de grafos. Con los grafos Liu pudo analizar circuitos de refrigerantes complejos. El cálculo de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor se hizo de forma independiente, y no es muy preciso para ciertos casos.

En el 2006, Kuo⁴ presentó un nuevo método para el cálculo de circuitos complejos en el lado del refrigerante. Kuo propuso un array de 4 índices para manejar las diferentes configuraciones de los tubos. Este método aunque también puede configurar circuitos complejos, es más rígido que el modelo propuesto por Liu.

Jiang⁵ en el 2006, desarrolló el software *CoilDesigner* para la simulación y diseño de intercambiadores de calor de aletas y tubos. Este programa se basó en redes para la configuración de los circuitos. A diferencia del trabajo de Liu que está basado en grafos, Jiang se basa en una matriz no cuadrada que relaciona las conexiones de los tubos.

²GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619

³LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007

⁴KUO, M.C.; MA, H.K.; CHEN, S.L. et al.; An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry; Applied Thermal Engineering; vol. 26, no. 1, (2006), pp. 1–9; ISSN 1359-4311

⁵JIANG, Haobo; AUTE, Vikrant y RADERMACHER, Reinhard; CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 29, no. 4, (2006), pp. 601–610; ISSN 0140-7007

Domanski⁶, participó en el desarrollo del software *EVAP-COND*⁷ para la NIST, cuyo objeto fue la simulación de intercambiadores de calor de tubos y aletas con optimización de circuitos. El programa permitía configurar cualquier topología y tenía la opción de optimizar la mejor ruta para el refrigerante. Las propiedades de los fluidos fueron obtenidas a partir de la base de datos REFPROP®. La falencia encontrada en esta aplicación es la de no poder seleccionar el tipo de correlación para el cálculo.

En el 2011 Ding⁸ desarrolló un programa denominado *THX-Calculator*, para el diseño y simulación del flujo de intercambiadores de aletas y tubos. La aplicación fue realizada en el lenguaje de programación C++ y el cálculo de los circuitos fue desarrollado mediante cuatro estructuras de datos conectadas entre sí.

1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Existen varios métodos para el cálculo de intercambiadores de calor que arrojan buenos resultados como es la temperatura media logarítmica (LMTD) y las unidades de transferencia (ϵ -NTU), los cuales tienen ciertas simplificaciones y cumplen en la mayoría de casos.

Hay procesos donde no es posible usar las metodologías anteriores, como es el caso en el que se presenta cambio de fase en al menos uno de los fluidos, como por ejemplo cuando un fluido entra al intercambiador de calor en estado de vapor y sale en estado líquido⁹ ó que el fluido entra como una mezcla bifásica y salga en estado recalentado¹⁰. En el caso en que los dos fluidos cambien de fase no existirá calor sensible de calentamiento y enfriamiento como lo muestra la Figura 12(c). También no existirá calor latente cuando uno de los fluidos cambia de fase, por ejemplo el fluido caliente se condensa o el fluido frío se evapora, como se muestra en la Figura 12 (a) y (b). Un fenómeno más complejo también ocurre cuando un fluido contiene una mezcla de vapor condensable y gas no condensable, en el que parcialmente parte del fluido cambiará de fase como se muestra en la Figura 12(d).

⁶DOMANSKI, P. A.; YASHAR, D.; KAUFMAN, K. A. et al.; An optimized design of finned-tube evaporators using the learnable evolution model; HVAC&R Research; vol. 10, no. 2, (2004), p. 201–211

⁷La última versión registrada fue del año 2010.

⁸DING, W.K.; FAN, J.F.; HE, Y.L. et al.; A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration; Applied Thermal Engineering; vol. 31, no. 16, (2011), pp. 3106–3116; ISSN 1359-4311

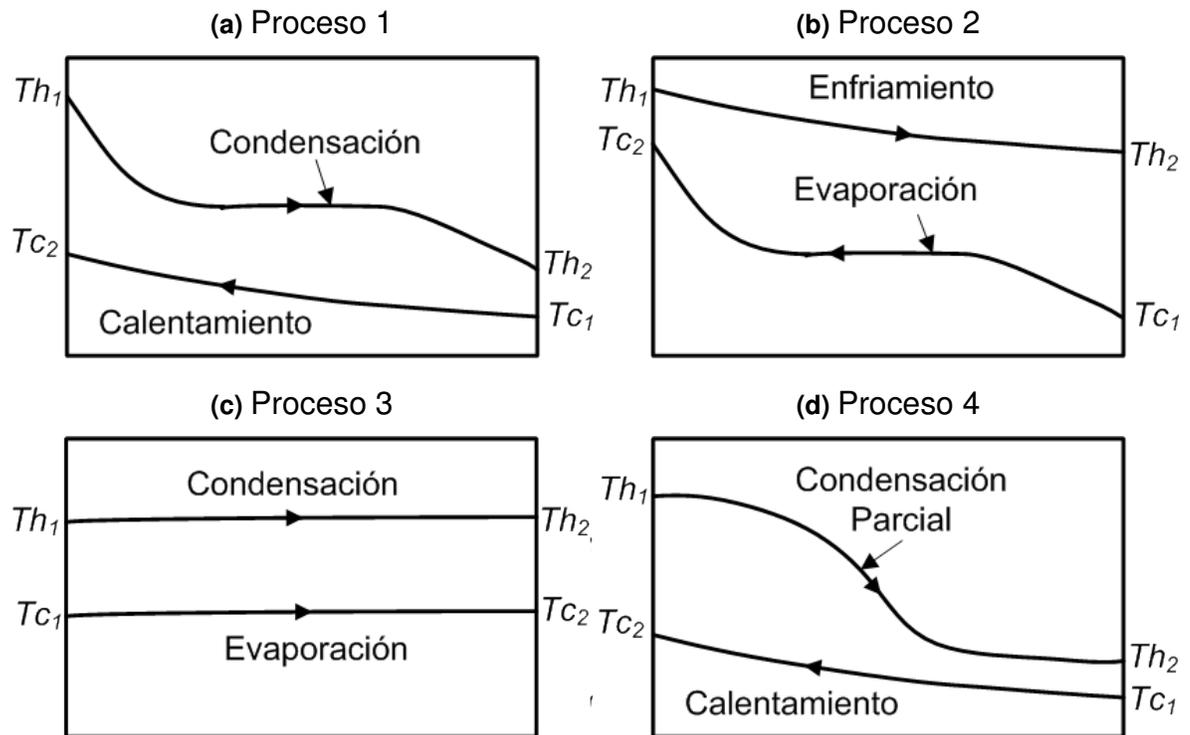
⁹Tal como sucede en los condensadores de los sistemas de refrigeración.

¹⁰Tal como sucede en los evaporadores de los sistemas de refrigeración.

En los procesos mostrados en la Figura 12, no se puede considerar que un coeficiente global de transferencia (U) único, por consiguiente la metodología LMTD y ϵ -NTU no podrían aplicarse dentro de todo el rango de operación, por lo tanto, es necesario desarrollar una metodología universal que aplique en la totalidad de condiciones y que de mejores resultados. Una de estas alternativas es la discretización, como lo presenta Fuentes¹¹.

Debido a lo anterior se propuso el desarrollo de un modelo de flujo en intercambiadores de calor de aletas y tubos que contemple el cambio de fase de por lo menos un fluido, transferencia de calor radial en los tubos y el efecto del comportamiento del flujo según la topología del intercambiador de calor.

Figura 12. Procesos de evaporación y condensación

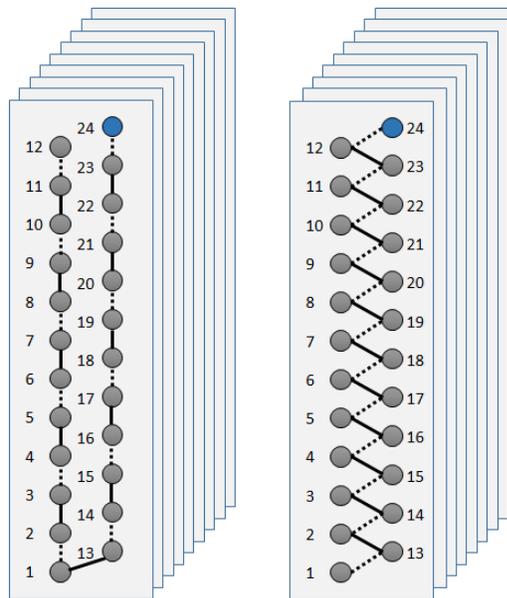


Fuente: KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

¹¹FUENTES, David; CHACON, Jorge y GELVEZ, Omar; Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. parte 1: desarrollo de la formulación; UIS Ingenierías; vol. 7, no. 2, (2008), pp. 139–151. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia

El comportamiento de los intercambiadores de calor de aletas y tubos depende de la topología. En la Figura 13, se muestra dos intercambiadores similares, pero con topologías diferentes, cada uno de estos intercambiadores tendrá valores de temperatura y presión diferentes. La simulación entonces incluye el cálculo de caída de presión interna y el balanceo de la distribución de flujo. También contempla los cálculos cuando existe cambios de fase.

Figura 13. Rutas de flujo intercambiador de calor.



Fuente: Autor del proyecto.

Para que el modelo pueda aceptar topologías complejas de conexionado de los tubos, se debe usar un método flexible para el ingreso de los datos a partir de archivos, una alternativa fue estructurar la información del intercambiador en un lenguaje de etiquetas XML.

El modelo también debe ser capaz de calcular cualquier topología de conexionado de los tubos, así fuese compleja. Esto es posible lograrlo por medio de la teoría de grafos tal como lo hizo Liu¹².

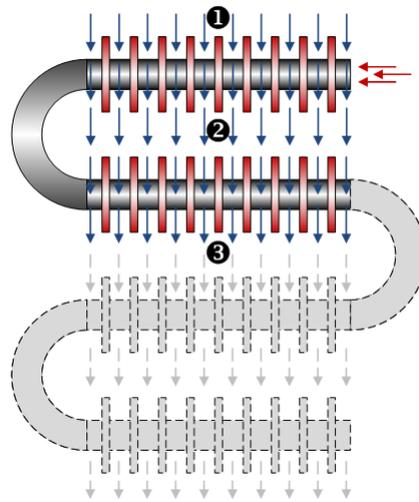
Para el cálculo del flujo del intercambiador de calor de aletas y tubos, es muy importante que se pueda simular una gran cantidad de fluidos, y que tenga la posibilidad

¹²LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007

de agregar otros más si se desea. Para realizar esto las propiedades del fluido se pueden calcular a partir de la base de datos *REFPROP®*, y para que se pueda agregar nuevos fluidos, la base de datos se puede encapsular en una clase bajo una Programación Orientada a Objetos, lo que permitiría la inclusión y el manejo de más propiedades.

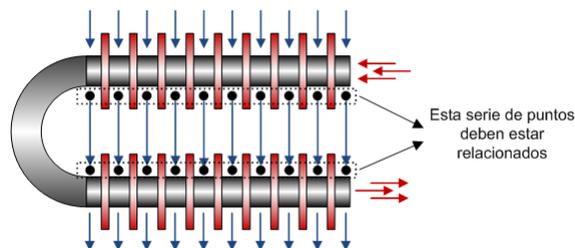
Tanto el fluido que circula dentro de los tubos como el aire exterior cambian a medida que circulan, dependiendo de la geometría y la cantidad de pasos, como se muestra en la Figura 14. Las condiciones del aire con que sale en el intercambio de un tubo, estarán relacionadas con las condiciones del aire que entra para intercambiar calor con el tubo siguiente como se ilustra en la Figura 15.

Figura 14. Múltiple paso de tubos.



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 15. Comportamiento múltiple paso de tubos.



Fuente: Autor del proyecto.

Se requiere una herramienta computacional que permita el cálculo de intercambia-

dores de calor de aletas y tubos de forma universal con las siguientes características mínimas:

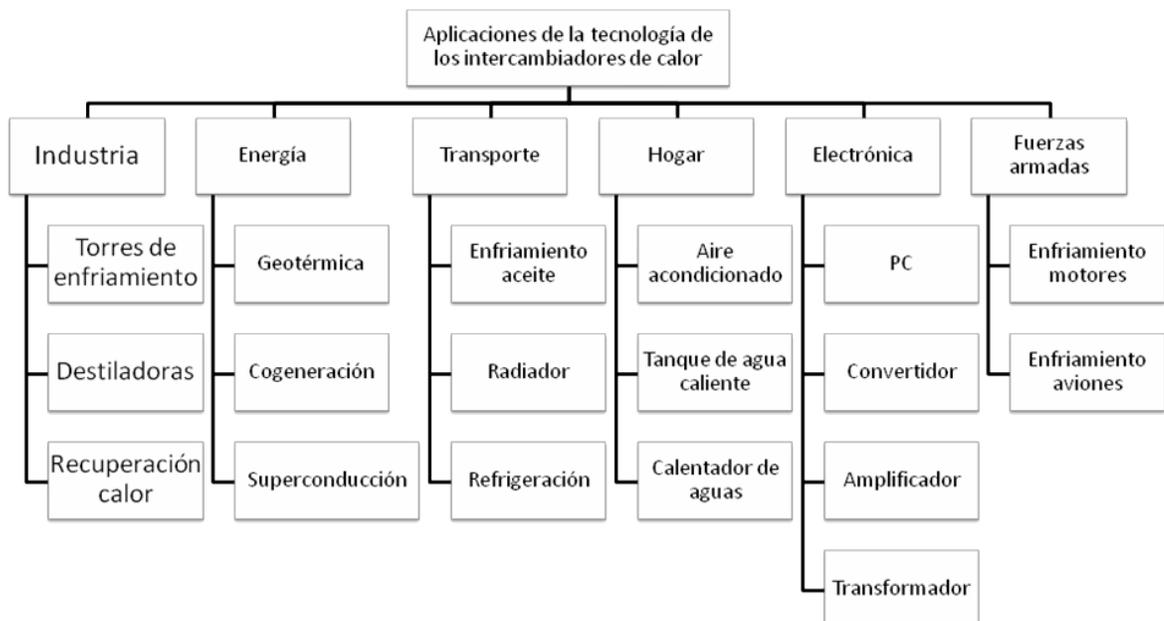
- Permita el cálculo de los intercambiadores cuando exista intercambio de calor sensible y latente.
- Permita configurar la topología del intercambiador.
- Tenga la capacidad de trabajar con diferentes tipos de fluidos.

La formulación del problema planteada es la siguiente: “Es posible construir una herramienta computacional que permita el cálculo de intercambiadores de calor de aletas y tubos de forma universal?”

1.5. JUSTIFICACIÓN

Los intercambiadores de calor son uno de los elementos más usados en la mayoría de las aplicaciones industriales que existen en la actualidad, ejemplos de tales aplicaciones se muestran en la Figura 16.

Figura 16. Aplicaciones industriales de los intercambiadores de calor.



Fuente: Autor del proyecto.

Entre las ventajas que se pueden obtener están:

- Un mejor conocimiento del funcionamiento de un intercambiador de calor permitirá realizar labores de optimización con lo que se asegurará un ahorro energético colaborando con uso racional de la energía.
- Permitirá estudiar el comportamiento del intercambiador de calor usando otros tipos de fluidos.
- Permitirá desarrollar sistemas con fluidos¹³ que no afecten la capa de ozono ni contribuyan al calentamiento global.

Por lo anterior se justifica tener una simulación de los intercambiadores de calor con datos más precisos, en el que sea posible determinar las mejores condiciones de funcionamiento, geometría y rutas del fluido que hagan que se comporten más eficientes.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. Objetivo General Modelar y simular el comportamiento del flujo en intercambiadores de calor de aletas y tubos en sistemas de refrigeración usando volúmenes finitos.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Desarrollar un modelo del comportamiento del flujo del refrigerante y del aire en intercambiadores de calor de aletas y tubos donde se presentan intercambios de calor sensible y latente.
- Describir la estructura de distribución del flujo del refrigerante por medio de la teoría de grafos.
- Discretizar el sistema de ecuaciones resultante utilizando el método de volúmenes finitos considerando un sistema unidimensional.

¹³THONON, Bernard; A review of hydrocarbon two-phase heat transfer in compact heat exchangers and enhanced geometries; International Journal of Refrigeration; vol. 31, no. 4, (2008), pp. 633–642; ISSN 0140-7007

- Implementar un código de computador para la simulación de intercambiadores de calor usando la tecnología de Programación Orientada a Objetos del sistema de ecuaciones discretizadas.
- Simular el comportamiento del flujo en intercambiadores de calor donde se determine el calor intercambiado, la caída de presión para cada flujo, la distribución del flujo y el desarrollo de propiedades termodinámicas y de transporte dentro del intercambiador de calor.

2. MODELADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El modelado del intercambiador de calor de aletas y tubos se divide en tres tópicos: modelo matemático, detalla las ecuaciones matemáticas que describen el comportamiento de los fluidos; modelo numérico, corresponde a las ecuaciones usadas para la implementación de la simulación y ajuste geométrico, indica las suposiciones tenidas en cuenta en la construcción del modelo.

2.1. MODELO MATEMÁTICO

La construcción del modelo matemático se basó en las ecuaciones de transporte (conservación de la masa, transferencia de masa de una especie, cantidad de movimiento y conservación de la energía) que se pueden resumir en la ecuación general 2.1¹, los coeficientes de cada una de las ecuaciones se muestran en la Tabla 1.

$$\frac{\partial(\rho\Phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \Phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{eff} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + S_\Phi \quad (2.1)$$

Tabla 1. Ecuaciones de transporte.

Ecuación	Φ	Γ_{eff}	S_Φ
Conservación de masa	1	0	0
Transferencia de masa para una especie k	ω_k	ρD_{eff}	R_k
Cantidad de movimiento	μ_i	μ_{eff}	$-\partial p / \partial x_i + \rho B_i + S_{u_i}$
Energía-Función de la entalpía	h	k_{eff} / C_p	\dot{Q}
Energía-Función de la Temperatura	T	k_{eff} / C_p	\dot{Q} / C_p

Fuente: Autor del proyecto.

Para el modelo matemático además de las ecuaciones de transporte ya presentadas, se usó correlaciones empíricas para el cálculo de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor, por ejemplo para el análisis del flujo externo se usó las correlaciones de Chi-Chuan Wang para aletas planas², para aletas on-

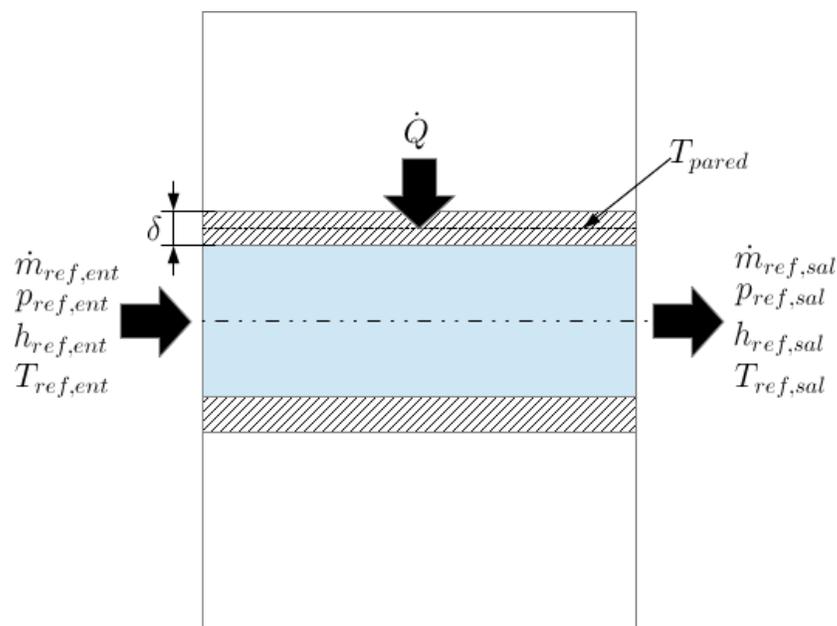
¹DATE, Anil W.; Introduction to Computational Fluid Dynamics; 1 ed.; Cambridge University Press, 2009

²WANG, Chi-Chuan y CHI, Kuan-Yu; Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube

duladas(wavy)³ y para aletas tipo persiana(slit)⁴. La construcción del modelo está basado en las estrategias formuladas por Fuentes⁵ y adecuadas para el modelado del fluido de los intercambiadores de calor de aletas y tubos.

2.1.1. Ecuaciones que rigen en el lado del refrigerante. En la Figura 17 se muestra el diagrama usado para el análisis del fluido interno, éste análisis fue realizado por medio de las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía.

Figura 17. Análisis fluido interno.



Fuente: Autor del proyecto.

heat exchangers, part i: new experimental data; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 15, (2000), pp. 2681–2691; ISSN 0017-9310

³WANG, Chi-Chuan; HWANG, Young-Ming y LIN, Yur-Tsai; Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 5, (2002), pp. 673–680; ISSN 0140-7007

⁴WANG, Chi-Chuan; TAO, Wei-Han y CHANG, Chun-Jung; An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 22, no. 8, (1999b), pp. 595–603; ISSN 0140-7007

⁵FUENTES, David; CHACON, Jorge y GELVEZ, Omar; Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. parte 1: desarrollo de la formulación; UIS Ingenierías; vol. 7, no. 2, (2008), pp. 139–151. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga , Colombia

2.1.1.1. Ecuación de conservación de la masa. En el diagrama mostrado en la Figura 17, se puede observar que el refrigerante solo tiene una entrada y una salida. Aplicando la ecuación de la conservación de masa se obtiene la ecuación 2.2.

$$\begin{aligned} \sum (\dot{m})_{ent} &= \sum (\dot{m})_{sal} \\ \dot{m}_{ref,ent} &= \dot{m}_{ref,sal} = \dot{m}_{ref} \end{aligned} \quad (2.2)$$

2.1.1.2. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. La caída de presión está dividida en tres componentes: la friccional $(\Delta p)_f$, la estática $(\Delta p)_g$ y la debida a la aceleración $(\Delta p)_a$, como se muestra en la ecuación 2.3.

$$\Delta p = (\Delta p)_f + (\Delta p)_g + (\Delta p)_a \quad (2.3)$$

Cuando el refrigerante se encuentre en una sola fase, el cálculo de caída de presión de cada uno de los componentes está dado por las ecuaciones 2.4, 2.5 y 2.6.

$$(\Delta p)_f = \int_{l_1}^{l_2} \left(\frac{dp}{dx} \right)_f dl \quad (2.4)$$

$$(\Delta p)_g = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{ref,sal}} - \frac{1}{\rho_{ref,ent}} \right) \quad (2.5)$$

$$(\Delta p)_a = \frac{\rho_{ref,sal} + \rho_{ref,ent}}{2} g \cdot L \cdot \sin(\theta) \quad (2.6)$$

En el caso que el refrigerante se encuentre en dos fases el cálculo de la caída de presión de cada uno de los componentes estaría expresado por las ecuaciones 2.4, 2.7 y 2.8.

$$(\Delta p)_g = \int_{l_1}^{l_2} (\rho_l (1 - \varepsilon) + \rho_g \varepsilon) g \cdot \sin(\theta) dl \quad (2.7)$$

$$(\Delta p)_a = \dot{m}^2 \left| \frac{x^2}{\varepsilon \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon) \rho_l} \right|_{x1}^{x2} \quad (2.8)$$

La componente de la caída de presión originada por la gravedad es considerada como nula, debido a que los tubos del intercambiador de calor están en posición horizontal.

El cálculo de la caída de presión por la fricción, ya sea para flujo monofásico o bifásico se calcula mediante correlaciones experimentales, las cuales se presentan a continuación:

Correlaciones caída de presión en flujo monofásico. Las diferentes correlaciones para cálculo de caída de presión para flujo monofásico no difieren mucho, por tal motivo solo se expone la correlación de Kast, la cual es una recopilación de varias correlaciones dependiendo del rango de aplicación.

Correlación de Kast.⁶ Para flujo laminar el factor de fricción de Darcy queda expresado por la ecuación 2.9, independiente de la rugosidad.

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad (2.9)$$

Para flujo turbulento se tiene en cuenta dos casos. Primero si se trata de una tubería lisa y $3000 < Re < 100000$, se aplica la ecuación 2.10 propuesta por Blasius.

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.10)$$

Para tubería lisa y $20000 < Re < 2000000$, se aplica la ecuación 2.11 propuesta por Hermann.

$$\xi = 0,00540 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} \quad (2.11)$$

Para tubería lisa y $Re > 1000000$, se aplica la ecuación 2.12 propuesta por Prandtl y von Kármán.

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -0,8 + 2 \cdot \log \left(Re \cdot \sqrt{\xi} \right) \quad (2.12)$$

Para tuberías que presentan rugosidad y en régimen de flujo turbulento, se aplica la

⁶GESELLSCHAFT, V. D. I.; VDI Heat Atlas; 2nd ed.; Springer, 2010

ecuación 2.13 propuesta por Colebrook y White.

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\xi}} + \frac{\epsilon/D}{3,71} \right) \quad (2.13)$$

Finalmente la caída de presión por el efecto de la fricción se calcula con la ecuación 2.14.

$$\Delta P_f = \xi \frac{l}{D} \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.14)$$

Correlaciones caída de presión en flujo bifásico. Las correlaciones existentes para el cálculo de la caída de presión en flujo bifásico difieren mucho entre sí. El primer intento para el cálculo de la caída de presión fue propuesto en 1949 por Lockhard y Martinelli, pero los resultados no son muy precisos. Posteriormente diferentes investigadores propusieron algunas correlaciones donde se mejoraron los resultados, los cuales se presentan a continuación.

Correlación de Lockhard y Martinelli.⁷ Lockhart-Martinelli propuso una correlación de para el cálculo de la caída de presión en flujo bifásico en función de la calidad. Para hallar el valor promedio en cierta distancia de tubería, es necesario integrar esta correlación en el rango de interés. Un ejemplo de este procedimiento esta implementado en el software ACHP⁸, y se resume a continuación:

- Se calcula el número de Reynolds para la fase líquida y gaseosa con las ecuaciones 2.15 y 2.16.

$$Re_g = \frac{Gx D}{\mu_g} \quad (2.15)$$

$$Re_f = \frac{G(1-x) D}{\mu_f} \quad (2.16)$$

⁷LOCKHART, R. W. y MARTINELLI, R. C.; Proposed correlation of data for isothermal, two-phase, two-component flow in inpipes; Chemical Engineering Progress; vol. 45, (1949), pp. 39–48

⁸BELL, Ian; Fluid correlations and other calculations — ACHP 1.4 documentation; <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/FluidCorrelations.html>. 2012; URL <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/FluidCorrelations.html>

- Factor de fricción para cada fase con las ecuaciones 2.17 y 2.18.

$$f_f = \begin{cases} \frac{16,0}{Re_f} & Re_f < 1000 \\ \frac{0,046}{Re_f^{0,2}} & Re_f > 2000 \\ w \frac{16,0}{Re_f} + (1-w) \frac{0,046}{Re_f^{0,2}} & 1000 < Re_f < 2000 \end{cases} \quad (2.17)$$

donde $w = (Re_f - 1000)/(2000 - 1000)$

$$f_g = \begin{cases} \frac{16,0}{Re_g} & Re_g < 1000 \\ \frac{0,046}{Re_g^{0,2}} & Re_g > 2000 \\ w \frac{16,0}{Re_g} + (1-w) \frac{0,046}{Re_g^{0,2}} & 1000 < Re_g < 2000 \end{cases} \quad (2.18)$$

donde $w = (Re_g - 1000)/(2000 - 1000)$

- Cálculo de caída de presión para cada una de las dos fases con las ecuaciones 2.19 y 2.20.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2f_f G^2 (1-x)^2 v_f}{D} \quad (2.19)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g G^2 x^2 v_g}{D} \quad (2.20)$$

- Cálculo del parámetro de Lockhart-Martinelli con la ecuación 2.21.

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g}} \quad (2.21)$$

- Cálculo de la constante de Lockhart-Martinelli de acuerdo a la ecuación 2.22.

$$C = \begin{cases} 20 & \text{Re}_f > 1500 \ \& \ \text{Re}_g > 1500 \\ 12 & \text{Re}_f < 1500 \ \& \ \text{Re}_g > 1500 \\ 10 & \text{Re}_f > 1500 \ \& \ \text{Re}_g < 1500 \\ 5 & \text{Re}_f < 1500 \ \& \ \text{Re}_g < 1500 \end{cases} \quad (2.22)$$

- Cálculo de los factores multiplicadores para cada uno de las dos fases. El multiplicador de fase gaseosa se realiza con la ecuación 2.23 y el de la fase líquida con la ecuación 2.24.

$$\phi_g = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2 \quad (2.23)$$

$$\phi_f = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (2.24)$$

- Cálculo de gradiente de presión por fricción para una calidad dada queda expresado por la ecuación 2.25.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,2\phi} = \begin{cases} -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g > -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f \\ -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g < -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f \end{cases} \quad (2.25)$$

- Cálculo de caída de presión por la aceleración queda definida por la ecuación 2.26.

$$\Delta p_a = L \left[\left(\frac{x_2^2 v_g}{\varepsilon_2} + \frac{(1-x_2)^2 v_f}{1-\varepsilon_2} \right) - \left(\frac{x_1^2 v_g}{\varepsilon_1} + \frac{(1-x_1)^2 v_f}{1-\varepsilon_1} \right) \right] \quad (2.26)$$

La caída de presión total será la suma de la caída de presión por fricción más la caída de presión por aceleración (la caída de presión por efecto gravitacional es despreciada).

Correlación de Friedel.⁹ Friedel propuso en 1979 una correlación que utiliza un multiplicador de dos fases como se muestra en la ecuación 2.27.

$$\Delta p_f = \Delta p_l \Phi_{fr}^2 \quad (2.27)$$

donde Δp_l es calculado como flujo líquido por medio de la expresión 2.28.

$$\Delta p_l = 4f_l \frac{L}{D_i} G^2 \left(\frac{1}{2\rho_l} \right) \quad (2.28)$$

El factor de fricción f_l y el número de Reynolds Re son obtenidos de las ecuaciones 2.29 y 2.30 respectivamente.

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (2.29)$$

$$Re = \frac{G D_i}{\mu_l} \quad (2.30)$$

donde μ_l es la viscosidad dinámica en fase líquida. El multiplicador de dos fases queda definido por la ecuación 2.31.

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24 F H}{Fr_H^{0,045} We_L^{0,035}} \quad (2.31)$$

Los factores adimensionales Fr_H , E , F y H son calculados por medio de las ecuaciones 2.32, 2.33, 2.34 y 2.35.

$$Fr_H = \frac{G^2}{g D_i \rho_H^2} \quad (2.32)$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_g}{\rho_g f_l} \quad (2.33)$$

$$F = x^{0,78} (1 - x)^{0,224} \quad (2.34)$$

⁹THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0,7} \quad (2.35)$$

EL factor de Weber líquido We_L está definido por la ecuación 2.36.

$$We_L = \frac{G^2 D_i}{\sigma \rho_H} \quad (2.36)$$

La densidad homogénea ρ_H es calculada por medio de la ecuación 2.37.

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (2.37)$$

Correlación de Grönnerud.¹⁰ En 1972, Grönnerud propuso una correlación específicamente para refrigerantes como se muestra en la ecuación 2.38.

$$\Delta p_f = \Phi_{gd} \Delta p_l \quad (2.38)$$

donde el multiplicador de dos fases Φ_{gd} está definido por la ecuación 2.39.

$$\Phi_{gd} = 1 + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} \left[\frac{\left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)}{\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (2.39)$$

Para el cálculo del vapor de Δp_l , se usa la ecuación 2.28. El gradiente de presión friccional $\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr}$ depende del número de Froude y está expresada por la ecuación 2.40.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})] \quad (2.40)$$

donde el factor de fricción f_{Fr} que da expresado por la ecuación 2.41.

$$f_{Fr} = \begin{cases} 1,0 & Fr_L \geq 1,0 \\ Fr_L^{0,3} + 0,0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_L}\right)^2 & Fr_L < 1,0 \end{cases} \quad (2.41)$$

¹⁰THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010

donde Fr_L queda expresada por la ecuación 2.42.

$$Fr_L = \frac{G^2}{g D_i \rho_L^2} \quad (2.42)$$

Correlación de Chisholm.¹¹ En 1973, Chisholm propuso una correlación basada en métodos empíricos que aplica a un amplio rango de condiciones. El gradiente de caída de presión se expresa por la ecuación 2.43.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \Phi_{Ch}^2 \quad (2.43)$$

Los gradientes de presión para las fase líquida y gaseosa están expresadas por las ecuaciones 2.44 y 2.45 respectivamente.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = f_l \frac{2G^2}{D_i \rho_l} \quad (2.44)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = f_g \frac{2G^2}{D_i \rho_g} \quad (2.45)$$

Los factores de fricción tanto para líquido como gaseoso se obtienen de las ecuaciones 2.29 y 2.30, en el caso que sea flujo turbulento. Para flujo laminar ($Re < 2000$) se aplica la ecuación 2.46.

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.46)$$

El multiplicador de dos fases Φ_{Ch}^2 queda expresado por la ecuación 2.47.

$$\Phi_{Ch}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[B x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right] \quad (2.47)$$

donde n es el exponente de la expresión de factor de fricción de Blasius ($n = 0,25$). El factor Y se determina por la ecuación 2.48.

$$Y^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l} \quad (2.48)$$

¹¹THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010

Para un valor de $0 < Y < 9,5$ el parámetro B de Chisholm se calcula por medio de la ecuación 2.49.

$$B = \begin{cases} \frac{55}{G^{1/2}} & \text{para } G \geq 1900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \\ \frac{2400}{G} & \text{para } 500 < G < 1900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \\ 4,8 & \text{para } G < 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \end{cases} \quad (2.49)$$

Para $9,5 < Y < 28$, el parámetro B es calculado por medio de la ecuación 2.50.

$$B = \begin{cases} \frac{520}{Y G^{1/2}} & \text{para } G \leq 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \\ \frac{21}{Y} & \text{para } G > 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \end{cases} \quad (2.50)$$

Para $Y > 28$, el parámetro B es calculado por medio de la ecuación 2.51.

$$B = \frac{15000}{Y^2 G^{1/2}} \quad (2.51)$$

Correlación de Bankoff.¹² Bankoff propuso una correlación para el cálculo de la caída de presión en flujo en dos fases en 1960. El gradiente de presión se expresa por medio de la ecuación 2.52.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \Phi_{Bf}^{7/4} \quad (2.52)$$

donde el gradiente de presión líquido es calculado a partir de la ecuación 2.44. El multiplicador de dos fases Φ_{Bf} es calculado a partir de la ecuación 2.53.

$$\Phi_{Bf} = \frac{1}{1-x} \left[1 - \gamma \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_l}\right)\right]^{3/7} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right] \quad (2.53)$$

donde γ está expresada por la ecuación 2.54.

$$\gamma = \frac{0,71 + 2,35 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)} \quad (2.54)$$

¹²THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010

Correlación de Chawla.¹³ Chawla en 1967 propuso un método de cálculo de caída de presión en flujo de dos fases basado en el gradiente de presión del vapor, como se muestra en la ecuación 2.55.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(\frac{dp}{dz}\right)_g \Phi_{Chawla} \quad (2.55)$$

El gradiente de presión por fricción en fase gaseosa se calcula por medio de la ecuación 2.45. El multiplicador de dos fases Φ_{Chawla} se calcula con la ecuación 2.56.

$$\Phi_{Chawla} = x^{1,75} \left[1 + S \left(\frac{1-x}{x} \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \right]^{2,375} \quad (2.56)$$

El radio de partición S está expresado por la ecuación 2.57.

$$S = \frac{1}{9,1 \left[\frac{1-x}{x} (Re_g Fr_H)^{-0,167} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0,9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{-0,5} \right]} \quad (2.57)$$

donde Fr_H es calculado con la ecuación 2.32, y Re_g es determinada con la ecuación 2.30, usando la viscosidad del vapor.

Correlación de Müller-Steinhagen.¹⁴ Müller-Steinhagen y Heck, en 1986 propusieron una correlación para el cálculo del gradiente de presión friccional, que en esencia es una interpolación empírica entre todo el flujo líquido y todo el flujo de vapor, como se indica en la ecuación 2.58.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = H (1-x)^{1/3} + Bx^3 \quad (2.58)$$

donde el factor H es calculado por medio de la ecuación 2.59

$$H = A + 2(B - A)x \quad (2.59)$$

los factores A y B , son los gradientes de presión friccional para flujo líquido $\left(\frac{dp}{dz}\right)_l$ y flujo gaseoso $\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$ respectivamente. Estos factores son calculados con las ecua-

¹³THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010

¹⁴Ibíd.

ciones 2.44 y 2.45.

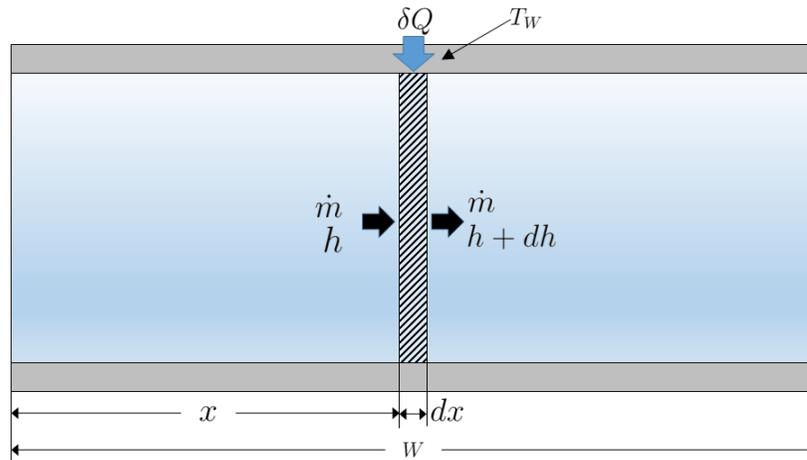
2.1.1.3. Ecuación de conservación de la energía. Al realizar balance de energía y teniendo en cuenta la Figura 17, se podría escribir la ecuación 2.60.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,sal} - h_{ref,ent}) \quad (2.60)$$

en donde la rata de calor transferida \dot{Q} puede ser expresada por medio de resistencia de transferencia de calor equivalente y se obtendría la ecuación 2.61.

$$\frac{\left(T_{pared} - \frac{T_{ref,ent} + T_{ref,sal}}{2} \right)}{\frac{1}{\alpha_{ref} A_{int}} + \frac{\delta/2}{k_{tubo} A_{med}}} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,sal} - h_{ref,ent}) \quad (2.61)$$

Figura 18. Análisis de la Temperatura del fluido interno.



Fuente: Autor del proyecto.

En el caso que no exista cambio de fase del refrigerante en el sector de tubo estudiado, se puede obtener una expresión algebraica de la temperatura del refrigerante. Considérese el diferencial de volumen seleccionado en la Figura 18.

$$\begin{aligned}
\delta Q &= \dot{m} dh = U dA (T_w - T_l) \\
\dot{m} c_p dT &= U \pi D_i dx (T_w - T_l) \\
\frac{dT}{T_w - T_l} &= \frac{U \pi D_i dx}{\dot{m} c_p} \\
\int_{T_{ent}}^T \frac{dT}{T_w - T_l} &= \int_0^x \frac{U \pi D_i dx}{\dot{m} c_p} \\
-\ln \left(\frac{T_w - T}{T_w - T_{ent}} \right) &= \frac{U \pi D_i x}{\dot{m} c_p} \\
T_{sal} &= T_w - (T_w - T_{ent}) e^{\left(\frac{U \pi D_i \Delta x}{\dot{m} c_p} \right)}
\end{aligned} \tag{2.62}$$

La ecuación 2.62 describe el comportamiento de la temperatura del refrigerante a lo largo del tubo, mientras no se presente un cambio de fase.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor α_{ref} , ya sea para flujo monofásico o bifásico se calcula mediante correlaciones experimentales, las cuales se presentan a continuación:

Correlaciones coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico. Las correlaciones para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para flujo monofásico normalmente está en función de tres números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl. Algunas correlaciones se detallan a continuación.

Correlación de Gnielinski.¹⁵

$$Nu_{m,T,1} = 3,66 \tag{2.63}$$

$$Nu_{m,T,2} = 1,615 \sqrt[3]{Re Pr D/l} \tag{2.64}$$

Si el flujo es laminar, $Re < 2300$, el número Nu queda expresado como lo indica la

¹⁵GESELLSCHAFT, V. D. I.; VDI Heat Atlas; 2nd ed.; Springer, 2010

ecuación 2.65.

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_{m,T,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,T,2} - 0,7)^3} \quad (2.65)$$

Si el flujo es totalmente desarrollado, $Re > 10000$, el número Nu queda expresado como lo indica la ecuación 2.66.

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$$

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (2.66)$$

Ahora en el caso que el flujo se encuentre entre flujo laminar y totalmente desarrollado. $2300 < Re < 10000$, es necesario realizar una interpolación lineal como se muestra en la ecuación 2.67.

$$Nu_{m,T,2,2300} = 1,615 \sqrt[3]{2300 Pr D_i/L}$$

$$Nu_{m,T,3,2300} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} \sqrt{2300 Pr D_i/L - 0,7}$$

$$Nu_{m,T,2300} = \sqrt[3]{49,371 + (Nu_{m,T,2,2300} - 0,7)^3 + (Nu_{m,T,3,2300})^3}$$

$$Nu_{turb,10^4} = \frac{(0,0308/8) 10^4 Pr}{1 + 12,7 \sqrt{0,0308/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right]$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}$$

$$Nu = (1 - \gamma) Nu_{m,T,2300} + \gamma Nu_{turb,10^4} \quad (2.67)$$

y por último se calcula el coeficiente de transferencia de calor a partir del número Nu , por medio de la ecuación 2.68

$$\alpha = \frac{Nu k_l}{D_i} \quad (2.68)$$

Correlación de Petukhov.¹⁶

$$f = \frac{1}{(1,82 \log_{10}(Re) - 1,64)} \quad (2.69)$$

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{1,07 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.70)$$

Correlación de Gnielinski².¹⁷

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.71)$$

Correlación de Dittus Boelter.¹⁸ Si el flujo es laminar, $Re < 2300$ el número de Nusselt Nu queda expresado por la ecuación 2.72.

$$Nu = 3,66 \quad (2.72)$$

Si el flujo es turbulento, $Re > 10000$, se usa la ecuación 2.73.

$$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n \quad (2.73)$$

Si el fluido se está calentando $n = 0,4$. En caso contrario $n = 0,3$.

Si el valor del número de Reynolds está entre 2300 y 10000 es necesario realizar una interpolación lineal.

¹⁶LIENHARD, John H; A Heat Transfer Textbook; 4th ed.; Dover Publications, 2011

¹⁷CENGEL, Yunus A.; Heat Transfer: A Practical Approach; 2nd ed.; Mcgraw-Hill (Tx), 2002

¹⁸INCROPERA, Frank P.; Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition with IHT/FEHT 3.0 CD with User Guide Set; 6th ed.; Wiley, 2006

Correlaciones coeficiente de transferencia de calor en flujo bifásico. A diferencia de las correlaciones para el cálculo del coeficiente de calor de flujo de una sola fase, el coeficiente de transferencia de calor bifásico depende del patrón de flujo y de las propiedades termodinámicas y de transporte del vapor como del líquido. A continuación se describen algunas correlaciones tanto para evaporación como para condensación.

Correlación de Ananiev (Condensación).¹⁹

$$\alpha = \alpha_0 \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_m}} \quad (2.74)$$

donde

$$\frac{1}{\rho_m} = \left(\frac{1}{\rho_l}\right) (1 - x) + \left(\frac{1}{\rho_g}\right) x \quad (2.75)$$

y α_0 corresponde a cualquier correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para flujo monofásico, considerando que todo el flujo es líquido.

Correlación de Cavallini y Zecchin (Condensación).²⁰

$$Re_g = \frac{G x D}{\mu_g} \quad (2.76)$$

$$Re_l = \frac{G (1 - x) D}{\mu_l} \quad (2.77)$$

$$Re_{eq} = Re_g \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0,5} + Re_l \quad (2.78)$$

$$\alpha = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_l^{0,33} \frac{k_l}{D_i} \quad (2.79)$$

¹⁹CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

²⁰KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

Correlación de Traviss (Condensación).²¹

$$F_1 = 0,15 \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right] \quad (2.80)$$

$$F_2 = \begin{cases} 0,70 Pr_l Re_l^{0,5} & Re_l \leq 50 \\ 5 Pr_l + 5 \ln [1 + Pr_l (0,09636 Re_l^{0,585} - 1)] & 50 < Re_l \leq 1125 \\ 5 Pr_l + 5 \ln (1 + 5 Pr_l) + 2,5 \ln (0,00313 Re_l^{0,812}) & Re_l > 1125 \end{cases} \quad (2.81)$$

$$\alpha = Pr_l Re_l^{0,9} \frac{F_1 k_l}{F_2 D_i} \quad (2.82)$$

Correlación de Shah (Condensación).²²

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} P_r^{0,4} \quad (2.83)$$

$$\alpha_l = 0,023 \left[\frac{G(1-x) D_i}{\mu_l} \right]^{0,8} \frac{Pr_l^{0,4} k_l}{D_i} \quad (2.84)$$

$$\alpha = \alpha_l \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right) \quad (2.85)$$

Correlación de Shah (Evaporación).²³

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_i} \quad (2.86)$$

$$K_{FR} = (25 Fr_L)^{-0,3} \quad (2.87)$$

$$Co = \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} K_{FR} \quad (2.88)$$

$$Bo = \frac{q''}{\dot{m} h_{lg}} \quad (2.89)$$

²¹KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

²²Ibíd.

²³CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

$$N_s = \begin{cases} 0,38Fr_L^{-0,3}Co & \text{para } Fr_L < 0,04 \\ Co & \text{para } Fr_L \geq 0,04 \end{cases} \quad (2.90)$$

$$F = \begin{cases} 14,7 & \text{para } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15,43 & \text{para } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (2.91)$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1,8}{N_s^{0,8}} \quad (2.92)$$

Para $N_s > 1$

$$\Psi_{nb} = \begin{cases} 230Bo^{0,5} & \text{para } Bo > 0,3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46Bo^{0,5} & \text{para } Bo \leq 0,3 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (2.93)$$

$$\Psi = \begin{cases} \Psi_{cb} & \text{para } \Psi_{cb} > \Psi_{nb} \\ \Psi_{nb} & \text{para } \Psi_{nb} \geq \Psi_{cb} \end{cases} \quad (2.94)$$

Para $0,1 < N_s \leq 1,0$

$$\Psi_{bs} = F Bo^{0,5} \exp(2,74N_s^{-0,1}) \quad (2.95)$$

$$\Psi = \begin{cases} \Psi_{cb} & \text{para } \Psi_{cb} > \Psi_{bs} \\ \Psi_{bs} & \text{para } \Psi_{bs} \geq \Psi_{cb} \end{cases} \quad (2.96)$$

Para $N_s \leq 0,1$

$$\Psi_{bs} = F Bo^{0,5} \exp(2,74N_s^{-0,15}) \quad (2.97)$$

$$\Psi = \begin{cases} \Psi_{cb} & \text{para } \Psi_{cb} > \Psi_{bs} \\ \Psi_{bs} & \text{para } \Psi_{bs} \geq \Psi_{cb} \end{cases} \quad (2.98)$$

$$\alpha = \Psi 0,023 * \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_l} \right]^{0,8} Pr^{0,4} \frac{k_l}{D_i} \quad (2.99)$$

Correlación de Chen (Evaporación).²⁴

$$F = \begin{cases} 1 & \text{para } X_{tt}^{-1} \leq 0,1 \\ 2,35 \left(0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,736} & \text{para } X_{tt}^{-1} > 0,1 \end{cases} \quad (2.100)$$

$$Re_{tp} = Re_l [F]^{1,25} \quad (2.101)$$

²⁴CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007

$$S = (1 + 2,56 \times 10^{-6} Re_{tp}^{1,17})^{-1} \quad (2.102)$$

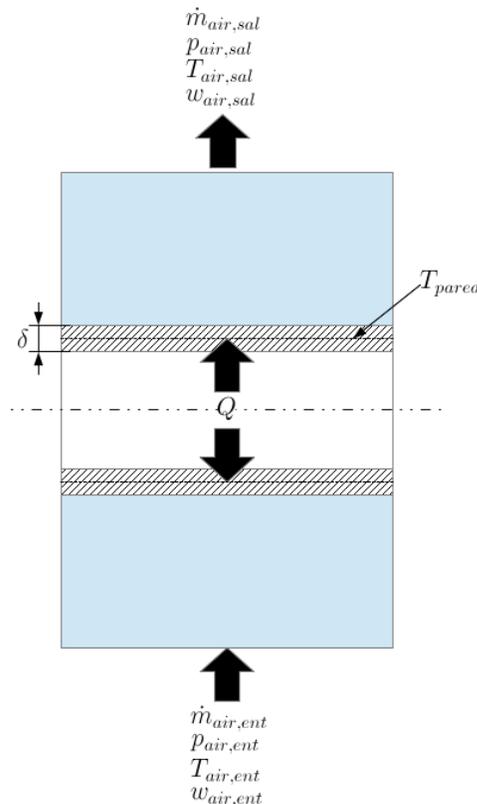
$$\alpha_{mac} = 0,023 \left(\frac{k_l}{D_i} \right) Re_{tp}^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2.103)$$

$$\alpha_{mic} = 0,00122 \left[\frac{k_l^{0,79} c_{p_l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lg}^{0,24} \rho_g^{0,24}} \right] [T_w - T_{sat}(p_l)]^{0,24} [p_{sat}(T_w) - p_l]^{0,75} S \quad (2.104)$$

$$\alpha = \alpha_{mac} + \alpha_{mic} \quad (2.105)$$

2.1.2. Ecuaciones que rigen en el lado del aire. Las ecuaciones que rigen el lado del aire, están expresadas casi en su totalidad por correlaciones experimentales de diversos autores. Cuando se está trabajando con un evaporador, también hay que considerar la condensación que se pudiera presentar en el lado del aire, el cual afecta drásticamente el cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

Figura 19. Análisis fluido externo.

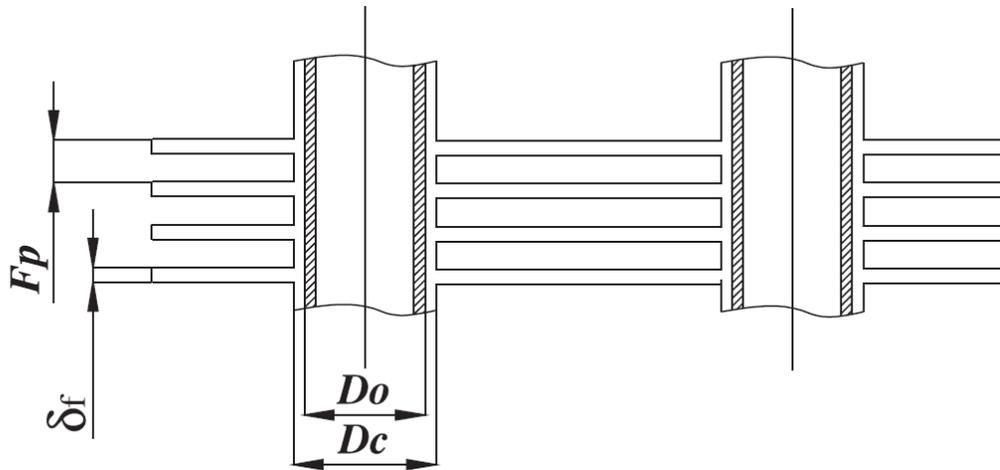


Fuente: Autor del proyecto.

Para la simulación solo se contemplaron tres tipos de aletas que se describen a continuación:

Aletas planas (Plain)

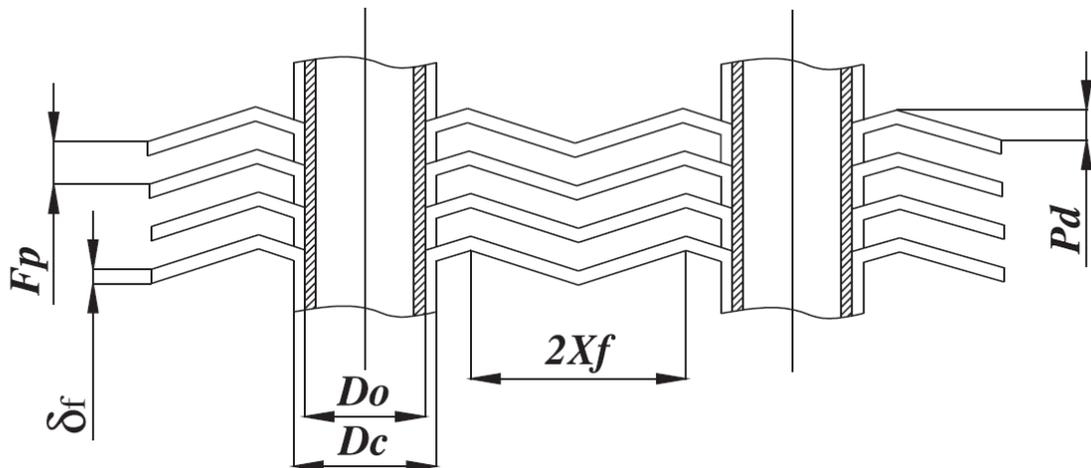
Figura 20. Aletas planas (Plain).



Fuente: Autor del proyecto.

Aletas onduladas (Wavy)

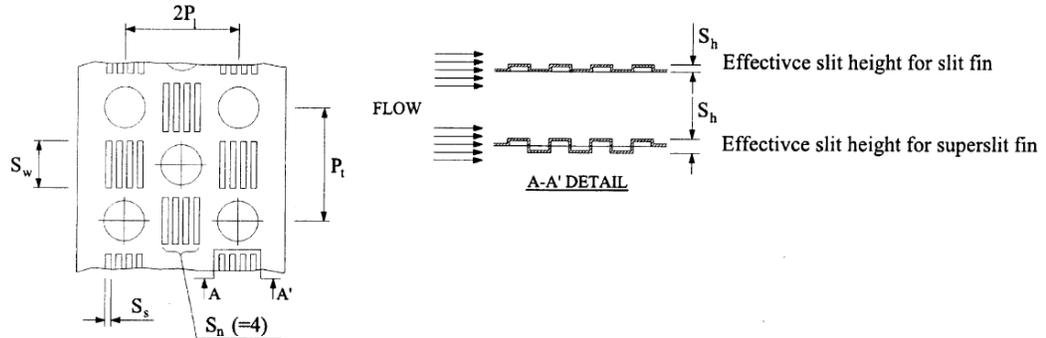
Figura 21. Aletas onduladas (Wavy).



Fuente: WANG, Chi-Chuan y LIAW, Jane-Sunn; Air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition – data with larger diameter tube; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 55, no. 11–12, (2012), pp. 3054–3060; ISSN 0017-9310

Aletas tipo persiana (Slit)

Figura 22. Aletas tipo persiana (Slit).



Fuente: WANG, Chi-Chuan; LEE, Wei-Song y SHEU, Wen-Jenn; A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 44, no. 18, (2001), pp. 3565–3573; ISSN 0017-9310

2.1.2.1. Ecuación de conservación de la masa. En el diagrama mostrado en la Figura 19, se puede observar que el refrigerante solo va a tener una entrada y una salida. Aplicando la ecuación de la conservación de masa se obtiene la ecuación 2.106.

$$\sum (\dot{m})_{ent} = \sum (\dot{m})_{sal}$$

$$\dot{m}_{air,ent} = \dot{m}_{air,sal} = \dot{m}_{air} \quad (2.106)$$

2.1.2.2. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. La caída de presión en la parte externa del intercambiador se calculará con correlaciones, que se presentan a continuación dependiendo el tipo de aletas. Para el cálculo de la caída de presión a partir del coeficiente de fricción, se usa la ecuación 2.107, la cual fue propuesta por Kays y London.

$$f = \frac{Ac \rho_m}{Ao \rho_1} \left[\frac{2\Delta P \rho_1}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (2.107)$$

El factor de fricción f en la ecuación 2.107 se puede calcular a partir de las siguientes correlaciones:

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas planas).²⁵

$$f = 0,0267 Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{Pl}{Dc} \right)^{F2} \left(\frac{Fp}{Dc} \right)^{F3} \quad (2.108)$$

donde

$$F1 = -0,764 + 0,739 \frac{Pl}{Dc} + 0,177 \frac{Fp}{Dc} - \frac{0,00758}{N} \quad (2.109)$$

$$F2 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln(Re_{Dc})} \quad (2.110)$$

$$F3 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln(Re_{Dc})} \quad (2.111)$$

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas wavy).²⁶ Para un $Re_{Dc} < 1000$ se usa la ecuación 2.112.

$$f = 4,37 Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{Fs}{Dh} \right)^{F2} \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{F3} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{0,2054} N^{F4} \quad (2.112)$$

donde

$$F1 = -0,574 - 0,137 (\ln(Re_{Dc}) - 5,26)^{0,245} \left(\frac{Pt}{Dc} \right)^{-0,765} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{-0,243} \left(\frac{Fs}{Dh} \right)^{-0,474} \tan(\theta)^{-0,217} N^{0,035} \quad (2.113)$$

$$F2 = -3,05 \tan(\theta) \quad (2.114)$$

$$F3 = -0,192N \quad (2.115)$$

$$F4 = -0,646 \tan(\theta) \quad (2.116)$$

Para un $Re_{Dc} \geq 1000$ se usa la ecuación 2.117.

$$f = 0,228 Re_{Dc}^{f1} \tan(\theta)^{f2} \left(\frac{Fs}{Pl} \right)^{f3} \left(\frac{Pl}{Dc} \right)^{f4} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{0,383} \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{-0,247} \quad (2.117)$$

²⁵WANG, Chi-Chuan; CHI, Kuan-Yu y CHANG, Chun-Jung; Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 15, (2000a), pp. 2693–2700; ISSN 0017-9310

²⁶WANG, Chi-Chuan; HWANG, Young-Ming y LIN, Yur-Tsai; Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 5, (2002), pp. 673–680; ISSN 0140-7007

donde

$$f1 = -0,141 \left(\frac{Fs}{Pl} \right)^{0,0512} \tan(\theta)^{-0,472} \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{0,35} \left(\frac{Pt}{Dh} \right)^{0,449 \tan(\theta)} N^{-0,049+0,237 \tan(\theta)} \quad (2.118)$$

$$f2 = -0,562 (\ln(Re_{Dc}))^{-0,0923} N^{0,013} \quad (2.119)$$

$$f3 = 0,302 Re_{Dc}^{0,03} \left(\frac{Pt}{Dc} \right)^{0,026} \quad (2.120)$$

$$f4 = -0,306 + 3,63 \tan(\theta) \quad (2.121)$$

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas slit).²⁷

$$f = 0,3929 Re_{Dc} \left(-3,585 + 0,8846 \frac{Fp}{Dc} + 2,677 \frac{Pt}{Pl} \right) N^{-0,009 \log(Re_{Dc})} \left(\frac{Ss}{Sh} \right)^{-2,48} \left(\frac{Fp}{Dc} \right)^{-1,5706} \frac{157,06}{Re_{Dc}} \quad (2.122)$$

2.1.2.3. Ecuación de conservación de la energía. Haciendo balance de energía y teniendo en cuenta la Figura 19, se podría escribir la ecuación 2.123.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} (h_{air,sal} - h_{air,ent}) \quad (2.123)$$

en donde la tasa de calor transferida \dot{Q} puede ser expresada por medio de resistencia de transferencia de calor equivalente y se obtendría la ecuación 2.124.

$$\frac{\left(T_w - \frac{T_{air,ent} + T_{air,sal}}{2} \right)}{\frac{1}{\alpha_{air} \eta_o A_{ext}} + \frac{\delta/2}{k_{tubo} A_{med}}} = \dot{m}_{air} (h_{air,sal} - h_{air,ent}) \quad (2.124)$$

El coeficiente de transferencia de calor en la parte externa del intercambiador se calculará con correlaciones, que se presentan a continuación dependiendo el tipo

²⁷WANG, Chi-Chuan; TAO, Wei-Han y CHANG, Chun-Jung; An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 22, no. 8, (1999b), pp. 595–603; ISSN 0140-7007

de aletas. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, se halla a partir del factor de Colburn j mediante la ecuación 2.125.

$$j = \frac{\alpha_o}{\rho V_{max} C p_a} Pr^{2/3} \quad (2.125)$$

Los factores de Colburn se calculan a partir de las siguientes correlaciones:

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas planas).²⁸ Si el número de filas del intercambiador es igual a 1, se aplica la ecuación 2.126

$$j = 0,108 Re_{Dc}^{-0,29} \left(\frac{Pt}{Pl}\right)^{P1} \left(\frac{Fp}{Dc}\right)^{-1,084} \left(\frac{Fp}{Dh}\right)^{-0,786} \left(\frac{Fp}{Pt}\right)^{P2} \quad (2.126)$$

donde

$$P1 = 1,9 - 0,23 \ln(Re_{Dc}) \quad (2.127)$$

$$P2 = -0,236 + 0,126 \ln(Re_{Dc}) \quad (2.128)$$

Para un número de filas mayor de 1, se aplica la ecuación 2.129.

$$j = 0,086 Re_{Dc}^{P3} N^{P4} \left(\frac{Fp}{Dc}\right)^{P5} \left(\frac{Fp}{Dh}\right)^{P6} \left(\frac{Fp}{Pt}\right)^{-0,93} \quad (2.129)$$

donde

$$P3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\ln(Re_{Dc})} + 0,158 \ln \left(N \left(\frac{Fp}{Dc}\right)^{0,41} \right) \quad (2.130)$$

$$P4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{Pl}{Dh}\right)^{1,42}}{\ln(Re_{Dc})} \quad (2.131)$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\ln(Re_{Dc})} \quad (2.132)$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \ln \left(\frac{Re_{Dc}}{N} \right) \quad (2.133)$$

$$Dh = \frac{4A_c L}{A_o} \quad (2.134)$$

²⁸WANG, Chi-Chuan; CHI, Kuan-Yu y CHANG, Chun-Jung; Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 15, (2000a), pp. 2693–2700; ISSN 0017-9310

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas wavy).²⁹ Para un $Re_{Dc} < 1000$ se usa la ecuación 2.135.

$$j = 0,882 Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{J2} \left(\frac{Fs}{Pt} \right)^{J3} \left(\frac{Fs}{Dc} \right)^{-1,58} (\tan(\theta))^{-0,2} \quad (2.135)$$

donde

$$J1 = 0,0045 - 0,491 Re_{Dc}^{-0,0316 - 0,0171 \ln(N \tan(\theta))} \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{-0,109 \ln(N \tan(\theta))} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{0,542 + 0,0471 N} \left(\frac{Fs}{Dc} \right)^{0,984} \left(\frac{Fs}{Pt} \right)^{-0,349} \quad (2.136)$$

$$J2 = -2,72 + 6,84 \tan(\theta) \quad (2.137)$$

$$J3 = 2,66 \tan(\theta) \quad (2.138)$$

Para un $Re_{Dc} \geq 1000$ se usa la ecuación 2.139.

$$j = 0,0646 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{j2} \left(\frac{Fs}{Pt} \right)^{-1,03} \left(\frac{Pl}{Dc} \right)^{0,432} (\tan(\theta))^{-0,692} N^{-0,737} \quad (2.139)$$

donde

$$j1 = -0,0545 - 0,0538 \tan(\theta) - 0,302 N^{-0,24} \left(\frac{Fs}{Pl} \right)^{-1,3} \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{0,379} \left(\frac{Pl}{Dh} \right)^{-1,35} \tan(\theta)^{-0,256} \quad (2.140)$$

$$j2 = -1,29 \left(\frac{Pl}{Pt} \right)^{1,77 - 9,43 \tan(\theta)} \left(\frac{Dc}{Dh} \right)^{0,229 - 1,43 \tan(\theta)} N^{-0,166 - 1,08 \tan(\theta)} \left(\frac{Fs}{Pt} \right)^{-0,174 \ln(0,5N)} \quad (2.141)$$

²⁹WANG, Chi-Chuan; HWANG, Young-Ming y LIN, Yur-Tsai; Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 5, (2002), pp. 673–680; ISSN 0140-7007

Correlación de Chi-Chuan Wang (aletas slit).³⁰ El coeficiente de transferencia de calor para las aletas tipo slit, están dadas por la ecuación 2.142

$$j = 1,6409 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{S_s}{S_h} \right)^{1,16} \left(\frac{Pt}{Pl} \right)^{1,37} \left(\frac{Fp}{Dc} \right)^{j2} N^{j3} \quad (2.142)$$

donde

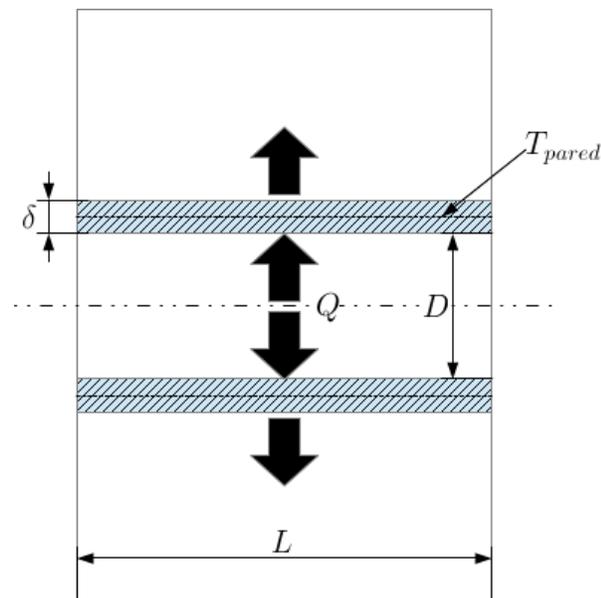
$$j1 = -0,674 + \frac{0,1316N}{\ln(Re_{Dc})} - 0,3769 \frac{Fp}{Dc} - \frac{1,8857N}{Re_{Dc}} \quad (2.143)$$

$$j2 = -0,0178 + \frac{0,996N}{\ln(Re_{Dc})} + \frac{26,7N}{Re_{Dc}} \quad (2.144)$$

$$j3 = 1,865 + \frac{1244,03}{Re_{Dc}} \frac{Fp}{Dc} - \frac{14,37}{\ln(Re_{Dc})} \quad (2.145)$$

2.1.3. Ecuaciones que rigen al tubo aleteado. Para el modelado se considera que la transmisión de calor dentro del tubo es unidimensional y en sentido radial al diámetro del tubo, como se muestra en la Figura 23.

Figura 23. Análisis tubo aleteado.



Fuente: Autor del proyecto.

³⁰WANG, Chi-Chuan; TAO, Wei-Han y CHANG, Chun-Jung; An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 22, no. 8, (1999b), pp. 595–603; ISSN 0140-7007

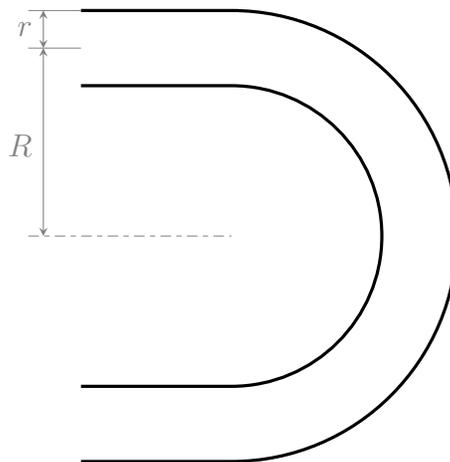
2.1.3.1. Ecuación de conservación de la energía. Teniendo en cuenta la suposición del modelo de no existir transmisión de calor en sentido longitudinal del tubo, si se realiza un balance de energía de acuerdo a la Figura 23, todo el calor sería transmitido en sentido radial como se expresa en la ecuación 2.146

$$\dot{Q} = \frac{2 \pi L k_{tubo}}{\ln \left(\frac{D_i + 2\delta}{D_i} \right)} \Delta T \quad (2.146)$$

2.1.4. Ecuaciones que rigen a los codos. Los codos permiten la unión de los diferentes tubos, estos elementos no se encuentran aleteados y se considera que externamente están en contacto con aire estancado. Las ecuaciones que rigen estos elementos se detallan a continuación.

2.1.4.1. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. Los codos no van a tener aletas, por tal razón el área de transferencia de calor va a ser mucho menor que en los tubos aleteados. Además si se considera que en el lado externo de los codos el fluido va a estar estancando es posible despreciar la transferencia de calor en los codos.

Figura 24. Diagrama del codo.



Fuente: Autor del proyecto.

Lo contrario va a suceder con la caída de presión en los codos la cual es mayor que si el tubo fuera recto para la misma longitud de recorrido. Las correlaciones

para el cálculo de caída de presión en los codos para flujo monofásico y bifásico se presentan a continuación:

Caída de presión en los codos para flujo monofásico. En flujo monofásico los cálculos de la caída de presión en los codos se realizaran de forma muy similar a los cálculos de caída por presión en tubería recta. El factor de fricción tendrá un incremento que generalmente es una función del diámetro del tubo y el radio de curvatura, las correlaciones usadas en este trabajo se presentan a continuación.

Correlación de Idelchick e Ito.³¹ El cálculo de la caída de presión queda expresada por la ecuación 2.147.

$$\Delta p = K \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.147)$$

$$K = \frac{4f_c L}{D_i} \quad (2.148)$$

Cálculo del diámetro equivalente según la ecuación 2.149

$$De = Re \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (2.149)$$

Si el flujo es laminar el factor de fricción queda expresado con la ecuación 2.150.

$$f_c = \begin{cases} 5Re^{-6,5} \left(\frac{R}{r}\right)^{-0,175} & \text{para } 50 < De \leq 600 \\ 2,6Re^{-0,55} \left(\frac{R}{r}\right)^{-0,225} & \text{para } 600 < De \leq 1400 \\ 1,25Re^{-0,45} \left(\frac{R}{r}\right)^{-0,275} & \text{para } 1400 < De \leq 5000 \end{cases} \quad (2.150)$$

Si el flujo es turbulento se calcula la caída de presión con las ecuaciones 2.147, 2.151, 2.152 y 2.153

$$K = \begin{cases} 0,00873B\phi f_c \frac{R}{r} & \text{para } Re \left(\frac{R}{r}\right)^{-2} < 91 \\ 0,00241B\phi Re^{-0,17} \left(\frac{R}{r}\right)^{0,84} & \text{para } Re \left(\frac{R}{r}\right)^{-2} > 91 \end{cases} \quad (2.151)$$

$$f_c \left(\frac{R}{r}\right)^{0,5} = 0,00725 + 0,076 \left(Re \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \quad (2.152)$$

³¹KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002

$$B = 1 + 116 \left(\frac{R}{r} \right)^{-4,52} \quad (2.153)$$

Caída de presión en los codos para flujo bifásico La caída de presión en los codos para flujo bifásico es función del patrón de flujo como lo fue para tubería recta. Las correlaciones usadas en este trabajo se presentan a continuación.

Correlación de Geary³² La correlación de Geary calcula la caída de presión en los codos de acuerdo a las ecuaciones 2.154 y 2.155.

$$\Delta p = f \frac{\pi R G^2 x^2}{D_i 2\rho_v} \quad (2.154)$$

$$f = \frac{8,03 \times 10^{-4} Re_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \frac{2R}{D_i}\right) x^{1,25}} \quad (2.155)$$

2.1.4.2. Ecuación de conservación de la energía. Según la suposición del modelo, se considera que los codos que une a los tubos, están en condiciones adiabáticas, por lo tanto se considera que no va a existir pérdidas de calor en este trayecto.

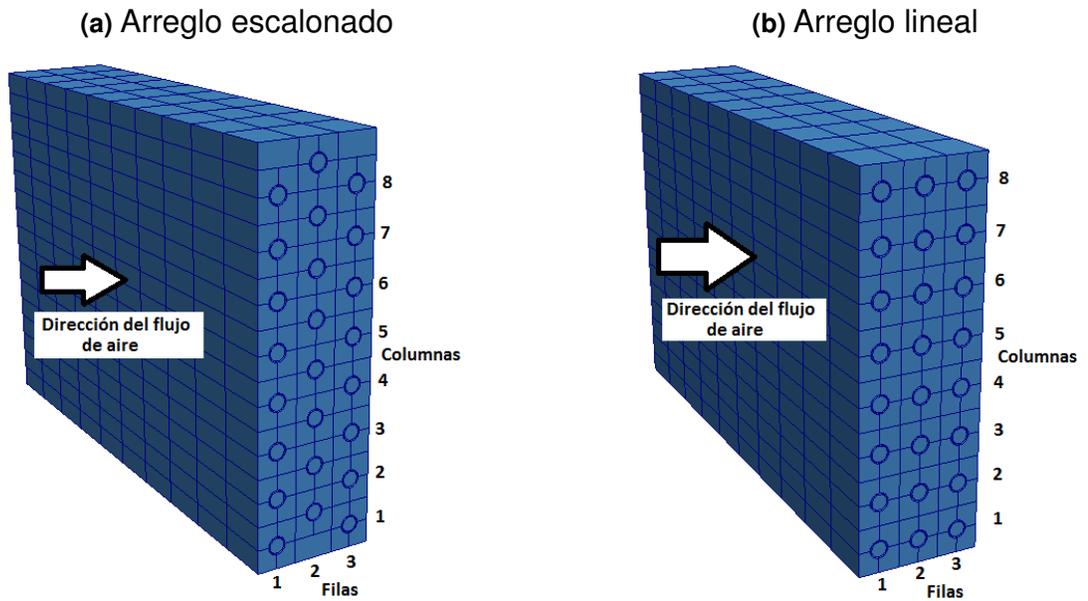
2.2. MODELO NUMÉRICO

El modelo numérico del intercambiador de calor contempla las ecuaciones utilizadas para la implementación del modelo matemático en la simulación.

2.2.1. Mallado del intercambiador. La distribución de los tubos en un intercambiador de tubos y aletas puede estar en forma escalonada (*staggered*) o en forma lineal (*in-line*). Dependiendo de cada uno de los casos el mallado de todo el intercambiador de calor se realiza como se muestra en la Figura 25. El número de identificación de cada tubo se realiza por medio de un par coordenado (*fila, columna*) como se muestra en la Figura 25.

³²GEARY, D.F.; Return bend pressure drop in refrigeration systems; ASHRAE Transactions; vol. 81, no. 1, (1975), pp. 250–265

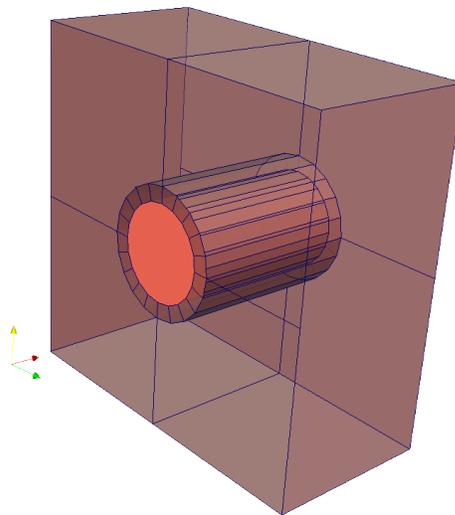
Figura 25. Mallado del intercambiador de calor.



Fuente: Autor del proyecto.

En la Figura 26 se presenta un diagrama del volumen de control general para la realización del modelo.

Figura 26. Volumen de control.

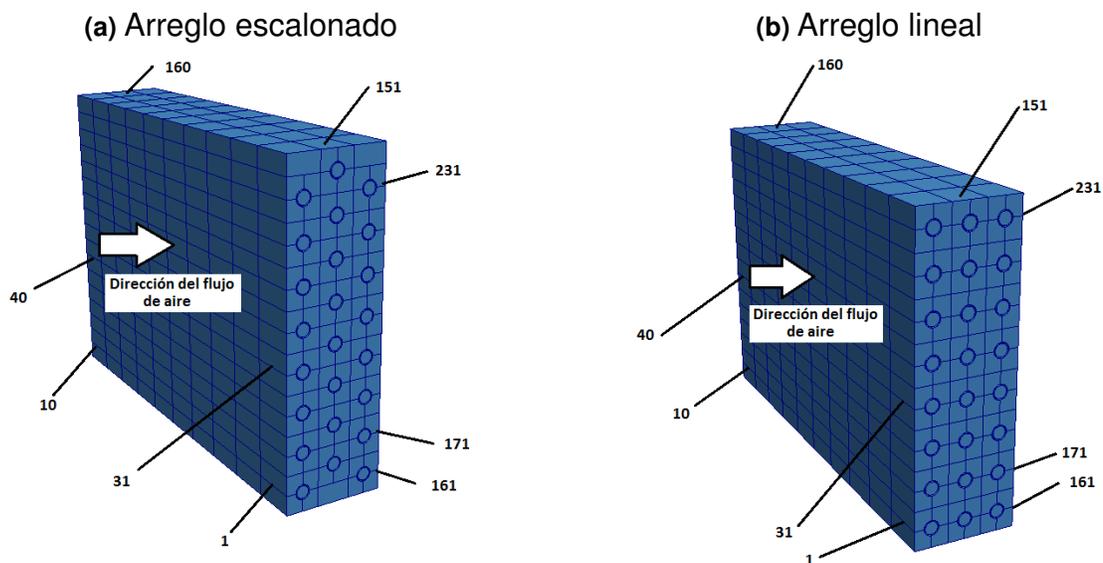


Fuente: Autor del proyecto.

Este volumen de control a su vez está constituido por tres celdas, que corresponden al fluido interno, el tubo con superficie extendida (las aletas no son dibujadas) y el fluido externo.

El número de identificación de los volúmenes de control dentro del mallado empieza a numerarse desde el tubo ubicado en la fila 1 y columna hasta recorrer todo el tubo, posteriormente se pasa a la siguiente columna y este proceso se repite hasta abarcar todas las filas del intercambiador. Un ejemplo de identificación de los volúmenes de control se muestra en la Figura 27.

Figura 27. Identificación de los volúmenes de control.



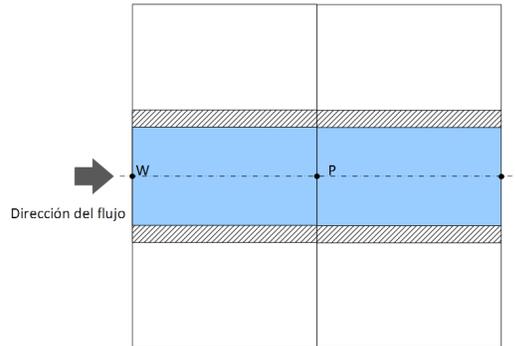
Fuente: Autor del proyecto.

2.2.1.1. Discretización. A partir del modelo matemático obtenido, se procede a construir las ecuaciones de discretización para una celda. Se va a considerar un modelo de temperatura de pared constante TPC³³. Los nodos del volumen de control estarán ubicados en la superficie de entrada y salida del fluido.

³³FUENTES, David; CHACON, Jorge y GELVEZ, Omar; Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. parte 1: desarrollo de la formulación; UIS Ingenierías; vol. 7, no. 2, (2008), pp. 139–151. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia

Lado del refrigerante. En la Figura 28 se presenta el diagrama usado para el análisis del refrigerante. El cálculo de las propiedades en el punto P se realiza de acuerdo a la ecuación 2.156.

Figura 28. Discretización volumen de control refrigerante.



Fuente: Autor del proyecto.

$$\phi_P = \phi_W + \Delta\phi \quad (2.156)$$

Aplicando la ecuación 2.156, a las propiedades de interés se obtendría las ecuaciones 2.157, 2.158 y 2.159.

$$(m_{ref})_P = (m_{ref})_W \quad (2.157)$$

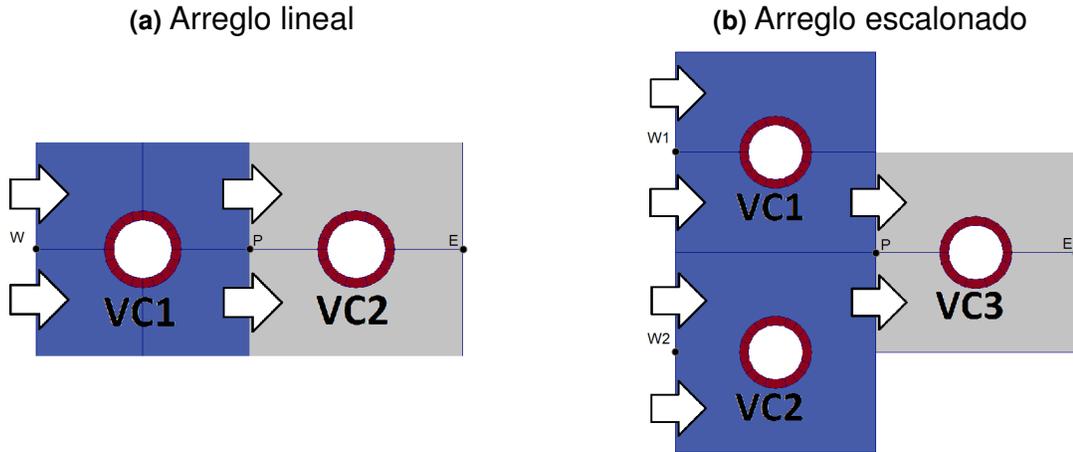
$$(h_{ref})_P = (h_{ref})_W + \Delta h \quad (2.158)$$

$$(p_{ref})_P = (p_{ref})_W + \Delta p \quad (2.159)$$

donde Δp es calculado con las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 2.1.1.2 y Δh es calculado con las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 2.1.1.3. A partir de estas propiedades es posible calcular el resto de propiedades termodinámicas y de transporte.

Lado del aire. En la Figura 29 se presenta el diagrama usado para el análisis en el lado aire. El cálculo de las propiedades en el punto P se realiza dependiendo el arreglo de los tubos, si es lineal o escalonado.

Figura 29. Discretización volumen de control aire.



Fuente: Autor del proyecto.

Si el arreglo es lineal (Figura 29a), el cálculo de las propiedades en el punto P se realiza de acuerdo a la ecuación 2.160.

$$\phi_P = \phi_W + \Delta\phi \quad (2.160)$$

Aplicando la ecuación 2.160 a las propiedades de interés se obtendrá las ecuaciones 2.161, 2.162, 2.163 y 2.164.

$$(m_{air})_P = (m_{air})_W \quad (2.161)$$

$$(h_{air})_P = (h_{air})_W + \Delta h \quad (2.162)$$

$$(p_{air})_P = (p_{air})_W + \Delta p \quad (2.163)$$

$$(w_{air})_P = (w_{air})_W + \Delta w \quad (2.164)$$

Ahora si el arreglo es escalonado (Figura 29b), el cálculo de las propiedades en el punto P se realiza de acuerdo a la ecuación 2.165 .

$$\phi_P = \frac{(\phi_{W1} + \Delta\phi_1) + (\phi_{W2} + \Delta\phi_2)}{2} \quad (2.165)$$

Aplicando la ecuación 2.160 a las propiedades de interés se obtendría las ecuaciones 2.166, 2.167, 2.168 y 2.169.

$$(m_{air})_P = \frac{(m_{air})_{W1} + (m_{air})_{W2}}{2} \quad (2.166)$$

$$(h_{air})_P = \frac{((h_{air})_{W1} + \Delta h_1) + ((h_{air})_{W2} + \Delta h_2)}{2} \quad (2.167)$$

$$(p_{air})_P = \frac{((p_{air})_{W1} + \Delta p_1) + ((p_{air})_{W2} + \Delta p_2)}{2} \quad (2.168)$$

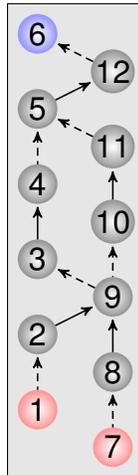
$$(w_{air})_P = \frac{((w_{air})_{W1} + \Delta w_1) + ((w_{air})_{W2} + \Delta w_2)}{2} \quad (2.169)$$

donde Δp , Δp_1 y Δp_2 es calculado con las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 2.1.2.2. Δh , Δh_1 y Δh_2 es calculado con las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 2.1.2.3. Por último Δw , Δw_1 y Δw_2 es calculado con las ecuaciones algebraicas presentadas en la sección 2.3.3. A partir de estas propiedades es posible calcular el resto de propiedades termodinámicas y de transporte.

2.2.2. Configuración de los circuitos. Un tema importante en el modelado del intercambiador es la configuración de cualquier topología de conexionado de tubos, por tal motivo se utilizó la teoría de grafos para tal fin.

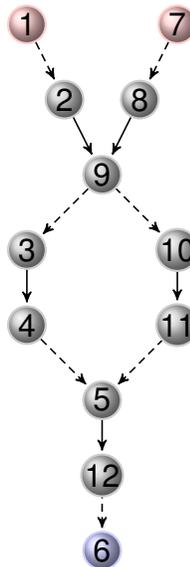
2.2.2.1. Descripción de los circuitos mediante la teoría de grafos. La representación de la interconexión de los tubos se realizó mediante grafos dirigidos. Considere, por ejemplo, que se tiene un simple intercambiador de calor como se muestra en la Figura 30, donde los tubos están enumerados de abajo hacia arriba y de izquierda a derecha, y las líneas discontinuas representan que la conexión de los tubos se realiza en la parte posterior del intercambiador.

Figura 30. Esquema del intercambiador de calor de ejemplo.



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 31. Grafo de conexionado de los tubos.



Fuente: Autor del proyecto.

Las conexiones de los tubos de este intercambiador están representadas mediante el grafo presentado en la Figura 31. A partir de este grafo se genera una matriz adjunta del interconexionado de los tubos, posibilitando identificar la entrada del refrigerante. Como físicamente un tubo no puede ser conectado con sí mismo, la conexión del tubo consigo relaciona el tubo como una entrada de refrigerante al

intercambiador, haciendo uso del siguiente convenio:

si ($i \neq j$)

$$m_{i,j} = \begin{cases} 0 & \text{el tubo } i \text{ no está conectado con el tubo } j \\ 1 & \text{el tubo } i \text{ está conectado al tubo } j \text{ por la parte frontal} \\ -1 & \text{el tubo } i \text{ está conectado al tubo } j \text{ por la parte posterior} \end{cases}$$

si ($i = j$)

$$m_{i,i} = \begin{cases} 0 & \text{el tubo } i \text{ no es entrada} \\ 1 & \text{el tubo } i \text{ es entrada en la parte frontal} \\ -1 & \text{el tubo } i \text{ es entrada en la parte posterior} \end{cases}$$

La matriz adjunta resultante se puede observar en la Figura 32, esta matriz siempre será simétrica y tendrá la información sobre, qué tubos están conectados y en cuál lado, lo que facilitaría ciertas operaciones como la generación de una visualización del intercambiador. Esta matriz adjunta se diferencia a la matriz adjunta propuesta por Liu, porque no es necesario crear dos tubos virtuales para considerar las entradas y salidas del intercambiador. Otra diferencia es que la matriz propuesta por Liu no es simétrica y solo relaciona la conexión con el siguiente tubo. Jiang³⁴ también trabaja con una matriz adjunta, pero esta matriz no es cuadrada y lo que relaciona son las uniones de los tubos.

Existen otros métodos para la relación de los conexiones de los tubos como es el propuesto por Kuo³⁵, el cual está basada en una matriz de 4 índices y cada uno de estos índices puede tener valores de 0 hasta 6 que representa una condición en especial. La implementación de este método sería más complicada y rígida, que la presentada en este trabajo.

La matriz adjunta presentada en la Figura 32 es muy práctica para obtener información de las conexiones de los tubos y ubicación de la conexión. Pero esta matriz

³⁴JIANG, Haobo; AUTE, Vikrant y RADERMACHER, Reinhard; CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 29, no. 4, (2006), pp. 601–610; ISSN 0140-7007

³⁵KUO, M.C.; MA, H.K.; CHEN, S.L. et al.; An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry; Applied Thermal Engineering; vol. 26, no. 1, (2006), pp. 1–9; ISSN 1359-4311

Figura 32. Matriz adjunta del ejemplo propuesto.

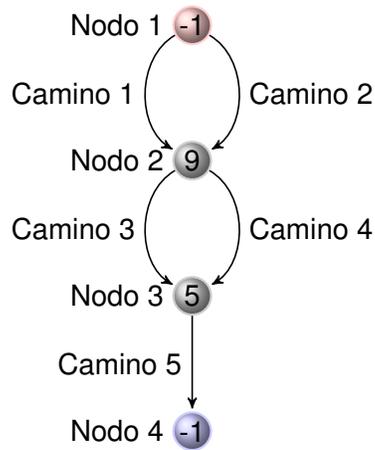
$$M = \begin{matrix} & \overbrace{1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 9 \ 10 \ 11 \ 12}^{\text{Tubos}} \\ \left. \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \end{matrix} \right\} & \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \end{matrix} \end{matrix} \quad \left. \vphantom{\begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \end{matrix}} \right\} \text{Tubos}$$

Fuente: Autor del proyecto.

adjunta no permite determinar, de forma eficiente, los tubos donde se presentan singularidades en el flujo del refrigerante. Estas singularidades pueden ser: puntos de convergencia, donde se unen el flujo de dos o más tubos; puntos de divergencias, donde el flujo del refrigerante se divide en dos o más tubos; puntos de entrada, son los tubos donde ingresa el refrigerante al intercambiador; puntos de salida, son los tubos donde el refrigerante sale del intercambiador.

El cálculo del flujo del intercambiador es realizado siguiendo la dirección del flujo del refrigerante entre los posibles caminos que unen los puntos de singularidad. Para realizar esto se usa un nuevo grafo de conexión de los caminos, que para el ejemplo ya presentado, el grafo resultante se muestra en la Figura 33.

Figura 33. Grafo de conexionado de los caminos.



Fuente: Autor del proyecto.

En este grafo los nodos están asociados a las singularidades, y los caminos³⁶ están asociados a las uniones de estas singularidades. Siempre debe existir por lo menos dos nodos, uno de entrada y el otro de salida, que para diferenciarlos, son asociados a un tubo inexistente -1. En la implementación, el grafo se asocia a un puntero de un nodo que apunta al nodo de entrada, para el ejemplo es el nodo 1 de la Figura 33. Los nodos donde se presenta una divergencia o convergencia del flujo, están asociados al tubo donde esto ocurre, para el ejemplo seleccionado serían los tubos 5 y 9, como se muestra en la Figura 33.

En el ejemplo ya presentado y haciendo uso del grafo de la Figura 33, los caminos quedan identificados por la siguiente secuencia de tubos:

Camino 1: 1 → 2 → 9

Camino 2: 7 → 8 → 9

Camino 3: 9 → 3 → 4 → 5

Camino 4: 9 → 10 → 11 → 5

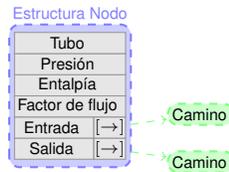
Camino 5: 5 → 12 → 6

En la Figura 34, se muestra la estructura del nodo, que tiene asociado ciertos valores. *Tubo* hace referencia al número del tubo, *Presión* está relacionada con la

³⁶unión consecutiva de tubos donde el flujo másico del refrigerante es constante.

presión de entrada en el tubo, *Entalpía* es el valor de la entalpía específica a la entrada del tubo, *Factor de flujo* es la fracción de flujo con respecto al total que entra al tubo, además la estructura tiene dos listas de punteros de caminos, la lista *entrada* hace referencia a los caminos que entran al tubo y la lista *salida* hace referencia a los caminos que salen del tubo.

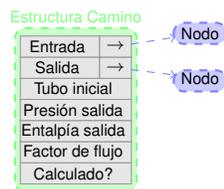
Figura 34. Estructura de datos para el nodo.



Fuente: Autor del proyecto.

En la Figura 35, se muestra la estructura camino, que está asociada a la conexión de los nodos. Esta estructura tiene asociada ciertos valores. El puntero *inicio* hace referencia al nodo de entrada, el puntero *fin* hace referencia al nodo de salida, *Tubo inicial* indica el primer tubo al que se une el nodo, *Presión salida* es la presión de salida del camino, *Entalpía salida* es el valor de la entalpía específica de salida del camino, *Factor de flujo* es la fracción de flujo con respecto al total que entra al tubo y *Calculado?* indica si ya se realizó el cálculo de ese camino (usado para las rutinas de los grafos).

Figura 35. Estructura de datos para el camino.



Fuente: Autor del proyecto.

El cálculo del intercambiador de calor haciendo uso del grafo de la Figura 33 y las estructura de datos de las Figuras 34 y 35, está basado en una versión modificada de búsqueda de profundidad (en inglés DFS o Depth First Search), que para el ejemplo con que se está trabajando se procede de la forma que se explica a continuación. El grafo está identificado con un puntero al nodo de entrada, para este

caso es el nodo 1 y se aplica el algoritmo DFS a cada uno de los nodos, hasta llegar al nodo de salida. El nodo 1 tiene dos caminos de salida: el camino 1 y el camino 2, según el algoritmo DFS, el cálculo se realiza siguiendo las siguientes rutas:

Camino 1 → *Camino 3* → *Camino 5*

Camino 2 → *Camino 3* → *Camino 5*

En la estructura camino presentado en la Figura 35, bajo la variable *presion salida*, queda guardada la presión de salida de cada camino, entonces se calcula la caída de presión por cada una de las rutas y se ajusta el flujo másico por cada una de las rutas de forma que la caída de presión por cada una de las rutas sean aproximadamente iguales. El nuevo valor del flujo luego es asociado a la variable *Factor de flujo* perteneciente a la estructura camino mostrada en la Figura 35. Este mismo proceso se realiza en los siguientes nodos. Para el nodo 2 las rutas por las que se calcula son:

Camino 3 → *Camino 5*

Camino 4 → *Camino 5*

En el nodo 2, se realiza los mismos cálculos realizados para el nodo 1. En el nodo 3 solo va a consistir de una sola ruta que corresponde a:

Camino 5

Como el nodo 3 solo tiene una ruta de salida, no tendrá ajuste para el flujo. El nodo 4 es el nodo de salida y no es usado para los cálculos.

2.2.3. Tubos de confluencia o división del refrigerante. En los tubos donde se presenta división o unión de tubos hay que tener las siguientes consideraciones.

2.2.3.1. Nodo donde confluye más de un tubo Cuando en la entrada de un tubo converge más de un flujo se realiza un balance de energía para calcular el valor de la entalpía, y la presión de entrada del tubo sería igual a la presión de salida del flujo de los tubos que convergen como se muestra en la ecuaciones 2.170 y 2.171.

$$h_{ent} = \frac{\sum_{i=1}^n h_{i,sal} \dot{m}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i} \quad (2.170)$$

$$p_{ent} = p_{i,sal} = \dots = p_{n,sal} \quad (i = 1 \text{ hasta } n) \quad (2.171)$$

2.2.3.2. Nodo donde se divide a más de un tubo. Si se presenta una división del flujo a la salida de un tubo, las propiedades del refrigerante se calculan a partir de las ecuaciones 2.172 y 2.173.

$$h_{i,ent} = \dots = h_{n,ent} = h_{sal} \quad (i = 1 \text{ hasta } n) \quad (2.172)$$

$$p_{i,ent} = \dots = p_{n,ent} = p_{sal} \quad (i = 1 \text{ hasta } n) \quad (2.173)$$

2.2.4. Distribución del refrigerante. En intercambiadores de calor de aletas y tubos con varios circuitos, el flujo másico se ajusta a cada circuito de forma que la caída de presión por cada circuito sea la misma. Para el cálculo del flujo de cada circuito se usó la correlación de Jung que está descrita en el trabajo de Liu³⁷. Jung considera la caída de presión una función de una resistencia al flujo S y el flujo másico \dot{m} , como se muestra en la ecuación 2.174.

$$\Delta p = S \dot{m}^2 \quad (2.174)$$

Para cada ramificación el cálculo del factor de resistencia de flujo S , queda expresado para la ecuación 2.175.

$$S_i = \frac{\Delta p_i}{\dot{m}_i^2} \quad (2.175)$$

El cálculo del flujo másico de cada ramificación se realiza por medio de la ecuación 2.176.

$$\dot{m}_i = \varepsilon_i \dot{m}_{total} \quad (2.176)$$

donde ε_i queda expresado por la ecuación 2.177.

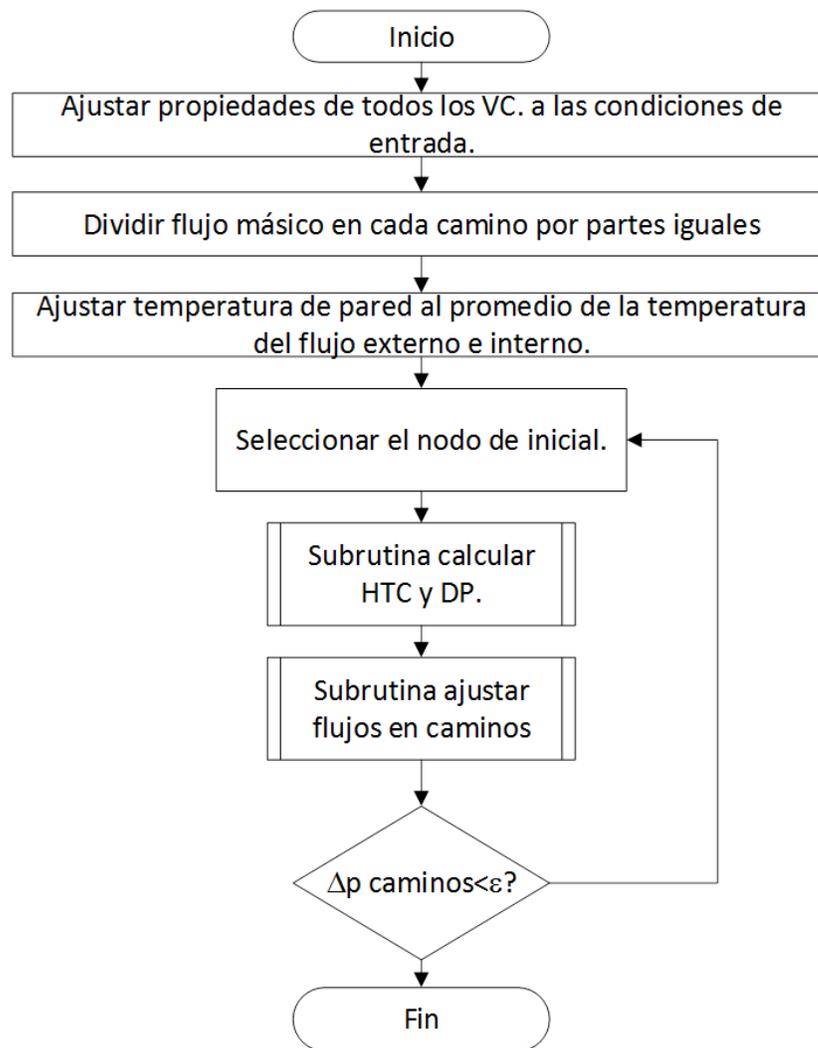
$$\varepsilon_i = \frac{S_i^{-0,5}}{\sum_{j=1}^n S_j^{-0,5}} \quad (2.177)$$

Estos cálculos se realizan iterativamente hasta lograr el valor de convergencia adecuado.

³⁷LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007

2.2.5. Algoritmos Para la solución del modelo fue necesario desarrollar algunos algoritmos principalmente para la secuencia de cálculo de todo el intercambiador, también para el cálculo de la caída de presión y el coeficiente de transferencia de calor, y en el caso que exista más de un circuito, se creó el algoritmo para el cálculo de la distribución de flujo para cada uno de los circuitos. La implementación del modelado de intercambiadores de calor de tubos y aletas fue realizado usando Programación Orientada a Objetos, se utilizó como lenguaje de programación C++.

Figura 36. Diagrama de flujo cálculo del intercambiador.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.5.1. Cálculo de todo el intercambiador. El diagrama de flujo propuesto para realizar el cálculo del intercambiador de aletas y tubos se puede ver en

la Figura 36. El proceso consiste inicialmente en ajustar cada volumen de control a unos valores por defecto, en el caso que exista varios circuitos el flujo másico se divide por igual en cada ramificación. Posterior a esto se realiza un cálculo iterativo de la transferencia de calor y caída de presión de forma simultánea. Por último se calcula la distribución de flujo que circula por cada circuito (descrito en la sección 2.2.4), hasta obtener los porcentajes de error esperados.

2.2.5.2. Cálculo de propiedades de los fluidos. La gran mayoría de programas para intercambiadores de calor, calculan las propiedades de los fluidos basados en el REFPROP®, como por ejemplo Jiang³⁸, Larbi³⁹, Byun⁴⁰ y muchos otros. En este trabajo se realizó una interfase a las rutinas de cálculo de REFPROP® basado en la Programación Orientada a Objetos que permite una inicialización dinámica de los fluidos (refrigerante y aire sicrométrico) así como funciones flexibles para el cálculo de las diferentes propiedades.

2.2.5.3. Cálculo de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor. Es posible realizar los cálculos de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor de forma independiente como los realizó Liu⁴¹, pero realizar esto no es muy confiable, ya que podría haber errores considerables en el cálculo de las propiedades de los fluidos, sobretodo cuando existe un cambio de fase en el refrigerante. El algoritmo usado para esto se puede ver en la Figura 37.

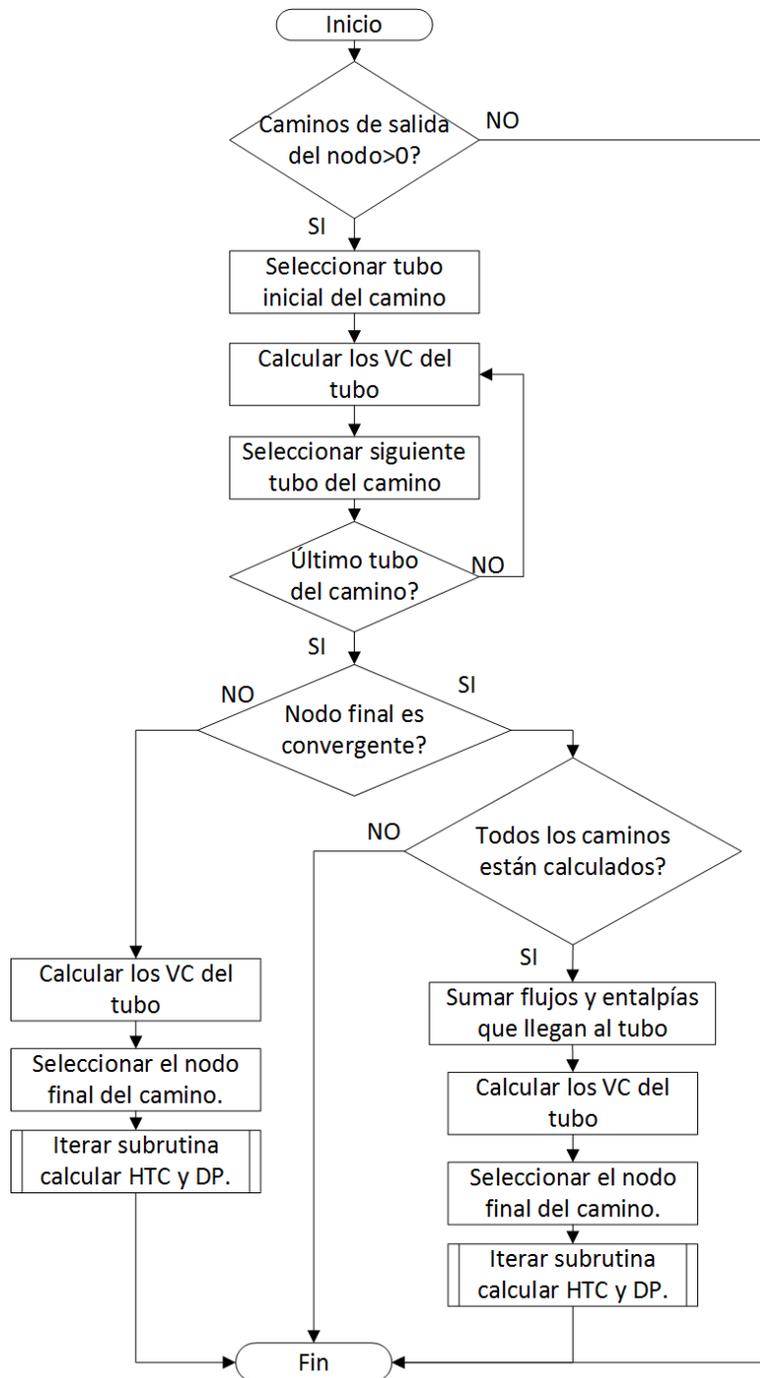
³⁸JIANG, Haobo; AUTE, Vikrant y RADERMACHER, Reinhard; CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 29, no. 4, (2006), pp. 601–610; ISSN 0140-7007

³⁹LARBI BENDAOU, Adlane; OUZZANE, Mohamed; AIDOUN, Zine et al.; A new modeling procedure for circuit design and performance prediction of evaporator coils using CO2 as refrigerant; Applied Energy; vol. 87, no. 10, (2010), pp. 2974–2983; ISSN 0306-2619

⁴⁰BYUN, Ju-Suk; LEE, Jinho y CHOI, Jun-Young; Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger; International Journal of Refrigeration; vol. 30, no. 5, (2007), pp. 812–820; ISSN 0140-7007

⁴¹LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007

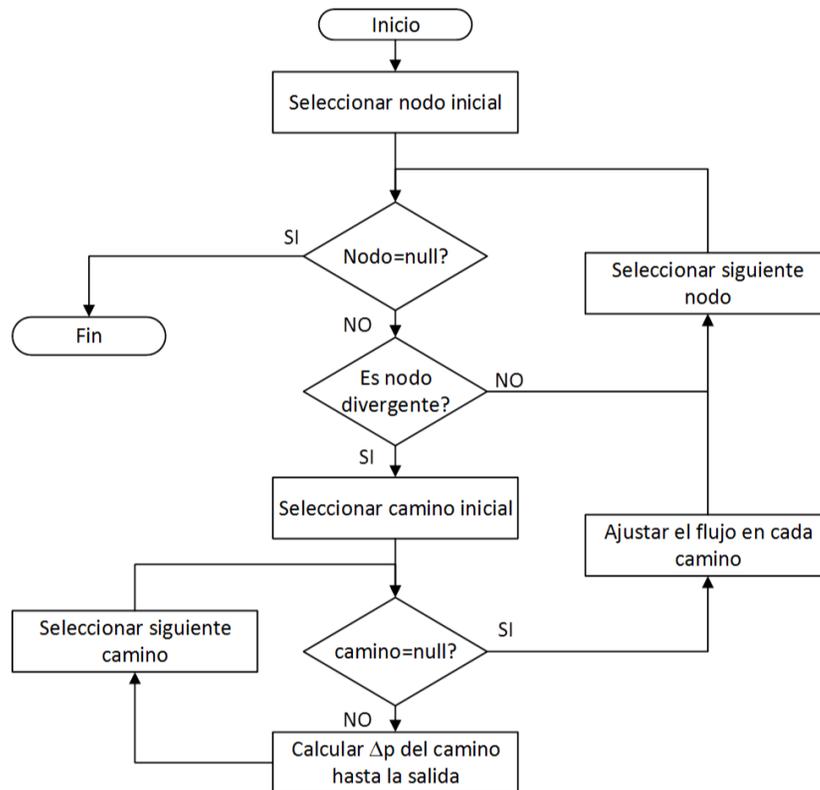
Figura 37. Diagrama de flujo cálculo de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.5.4. Cálculo de la distribución del refrigerante. Cuando hay divisiones en el flujo del refrigerante, los cálculos deben garantizar que la caída de presión por cualquier ramificación sean iguales, y esto se logra realizando una distribución por cada una de las bifurcaciones, hasta obtener el porcentaje de error esperado, tal como se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 38.

Figura 38. Diagrama de flujo distribución del refrigerante.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.6. Programación de las clases La implementación final para el cálculo de intercambiadores de calor de tubos y aletas, se puede resumir en el código mostrado en el Cuadro de Código 1. La clase principal mostrada es *Intercambiador()*, que crea un objeto llamado *intercambiador* a partir del constructor que toma por argumento una cadena que hace referencia al nombre del archivo donde se encuentra la información del intercambiador. Si la lectura del documento fue correcta y no se genera error, se procede a calcular el intercambiador con la información encontrada en el archivo. Después que los cálculos se han realizado, es posible ver

los resultados, para esto hay que indicar el nombre del archivo en que se guardará la información y la variable a mostrar. Finalmente se procede a eliminar las clases creadas para liberar la memoria dinámica usada.

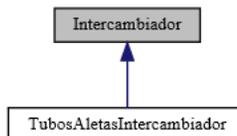
Código 1. Implementación cálculo del intercambiador.

```
int main(){
    Intercambiador* intercambiador=crearIntercambiador("condensador.xml"); /*!< Creación del
        intercambiador desde un archivo. */
    if(intercambiador->datosValidados()){
        intercambiador->calcular();/*!< Cálculo del intercambiador. */
        intercambiador->visualizar("resultadoTemperatura.vtk","Temperatura");/*!< Visualización
            gráfica del resultado de Temperatura del intercambiador. */
        intercambiador->visualizar("resultadoPresion.vtk","Presión");/*!< Visualización gráfica
            del resultado de Presión del intercambiador. */
    }else{
        MessageBox(NULL, "Error cargando el archivo", "Reporte", MB_OK | MB_ICONINFORMATION);
    }
    delete intercambiador;
    return 0;
}
```

A continuación se describirán las clases más importantes desarrolladas para el cálculo de intercambiadores de calor de tubos y aletas⁴².

2.2.6.1. Clase Intercambiador. Esta es la clase principal de toda la simulación, es una clase base que se diseñó por defecto para que a futuro pudiese manejar varios tipos de intercambiadores de calor. Si el archivo usado en el constructor tiene el atributo *tipo="TubosAletas"* en la etiqueta *info* , se creará una clase *TubosAletasIntercambiador()*, que es heredada de la clase *Intercambiador()*, y manejará toda la información referente a los intercambiadores de calor de tubos y aletas. En la Figura 39 se muestra el diagrama de herencias de la clase *Intercambiador()*.

Figura 39. Diagrama de herencia clase Intercambiador.



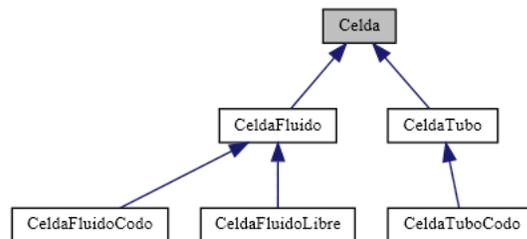
Fuente: Autor del proyecto.

⁴²Existe un documento con la descripción de todas las clases programadas, que no hace parte de los anexos de este documento, pero si se encuentra en la información suministrada a la Biblioteca de la UIS.

2.2.6.2. Clase Celdas. En la Figura 40 se muestra el diagrama de herencias de la clase *Celda()*. Una de las clases derivadas es la clase *CeldaFluido()* que tiene asociada todas las características tanto del fluido interno como el fluido externo. El fluido interno que circula por los codos tiene un tratamiento especial que el fluido que circula por los tubos, es por esto que existe una clase derivada de la clase *CeldaFluido()* llamada *CeldaFluidoCodo()*, diseñada para manejar el fluido interno cuando circula por un codo. En el fluido externo cuando el arreglo de los tubos es escalonado se genera celdas de fluido que no están en contacto con el tubo, estas celdas se manejan con la clase *CeldaFluidoLibre*, la cual es una clase derivada de la clase *CeldaFluido()*.

Existen otras dos clases derivadas de la clase *Celda()*, que son las clases *CeldaTubo()* y *CeldaTuboCodo()*, las cuales manejan las celdas de los tubos y los codos respectivamente.

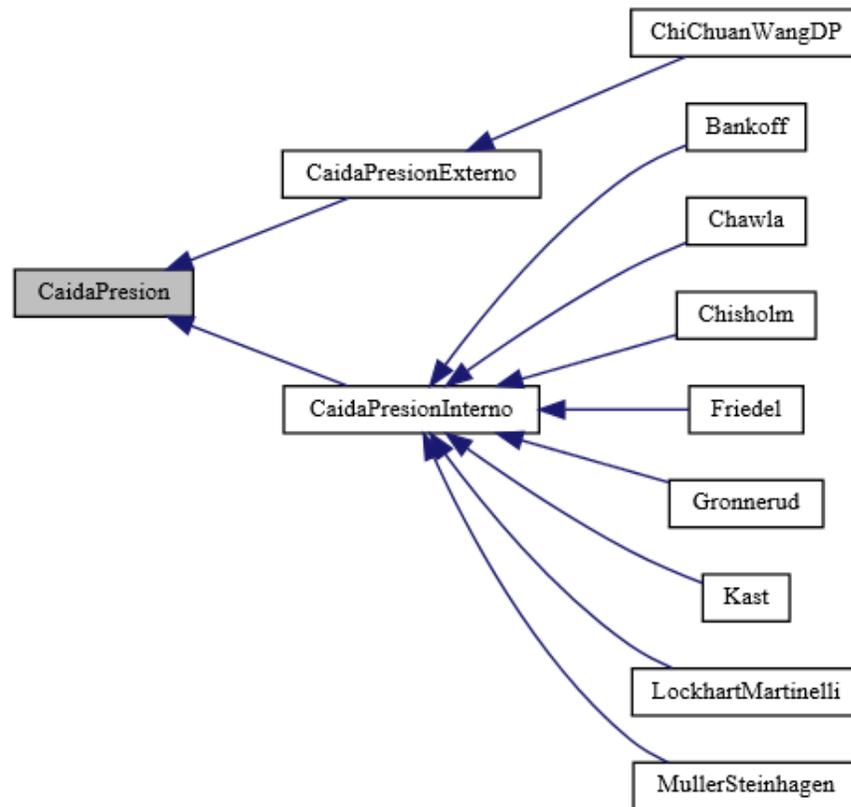
Figura 40. Diagrama de herencia clase Celda.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.6.3. Clase CaidaPresion. En la Figura 41 se muestra el diagrama de herencias de la clase *CaidaPresion()*. Esta clase es base para las clases *CaidaPresionInterno()*, usada para el cálculo de la caída de presión en el lado de los tubos, y la clase *CaidaPresionExterno*, usada para el cálculo de la caída de presión en el lado del aire.

Figura 41. Diagrama de herencia clase CaidaPresion.



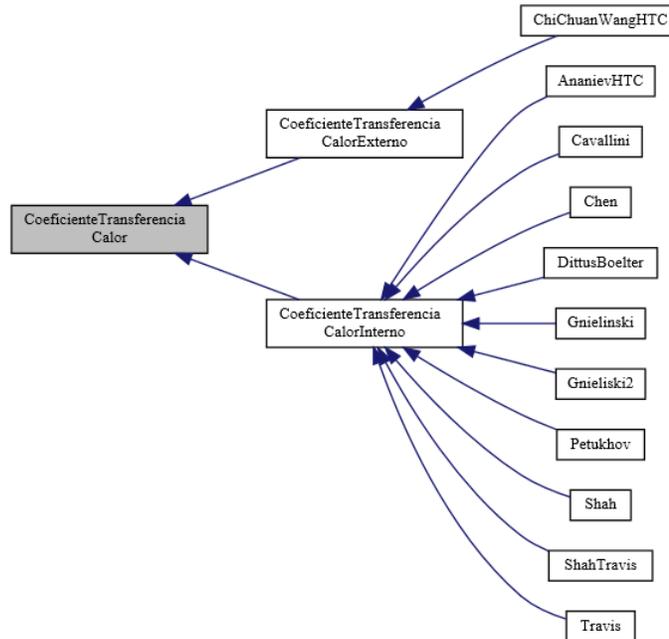
Fuente: Autor del proyecto.

El cálculo de la caída de presión se obtiene haciendo uso del método virtual *obtenerDP (CFluidProp fluido)*, el cual es característico para cada correlación en particular.

2.2.6.4. Clase CoeficienteTransferenciaCalor. En la Figura 42 se muestra el diagrama de herencias de la clase *CoeficienteTransferenciaCalor()*. Esta clase es base para las clases *CoeficienteTransferenciaCalorInterno()*, usada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado de los tubos, y la clase *CoeficienteTransferenciaCalorExterno*, usada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado del aire.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor se obtiene haciendo uso del método virtual *obtenerHTC (CFluidProp fluido)*, el cual es característico para cada correlación en particular.

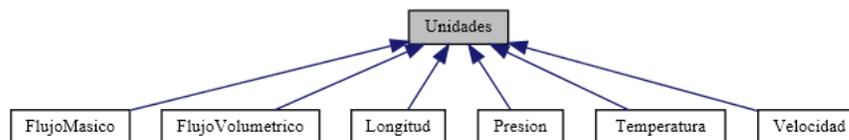
Figura 42. Diagrama de herencia clase CoeficienteTransferenciaCalor.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.6.5. Clase Unidades. En la Figura 43 se muestra el diagrama de herencias de la clase *Unidades()*. La clase *Unidades()* maneja la conversión de unidades de las variables usadas a unidades propias del Sistema Internacional (SI).

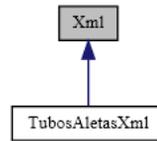
Figura 43. Diagrama de herencia clase Unidades.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.6.6. Clase Xml. En la Figura 44 se muestra el diagrama de herencias de la clase *Xml()*. La clase *Xml()* es una clase base para la clase *TubosAletasXml()*, donde se encuentra programado el método virtual *convertir()*, que se encarga de tomar los valores en forma de cadena del archivo y convertirlos en datos, para ser almacenados en variables.

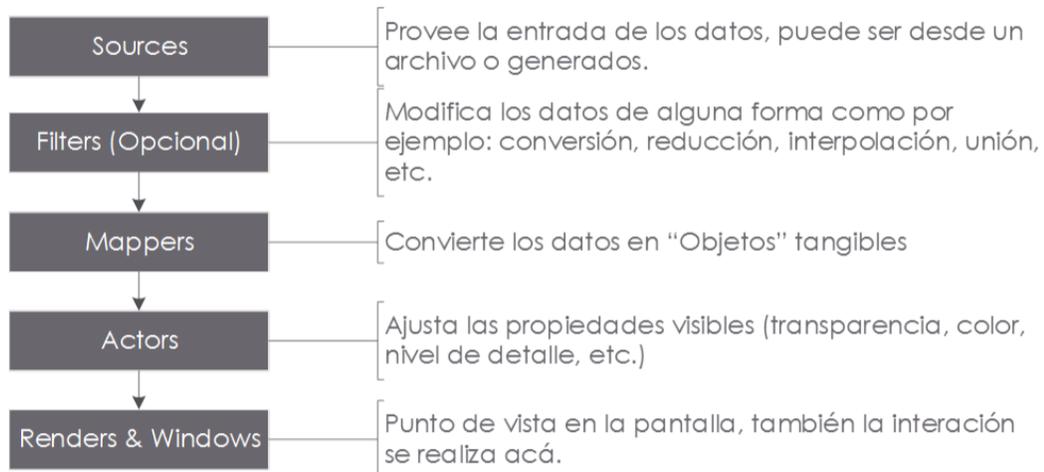
Figura 44. Diagrama de herencia clase Xml.



Fuente: Autor del proyecto.

2.2.7. Visualización de resultados con VTK La visualización de los resultados por medio del *Visualization ToolKit* (VTK), se realiza siguiendo un proceso definido en la Figura 45.

Figura 45. Proceso para la visualización en VTK.



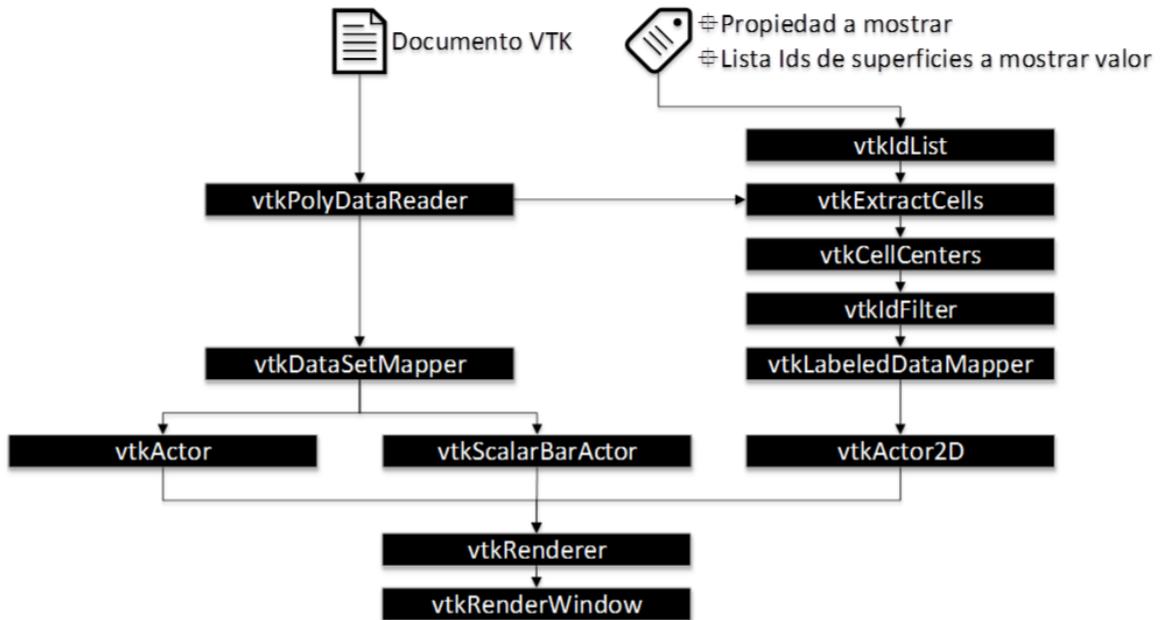
Fuente: Autor del proyecto.

Primero es necesario definir la fuente de los datos, que generalmente se encuentra en un archivo. Los formatos de entrada de estos archivos están especificados en el manual del usuario de VTK⁴³. Opcionalmente después de tener los datos, es posible aplicarle filtros a ellos, si se quiere trabajar solo en algunos datos específicos. Posteriormente a esto, los datos son convertidos a objetos por medio de los *Mappers*, donde esta información es conectada a los *Actors*, donde se ajusta las propiedades visibles. Por último el resultado es conectado a los *Renders* para su visualización e interacción con la ventana.

⁴³KITWARE y INC; VTK User's Guide; 11th ed.; Kitware, Inc., 2010

La implementación de las clases incluidas en las bibliotecas de VTK, para la visualización de los resultados de la simulación de flujos de intercambiadores de calor de tubos y aletas puede resumirse en el diagrama mostrado en la Figura 46, donde se describen como interactúan las clases de la biblioteca VTK.

Figura 46. Implementación para visualización de resultados VTK.

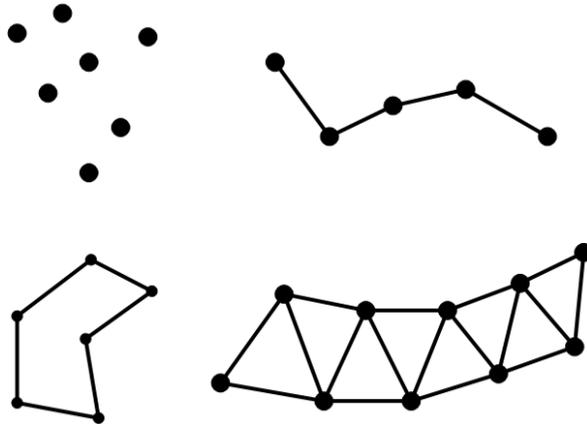


Fuente: Autor del proyecto.

2.2.7.1. Formato datos de salida VTK. La información sobre los formatos de salida VTK está referenciado en el manual del usuario del *Visualization Toolkit*⁴⁴ (VTK).

⁴⁴KITWARE y INC; VTK User's Guide; 11th ed.; Kitware, Inc., 2010

Figura 47. Ejemplo del elemento PolyData.



Fuente: Autor del proyecto.

Para la presentación de los resultados, el tipo de elemento seleccionado fue *PolyData*, el cual es un tipo de datos no estructurado con el que se puede representar puntos, líneas o polinomios, como se muestra en la Figura 47.

El elemento *PolyData*, consiste en una combinación arbitraria de vértices, líneas, polígonos y triángulos, para eso se usan las palabras claves POINTS VERTICES, LINES, POLYGONS, y TRIANGLE_STRIP. Cada una de estas palabras claves requiere dos parámetros el número de celdas **n** y el tamaño de la lista de celdas **size**. En el Cuadro de Código 2, se muestra la estructura general para la representación del tipo de datos *PolyData*.

Código 2. Ejemplo estructura manejo de datos PolyData.

```
DATASET POLYDATA
POINTS n dataType
p0x p0y p0z
p1x p1y p1z
...
p(n-1)x p(n-1)y p(n-1)z
VERTICES n size
numPoints0, i0, j0, k0, ...
numPoints1, i1, j1, k1, ...
...
numPointsn-1, in-1, jn-1, kn-1, ...
LINES n size
numPoints0, i0, j0, k0, ...
numPoints1, i1, j1, k1, ...
...
numPointsn-1, in-1, jn-1, kn-1, ...
POLYGONS n size
```

```

numPoints0, i0, j0, k0, ...
numPoints1, i1, j1, k1, ...
...
numPointsn-1, in-1, jn-1, kn-1, ...
TRIANGLE_STRIP n size
numPoints0, i0, j0, k0, ...
numPoints1, i1, j1, k1, ...
...
numPointsn-1, in-1, jn-1, kn-1, ...

```

2.2.8. Estructura de los datos de entrada y salida La entrada de datos al programa se realiza por intermedio de un archivo de texto plano, y se usó el standard XML⁴⁵ como forma de encapsular la información. El standard XML es un formato muy usado para el intercambio de información entre diferentes aplicaciones. El XML, es un lenguaje basado en etiquetas y tienes varias ventajas como:

- es extensible, es decir después de haber sido desarrollado e implementado en una aplicación, es posible la adición de nuevas etiquetas.
- es posible etiquetar los datos con su significado, lo que permite que sea fácilmente legible.
- facilita la estructuración de la información.

2.2.8.1. Formato de los datos de entrada XML. La primera parte del trabajo consistió en estructurar la información que se va a introducir en los intercambiadores de calor. En el Cuadro de Código 3 se puede observar una plantilla de datos de entrada. La primera línea corresponde al encabezado estándar que tienen todos los documentos XML, las líneas posteriores contienen nombres de etiquetas propias del documento, donde de forma jerárquica se almacena toda la información referente al intercambiador, que se explicará a continuación.

La información de los documentos XML se mostrará según la convención presentada en la Figura 48, donde en la parte superior se muestra un extracto de documento en código XML con solo un elemento y un atributo, y en la parte inferior se muestra la equivalencia desde un punto de vista gráfico.

⁴⁵W3C; Extensible markup language (XML); <http://www.w3.org/XML/>. 2012; URL <http://www.w3.org/XML/>

Figura 48. Equivalencia de los datos XML.



Código 3. Ejemplo plantilla ingreso de datos XML.

```
<?xml version="1.0"?>
<documento progid="CallInter" version="0.1">
  <info nombre="Condensador" tipo="TubosAletas" />
  <fluidos>
    ...
  </fluidos>
  <propiedades>
    ...
  </propiedades>
  <topologia>
    ...
  </topologia>
  <correlacion>
    ...
  </correlacion>
  <ajuste>
    ...
  </ajuste>
  <configuracion resolucion="5" />
</documento>
```

En la Figura 49 se muestra la estructura utilizada para representar la configuración de un intercambiador de calor de tubos y aletas. Los datos de ingreso se dividen en 7 categorías, que están contenidos dentro de una etiqueta raíz nombrada *documento*, la cual solo tiene dos atributos: *progid*, corresponde al nombre del programa que utilizará el documento, para diferenciarlo de cualquier otro documento en XML; *version*, indica la versión del programa para la cual se realizó el documento, con esto se busca tener compatibilidad para futuras versiones del programa.

A continuación se describen cada una de las etiquetas contenidas en la etiqueta raíz "*documento*".

Figura 49. Estructura Documento.

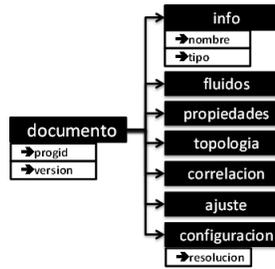
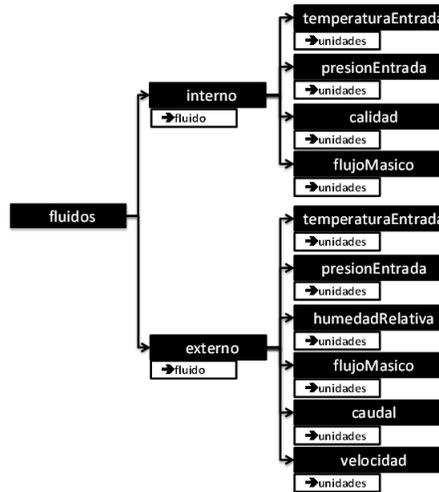


Figura 50. Estructura Fluidos.



Etiqueta “info” En la etiqueta *info* se almacena la información propia y característica del intercambiador, esta información se divide en: *nombre*, indica la identificación característica al que hace referencia el intercambiador, puede ser cualquier cadena; *tipo*, corresponde al tipo de intercambiador de calor a ser analizado, por ejemplo *TubosAletas*, este dato es flexible previendo que en el futuro el programa pueda aceptar otros tipos de intercambiadores.

Etiqueta “fluidos” En la Figura 50, se muestra la estructura usada para el manejo de la información de los fluidos. La etiqueta *interno* está relacionada con el refrigerante y la etiqueta *externo* se relaciona con el aire húmedo.

El fluido interno como externo tiene asociado el atributo *fluido*, que corresponde al nombre del fluido, para el fluido interno generalmente es el nombre de un refrigerante, y para el fluido externo generalmente corresponde al aire sicrométrico. Adicionalmente al nombre del fluido, se debe especificar el valor de las propiedades

necesarias para definir las condiciones de entrada del fluido e información del flujo, como se indica en la Figura 50.

Etiqueta “propiedades” La etiqueta *propiedades* se destinó para almacenar las características de los tubos y las aletas. Tanto para los tubos como para las aletas se necesita especificar el material y el tipo de superficie. En la etiqueta material se define la propiedad de conductividad térmica con su respectiva unidad en el atributo. En el tipo de superficie para los tubos, se especifica el diámetro, espesor y rugosidad.

En el tipo de superficie de las aletas, la información que se debe ingresar es más variada, por esto se especificaron las características de las aletas dependiendo del tipo de aletas del intercambiador (planas, onduladas, tipo persiana, etc). Para estos casos el lenguaje XML tiene gran ventaja, porque solo ingresará las etiquetas de la aleta seleccionada en el atributo *id* de la superficie como se muestra en la Figura 51.

Etiqueta “topología” Bajo esta etiqueta se almacena la información referente al conexionado de los tubos, tipo de arreglo y separaciones. La topología del intercambiador puede ser diversa y tener muchas alternativas que pueden hacer que el comportamiento del intercambiador de calor cambie drásticamente, es por eso que la representación de los datos almacenados en esta etiqueta debe ser flexible y capaz de representar cualquier interconexionado entre los tubos. En la Figura 52 se muestra cómo se representó la topología y se describe a continuación.

filas: número de filas del intercambiador.

columnas: número de columnas del intercambiador.

ancho: corresponde a la longitud de los tubos.

espaciamiento: en el atributo *tipo* se especifica la clase de arreglo (triangular o rectangular) y además se relaciona el valor del espaciamiento longitudinal y transversal.

circuitos: Para especificar los circuitos se divide en trayectos simples, es decir, que no tengan uniones o divisiones. Cada uno de los trayectos debe tener un *id* único, y dependiendo si es un trayecto inicial tiene un atributo *inicio* indicando si inicia en la parte frontal o en la parte posterior del intercambiador de calor. Si el trayecto es una

Figura 51. Estructura Propiedades.

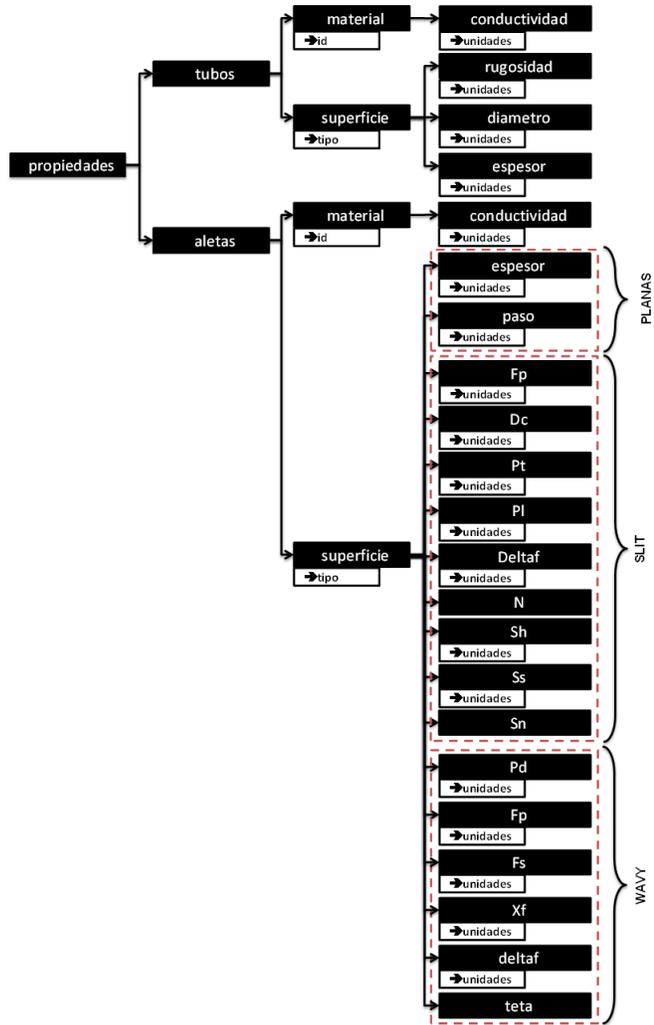


Figura 52. Estructura Topologia.

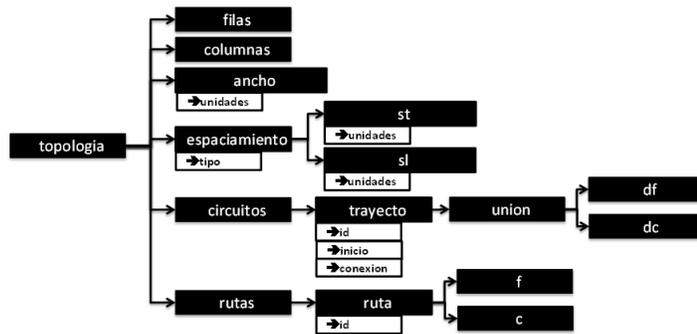


Figura 53. Estructura Correlación.

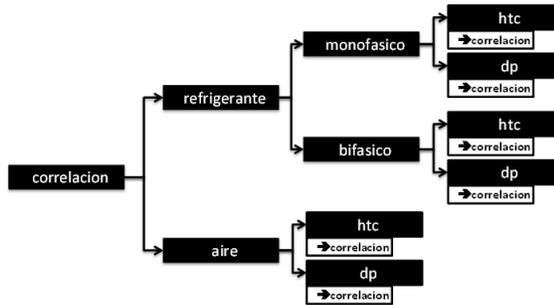
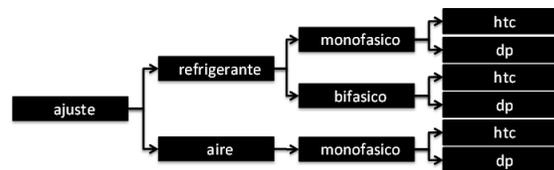


Figura 54. Estructura Ajustes.



unión de otro trayecto, tiene un atributo *conexión* indicando si la conexión es por el frente o por la parte posterior. Cada trayecto está compuesto por uniones donde se indica el incremento en las filas y las columnas, tal como se muestra en la Figura 52.

rutas: Para describir las rutas, se selecciona cada uno de los trayectos y se indica en qué tubo inicia. Esto puede realizarse como se muestra en la Figura 52, para cada etiqueta se le asigna un atributo *id* que está relacionado con un trayecto específico y con dos etiquetas que relacionan la columna y fila donde se aplica.

Etiqueta “correlación” En esta etiqueta se almacenó la información sobre las correlaciones que se aplicarán al fluido interior y exterior. Además si el fluido tiene un cambio de fase se debe especificar la correlación para flujo bifásico, estas correlaciones son para el cálculo de la caída de presión y el cálculo de coeficiente de transferencia de calor. La estructura utilizada se observa en la Figura 53.

Etiqueta “ajustes” En esta etiqueta se guardan los ajustes que se le aplicarán a las correlaciones presentadas anteriormente, este factor es un valor que multiplicará al cálculo de cada uno de las correlaciones de forma independiente. El objetivo de este factor es ajustar o sintonizar la simulación, ver Figura 54.

Etiqueta “configuracion” En esta etiqueta se guarda las configuraciones propias del programa, como por ejemplo, puede ser el número de particiones que contendrá cada tubo, ver Figura 55, en donde existe un atributo resolución que indica el número de divisiones del tubo.

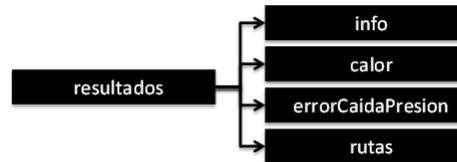
Figura 55. Estructura Configuración.



2.2.8.2. Formato datos de salida XML. Uno de los formatos de salida utilizados en la simulación, es el formato XML, una estructura de la plantilla de salida se muestra en el código 4.

Los resultados entonces se resumen en cuatro etiquetas como se muestra en la Figura 56, y se describen a continuación.

Figura 56. Estructura Resultados.



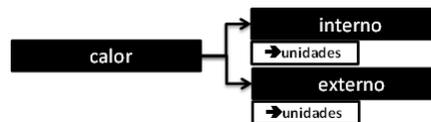
Código 4. Ejemplo plantilla resultado de datos XML.

```
<?xml version="1.0"?>
<resultado progid="CallInter" version="0.1">
  <info nombre="Condensador" tipo="TubosAletas"/>
  <calor>
    <interno unidades="kJ">#.###</interno>
    <externo unidades="kJ">#.###</externo>
  </calor>
  <errorCaidaPresionBifurcaciones unidades="%">#.###</errorCaidaPresionBifurcaciones>
  < rutas>
    <camino id="#">
      <flujoMasico unidades="#">#.###</flujoMasico>
      <tubo id="#">
        <celda id="#">
          ...
        </celda>
        ...
      </tubo>
      ...
    </camino>
    ...
  </ rutas>
</resultado>
```

Etiqueta “info” En la etiqueta *info* corresponde a la misma información del archivo fuente de XML que la generó: *nombre*, nombre característico al que hace referencia el intercambiador; *tipo*, corresponde al tipo de intercambiador de calor a ser analizado, que debe corresponder a *TubosAletas*.

Etiqueta “calor” Bajo esta etiqueta queda guardada la información del cálculo de calor por el lado interno y externo del intercambiador, como se muestra en la Figura 57.

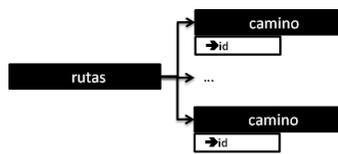
Figura 57. Estructura datos de calor.



Etiqueta “errorCaidaPresion” En el caso que haya más de un circuito, el programa calcula el porcentaje de error máximo por cada uno de los circuitos, bajo esta etiqueta queda guardado este valor. En el caso que no existan divisiones del flujo el valor de esta etiqueta sera cero.

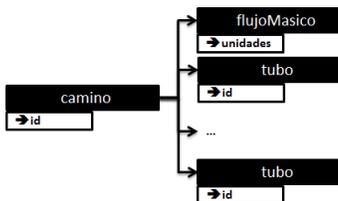
Etiqueta “rutas” Las rutas son los diversos recorridos , donde el flujo másico permanece constante. En esta etiqueta se almacena estos caminos con un número de identificación únicos como el esquema mostrado en la Figura 58.

Figura 58. Estructura datos de las rutas.



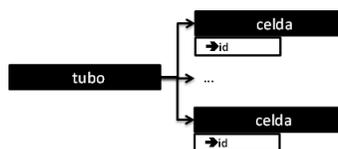
Estos caminos a su vez están determinados por una serie de tubos secuenciales, y en la etiqueta *caminos* queda el registro del flujo másico de refrigerante que circula, además de la serie de etiquetas de tubos que le pertenecen como se muestra en la Figura 59.

Figura 59. Estructura datos de los caminos.



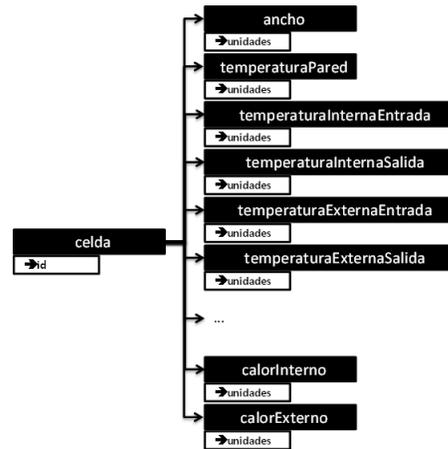
Cada tubo está dividido en una cantidad de celdas o volúmenes de control. Bajo la etiqueta *tubo* se almacena siguiendo la dirección del flujo, las celdas pertenecientes al tubo como se muestra en la Figura 60.

Figura 60. Estructura datos de los tubos.



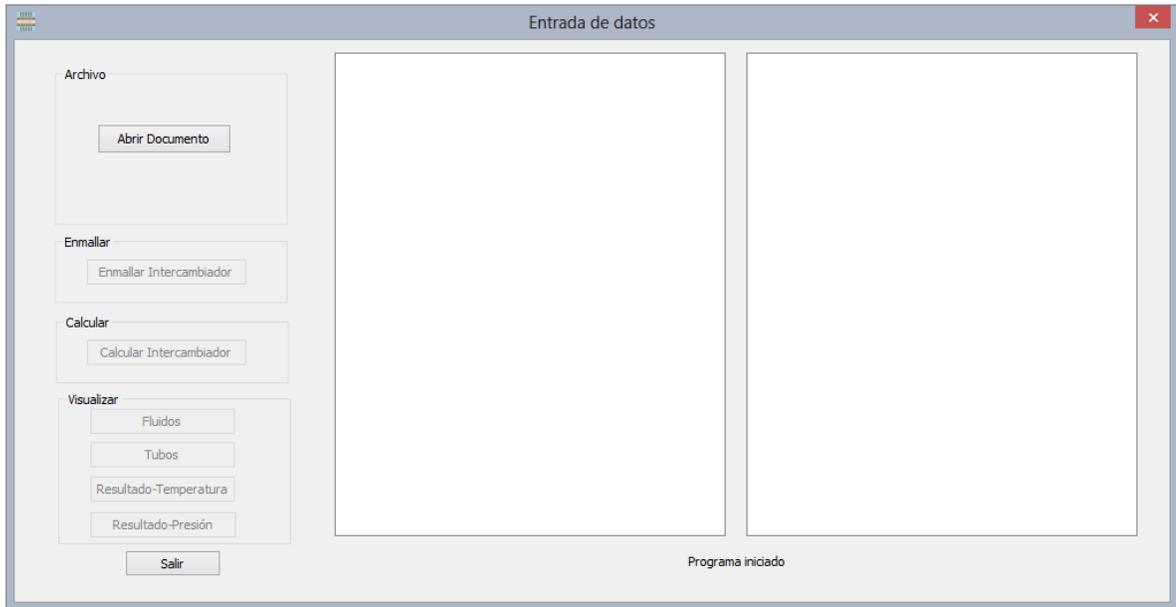
Por último las propiedades calculadas son realizadas en cada una de las celdas, por lo tanto en la etiqueta *celda* se almacena todos los resultados calculados en la simulación, como se muestra en la Figura 61.

Figura 61. Estructura datos de las celdas.



2.2.9. Simulación Para realizar las pruebas de la simulación se desarrolló un Cuadro de Dialogo programado en C++, en el que la clase del Cuadro de Dialogo contenía en uno de sus atributos la clase *Intercambiador()*. La ventana del programa se muestra en la Figura 62.

Figura 62. Programa para la simulación de intercambiadores de tubos y aletas.



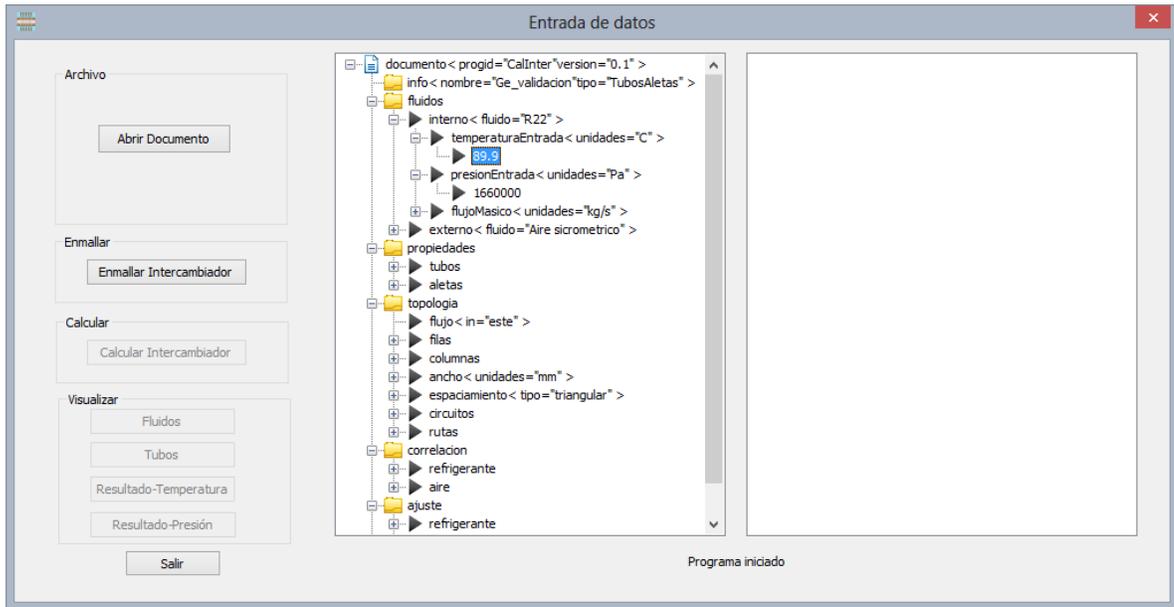
Fuente: Autor del proyecto.

El programa contiene un botón denominado *Abrir Documento*, el cual darle un click, muestra otro Cuadro de Dialogo que permite seleccionar el documento XML.

Después de haber sido seleccionado el archivo el programa muestra en un cuadro la información estructurada del intercambiador, como se observa en la Figura 63.

Con el archivo de origen de datos seleccionado, es posible realizar el mallado del intercambiador y visualizar las celdas de los tubos como se muestra en la Figura 64a, y la celdas de los fluidos como se muestra en la Figura 64b.

Figura 63. Programa del simulador con información del intercambiador.

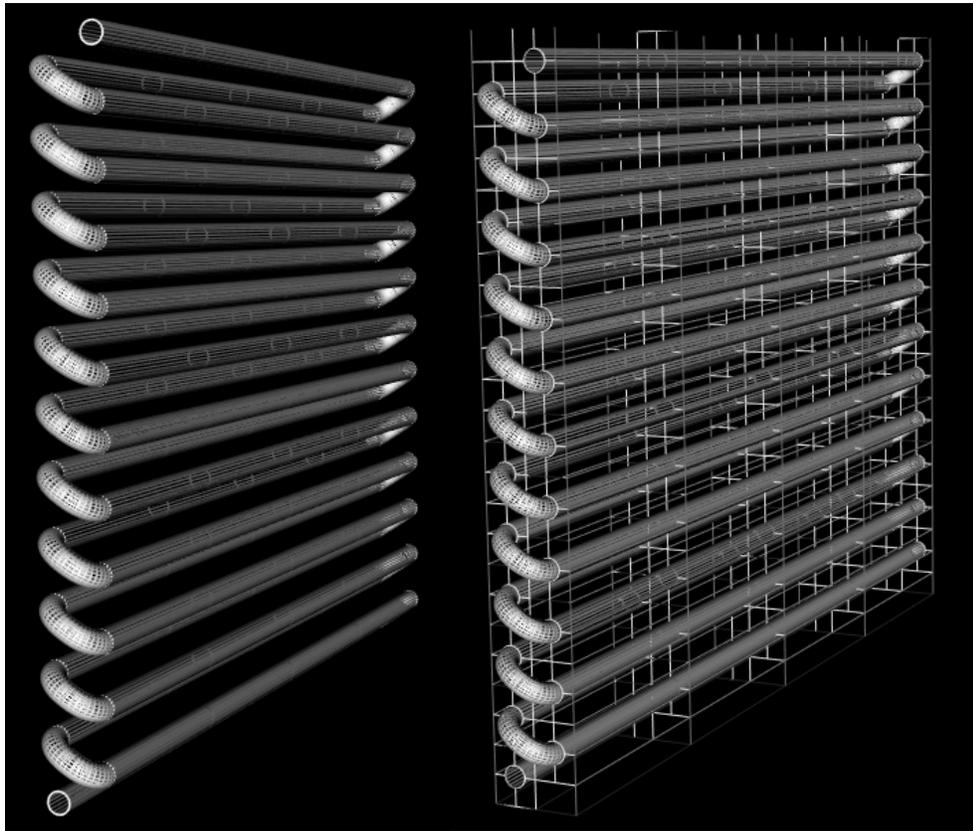


Fuente: Autor del proyecto.

Figura 64. Mallado de los tubos y los fluidos.

(a) mallado de los tubos

(b) mallado de los fluidos



Fuente: Autor del proyecto.

A continuación de esto queda habilitado el botón *Calcular*, que al darle click ejecuta la simulación del intercambiador. Una vez finalizado el cálculo, se visualiza en un cuadro los resultados de los cálculos como se observa en la Figura 65.

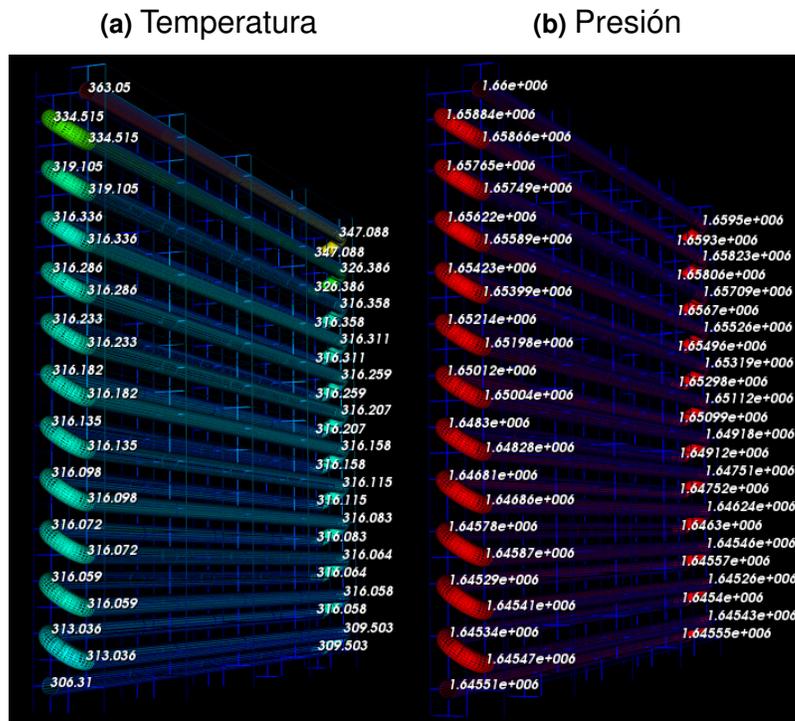
Por último, es posible ver los resultados de la simulación de una forma gráfica, en la Figura 66a, se muestra los resultados de la Temperatura y en la Figura 66b, se muestra los resultados de la Presión.

Figura 65. Programa del simulador con resultados del intercambiador.



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 66. Resultados de la simulación.



Fuente: Autor del proyecto.

2.3. AJUSTE GEOMÉTRICO

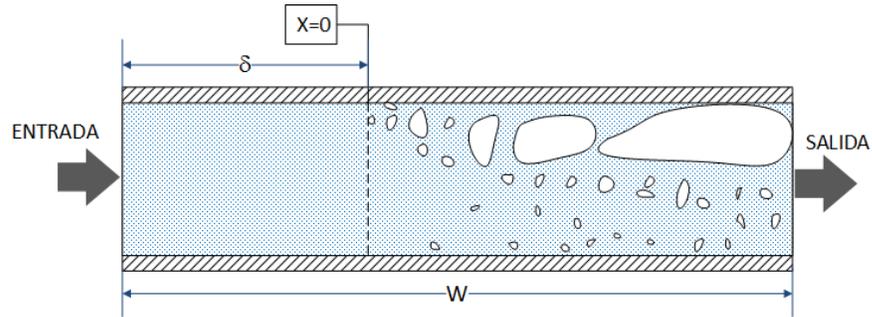
2.3.1. Suposiciones del modelo Para el desarrollo del modelo del intercambiador de calor de tubos y aletas, se consideraron las siguientes suposiciones:

- El sistema se encuentra en estado estacionario.
- La velocidad del aire a través de cada fila de tubos es uniforme.
- El flujo del refrigerante es unidimensional, en dirección axial al tubo.
- La transferencia de calor a lo largo de la dirección axial del tubo es despreciable.
- Los codos que unen los tubos son considerados adiabáticos.
- Se desprecia la transferencia de calor por conducción en las aletas.
- Cuando existe deshumidificación se desprecia la resistencia de transferencia de calor debida a la película de agua que se forma.

2.3.2. Consideraciones cuando existe cambio de fase del refrigerante. En el caso que exista cambio de fase del refrigerante, el coeficiente de transferencia de calor puede tener valores muy altos comparado con los del flujo monofásico. Esto entonces obliga a determinar la distancia en el tubo en el que inicia o finaliza el cambio de fase. Además también es necesario controlar el volumen de control, para que el cambio de calidad no sea mayor al 10 %, esto con el fin de que no se presenten cambios bruscos en el coeficiente de transferencia de calor.

2.3.2.1. Cuando existe evaporación. En el caso que se esté iniciando la evaporación como se muestra la Figura 67, se calcula la distancia δ a la que inicia el cambio de fase partiendo de la ecuación 2.62, y el resultado es el presentado en la ecuación 2.178.

Figura 67. Inicio de la evaporación.

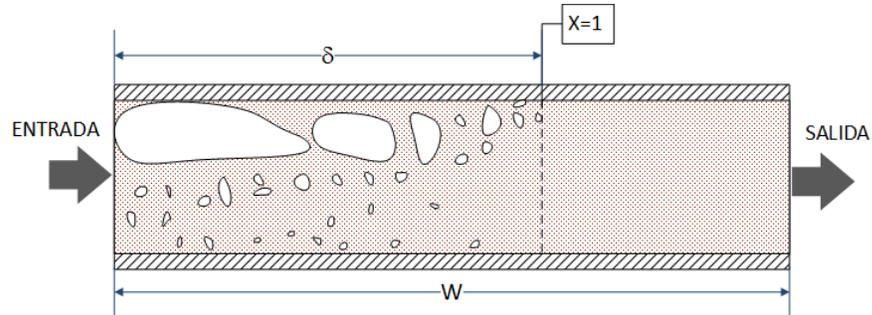


Fuente: Autor del proyecto.

$$\delta = W \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{UA} \cdot \ln \left(\frac{T_w - T_{ent}}{T_w - T(P, x = 0)} \right) \right) \quad (2.178)$$

Si la evaporación está finalizando como se muestra la Figura 68, la distancia δ a la que inicia el cambio de fase queda definido por la ecuación 2.179.

Figura 68. Finalización de la evaporación.

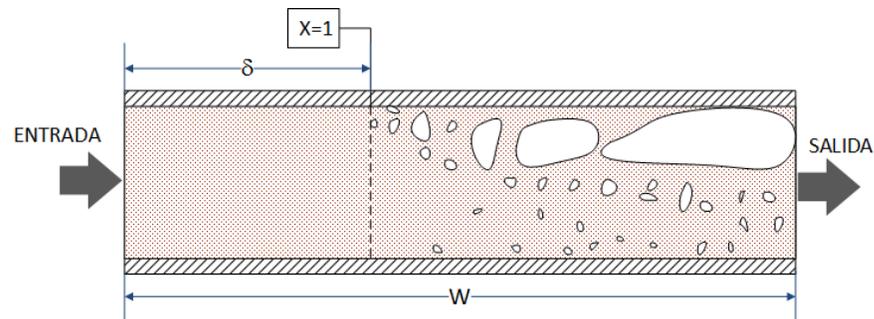


Fuente: Autor del proyecto.

$$\delta = W \cdot \left(1 - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{UA} \cdot \ln \left(\frac{T_w - T(P, x = 1)}{T_w - T_{sal}} \right) \right) \quad (2.179)$$

2.3.2.2. Cuando existe condensación. En el caso que se esté iniciando la condensación como se muestra la Figura 69, se calcula la distancia δ a la que inicia el cambio de fase partiendo de la ecuación 2.62, y el resultado es el presentado en la ecuación 2.180.

Figura 69. Inicio de la condensación.

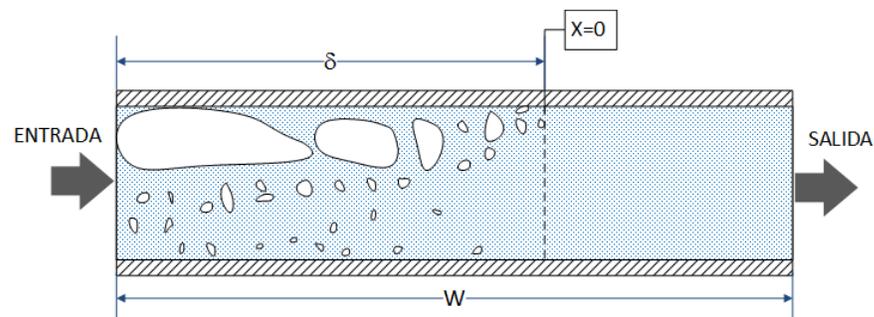


Fuente: Autor del proyecto.

$$\delta = W \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{UA} \cdot \ln \left(\frac{T_w - T_{ent}}{T_w - T(P, x = 1)} \right) \right) \quad (2.180)$$

Si la condensación está finalizando como se muestra la Figura 70, la distancia δ a la que inicia el cambio de fase queda definido por la ecuación 2.179.

Figura 70. Finalización de la condensación.

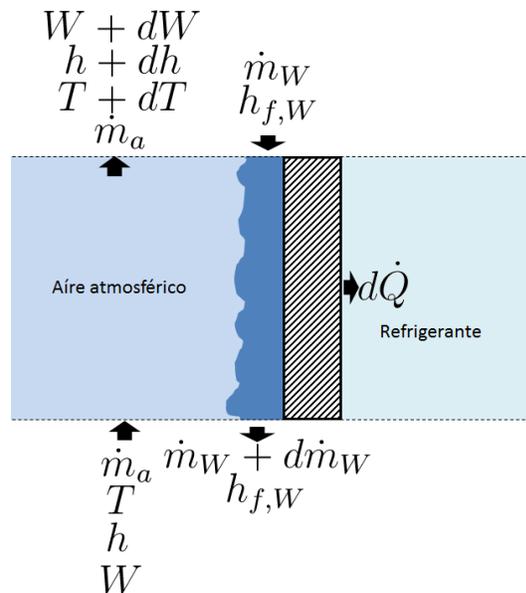


Fuente: Autor del proyecto.

$$\delta = W \cdot \left(1 - \frac{\dot{m} \cdot c_p}{UA} \cdot \ln \left(\frac{T_w - T(P, x = 0)}{T_w - T_{sal}} \right) \right) \quad (2.181)$$

2.3.3. Consideraciones cuando existe condensación de vapor en el lado aire. Cuando existe condensación del vapor del agua en el aire sicrométrico., los cálculos se realizan siguiendo la metodología propuesta por Threlkeld⁴⁶.

Figura 71. Esquema de enfriamiento con deshumidificación.



Fuente: Autor del proyecto.

Para una pequeña porción de superficie como se muestra en la Figura 71, y al realizar un balance de energía en el lado del aire se obtiene la ecuación 2.182.

$$-\dot{m}_a dh = d\dot{Q} - \dot{m}_a dW h_{f,w} \quad (2.182)$$

Al realizar las sustituciones correspondientes y usar el factor de Lewis $Le = h_{c,o}/h_{D,o}c_{pa}$, se puede calcular el diferencial de calor que ingresa al refrigerante mediante la ecuación 2.183.

$$d\dot{Q} = \frac{h_{c,o}dA_o}{c_{pa}} \left[(h - h_{s,w}) + \frac{(W - W_{s,w})(h_{g,t} - h_{f,w} - h_g^0 Le)}{Le} \right] \quad (2.183)$$

Existen correlaciones que permiten calcular el factor de Lewis cuando hay conden-

⁴⁶KUEHN, Thomas H.; RAMSEY, James W. y THRELKELD, James L.; Thermal Environmental Engineering; 3 ed.; Prentice Hall, 1998

sación del vapor de agua, como por ejemplo para aletas planas⁴⁷ y para aletas wavy⁴⁸. En el caso que la correlación seleccionada no permita calcular el factor de Lewis, se usa la siguiente aproximación: $Le \approx 1,0$.

⁴⁷WANG, Chi-Chuan; LIN, Yur-Tsai y LEE, Chi-Juan; An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 10, (2000b), pp. 1869–1872; ISSN 0017-9310

⁴⁸PIROMPUGD, Worachest; WONGWISES, Somchai y WANG, Chi-Chuan; Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 49, no. 1-2, (2006), pp. 132–143; ISSN 0017-9310

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Como resultado se obtuvo una herramienta computacional para la simulación de intercambiadores de calor de tubos y aletas, realizado en el lenguaje de programación orientada a objetos C++. El programa permite el modelado del comportamiento del flujo del refrigerante en estado monofásico o bifásico. Se usó la metodología de volúmenes finitos para el modelado del intercambiador y la representación del conexionado de los tubos se hizo por medio de la teoría de grafos.

El rango de validez de los datos de entrada para el programa depende mucho de la naturaleza de los fluidos, cumpliendo con las condiciones normales de operación de los intercambiadores de calor de tubos y aletas del instituto AHRI¹ mostrada en el anexo A.

La metodología usada para la simulación de cualquier tipo de circuito fue validada con la representación de varios circuitos encontrados en la literatura: Wang², Figuras 72a, 72b, 72c, 72d y 72e; Ge³, Figuras 72f y 72g; Kuo⁴, Figuras 72h y 72i; Ge⁵, Figuras 72j y 72j; Liu⁶, Figura 72k; Domanski⁷, Figura 72l.

Debido a que en el ámbito local no se cuenta con la infraestructura necesaria para realizar pruebas certificadas de intercambiadores de calor de tubos y aletas, la validación del modelo se basó en datos experimentales registrados en la literatura. Se seleccionaron dos casos en particular para la validación del modelo, un evaporador y un condensador, cuyos resultados se presentan y discuten a continuación.

¹Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute

²WANG, Chi-Chuan; JANG, Jiin-Yuh; LAI, Chien-Chang et al.; Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers; International Journal of Refrigeration; vol. 22, no. 4, (1999a), pp. 275–282; ISSN 0140-7007

³GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619

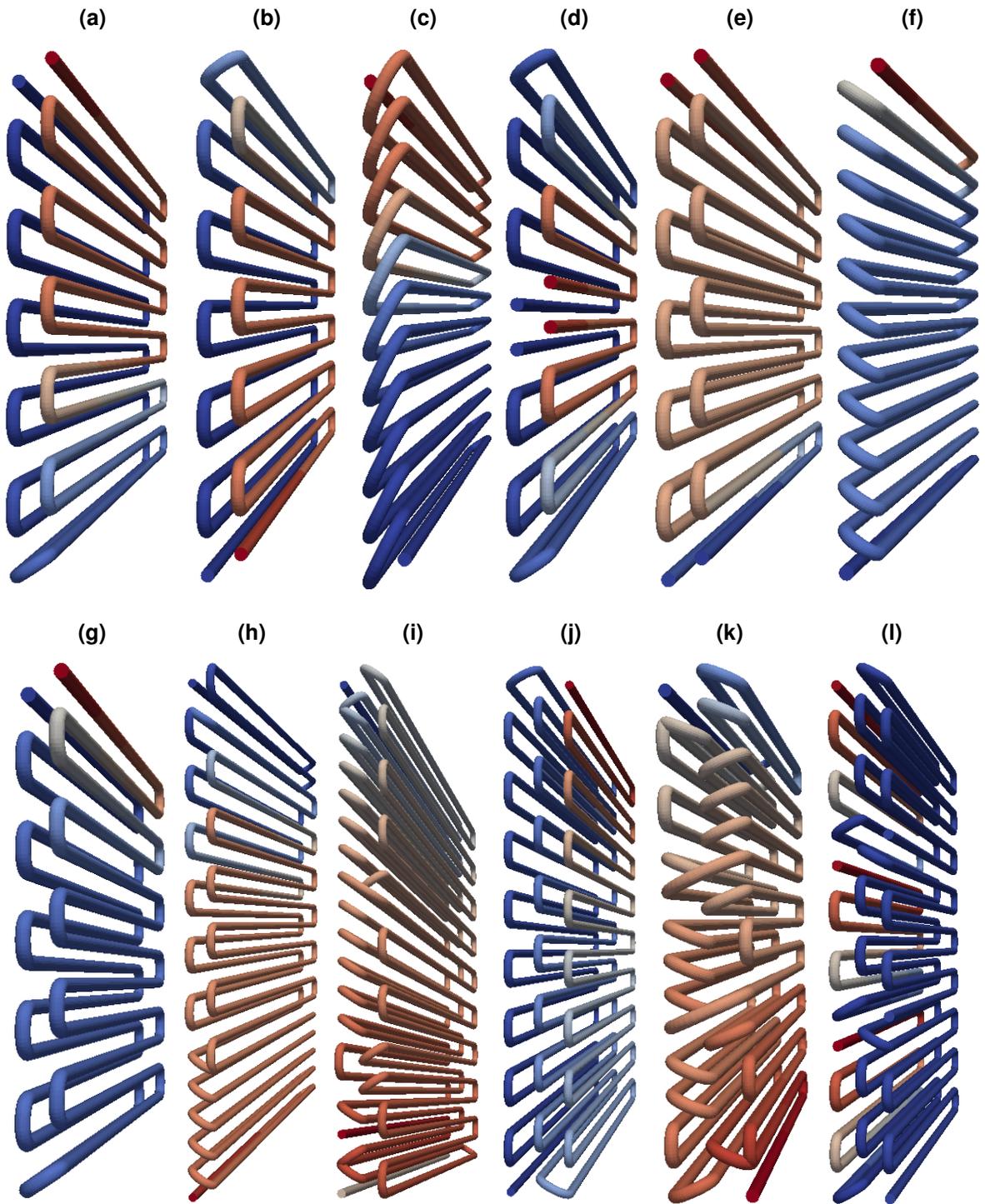
⁴KUO, M.C.; MA, H.K.; CHEN, S.L. et al.; An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry; Applied Thermal Engineering; vol. 26, no. 1, (2006), pp. 1–9; ISSN 1359-4311

⁵GE, Y.T. y CROPPER, R.T.; Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems; Applied Thermal Engineering; vol. 29, no. 5–6, (2009), pp. 957–965; ISSN 1359-4311

⁶LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007

⁷DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002

Figura 72. Ejemplos de circuitos validados.



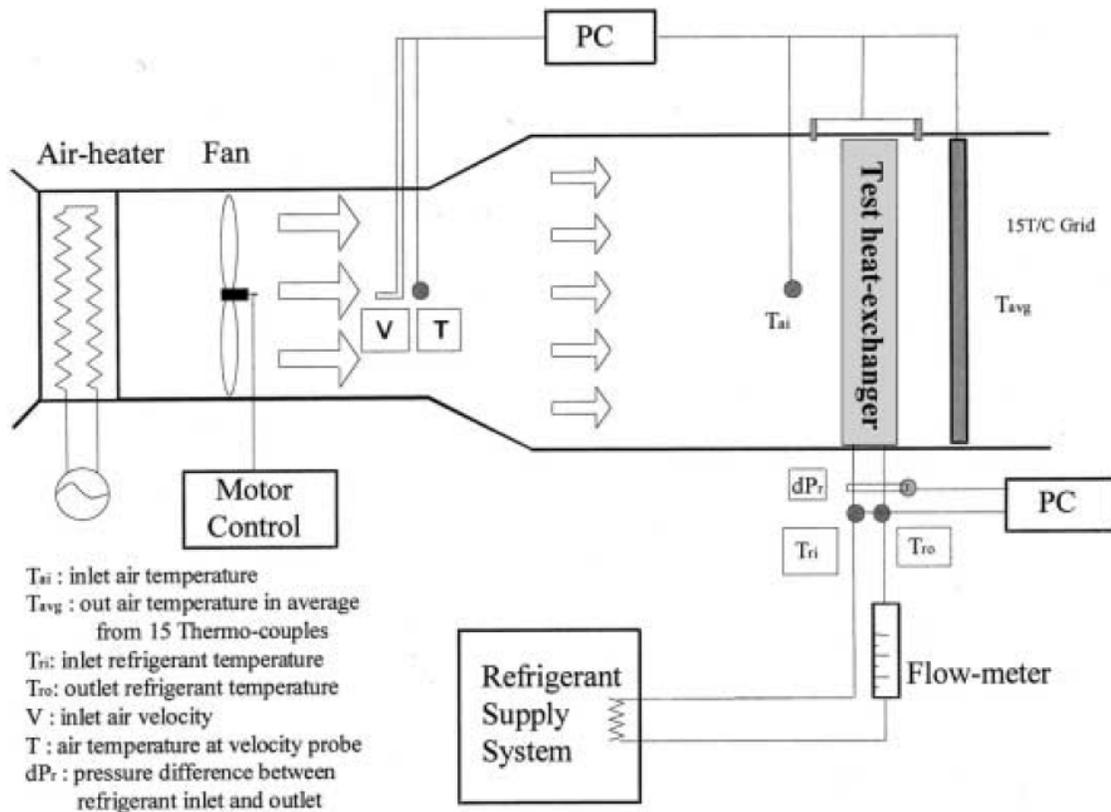
Fuente: Autor del proyecto.

3.1. DEFINICIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO.

3.1.1. Condensador. Para el caso de estudio del condensador, se utilizó los resultados de la investigación que Ge⁸ usó para validar el modelo de cálculo de flujo de intercambiadores que propuso. A su vez estos datos experimentales fueron obtenidos del trabajo realizado por Lee⁹.

Un esquema de la infraestructura usada para la realización de estas pruebas se muestra en la Figura 73.

Figura 73. Esquema de la infraestructura usada en las pruebas de Lee.



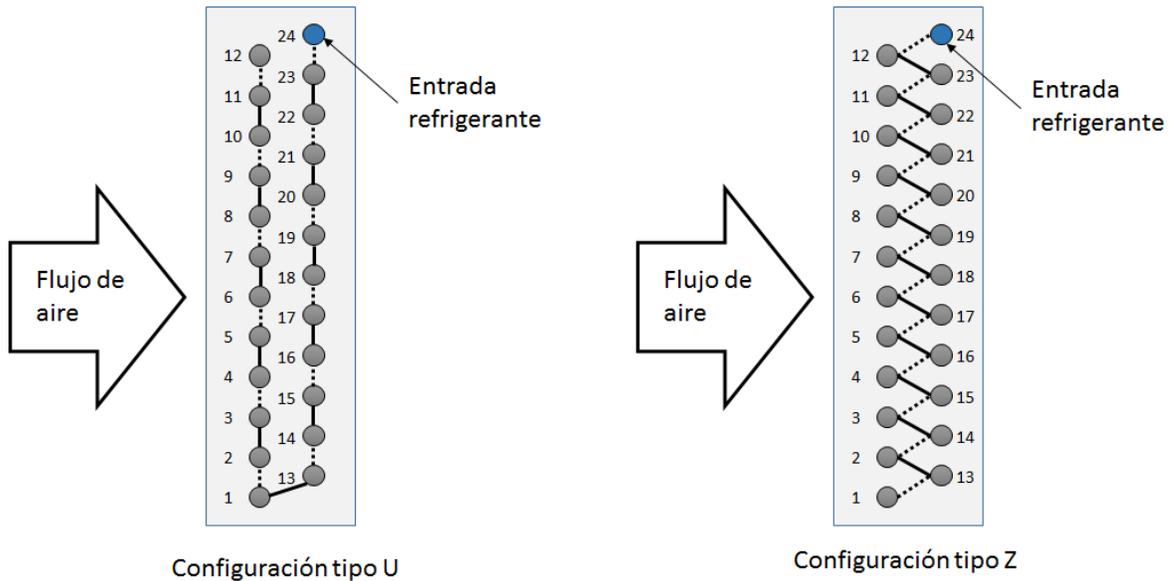
Fuente: LEE, J.H; BAE, S.W; BANG, K.H et al.; Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 3, (2002), pp. 372–382; ISSN 0140-7007

⁸GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619

⁹LEE, J.H; BAE, S.W; BANG, K.H et al.; Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 3, (2002), pp. 372–382; ISSN 0140-7007

Las pruebas fueron realizadas usando dos tipos de topología de conexionado de los tubos, una configuración tipo U y la otra configuración tipo Z, como se muestra en la Figura 74.

Figura 74. Configuración de los circuitos utilizados en las pruebas.



Las características físicas del condensador están detalladas en la Tabla 2.

Tabla 2. Dimensiones del intercambiador.

Diámetro externo	9,52 mm
Diámetro interno	8,8 mm
Paso de las aletas	6,14 aletas por cm
Espesor de las aletas	0,105 mm
Tipo de las aletas	Slit
Longitud de los tubos	410 mm
Altura	305 mm
Profundidad	38,1 mm

Fuente: Autor del proyecto.

En total se realizaron cuatro pruebas a diferentes condiciones de operación tanto para el condensador con circuito en U, como para el condensador con circuito en Z. El resumen de las condiciones de operación de cada una de estas pruebas se presenta en la Tabla 3.

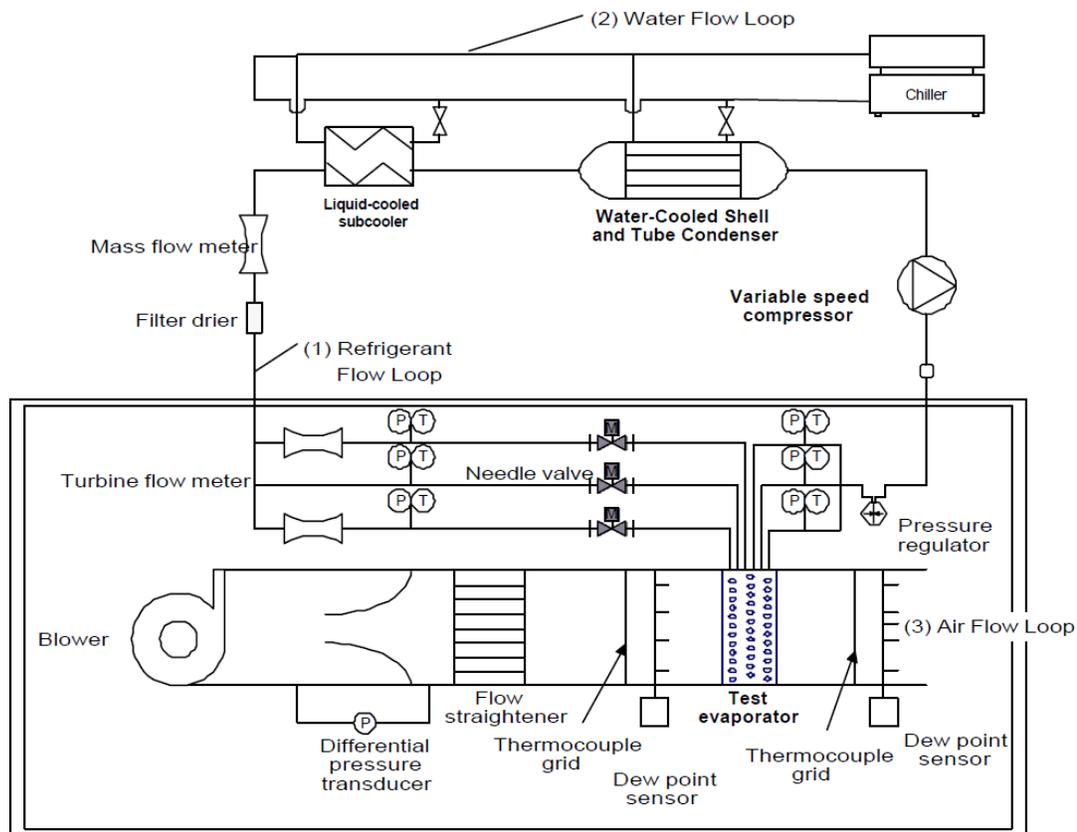
Tabla 3. Resumen de las condiciones de operación del condensador.

Nombre de la prueba	Tipo de circuito	Condiciones	
Caso 1	Z	T entrada ref	88,1 °C
		Presión entrada ref	1,69 MPa
		Flujo másico ref	52,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	22,1 °C
		Velocidad entrada aire	1,20 $\frac{m}{s}$
Caso 2	Z	T entrada ref	88,9 °C
		Presión entrada ref	1,66 MPa
		Flujo másico ref	60,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	21,0 °C
		Velocidad entrada aire	1,68 $\frac{m}{s}$
Caso 3	Z	T entrada ref	88,5 °C
		Presión entrada ref	1,65 MPa
		Flujo másico ref	61,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	21,1 °C
		Velocidad entrada aire	1,68 $\frac{m}{s}$
Caso 4	Z	T entrada ref	90,2 °C
		Presión entrada ref	1,67 MPa
		Flujo másico ref	62,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	21,1 °C
		Velocidad entrada aire	1,68 $\frac{m}{s}$
Caso 5	U	T entrada ref	97,4 °C
		Presión entrada ref	1,68 MPa
		Flujo másico ref	54,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	23,2 °C
		Velocidad entrada aire	1,28 $\frac{m}{s}$
Caso 6	U	T entrada ref	73,1 °C
		Presión entrada ref	1,64 MPa
		Flujo másico ref	60,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	23,5 °C
		Velocidad entrada aire	1,61 $\frac{m}{s}$
Caso 7	U	T entrada ref	90,2 °C
		Presión entrada ref	1,67 MPa
		Flujo másico ref	61,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	23,9 °C
		Velocidad entrada aire	1,63 $\frac{m}{s}$
Caso 8	U	T entrada ref	94,4 °C
		Presión entrada ref	1,94 MPa
		Flujo másico ref	62,0 $\frac{kg}{h}$
		T entrada aire	23,5 °C
		Velocidad entrada aire	1,63 $\frac{m}{s}$

Fuente: Autor del proyecto.

3.1.2. Evaporador. Datos obtenidos de pruebas experimentales realizadas en el laboratorio de la NIST (National Institute of Standards and Technology), fueron usados para la validación del modelo de un evaporador, los cuales fueron reportados por Domanski¹⁰. El esquema de la configuración del laboratorio se muestra en la Figura 75.

Figura 75. Esquema del laboratorio de la NIST.



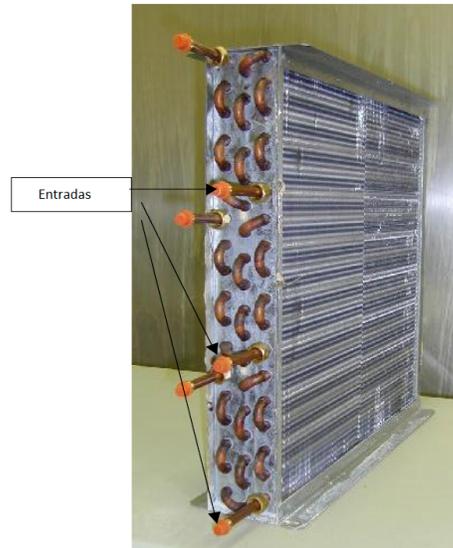
Fuente: DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002

El intercambiador de calor usado para la validación del modelo fue un evaporador con aletas onduladas (wavy), cuya imagen se muestra en la Figura 76. Un esquema de la topología del evaporador se aprecia en la Figura 77, en el que se puede observar que el flujo de refrigerante se divide en tres rutas.

¹⁰DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002

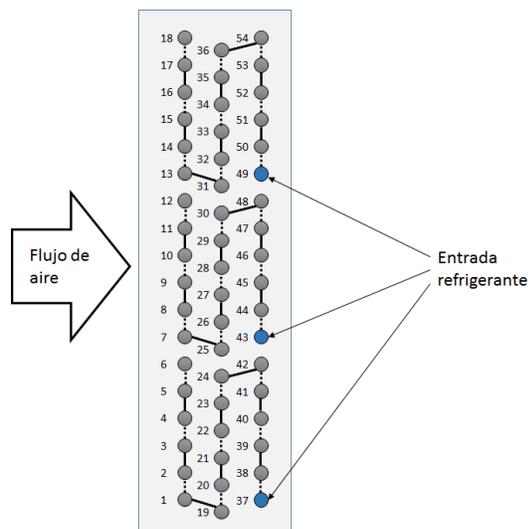
Para la validación del modelo del evaporador, se seleccionó cuatro pruebas a diferentes condiciones de operación. Un breve resumen de los cuatro casos de estudio se presenta en la Tabla 4, y en el anexo B se encuentra información de las pruebas de una forma más detallada.

Figura 76. Intercambiador de tubos y aletas de las pruebas del evaporador.



Fuente: DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002

Figura 77. Esquema de los conexionado del intercambiador de las pruebas.



Fuente: Autor del proyecto.

Tabla 4. Resumen de las condiciones de operación del evaporador.

Nombre de la prueba	Condiciones	
W020225B	Condición de las aletas	seca
	T sobrecalentamiento ref	5,6 °C
	Presión salida ref	625699 Pa
	Flujo másico ref	0,0329 $\frac{kg}{s}$
	T entrada aire	26,64 °C
	P entrada aire	99018 Pa
	Humedad relativa aire	17,5 %
	Flujo volumétrico aire	0,2913 $\frac{m^3}{s}$
W020228A	Condición de las aletas	seca
	T sobrecalentamiento ref	16,7 °C
	Presión salida ref	622597 Pa
	Flujo másico ref	0,0329 $\frac{kg}{s}$
	T entrada aire	26,58 °C
	P entrada aire	99018 Pa
	Humedad relativa aire	17,57 %
	Flujo volumétrico aire	0,1927 $\frac{m^3}{s}$
W020207B	Condición de las aletas	húmeda
	T sobrecalentamiento ref	5,6 °C
	Presión salida ref	629836 Pa
	Flujo másico ref	0,0401 $\frac{kg}{s}$
	T entrada aire	26,55 °C
	P entrada aire	99018 Pa
	Humedad relativa aire	49,56 %
	Flujo volumétrico aire	0,3489 $\frac{m^3}{s}$
W020301A	Condición de las aletas	húmeda
	T sobrecalentamiento ref	5,6 °C
	Presión salida ref	629422 Pa
	Flujo másico ref	0,0471 $\frac{kg}{s}$
	T entrada aire	26,93 °C
	P entrada aire	99018 Pa
	Humedad relativa aire	29,57 %
	Flujo volumétrico aire	0,5043 $\frac{m^3}{s}$

Fuente: Autor del proyecto.

3.2. RESULTADOS OBTENIDOS Y COMPARACIÓN.

3.2.1. Condensador. El refrigerante usado en la simulación del condensador fue R22. Para cada uno de los casos se generó un archivo XML de acuerdo a la estructura de entrada de datos presentada en la sección 2.2.8.1. El modelo se sintonizó para el circuito Z y circuito U independientemente, hasta obtener los valores de error en el rango esperado. El resumen comparativo entre el valor experimental y simulado del calor de cada uno de estos casos se muestra en la Tabla 5.

Tabla 5. Comparación de los resultados del condensador.

Circuito	$T_{ref,ent}$ [°C]	$P_{ref,ent}$ [MPa]	\dot{m}_{ref} [kg/h]	$V_{a,ent}$ [m/s]	$T_{a,ent}$ [°C]	Q_{exp} [kW]	Q_{sim} [kW]
Z	88,1	1,69	52,0	1,20	22,1	3,08	3,077
Z	88,9	1,66	60,0	1,68	21,0	3,96	3,662
Z	88,5	1,65	61,0	1,68	21,1	3,96	3,672
Z	90,2	1,67	62,0	1,68	21,1	3,96	3,756
U	97,4	1,68	54,0	1,28	23,2	3,07	3,186
U	73,1	1,64	60,0	1,61	23,5	3,37	3,227
U	90,2	1,67	61,0	1,63	23,9	3,39	3,436
U	94,4	1,94	62,0	1,63	23,5	3,48	3,594

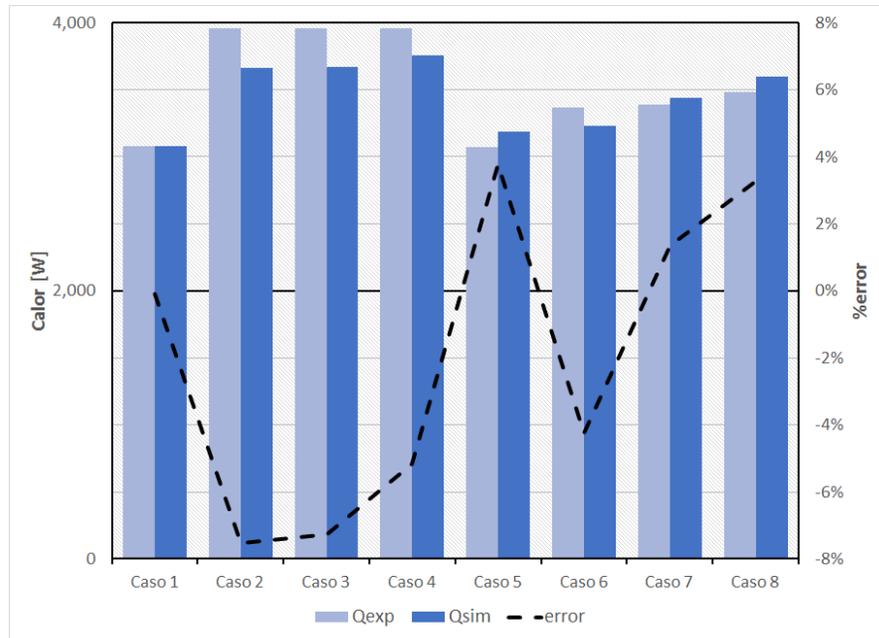
Fuente: Autor del proyecto.

En la Figura 80 se muestra los resultados de porcentaje de error obtenidos para cada uno de los casos. Para el condensador con circuito tipo Z (casos 1 al 4) el porcentaje de error máximo obtenido fue de un 8 %, mientras que para el condensador con circuito tipo en U (casos 5 al 8), los porcentajes de error estuvieron en el orden de ± 4 %.

Ge¹¹ en el 2004 trabajó con los mismos datos del condensador y validó un modelo de cálculo de flujo de intercambiador de calor usando como refrigerante R22 y R404A. Los resultados del trabajo de Ge se visualizan en la gráfica 79. En esta gráfica los puntos de interés son los rombos que corresponden a las pruebas para circuito tipo Z y los cuadrados que corresponden a las pruebas para circuito tipo U.

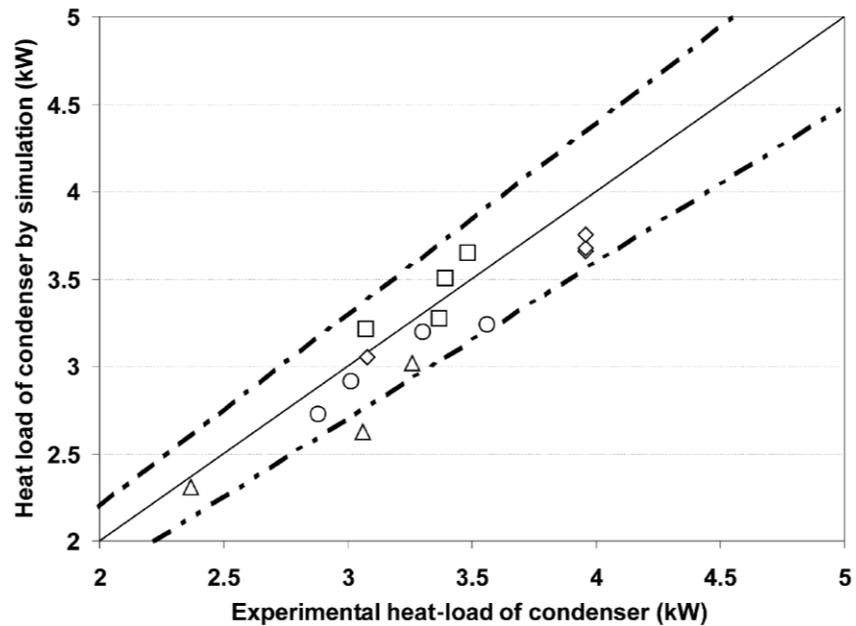
¹¹GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619

Figura 78. Comparación de los datos simulados con los datos experimentales del condensador



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 79. Valor de errores obtenidos para el condensador (Ge).

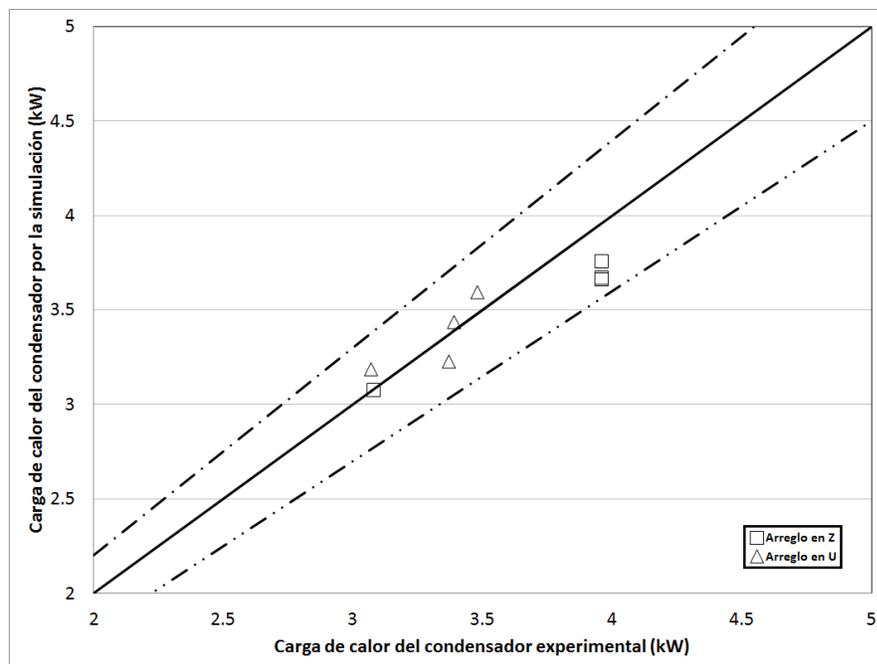


Fuente: GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619

Los resultados de Ge mostrados en la Figura 79 indican que los errores obtenidos estuvieron por debajo de $\pm 10\%$. De igual forma los resultados obtenidos en esta investigación que se muestra en la Figura 80 también presenta errores por debajo de $\pm 10\%$.

En la Figura 81 se puede apreciar una comparación directa de los resultados de Ge con los resultados de esta investigación. Es fácil observar una gran similitud en la tendencia de los dos resultados. Aunque por muy poco margen, en este trabajo de investigación se logró obtener mejores resultados, excepto en el caso de prueba 6.

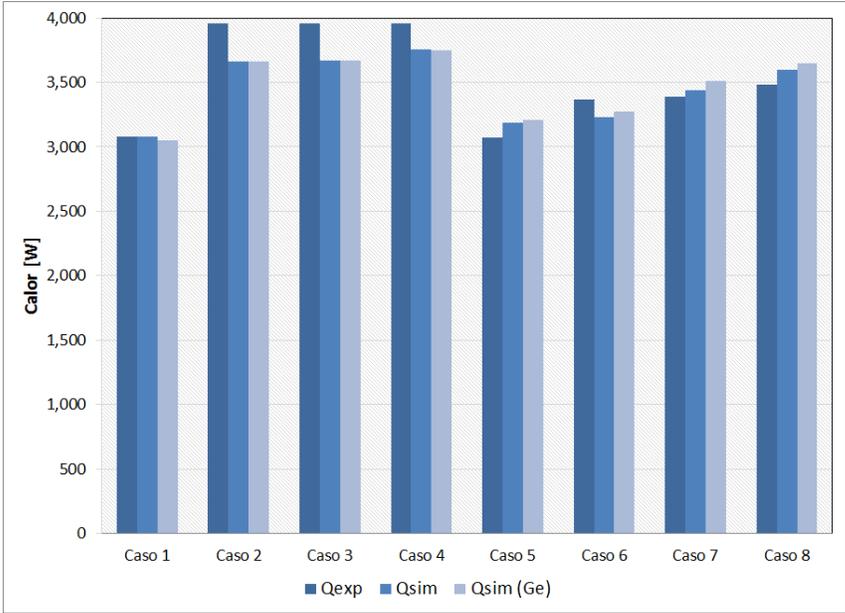
Figura 80. Resultados de errores obtenidos para el condensador.



Fuente: Autor del proyecto.

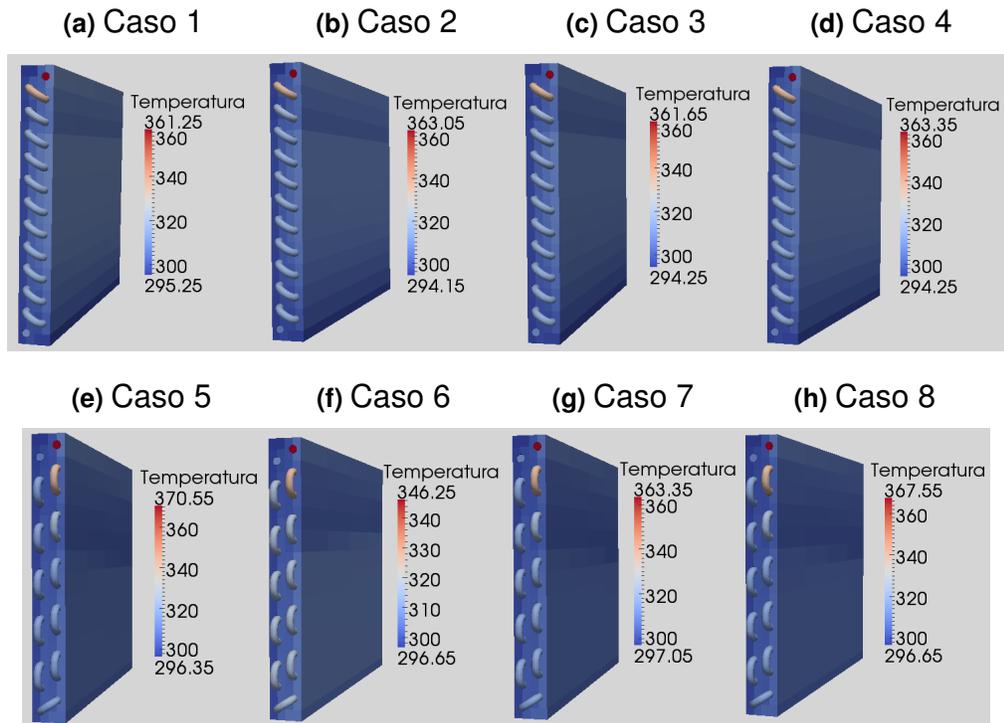
En la Figura 82, se muestra el resultado arrojado por la simulación para la temperatura de los fluidos en cada una de las pruebas realizadas. Los resultados para el circuito tipo Z se muestra en los casos 1 hasta 4, y los resultados del circuito tipo U se muestra en los casos 5 hasta el 8. Con estos resultados se demuestra que el método es exitoso para diferentes topologías y condiciones de operación como están establecidas en la Tabla 3.

Figura 81. Comparación de errores obtenidos para el condensador con otros autores.



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 82. Resultados obtenidos para el condensador.



Fuente: Autor del proyecto.

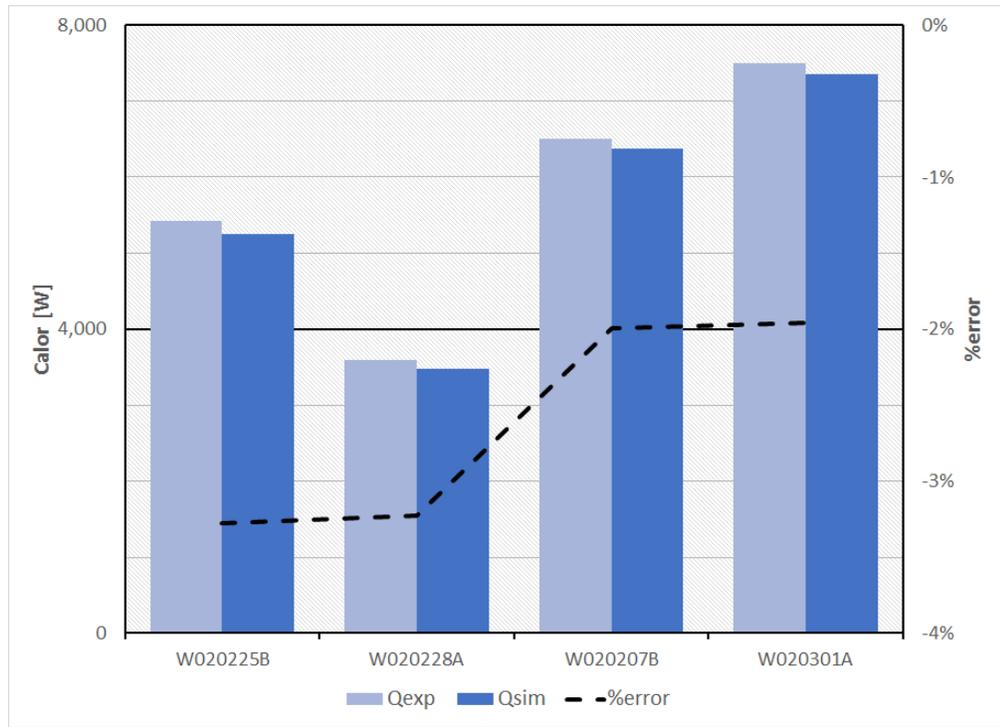
3.2.2. Evaporador. Después de generar los archivos en formato XML, para cada uno de los cuatro casos de condición de operación del evaporador, se procedió a sintonizar la simulación de forma que diera buenos resultados para cualquier prueba en particular. La comparación de resultados se muestra en la Tabla 6 y visualmente en la gráfica 83. Es posible observar que el valor absoluto de los porcentajes de error son menores al 4%.

Tabla 6. Comparación de los resultados del evaporador.

Prueba	Condición aletas	Q Experimental [W]	Q Simulado [W]	%Error
W020225B	Seca	5428	5250	-3.28
W020228A	Seca	3595	3479	-3.23
W020207B	Húmeda	6507	6377	-2.00
W020301A	Húmeda	7502	7355	-1.96

Fuente: Autor del proyecto.

Figura 83. Comparación de los datos simulados con los datos experimentales del evaporador.



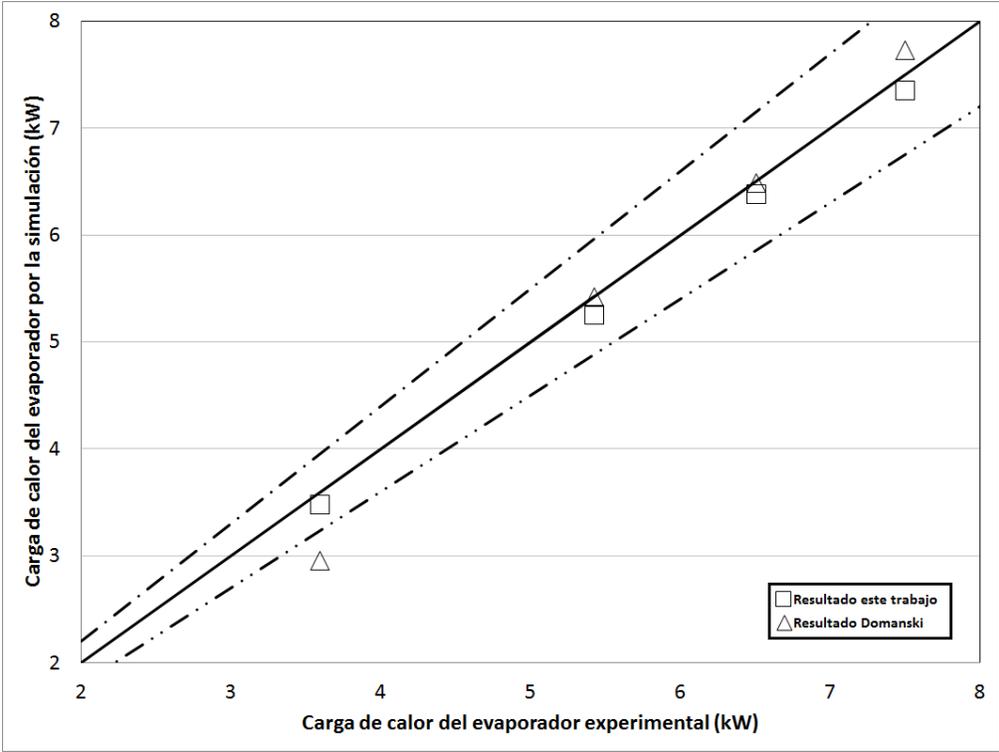
Fuente: Autor del proyecto.

Domanski¹² en el año 2002 presentó una investigación sobre el cálculo de intercambiadores de calor de tubos y aletas, entre los datos experimentales utilizados están los cuatro casos que se están utilizando en esta investigación. En la Figura 84 se muestra una comparación de los resultados de porcentaje de error obtenidos entre el trabajo de Domanski y esta investigación, los resultados para los dos trabajos dan errores por debajo de $\pm 10\%$, excepto para la prueba W020228A del trabajo de Domanski que se sale de esos límites.

En la Figura 85 se muestra una comparación directa de los calores calculados para cada uno de los dos trabajos. Es fácil observar gran similitud de los resultados, y que para la prueba W020228A, se obtuvo mejores resultados que los presentados por Domanski.

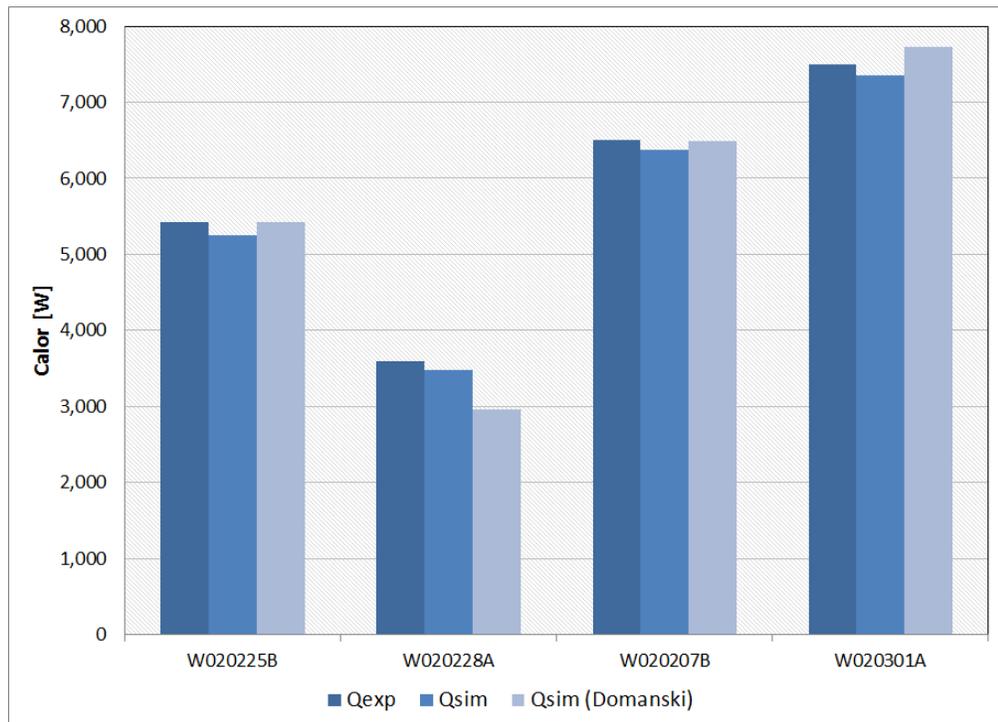
¹²DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002

Figura 84. Comparación del porcentaje de error de la simulación del evaporador con otros autores.



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 85. Comparación del calor simulado del evaporador con otros autores.

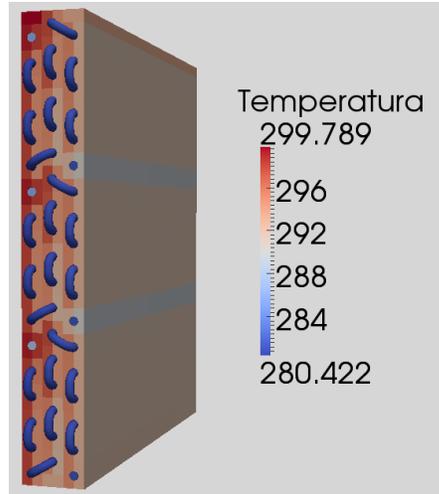


Fuente: Autor del proyecto.

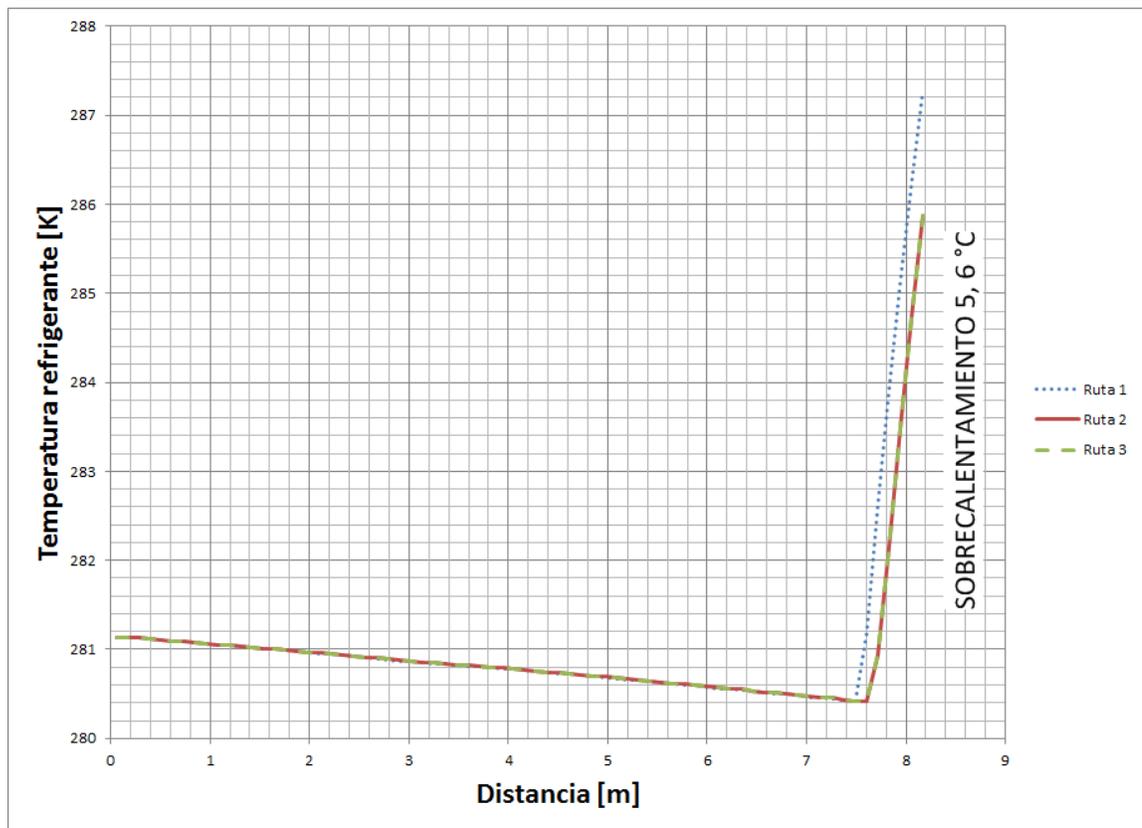
En la tabla 4 se muestran las condiciones requeridas de sobrecalentamiento y presión para los evaporadores. De acuerdo con los resultados obtenidos y mostrados en las Figuras 86, 87, 88 y 89, el comportamiento simulado corresponde con los requeridos certificando la conveniencia del modelo propuesto.

Figura 86. Resultados obtenidos para el evaporador(W020225B).

(a)



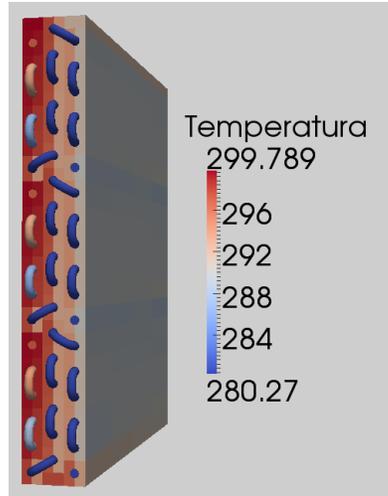
(b)



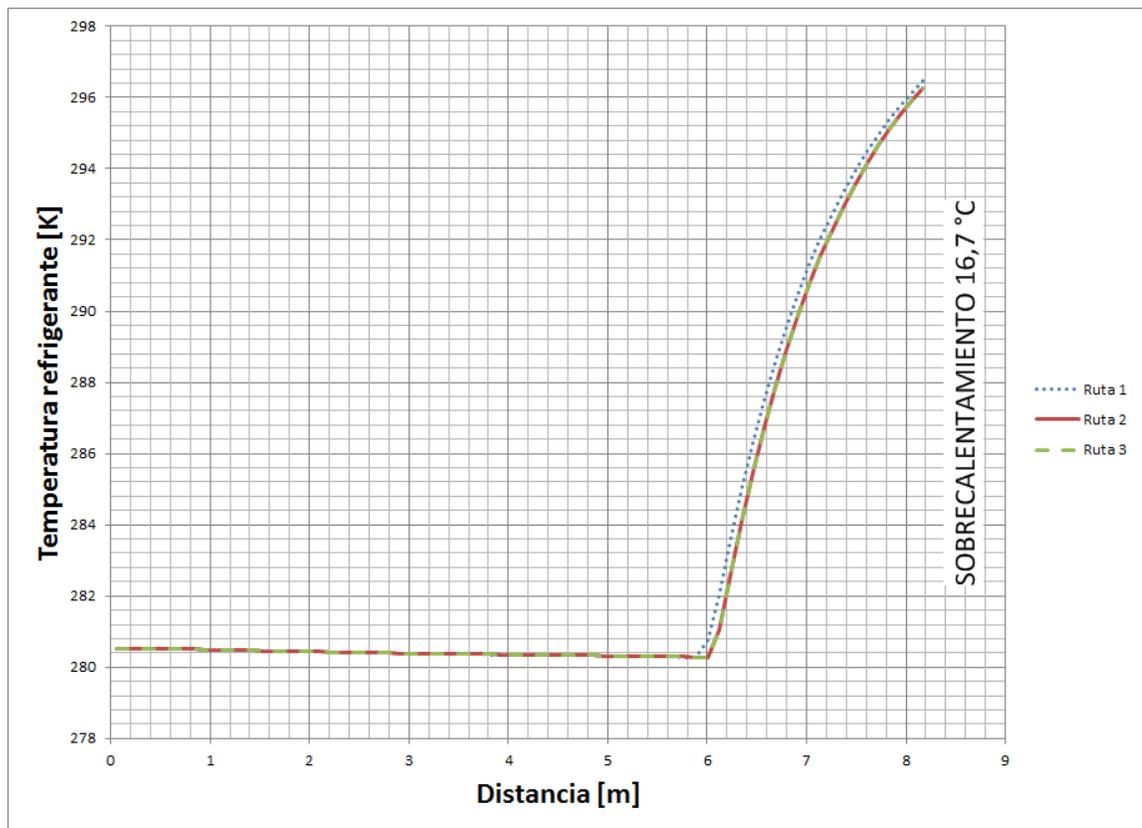
Fuente: Autor del proyecto.

Figura 87. Resultados obtenidos para el evaporador(W020228A).

(a)



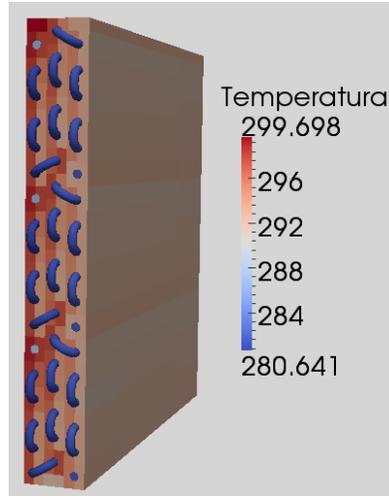
(b)



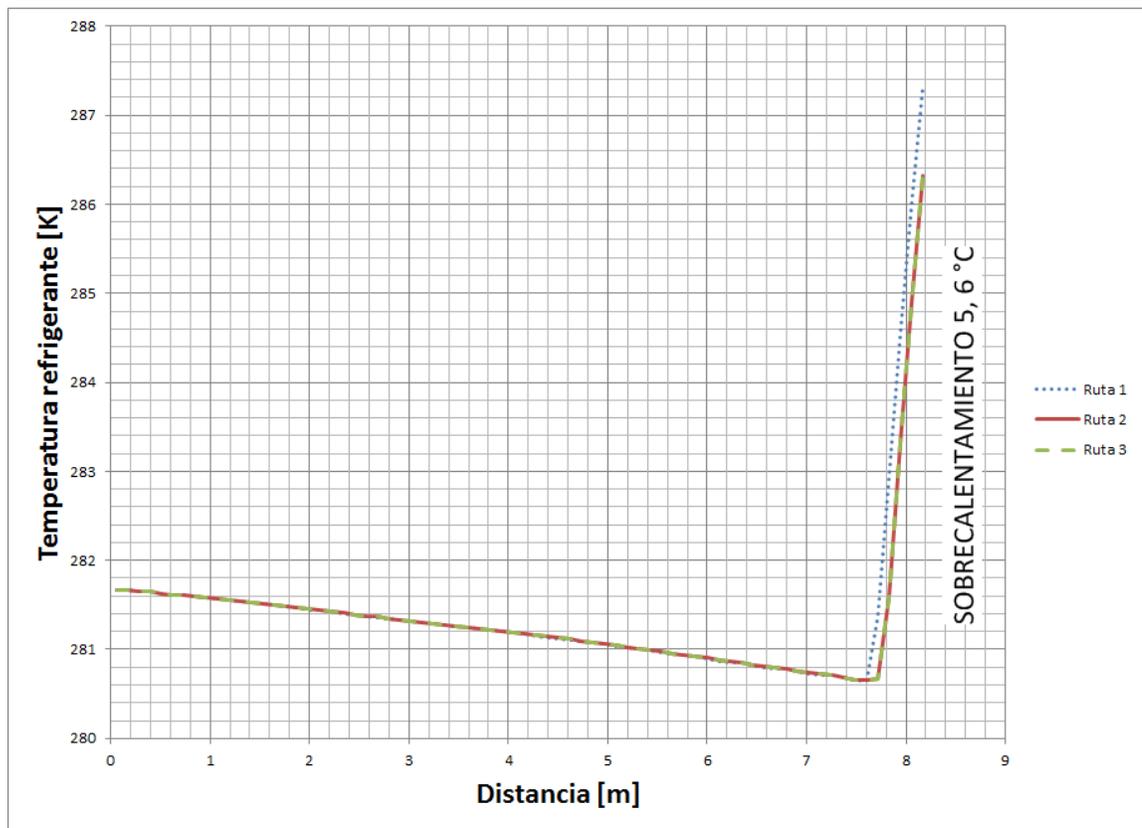
Fuente: Autor del proyecto.

Figura 88. Resultados obtenidos para el evaporador(W020207B).

(a)

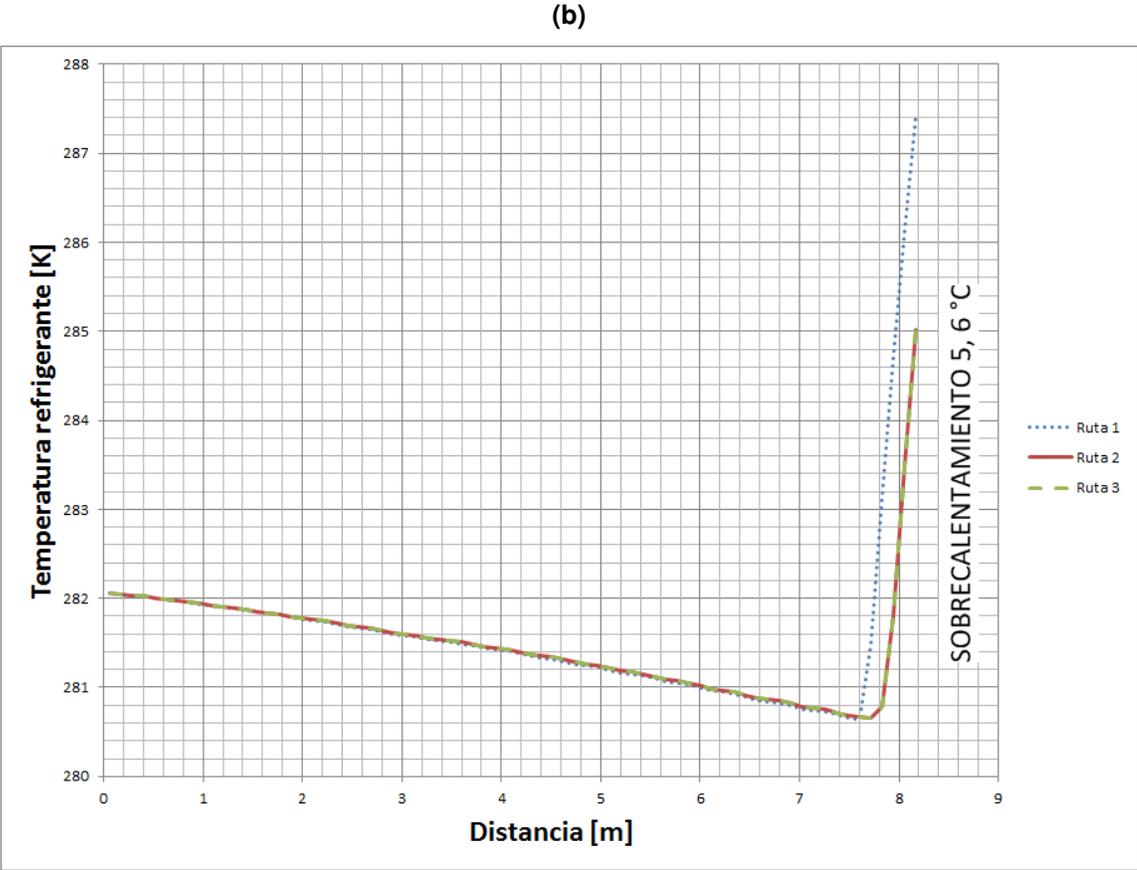
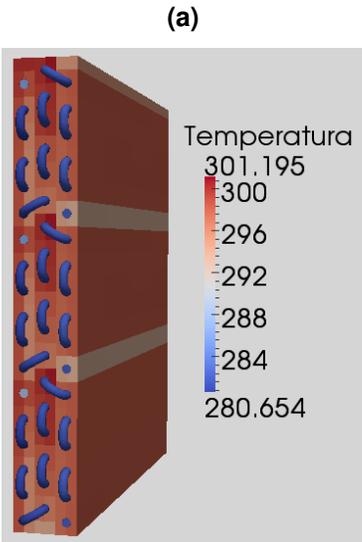


(b)



Fuente: Autor del proyecto.

Figura 89. Resultados obtenidos para el evaporador(W020301A).



Fuente: Autor del proyecto.

4. CONCLUSIONES

Se desarrolló un método numérico para el cálculo de intercambiadores de calor de aletas y tubos, que se basa en la discretización de las ecuaciones de conservación (continuidad, cantidad de movimiento y energía) y correlaciones empíricas formuladas para flujo monofásico y bifásico, a través de volúmenes de control.

El método numérico desarrollado es extremadamente robusto y permite analizar situaciones tanto para evaporación como para condensación, bajo distintas condiciones de operación, dimensiones del intercambiador y topología de conexionado de los tubos.

Se implementó el comportamiento de los parámetros empíricos involucrados, utilizando correlaciones extraídas de la literatura tanto para flujo monofásico como bifásico. De este estudio, una vez el modelo fue construido, ajustado y probado, se generaron las siguientes conclusiones:

- Se comprobó la flexibilidad geométrica del modelo para simular configuraciones de topologías complejas, permitir la selección distintos tipos de aletas y emplear diferentes fluidos en intercambiadores de calor de aletas y tubos. El ingreso de los datos fue realizada por medio archivos en formato de etiquetas XML, y la evaluación de los circuitos del intercambiador fue ejecutada por medio de la teoría de grafos.
- Se verificó la flexibilidad en transferencia de calor que tiene el modelo desarrollado, resolviendo distintos casos que involucran evaporación y condensación en el lado del refrigerante, y aletas secas y húmedas en el lado del aire.
- Con el modelo del intercambiador fue posible predecir el comportamiento de los flujos de un evaporador bajo condiciones de aletas secas y húmedas. Después de ajustar el modelo, se logró obtener valores de error inferiores al 4% con respecto a los datos experimentales.
- Después de ajustado el modelo, se pudo predecir el comportamiento de los flujos de dos condensadores, lográndose obtener valores de error inferiores al $\pm 10\%$ con respecto a los datos experimentales.

- Se obtuvieron resultados gráficos detallados y en formato texto de la evolución de las propiedades de los fluidos a su paso por el intercambiador, tanto para el refrigerante como para el aire.

Las conclusiones anteriores se han basado en más de treinta casos de topologías de intercambiadores de calor diferentes, y el modelo fue validado con doce pruebas experimentales que han sido extraídas de varias fuentes bibliográficas, que cubren una gran variedad de condiciones de operación, longitudes diámetros y refrigerantes. El modelo final, junto con las correlaciones empíricas relacionadas, pudieron predecir los datos experimentales de evaporadores y condensadores con un error menor al $\pm 10\%$.

Los datos anteriores son indicativos de una gran flexibilidad y capacidad predictiva del modelo, y por lo tanto, le confiere una gran conveniencia de uso para el modelado y simulación de intercambiadores de calor de aletas y tubos.

5. RECOMENDACIONES

- En el modelo realizado, no se contempló la transferencia de calor por conducción en las aletas, lo que generalmente es correcto despreciar. Trabajos futuros podrían contemplar esta transferencia de calor, que podría afectar bastante los resultados, si se presentase el caso que dos tubos contiguos tuviesen un gradiente de temperatura alto.
- Una forma de mejorar los resultados es posibilitar que el flujo del aire no sea uniforme, sino que se pudiese generar un perfil de velocidades, que es lo que sucede en la realidad.
- Como trabajo futuro, se podría desarrollar un programa que optimice automáticamente las rutas que deben tener un intercambiador de calor de aletas y tubos, según un criterio de diseño.
- Generar una estrategia de cálculo para integrar estos modelos a problemas más complejos, por ejemplo cálculos de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

BIBLIOGRAFÍA

BELL, Ian; Fluid correlations and other calculations — ACHP 1.4 documentation; <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/FluidCorrelations.html>. 2012; URL <http://achp.sourceforge.net/ACHPComponents/FluidCorrelations.html>.

BENSAFI, A; BORG, S y PARENT, D; CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants; International Journal of Refrigeration; vol. 20, no. 3, (1997), pp. 218–228; ISSN 0140-7007.

BYUN, Ju-Suk; LEE, Jinho y CHOI, Jun-Young; Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger; International Journal of Refrigeration; vol. 30, no. 5, (2007), pp. 812–820; ISSN 0140-7007.

CAREY, Van P.; Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Second Edition; 2 ed.; Taylor & Francis, 2007.

CENGEL, Yunus A.; Heat Transfer: A Practical Approach; 2nd ed.; Mcgraw-Hill (Tx), 2002.

DATE, Anil W.; Introduction to Computational Fluid Dynamics; 1 ed.; Cambridge University Press, 2009.

DING, W.K.; FAN, J.F.; HE, Y.L. et al.; A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration; Applied Thermal Engineering; vol. 31, no. 16, (2011), pp. 3106–3116; ISSN 1359-4311.

DOMANSKI, P. A.; YASHAR, D.; KAUFMAN, K. A. et al.; An optimized design of finned-tube evaporators using the learnable evolution model; HVAC&R Research; vol. 10, no. 2, (2004), p. 201–211.

DOMAŃSKI, Piotr, W. Vance Payne; Potential Benefits of Smart Refrigerant Distributors: Final Report; DIANE Publishing, 2002.

FUENTES, David; CHACON, Jorge y GELVEZ, Omar; Estrategias de cálculo de intercambiadores de calor por medio del método de los volúmenes finitos. parte 1:

desarrollo de la formulación; UIS Ingenierías; vol. 7, no. 2, (2008), pp. 139–151. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.

GE, Y.T. y CROPPER, R.T.; Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems; Applied Thermal Engineering; vol. 29, no. 5–6, (2009), pp. 957–965; ISSN 1359-4311.

GE, Yunting y CROPPER, Roy; Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants; Applied Energy; vol. 78, no. 1, (2004), pp. 95–110; ISSN 0306-2619.

GEARY, D.F.; Return bend pressure drop in refrigeration systems; ASHRAE Transactions; vol. 81, no. 1, (1975), pp. 250–265.

GESELLSCHAFT, V. D. I.; VDI Heat Atlas; 2nd ed.; Springer, 2010.

INCROPERA, Frank P.; Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition with IHT/FEHT 3.0 CD with User Guide Set; 6th ed.; Wiley, 2006.

JIANG, Haobo; AUTE, Vikrant y RADERMACHER, Reinhard; CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers; International Journal of Refrigeration; vol. 29, no. 4, (2006), pp. 601–610; ISSN 0140-7007.

KAKAC, Sadik; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa y LIU, Hongtan; Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Second Edition; 2 ed.; CRC Press, 2002.

KITWARE y INC; VTK User's Guide; 11th ed.; Kitware, Inc., 2010.

KUEHN, Thomas H.; RAMSEY, James W. y THRELKELD, James L.; Thermal Environmental Engineering; 3 ed.; Prentice Hall, 1998.

KUO, M.C.; MA, H.K.; CHEN, S.L. et al.; An algorithm for simulation of the performance of air-cooled heat exchanger applications subject to the influence of complex circuitry; Applied Thermal Engineering; vol. 26, no. 1, (2006), pp. 1–9; ISSN 1359-4311.

LARBI BENDAOUD, Adlane; OUZZANE, Mohamed; AIDOUN, Zine et al.; A new modeling procedure for circuit design and performance prediction of evaporator coils using CO₂ as refrigerant; Applied Energy; vol. 87, no. 10, (2010), pp. 2974–2983; ISSN 0306-2619.

LEE, J.H; BAE, S.W; BANG, K.H et al.; Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants; International Journal of Refrigeration; vol. 25, no. 3, (2002), pp. 372–382; ISSN 0140-7007.

LIENHARD, John H; A Heat Transfer Textbook; 4th ed.; Dover Publications, 2011.

LIU, Jian; WEI, WenJian; DING, GouLiang et al.; A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory; International Journal of Refrigeration; vol. 27, no. 8, (2004), pp. 965–973; ISSN 0140-7007.

LOCKHART, R. W. y MARTINELLI, R. C.; Proposed correlation of data for isothermal, two-phase, two-component flow in inpipes; Chemical Engineering Progress; vol. 45, (1949), pp. 39–48.

PIROMPUGD, Worachest; WONGWISES, Somchai y WANG, Chi-Chuan; Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 49, no. 1-2, (2006), pp. 132–143; ISSN 0017-9310.

ROHSENOW, Warren; HARTNETT, James y CHO, Young; Handbook of Heat Transfer; 3 ed.; McGraw-Hill Professional, 1998.

THOME, John R.; Engineering Data Book III; Switzerland: Wolverine Tube, Inc, 2010.

THONON, Bernard; A review of hydrocarbon two-phase heat transfer in compact heat exchangers and enhanced geometries; International Journal of Refrigeration; vol. 31, no. 4, (2008), pp. 633–642; ISSN 0140-7007.

W3C; Extensible markup language (XML); <http://www.w3.org/XML/>. 2012; URL <http://www.w3.org/XML/>.

WANG, Chi-Chuan y CHI, Kuan-Yu; Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part i: new experimental data; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 15, (2000), pp. 2681–2691; ISSN 0017-9310.

WANG, Chi-Chuan; CHI, Kuan-Yu y CHANG, Chun-Jung; Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation; International Journal of Heat and Mass Transfer; vol. 43, no. 15, (2000a), pp. 2693–2700; ISSN 0017-9310.

WANG, Chi-Chuan; HWANG, Young-Ming y LIN, Yur-Tsai; Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers; *International Journal of Refrigeration*; vol. 25, no. 5, (2002), pp. 673–680; ISSN 0140-7007.

WANG, Chi-Chuan; JANG, Jiin-Yuh; LAI, Chien-Chang et al.; Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers; *International Journal of Refrigeration*; vol. 22, no. 4, (1999a), pp. 275–282; ISSN 0140-7007.

WANG, Chi-Chuan; LEE, Wei-Song y SHEU, Wen-Jenn; A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers; *International Journal of Heat and Mass Transfer*; vol. 44, no. 18, (2001), pp. 3565–3573; ISSN 0017-9310.

WANG, Chi-Chuan y LIAW, Jane-Sunn; Air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition – data with larger diameter tube; *International Journal of Heat and Mass Transfer*; vol. 55, no. 11–12, (2012), pp. 3054–3060; ISSN 0017-9310.

WANG, Chi-Chuan; LIN, Yur-Tsai y LEE, Chi-Juan; An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; *International Journal of Heat and Mass Transfer*; vol. 43, no. 10, (2000b), pp. 1869–1872; ISSN 0017-9310.

WANG, Chi-Chuan; TAO, Wei-Han y CHANG, Chun-Jung; An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers; *International Journal of Refrigeration*; vol. 22, no. 8, (1999b), pp. 595–603; ISSN 0140-7007.

A. CONDICIONES NORMALES DE OPERACION DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y ALETAS

Table 1. Range of Standard Rating Conditions						
Item	Cooling Coils			Heating Coils		
	Volatile Refrigerant	Cold Water	Cold Ethylene and Propylene Glycol Solution	Steam	Hot Water	Hot Ethylene and Propylene Glycol Solution
Standard air face velocity, std. ft/min [std. m/s]	200 to 800 [1 to 4]	200 to 800 [1 to 4]	200 to 800 [1 to 4]	200 to 1,500 [1 to 8]	200 to 1,500 [1 to 8]	200 to 1,500 [1 to 8]
Entering air dry-bulb temp., °F [°C]	65 to 100 [18 to 38]	65 to 100 [18 to 38]	65 to 100 [18 to 38]	-20 to 100 [-29 to 38]	0.0 to 100 [-18 to 38]	-20 to 100 [-29 to 38]
Entering air wet-bulb temp., °F [°C]	60 to 85 [16 to 29]	60 to 85 [16 to 29]	60 to 85 [16 to 29]	-- --	-- --	-- --
Tube-Side fluid velocity, std. ft/s [std. m/s]	-- --	¹ 1.0 to 8.0 [0.3 to 2.4]	² 1.0 to 6.0 [0.3 to 1.8]	-- --	¹ 0.5 to 8.0 [0.1 to 2.4]	² 0.5 to 6.0 [0.1 to 1.8]
Entering fluid temp., °F [°C]	-- --	35 to 65 [1.7 to 18]	0.0 to 90 [-18 to 32]	-- --	120 to 250 [49 to 121]	0.0 to 200 [-18 to 93]
Saturated suction refrigerant temp. at coil outlet, °F [°C]	30 to 55 [-1.1 to 13]	-- --	-- --	-- --	-- --	-- --
Minimum suction vapor superheat at coil outlet, °F [°C]	6.0 [3.3]	-- --	-- --	-- --	-- --	-- --
Steam pressure at coil inlet, psig [kPa gage]	-- --	-- --	-- --	2.0 to 250.0 [14 to 1723]	-- --	-- --
Maximum superheat in steam at coil inlet, °F [°C]	-- --	-- --	-- --	50 [28]	-- --	-- --
Concentration by mass, %	--	--	10 to 60	--	--	10 to 60
Minimum fin surface temperature, °F [°C]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]
Minimum tube wall surface temperature, °F [°C]	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> ethylene glycol and propylene glycol sol. freeze point	> 32 [> 0.0]	> 32 [> 0.0]	> ethylene glycol and propylene glycol sol. freeze point
<p>¹ On lower limit, Re shall exceed 3100 at t_{wm}. Predicted performance and actual performance in the water velocity range below the tube-side fluid velocity listed above is expected to show variations in excess of currently accepted tolerances for the following reasons:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Application of coils at low velocity can lead to excessive fouling. 2) Application of coils at low velocity can lead to possible air entrapment. 3) Differences in coil design/type affect the variation in low Re heat transfer coefficient. <p>² On lower limit, Re shall exceed 700 at t_{gm}.</p>						
Note: Numbers in [] are in SI Units						

B. DATOS PRUEBAS DE LABORATORIO

SMART DISTRIBUTOR SUMMARY SHEET
 DATA FILENAME: W020225B.DAT SUMMARY FILENAME: W020225B.sum

Air-Side Conditions	Range	Total Air-Side Capacity: 18519.09	Range
Indoor Dry-Bulb :	79.951	Sensible Cap (Btu/h): 18521.16	356.27
Indoor Inlet Dew (F):	32.006	Latent Cap (Btu/h): -2.07	356.27
Indoor Exit Dry-Bulb:	57.653	EvapAir Delta T (F): 22.85	20.64
Indoor Exit Dew (F):	32.009	Air/Ref Cap Prnt Diff: -3.32	0.43
		Sensible Heat Ratio: 1.000	2.05
Indoor Airflow (CFM):	747.89	SCFM per Ton: 482.95	0.0011
Indoor Airflow (SCFM):	745.32	(0.075 lb/ft3 standard air)	
Evap Inlet Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.003864		
Evap Exit Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.003864		
Barometric Pressure (in HG):	29.24	Nozzle Temp (F): 62.36	0.64
Air Chamber Nozzle Pressure Drop (in Water):	1.937	0.037	
Evaporator Coil Air Pressure Drop (in Water):	0.108	0.004	

Refrigerant Side Conditions			
Expansion Valve			
Upstream Pressure (psia):	270.55	0.731	Ref-side Cap (Btu/h) : 17904.05
Upstream Temp A (F):	104.58	0.524	Ref-side Cap (tons) : 1.49
Upstream Temp B (F):	105.01	0.524	Refrigerant Mdot (lbm/h): 261.38
Upstream Temp C (F):	104.38	0.437	Coriolis Density (lbm/ft3): 69.87
Upstream Average Temp (F):	104.66		Upstream R22 Tsat (F): 119.36
Upstream Subcooling A (F):	14.77		
Upstream Subcooling B (F):	14.35		
Upstream Subcooling C (F):	14.98		
Average Subcooling (F):	14.70		
Evap Exit Pressure (psia):	90.75	0.365	Turbine A Frequency (Hz): 166.38
Evap Exit Avg Temp A:	53.88	1.957	Turb A Vol Flow (ft3/min): 0.0236
Evap Exit Avg Temp B:	53.96	1.727	Turb A Density (lbm/ft3): 70.37
Evap Exit Avg Temp C:	53.99	1.682	Turb A Mass Flow (lb/h): 99.76
Circuit A Superheat (F):	8.42	2.113	Turbine C Frequency (Hz): 146.08
Circuit B Superheat (F):	8.49	1.690	Turb C Vol Flow (ft3/min): 0.0217
Circuit C Superheat (F):	8.53	1.769	Turb C Density (lbm/ft3): 70.40
Overall Superheat (F):	9.75	1.261	Turb C Mass Flow (lb/h): 91.77
			Turb C Mass Flow (lbm/h): 69.85
			% Total Mass Flow Thru A: 38.17
Evap Circuit Temp 1 (F):	49.45	1.205	% Total Mass Flow Thru B: 26.72
Evap Circuit Temp 2 (F):	51.08	0.511	% Total Mass Flow Thru C: 35.11
Evap Circuit Temp 3 (F):	48.42	0.372	
Evap Circuit Temp 4 (F):	49.44	1.719	
Evap Circuit Temp 5 (F):	48.47	0.651	
Evap Circuit Temp 6 (F):	51.05	0.557	
Evap Circuit Temp 7 (F):	53.16	1.110	
Evap Circuit Temp 8 (F):	48.39	0.651	
Evap Circuit Temp 9 (F):	49.89	0.092	

SMART DISTRIBUTOR SUMMARY SHEET
 DATA FILENAME: W020228A.DAT SUMMARY FILENAME: W020228A.sum

Air-Side Conditions	Range	Total Air-Side Capacity:	12176.52	Range
Indoor Dry-Bulb :	79.836	Sensible Cap (Btu/h):	12264.84	563.19
Indoor Inlet Dew (F):	32.006	Latent Cap (Btu/h):	-88.32	510.10
Indoor Exit Dry-Bulb:	65.083	EvapAir Delta T (F):	15.37	55.91
Indoor Exit Dew (F):	32.166	Air/Ref Cap Prnt Diff:	-4.72	0.43
		Sensible Heat Ratio:	1.007	28.61
Indoor Airflow (CFM):	746.52	SCFM per Ton:	722.78	0.0047
Indoor Airflow (SCFM):	733.41	(0.075 lb/ft3 standard air)		
Evap Inlet Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.003864			
Evap Exit Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.003889			
Barometric Pressure (in HG):	29.24	Nozzle Temp (F):	69.75	0.54
Air Chamber Nozzle Pressure Drop (in Water):	1.175			
Evaporator Coil Air Pressure Drop (in Water):	0.109			

Refrigerant Side Conditions				
Expansion Valve				
Upstream Pressure (psia):	270.48	0.609	Ref-side Cap (Btu/h):	11596.62
Upstream Temp A (F):	103.19	0.702	Ref-side Cap (tons):	0.97
Upstream Temp B (F):	103.59	0.610	Refrigerant Mdot (lbm/h):	164.96
Upstream Temp C (F):	103.06	0.787	Coriolis Density (lbm/ft3):	69.84
Upstream Average Temp (F):	103.28		Upstream R22 Tsat (F):	119.37
Upstream Subcooling A (F):	16.18	0.597		
Upstream Subcooling B (F):	15.78	0.610		
Upstream Subcooling C (F):	16.31	0.682		
Average Subcooling (F):	16.09			
Evap Exit Pressure (psia):	90.30	0.486	Turbine A Frequency (Hz):	98.11
Evap Exit Avg Temp A:	73.95	0.469	Turb A Vol Flow (ft3/min):	0.0146
Evap Exit Avg Temp B:	75.11	0.560	Turb A Density (lbm/ft3):	70.58
Evap Exit Avg Temp C:	73.61	0.470	Turb A Mass Flow (lb/h):	61.62
Circuit A Superheat (F):	28.99	0.562	Turbine C Frequency (Hz):	97.20
Circuit B Superheat (F):	30.15	0.584	Turb C Vol Flow (ft3/min):	0.0152
Circuit C Superheat (F):	28.65	0.605	Turb C Density (lbm/ft3):	70.60
Overall Superheat (F):	29.66	0.782	Turb C Mass Flow (lb/h):	64.40
			Turb C Mass Flow (lbm/h):	38.93
			% Total Mass Flow Thru A:	37.54
Evap Circuit Temp 1 (F):	73.58	0.627	% Total Mass Flow Thru B:	23.23
Evap Circuit Temp 2 (F):	74.76	0.541	% Total Mass Flow Thru C:	39.23
Evap Circuit Temp 3 (F):	49.44	0.603		
Evap Circuit Temp 4 (F):	74.56	0.541		
Evap Circuit Temp 5 (F):	73.73	0.271		
Evap Circuit Temp 6 (F):	53.21	0.555		
Evap Circuit Temp 7 (F):	76.29	0.710		
Evap Circuit Temp 8 (F):	72.37	0.630		
Evap Circuit Temp 9 (F):	50.68	0.557		

SMART DISTRIBUTOR SUMMARY SHEET
 DATA FILENAME: W020207B.DAT SUMMARY FILENAME: W020207B.sum

Air-Side Conditions	Range	Total Air-Side Capacity: 22203.15	Range
Indoor Dry-Bulb :	79.787	Sensible Cap (Btu/h): 16766.90	606.34
Indoor Inlet Dew (F):	59.265	Latent Cap (Btu/h): 5436.25	535.59
Indoor Exit Dry-Bulb:	59.520	EvapAir Delta T (F): 20.80	242.97
Indoor Exit Dew (F):	55.107	Air/Ref Cap Prcnt Diff: -1.92	0.44
		Sensible Heat Ratio: 0.755	2.93
Indoor AirFlow (CFM):	740.40	SCFM per Ton: 395.99	0.0129
Indoor AirFlow (SCFM):	732.68	(0.075 lb/ft3 standard air)	
Evap Inlet Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.011004		
Evap Exit Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.009449		
Barometric Pressure (in HG):	29.24	Nozzle Temp (F): 64.00	0.73
Air Chamber Nozzle Pressure Drop (in Water):	1.885	0.042	
Evaporator Coil Air Pressure Drop (in Water):	0.148	0.008	

Refrigerant Side Conditions			
Expansion Valve			
Upstream Pressure (psia):	274.00	0.731	Ref-side Cap (Btu/h): 21775.54
Upstream Temp A (F):	105.16	0.866	Ref-side Cap (tons): 1.81
Upstream Temp B (F):	105.48	0.737	Refrigerant Mdot (lbm/h): 317.95
Upstream Temp C (F):	104.86	0.910	Coriolis Density (lbm/ft3): 69.81
Upstream Average Temp (F):	105.16		Upstream R22 Tsat (F): 120.32
Upstream Subcooling A (F):	15.16	0.796	
Upstream Subcooling B (F):	14.84	0.681	
Upstream Subcooling C (F):	15.46	0.841	
Average Subcooling (F):	15.16		
Evap Exit Pressure (psia):	91.35	0.851	Turbine A Frequency (Hz): 206.85
Evap Exit Avg Temp A:	56.12	2.488	Turb A Vol Flow (ft3/min): 0.0290
Evap Exit Avg Temp B:	56.16	2.094	Turb A Density (lbm/ft3): 70.28
Evap Exit Avg Temp C:	55.82	1.778	Turb A Mass Flow (lb/h): 122.32
Circuit A Superheat (F):	10.09	2.644	Turbine C Frequency (Hz): 177.75
Circuit B Superheat (F):	10.14	2.250	Turb C Vol Flow (ft3/min): 0.0260
Circuit C Superheat (F):	9.80	1.778	Turb C Density (lbm/ft3): 70.32
Overall Superheat (F):	11.37	1.246	Turb C Mass Flow (lb/h): 109.50
			86.12
			3.08
Evap Circuit Temp 1 (F):	50.39	2.217	% Total Mass Flow Thru A: 38.47
Evap Circuit Temp 2 (F):	49.07	0.650	% Total Mass Flow Thru B: 27.09
Evap Circuit Temp 3 (F):	49.85	0.648	% Total Mass Flow Thru C: 34.44
Evap Circuit Temp 4 (F):	50.84	2.413	
Evap Circuit Temp 5 (F):	48.03	0.707	
Evap Circuit Temp 6 (F):	51.13	0.675	
Evap Circuit Temp 7 (F):	53.55	2.470	
Evap Circuit Temp 8 (F):	48.13	0.656	
Evap Circuit Temp 9 (F):	50.11	0.739	

SMART DISTRIBUTOR SUMMARY SHEET
 DATA FILENAME: W020301A.DAT SUMMARY FILENAME: W020301A.sum

Air-Side Conditions	Range	Total Air-Side Capacity:	25598.17	Range	856.04
Indoor Dry-Bulb :	80.471	Sensible Cap (Btu/h):	19857.00		726.72
Indoor Inlet Dew (F):	60.264	Latent Cap (Btu/h):	5741.17		451.86
Indoor Exit Dry-Bulb:	61.646	EvapAir Delta T (F):	19.46		0.43
Indoor Exit Dew (F):	56.949	Air/Ref Cap Prcnt Diff:	-0.25		3.44
		Sensible Heat Ratio:	0.776		0.0176
Indoor Airflow (CFM):	940.48	SCFM per Ton:	434.25		
Indoor Airflow (SCFM):	926.34	(0.075 lb/ft3 standard air)			
Evap Inlet Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.011411				
Evap Exit Humidity Ratio (lbH2O/lbAir):	0.010112				
Barometric Pressure (in HG):	29.24	Nozzle Temp (F):	67.54		0.82
Air Chamber Nozzle Pressure Drop (in Water):	1.867		0.058		
Evaporator Coil Air Pressure Drop (in Water):	0.224		0.010		

 Refrigerant Side Conditions

Expansion Valve					
Upstream Pressure (psia):	317.57	0.609	Ref-side Cap (Btu/h):	25532.14	335.91
Upstream Temp A (F):	105.66	0.524	Ref-side Cap (tons):	2.13	0.03
Upstream Temp B (F):	105.98	0.262	Refrigerant Mdot (lbm/h):	373.69	4.95
Upstream Temp C (F):	105.44	0.262	Coriolis Density (lbm/ft3):	69.91	0.07
Upstream Average Temp (F):	105.69		Upstream R22 Tsat (F):	132.01	
Upstream Subcooling A (F):	26.35				
Upstream Subcooling B (F):	26.02				
Upstream Subcooling C (F):	26.57				
Average Subcooling (F):	26.31				
Evap Exit Pressure (psia):	91.29	0.486	Turbine A Frequency (Hz):	244.24	2.00
Evap Exit Avg Temp A:	56.21	1.951	Turb A Vol Flow (ft3/min):	0.0340	0.00
Evap Exit Avg Temp B:	57.07	2.250	Turb A Density (lbm/ft3):	70.20	0.08
Evap Exit Avg Temp C:	56.51	1.973	Turb A Mass Flow (lb/h):	143.13	1.26
Circuit A Superheat (F):	10.00	1.884	Turbine C Frequency (Hz):	210.33	1.00
Circuit B Superheat (F):	10.86	2.173	Turb C Vol Flow (ft3/min):	0.0303	0.00
Circuit C Superheat (F):	10.30	1.818	Turb C Density (lbm/ft3):	70.24	0.04
Overall Superheat (F):	11.46	1.807	Turb C Mass Flow (lb/h):	127.69	0.60
			Calculated Mass Flow (lbm/h):	102.87	5.48
Evap Circuit Temp 1 (F):	51.28	1.480	% Total Mass Flow Thru A:	38.30	0.66
Evap Circuit Temp 2 (F):	51.53	0.602	% Total Mass Flow Thru B:	27.53	1.10
Evap Circuit Temp 3 (F):	51.21	0.647	% Total Mass Flow Thru C:	34.17	0.58
Evap Circuit Temp 4 (F):	51.80	1.112			
Evap Circuit Temp 5 (F):	49.78	0.648			
Evap Circuit Temp 6 (F):	52.38	0.467			
Evap Circuit Temp 7 (F):	53.55	1.242			
Evap Circuit Temp 8 (F):	49.47	1.024			
Evap Circuit Temp 9 (F):	51.32	0.693			