

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**ESTUDIO DE LA TASA DE FORMACIÓN DE CONDENSADO EN
EL EVAPORADOR DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

POR

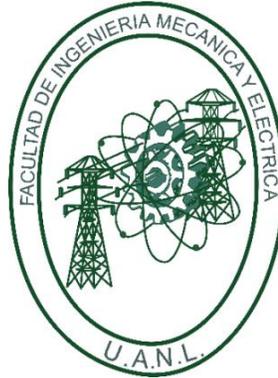
ING. ALFREDO MISSAEL JIMÉNEZ ZÚÑIGA

DIRECTOR: DR. ARTURO MORALES FUENTES

**EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

DICIEMBRE, 2017

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**ESTUDIO DE LA TASA DE FORMACIÓN DE CONDENSADO EN
EL EVAPORADOR DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL**

POR

ING. ALFREDO MISSAEL JIMÉNEZ ZÚÑIGA

DIRECTOR: DR. ARTURO MORALES FUENTES

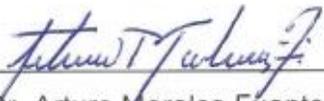
**EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN
ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

DICIEMBRE, 2017

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "Estudio de la tasa de formación de condensado en el evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire mediante dinámica de fluidos computacional" realizada por el estudiante Alfredo Missael Jiménez Zúñiga con número de matrícula 1486925, sea aceptada para su defensa en opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El comité de Tesis



Dr. Arturo Morales Fuentes
Director



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor



Dr. Jorge Arturo Alfaro Ayala
Revisor

Vo.Bo.


Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Noviembre del 2017

Agradecimientos

Principalmente a mis padres, Alfredo Jiménez Tovar y Alicia Zúñiga Arteaga, quienes nunca han dejado de apoyarme a lo largo de mi vida y me han enseñado que el esfuerzo y dedicación tienen sus recompensas.

Al Dr. Arturo Morales Fuentes, por el asesoramiento recibido durante el trabajo realizado dedicando su tiempo y conocimientos. Sus enseñanzas tanto académicas como profesionales, su paciencia y apoyo hicieron realidad este trabajo. Sin duda, un modelo a seguir.

A mis amigos y compañeros de generación: Luis Rúa, Juan Carlos, Víctor, Eduardo, Diana, Evaristo, Guillermo Flores, Luis Vázquez y Antonio. Por compartir su tiempo y experiencias.

Amigos conformados por los egresados y actuales estudiantes del programa de maestría.

Al cuerpo académico del programa de maestría: Dr. Simón Martínez, Dr. Fausto Sánchez, Dr. Santos Méndez, Dr. Oscar de la Garza, M.C. Hugo Ramírez y el M.C. Miguel García. Por compartir sus conocimientos en este periodo.

Al Dr. Jorge Arturo Alfaro Ayala, por el asesoramiento recibido en cuanto al tema de dinámica de fluidos computacional.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo brindado mediante la beca número 417205 que me permitió concluir el programa de maestría, y por la beca mixta con número de convocatoria 291211 que me permitió realizar una estancia en la Universidad de Guanajuato, división de ciencias naturales y exactas en el periodo Febrero – Abril del 2017. Además al proyecto CB-2012-01, No 179181, SEP-CONACYT, por el apoyo para la divulgación de resultados en el XXXVIII Congreso Nacional de la AMIDIQ.

Resumen

Durante los últimos años, la demanda y disponibilidad de sistemas de acondicionamiento de aire ha ido en aumento, y con ello la energía requerida para su operación. Los sistemas de acondicionamiento de aire residencial más utilizados en zonas de clima cálido operan bajo un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Durante la operación de estos sistemas, la temperatura de superficie en el intercambiador de calor utilizado como evaporador alcanza la temperatura del punto de rocío del vapor de agua presente en el aire, originando la formación de condensado que es posteriormente retirado como subproducto. La cantidad de energía dedicada en la condensación puede llegar a ser importante sobre todo cuando la humedad relativa del aire es alta, aumentando el consumo de energía del sistema.

En el presente trabajo se realizó un estudio numérico utilizando el software comercial ANSYS Fluent v.18 sobre la geometría de un evaporador comercial incluyendo el efecto de condensación. El cuál se implementó por medio de subrutinas basadas en propiedades psicrométricas. Por lo que fue necesario resolver las ecuaciones de conservación de masa, energía, cantidad de movimiento y especies por medio del método de volúmenes finitos. Para verificar la precisión de los resultados, se realizó un estudio de independencia de malla. Se validaron los resultados obtenidos mediante la comparación con datos reportados en la literatura y con valores tomados en una recolección de datos en el evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido que opera con tecnología inverter. Se determinó la energía dedicada a la condensación y la eficiencia del sistema bajo condiciones específicas de operación. Además, se realizó un análisis sobre la influencia que presentan la temperatura, velocidad y humedad del aire, en conjunto con la temperatura de superficie del evaporador en la generación de condensado.

Estructura del documento

El primer capítulo describe los tipos de sistemas de acondicionamiento de aire residencial más utilizados en la actualidad y su principio de funcionamiento. Incluye la motivación para realizar estudios en estos equipos y el impacto energético que representa su uso. Además describe los objetivos y la hipótesis planteada del presente trabajo.

El segundo capítulo presenta una descripción general de los temas implicados para realizar un estudio referente a la transferencia de calor en un intercambiador de calor bajo condiciones de condensación mediante dinámica de fluidos computacional. Se describe la composición del aire atmosférico en conjunto con sus propiedades y las diferentes formas de estudiar la transferencia de calor. Se presenta además una recopilación de estudios relacionados al tema de condensación de vapor de agua en presencia de un gas no condensable mediante la dinámica de fluidos computacional. Se presentan las ecuaciones implicadas en el estudio y los métodos de solución aplicados.

En el tercer capítulo se describe la metodología implementada para realizar una recolección de datos en el evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido y realizar la evaluación de la eficiencia del mismo. Se incluyen los pasos implicados al realizar un estudio de dinámica de fluidos computacional mediante el software ANSYS Fluent v.18 versión académica, describiendo la geometría de estudio y su elaboración por medio del software de diseño asistido por computadora ANSYS DesignModeler v.18. Posteriormente se describen los criterios tomados en cuenta para la generación de la malla mediante el software ANSYS Meshing v.18. Por último se describen los modelos físicos, los materiales y propiedades físicas y de transporte y las condiciones de frontera utilizadas. Se finaliza el capítulo describiendo la librería

desarrollada que permite describir el proceso de condensación y la forma de interpretar los resultados.

En el cuarto capítulo se presentan los resultados obtenidos al realizar una recolección de datos en el evaporador del sistema de acondicionamiento de aire de tipo dividido y el estudio de dinámica de fluidos computacional. Se describe el análisis de independencia de malla realizado para verificar la precisión de los resultados. Además, se analizan los factores que influyen en la tasa de generación de condensado.

Por último, en el quinto capítulo se presentan las conclusiones del trabajo y se propone el trabajo futuro.

Nomenclatura

A	Área [m^2]
C	Constante
C_i	Concentración molar [$kmol/m^3$]
C_p	Calor específico a presión constante [$kJ/(kg \cdot K)$]
D	Coefficiente de difusión [m^2/s]
D_h	Diámetro hidráulico [m]
e	Energía interna [kJ/kg]
F	Aleta
f	Coefficiente de fricción [Adimensional]
g	Gravedad [m/s^2]
h	Entalpía [kJ/kg]
h_{conv}	Coefficiente de transferencia de calor por convección [$W/(m^2 \cdot K)$]
h_{masa}	Coefficiente de transferencia de masa por convección [m/s]
I	Intensidad de turbulencia [%]
j	Razón de difusión [kg/s]
j	Factor de Chilton – Colburn [Adimensional]
k	Conductividad térmica [$W/(m \cdot K)$]
L	Longitud [m]
Le	Número de Lewis [Adimensional]
M	Masa molar [$kg/kmol$]
m	Masa [kg]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
N	Número de moles
P	Presión [Pa]
Pr	Número de Prandtl [Adimensional]
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor [W]

R	Resistencia térmica [K/W]
Re	Número de Reynolds [Adimensional]
R_u	Constante universal de los gases [8.314 kJ/(kmol · K)]
\mathfrak{R}	Constante de gas [kJ/(kg · K)]
S	Término fuente
Sc	Número de Schmidt [Adimensional]
Sh	Número de Sherwood [Adimensional]
St	Número de Stanton [Adimensional]
T	Temperatura [K o °C]
t_D	Diámetro exterior de tubo [m]
U	Coefficiente global de transferencia de calor [W/(m ² · K)]
\vec{v}	Velocidad [m/s]
V	Volúmen [m ³]
\dot{V}	Flujo volumetrico [m ³ /s]
v	Volumen específico [m ³ /kg]
\dot{W}_e	Potencia eléctrica [Watts]
\dot{W}_t	Calor transferido [Watts]
X_i	Fracción molar de un componente presente en una mezcla $\left[\frac{\text{kmol}_i}{\text{kmol}_{\text{Mezcla}}} \right]$
Y_i	Fracción másica de un componente presente en una mezcla $\left[\frac{\text{kg}_i}{\text{kg}_{\text{Mezcla}}} \right]$

Subíndices

<i>A</i>	<i>Componente de mayor presencia en una mezcla binaria</i>
<i>a</i>	<i>Aire seco</i>
<i>B</i>	<i>Componente de menor presencia en una mezcla binaria</i>
<i>bh</i>	<i>Bulbo húmedo</i>
<i>bs</i>	<i>Bulbo seco</i>
<i>C</i>	<i>Celda</i>
<i>CA</i>	<i>Celda adyacente</i>
<i>c</i>	<i>Característico</i>
<i>cond</i>	<i>Conducción</i>
<i>conv</i>	<i>Convección</i>
<i>ext</i>	<i>Exterior</i>
<i>fg</i>	<i>Cambio de fase</i>
<i>H</i>	<i>Altura</i>
<i>i</i>	<i>Componente presente en una mezcla</i>
<i>int</i>	<i>Interior</i>
<i>L</i>	<i>Longitud</i>
<i>max</i>	<i>Máximo</i>
<i>n</i>	<i>Número entero</i>
<i>p</i>	<i>Separación</i>
<i>pr</i>	<i>Punto de rocío</i>
<i>s</i>	<i>Superficie</i>
<i>sat</i>	<i>Saturación</i>
<i>t</i>	<i>Espesor</i>
<i>v</i>	<i>Vapor de agua</i>
∞	<i>Zona de flujo libre</i>

Letras griegas

α	<i>Difusividad térmica</i> [m^2/s]
β	<i>Densidad de área</i> [m^2/m^3]
Γ	<i>Coefficiente de difusión</i>
Δ	<i>Diferencia</i>
ε	<i>Efectividad</i>
μ	<i>Viscosidad dinámica</i> [$Pa \cdot s$]
ν	<i>Viscosidad cinemática</i> [m^2/s]
ρ	<i>Densidad</i> [kg/m^3]
τ	<i>Esfuerzo cortante</i> [Pa]
ϕ	<i>Humedad relativa</i> [%]
φ	<i>Variable dependiente</i>
ω	<i>Humedad absoluta o específica</i> $\left[\frac{kg_{vapor\ de\ agua}}{kg_{aire\ seco}} \right]$

Índice general

Agradecimientos	iv
Resumen.....	v
Estructura del documento	vi
Nomenclatura.....	viii
Índice de figuras.....	xv
Índice de tablas.....	xix
Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Motivación.....	5
1.2 Objetivos.....	7
1.2.1 Objetivo general	7
1.2.2 Objetivos específicos	7
1.3 Hipótesis.....	7
Capítulo 2: Antecedentes.....	8
2.1 Psicrometría.....	11
2.1.1 Composición de aire seco y aire húmedo	11
2.1.2 Propiedades termodinámicas del aire húmedo	12
2.1.3 La carta psicrométrica	16
2.1.4 Proceso de enfriamiento con deshumidificación	18
2.2 Transferencia de calor	19
2.2.1 Transferencia de calor por conducción	20
2.2.2 Transferencia de calor por convección.....	21
2.2.2.1 Tipos de flujos de fluidos	22

2.2.3	Intercambiadores de calor.....	26
2.3	Transferencia de masa.....	29
2.3.1	Transferencia de masa por convección.....	32
2.3.2	Analogías aplicadas en el estudio de transferencia de masa.....	32
2.3.3	Generalidades del proceso de condensación	36
2.4	Análisis de sistemas de acondicionamiento de aire.....	37
2.4.1	Sistemas Inverter	38
2.4.2	Análisis convencional de evaporadores	39
2.5	Dinámica de Fluidos Computacional	42
2.5.1	Ecuaciones de gobierno.....	45
2.5.1.1	Ecuación de conservación de masa	46
2.5.1.2	Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento	47
2.5.1.3	Ecuación de conservación de la energía	48
2.5.1.4	Ecuación de conservación de especies.....	49
2.5.2	Ecuaciones de conservación aplicadas a flujo turbulento	50
2.5.2.1	Tipos de enfoques para simulación de flujo turbulento.....	51
2.5.3	Discretización del dominio computacional.....	53
2.5.4	Métodos de solución	54
2.5.4.1	Método SIMPLE (Acoplamiento de presión-velocidad).....	55
2.5.4.2	Evaluación de gradientes	56
2.5.4.3	Discretización espacial	57
2.5.5	Control de solución.....	58
2.5.6	Criterio de solución.....	58
	Capítulo 3: Metodología.....	60

3.1	Evaluación de sistemas de acondicionamiento de aire	61
3.2	Implementación de estudio CFD.....	63
3.2.1	Modelado de geometría	65
3.2.2	Generación de dominio computacional	66
3.2.3	Generación de volúmenes de control.....	68
3.2.4	Modelos físicos.....	70
3.2.4.1	Modelo de energía.....	71
3.2.4.2	Modelo de transporte de cantidad de movimiento	72
3.2.4.3	Modelo de transporte de especies.....	76
3.2.5	Materiales y propiedades físicas y de transporte	77
3.2.6	Condiciones de frontera	78
3.2.6.1	Zona de fluido	79
3.2.6.2	Zonas de cuerpos solidos	80
3.3	Uso de UDF	81
3.4	Interpretación de resultados	85
	Capítulo 4: Resultados.....	87
4.1	Esquema para la adquisición de datos	88
4.2	Operación del sistema de acondicionamiento de aire	89
4.2.1	Análisis del condensado generado.....	93
4.3	Simulación numérica.....	95
4.3.1	Generación de dominio computacional	95
4.3.2	Generación de malla	97
4.3.3	Condiciones de frontera	98
4.4	Análisis de independencia de malla.....	101

4.5	Validación	102
4.5.1	Validación de la UDF.....	103
4.5.2	Validación de resultados	104
4.6	Análisis bajo diferentes condiciones	107
4.6.1	Efecto de la velocidad de operación.....	107
4.6.2	Efecto de la humedad relativa del aire	108
4.6.3	Efecto de la temperatura del aire	111
4.6.4	Efecto de la temperatura de superficie.....	114
Capítulo 5: Conclusiones		116
5.1	Trabajo futuro	119
Referencias.....		120
Apéndice A: Código de UDF		127

Índice de figuras

Figura 1-1. Operación de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	2
Figura 1-2 Consumo energético promedio en un hogar que cuenta con calefacción y/o aire acondicionado durante el 2014.	6
Figura 2-1 Evaporador típico de sistema de aire acondicionado residencial de tipo separado.	9
Figura 2-2 Representación gráfica del aire húmedo	12
Figura 2-3 Arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo	15
Figura 2-4 Esquema de las propiedades en una carta psicrométrica	17
Figura 2-5 Procesos de acondicionamiento de aire más comunes vistos sobre la carta psicrométrica.....	17
Figura 2-6. Diagrama psicrométrico del proceso de enfriamiento con deshumidificación en un sistema de acondicionamiento de aire.....	18
Figura 2-7. Representación esquemática de las distintas formas de transferencia de calor para la sección transversal de una pared.....	19
Figura 2-8. Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo [37].....	24
Figura 2-9. Subdivisión de las regiones correspondientes a la capa límite turbulenta cerca de la pared [41].	26
Figura 2-10 Ejemplos de intercambiadores de calor compactos.....	27
Figura 2-11. Geometría de un intercambiador de calor de tipo tubo y placas continuas como aletas con flujo cruzado no mezclado	28
Figura 2-12. Desplazamiento de un fluido sobre una placa plana.	35

Figura 2-13. Inicio de proceso de condensación en un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas continuas.....	37
Figura 2-14. Curva típica de la potencia eléctrica entre sistemas de acondicionamiento de aire convencional e inverter.	39
Figura 2-15. Diagrama de flujo del método de efectividad basado en entalpía.	42
<i>Figura 2-16. Balance de flujo de masa sobre un volumen de control.</i>	<i>46</i>
Figura 2-17. Balance de esfuerzos sobre volumen de control.	47
<i>Figura 2-18. Balance de energías sobre un volumen de control para el flujo de calor y el trabajo de los esfuerzos viscosos.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 2-19. Representación del valor medio de velocidad y su fluctuación.....</i>	<i>51</i>
Figura 2-20. Tipos de elementos tridimensionales utilizados para describir un volumen de control.....	53
Figura 2-21. Algoritmo SIMPLE.	56
Figura 3-1. Esquema simplificado del arreglo túnel aire entalpía	61
Figura 3-2. Esquema de los pasos a seguir para realizar un estudio CFD.	65
Figura 3-3. Secciones geométricas del evaporador utilizado para generar dominio computacional.	66
Figura 3-4. Dominio computacional generado correspondiente a una sección del intercambiador de calor.	68
Figura 3-5. Cuerpos geométricos generados en las zonas del dominio computacional debido a cortes realizados.	69
Figura 3-6. Vista frontal de dominio computacional que muestra aristas pertenecientes a un mismo conjunto.	69
Figura 3-7. Detalle de malla cerca de la zona de la aleta.	70
Figura 3-8. Tipos de enfoques utilizados para resolver la capa viscosa cercana a la pared.	75

Figura 3-9. Algoritmo utilizado en la UDF para modelar el proceso de condensación.....	83
Figura 3-10. Esquema de proceso de transferencia de masa sobre pared de aleta.....	85
Figura 4-1. Esquema de la localización de instrumentos para la adquisición de datos.....	89
Figura 4-2. Datos de velocidad de operación a la entrada de evaporador.....	90
Figura 4-3. Potencia eléctrica y calor transferido en el sistema bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.....	91
Figura 4-4. Condensado bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.....	92
Figura 4-5. Temperatura de entrada y superficie del evaporador bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.....	92
Figura 4-6. Condensado generado bajo diferentes condiciones de operación.	94
Figura 4-7. Vistas del dominio computacional generado: a) Vista superior y b) Vista frontal.....	97
Figura 4-8. Valores de asimetría para la malla en la zona de la aleta.	98
Figura 4-9. Condiciones de frontera utilizadas para la zona de aire en el dominio computacional.....	99
Figura 4-10. Condiciones de frontera asignadas para la zona de la aleta.	100
Figura 4-11. Condiciones de frontera asignadas para la zona de los tubos. ..	100
Figura 4-12. Análisis de independencia de malla.....	102
Figura 4-13.Caso de estudio utilizado para validar modelos físicos y ecuaciones matemáticas implementadas en la UDF.	103
Figura 4-14. Resultados obtenidos al reproducir caso de estudio.	104

Figura 4-15. Contornos de humedad relativa en la zona de aleta y tubos [%].	105
Figura 4-16. Contornos de fracción másica de vapor de agua y temperatura en la zona de la aleta bajo una Temperatura de operación de 20 °C y 0.76 m/s de velocidad.....	106
Figura 4-17. Efecto de la velocidad de aire en la generación de condensado.	107
Figura 4-18. Cambios de flujo de condensado bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30 °C.....	108
Figura 4-19. Influencia de la humedad relativa en la generación de condensado bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30°.	109
Figura 4-20. Calor latente transferido debido al efecto de condensación.	110
Figura 4-21. Porcentaje del calor latente y sensible en el calor total transferido bajo diferentes humedades relativas a una temperatura de 30 °C.	111
Figura 4-22. Efecto de la temperatura en la generación de condensado bajo una condición de velocidad de 1 m/s.....	112
Figura 4-23. Cambio en flujo de condensado bajo diferentes condiciones de temperatura a una velocidad de 1 m/s.....	112
Figura 4-24. Efecto de la humedad específica en la generación de condensado bajo diferentes condiciones de temperatura a una velocidad de 1 m/s.....	113
Figura 4-25. Efecto de la temperatura de superficie en la generación de condensado bajo una temperatura de entrada de 25 °C y 1m/s de velocidad.	114
Figura 4-26. Cambio en flujo de condensado debido a la temperatura de superficie bajo una condición de temperatura de 25 °C y 1m/s de velocidad.	115

Índice de tablas

Tabla 2-1. Valores de número de Reynolds que indican comportamiento laminar del flujo de fluido.	24
Tabla 2-2. Números adimensionales que relacionan la magnitud de los términos difusivos de las ecuaciones de transporte de cantidad de movimiento, energía y masa.	33
Tabla 2-3. Números adimensionales que expresan el coeficiente de transferencia de calor y masa.	34
Tabla 2-4. Valores de asimetría que establecen rangos de calidad de malla. ..	54
Tabla 3-1. Exactitud de instrumentos utilizados para recolección de datos.	62
Tabla 3-2. Propiedades de materiales sólidos.	77
Tabla 3-3. Propiedades de fluidos.	78
Tabla 3-4. Condiciones de frontera aplicadas a cuerpos sólidos.	81
Tabla 4-1. Diferencia entre valores de flujo de condensado para cada repetición en cada caso.	93
Tabla 4-2. Datos recolectados en evaporador bajo diferentes condiciones de operación.	95
Tabla 4-3. Dimensiones geométricas de evaporador utilizado para crear dominio computacional.	96
Tabla 4-4. Error relativo obtenido al comparar flujo de condensado.	105
Tabla 4-5. Efecto de humedad relativa del aire en la transferencia de calor sensible bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30 °C.	110

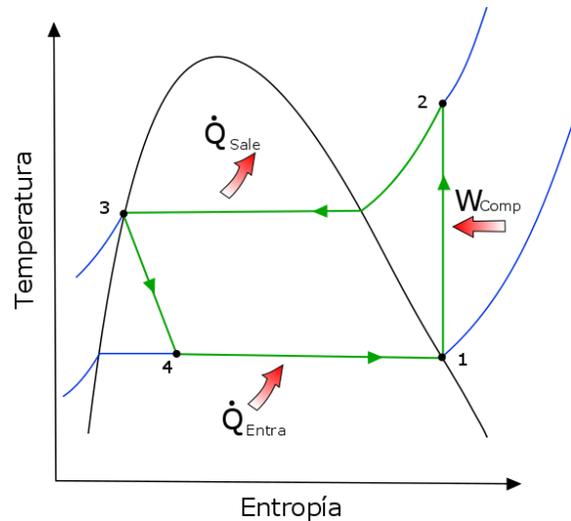
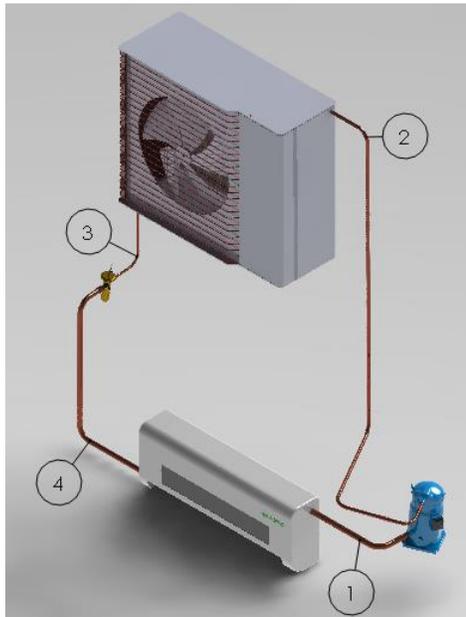
CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

El término de acondicionamiento de aire se refiere a cualquier acción individual o en conjunto de calentamiento, enfriamiento, adición y remoción de humedad y limpieza de aire por la remoción de gases y partículas [1]. Cuando el objetivo de los equipos de acondicionamiento de aire es proveer un nivel de confort y calidad de aire dentro de espacios cerrados se les denomina sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC por sus siglas en inglés). La primera aplicación de acondicionamiento de aire en la forma de enfriamiento y deshumidificación en un espacio fue realizada por Willis Haviland Carrier en 1902 [2].

Los sistemas de acondicionamiento de aire residenciales más populares en la actualidad operan bajo el principio de funcionamiento del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, como se muestra en la Figura 1-1. En dónde el fluido de trabajo entra al compresor como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente aumentando drásticamente su presión y temperatura (proceso 1-2). Después el fluido de trabajo ingresa al condensador como vapor sobrecalentado y rechaza calor al ambiente en un proceso a presión y temperatura constante, saliendo en estado de líquido saturado (proceso 2-3). En seguida el fluido pasa por un dispositivo de expansión en donde se produce un proceso isoentálpico reduciendo su presión y temperatura y pasando a un estado de mezcla líquido-vapor (proceso 3-4). Finalmente, el

fluido de trabajo entra al evaporador y absorbe calor del medio en un proceso a presión y temperatura constante, saliendo en estado de vapor saturado (proceso 4-1) y entrando nuevamente al compresor, completando de esta forma el ciclo.



a) Esquema de componentes básicos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

b) Diagrama T-S de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Figura 1-1. Operación de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Los fluidos de trabajo usados en los ciclos de refrigeración se denominan refrigerantes. La selección de un refrigerante debe satisfacer ciertos requerimientos, de los cuales pueden no estar relacionados con su capacidad de transferir calor. En relación hacia los aspectos de seguridad se requiere la no inflamabilidad y baja toxicidad, además de que se debe considerar fuertemente su impacto ambiental. Otros aspectos importantes son el costo, disponibilidad, eficiencia y compatibilidad con lubricantes de compresores y el material de los equipos utilizados. En cuanto a propiedades termofísicas y de transporte, el calor latente de vaporización, la conductividad térmica y la viscosidad afectan directamente el desempeño de los intercambiadores de calor y tuberías. En general, es deseable una alta conductividad térmica y una baja viscosidad. No

hay un fluido que satisfaga completamente todos los requerimientos de un refrigerante, en consecuencia se utilizan varios refrigerantes en la práctica [3].

Por ejemplo, el refrigerante R22 ha sido usado ampliamente en aplicaciones de aire acondicionado residencial y bombas de calor, pero debido a que este tipo de refrigerante contiene moléculas de cloro que reaccionan en presencia de luz ultravioleta, afecta directamente a la reducción de la capa de ozono [4]. En consecuencia al impacto ambiental que presentan ciertos refrigerantes, desde la década de 1980 se han planteado diversos acuerdos internacionales como la Convención de Viena y el Protocolo de Montreal para controlar su aplicación [5]. Se prevé que los países industrializados prohibirán completamente el uso del refrigerante R22 para el año 2020, por lo que varios países han optado como mejor alternativa el uso del refrigerante R410A como reemplazo al R22, ya que solo contiene flúor, lo que evita la reducción de la capa de ozono [4]. Además, debido a que sus propiedades de transporte y la capacidad de transferencia de calor son superiores, se aumenta en alrededor de un 12% la eficiencia de los sistemas de acondicionamiento de aire residencial en comparación con sistemas operados con refrigerante R22. Actualmente, el refrigerante R410A es el más usado en los equipos de aire acondicionado residencial. Al incrementar la eficiencia de los equipos de refrigeración y aire acondicionado, se reduce el impacto indirecto del calentamiento global producido por los refrigerantes. Por lo que el incrementar la eficiencia de estos equipos ha sido clave para reducir el cambio climático en los últimos años [6].

Dependiendo de las necesidades y dimensiones del espacio a acondicionar, existen varios sistemas de aire acondicionado específicos para cada propósito. De acuerdo a un estudio realizado por la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) en 2016 [7], los equipos de aire acondicionado que más se utilizan para uso residencial son:

- Tipo dividido (Minisplit): Se divide en dos componentes, una unidad evaporadora que se coloca dentro del espacio interior y una unidad condensadora que se instala en el exterior.
- Tipo multi-dividido (Multisplit): Sistema al que se pueden asignar varias unidades evaporadoras para una sola unidad condensadora.
- Ventana: Todos los componentes del sistema de refrigeración se encuentran en una sola unidad.
- Central: Se diferencia del sistema de tipo ventana por el hecho de que es de mayor capacidad, ya que sus componentes también están ubicados en una sola unidad.
- Aire lavado: Enfría el aire utilizando agua por medio de un proceso conocido como enfriamiento evaporativo. Dependiendo de su funcionamiento se clasifican en directos e indirectos.

Actualmente los equipos de aire acondicionado de tipo dividido muestran una mayor participación en el mercado residencial, desplazando a los equipos de tipo ventana debido a su mejor desempeño y menor consumo de energía [7].

Durante la operación de los equipos de acondicionamiento de aire residencial) en zonas de clima cálido, se produce un fenómeno de intercambio de calor y masa sobre la superficie del evaporador. Por lo que realizar un estudio analítico sobre esta parte del sistema es de gran complejidad, debido a que en la actualidad las ecuaciones matemáticas que rigen este tipo de fenómenos no cuentan con una solución analítica. Por lo que para la solución de este tipo de problemas se recurre al uso de métodos numéricos, siendo los más utilizados los métodos de diferencias finitas, elemento finito y volúmenes finitos. El método de volúmenes finitos, debido a la forma simple de estructurar los datos, se ha vuelto considerablemente popular en años recientes, ya que su formulación se basa en la resolución directa de las ecuaciones que rigen un fenómeno con transferencia de calor y masa [8].

1.1 Motivación

Antes de la década de 1970 los sistemas de aire acondicionado se diseñaban prestando poca atención a la conservación de la energía, debido a que los combustibles eran abundantes y baratos, pero debido al incremento de los costos desde esa década se ha provocado un mayor interés en la eficiencia de los equipos [9]. Por lo que, el mejorar el desempeño de los sistemas de aire acondicionado tradicionales ofrece una excelente oportunidad para reducir significativamente el consumo de energía. Es un reto en la actualidad el encontrar nuevas formas de reducir el consumo de energía sin comprometer el confort y la calidad del aire [10].

El crecimiento de la población e industrialización en el mundo tiene como consecuencia un aumento en la demanda de equipos de aire acondicionado, especialmente en zonas de clima cálido y húmedo. Además, la relación que tienen los equipos de aire acondicionado en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales resulta en un gran incremento en el uso de la energía especialmente en meses de verano. Lo anterior se debe a que bajo condiciones climáticas extremas, el sistema de refrigeración sufre un deterioro en su desempeño, ya que la temperatura de condensación aumenta debido a su dependencia con la temperatura ambiente, resultando en un incremento en la presión generada por el compresor incrementando así el consumo de energía del sistema. Diversos estudios han concluido que el desempeño de un sistema de refrigeración mejora entre el 2 y 4% por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación [11]. De igual forma, se ha demostrado que incrementar la temperatura del exterior 1 °C reduce en 2% tanto el desempeño del sistema de refrigeración como la capacidad de enfriamiento en un sistema de aire acondicionado de tipo separado [12].

Se estima que cerca del 15% de la electricidad a nivel mundial se utiliza para el manejo de sistemas de refrigeración y aire acondicionado [13].

Desafortunadamente, México no cuenta con información oficial acerca del uso de electricidad por sectores específicos [14], aunque un estudio realizado en 2014 [15] estima que el 44% del consumo energético promedio en un hogar que cuenta con equipos de calefacción y/o aire acondicionado es por estos mismos, como se puede observar en la Figura 1-2.

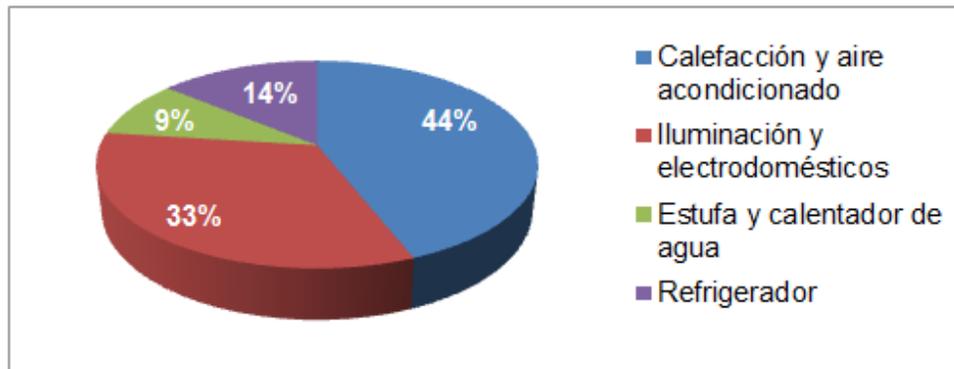


Figura 1-2 Consumo energético promedio en un hogar que cuenta con calefacción y/o aire acondicionado durante el 2014.

La demanda de energía eléctrica para el uso de equipos de aire acondicionado se ha ido incrementando considerablemente con el paso del tiempo. Un estudio realizado en el 2006 [16] estima se utilizaron 8.6 TWh de energía eléctrica en el sector residencial para el uso de equipos de aire acondicionado durante ese año en México. Un estudio más reciente del 2016 [14] estima con datos actuales que el consumo de energía eléctrica en aires acondicionados en el sector residencial durante el año 2014 fue de cerca de 11 TWh, adicionalmente proyecta un consumo de cerca de 25 TWh para el año 2030.

Actualmente cerca del 30% del consumo eléctrico del sector residencial en México se utiliza para el confort en zonas de clima cálido, proporción que sigue creciendo [7]. Por lo que desarrollar sistemas de aire acondicionado eficientes es esencial tanto para proteger al consumidor de los altos costos de la energía, como para proteger al ambiente del impacto de las emisiones de gases de efecto invernadero causadas por aplicaciones ineficientes de energía eléctrica.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Determinar las condiciones y/o factores que influyen en la tasa de generación de condensado en la geometría de un evaporador comercial utilizado en sistemas de acondicionamiento de aire residencial y el impacto del consumo energético que este genera mediante CFD.

1.2.2 Objetivos específicos

- Cuantificar la cantidad de condensado mediante el flujo másico de agua obtenido de un sistema de aire acondicionado de tipo dividido bajo condiciones específicas de operación.
- Generar un dominio computacional con base en las medidas geométricas de un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas comercial, que sea capaz de analizar la transferencia de calor y masa.
- Desarrollar una librería en lenguaje de programación C que permita conocer las características de concentración del aire húmedo cuando se presentan condiciones de condensación en un intercambiador de calor.
- Evaluar la cantidad de condensado generado con base en el flujo másico de agua obtenido en un sistema de aire acondicionado residencial utilizando CFD bajo diferentes condiciones de operación.

1.3 Hipótesis

Mediante el uso de una herramienta computacional, en conjunto con subrutinas basadas en propiedades psicrométricas es posible modelar el efecto de condensación en la geometría de un evaporador comercial utilizado en un sistema de acondicionamiento de aire residencial bajo condiciones específicas de operación. Lo que lleva a la predicción de la cantidad e identificación de los factores que favorecen la tasa de generación de condensado y en consecuencia el impacto del calor latente en la energía total utilizada.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES

Para llevar a cabo un uso racional de la energía y para establecer estrategias de ahorro energético, es necesario conocer la forma en la que esta interactúa. Particularmente en un sistema de acondicionamiento de aire residencial que opera en condiciones de clima cálido, se busca reducir la temperatura del aire para que la temperatura dentro de un recinto sea confortable. El componente en donde se realiza el proceso de enfriamiento del aire es el evaporador. Debido a que el aire contiene una cierta cantidad de vapor de agua, durante el proceso de enfriamiento del aire la superficie del evaporador puede operar por debajo de la temperatura del punto de rocío, favoreciendo la formación de humedad sobre su superficie. Durante el proceso de condensación, el vapor de agua presente en el aire libera una cierta cantidad de energía que es absorbida por el refrigerante que circula por el evaporador.

La formación de agua por condensación en un sistema de aire acondicionado es considerada como un subproducto. Por lo tanto, es muy importante contar con un buen sistema de drenado, ya que el condensado retenido en el evaporador podría reintegrarse al sistema y formar una indeseable neblina, o permanecer retenida en la superficie del evaporador, proporcionando un medio propicio para actividades biológicas como el crecimiento de bacterias. Además, la retención de condensado tiene un efecto directo en el desempeño termo-hidráulico del evaporador, ya que el agua retenida modifica la superficie del evaporador y el patrón del flujo de aire. En el peor de los casos el agua condensada presente en el evaporador puede llegar a formar puentes entre las aletas que aumentan la caída de presión [17].

Por lo general, los evaporadores en los sistema de aire acondicionado residencial son de tipo tubo y aletas, de flujo cruzado y de circuitos múltiples, en donde el refrigerante se distribuye por varias secciones del evaporador por medio de un dispositivo denominado distribuidor. Usualmente están fabricados de aletas de aluminio mecánicamente adheridas sobre tubos de cobre, como se muestra en la Figura 2-1.

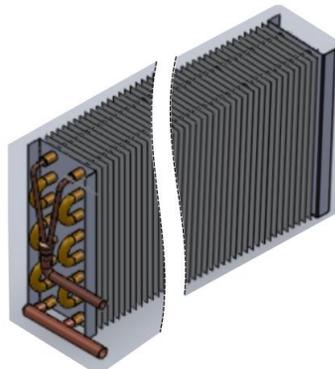


Figura 2-1 Evaporador típico de sistema de aire acondicionado residencial de tipo separado.

Comúnmente a los evaporadores convencionales de los sistemas de aire acondicionado se les aplica un tratamiento hidrofílico para obtener un buen sistema de drenado por gravedad, y que el condensado formado se deposite correctamente en una charola receptora para después desecharlo. La aplicación de tratamientos hidrofílicos en evaporadores ha demostrado no tener efectos adversos en el deterioro de la transferencia de calor tanto sensible como latente en el desempeño del equipo [18].

La cantidad de condensado que se forma en un sistema de aire acondicionado depende principalmente de la temperatura y humedad relativa del medio ambiente, en conjunto con la capacidad de enfriamiento del evaporador y la velocidad con la que pasa el aire sobre la superficie del mismo. Cuando se llega al estado estacionario la cantidad de condensado retenido en el evaporador se estabiliza cuando la deposición de condensado y el drenado de éste alcanzan un balance, como lo analizan en [19]. Además, la calidad del agua obtenida por

el proceso de condensación en un sistema de aire acondicionado puede ser parecida a la del agua destilada, estando dentro del rango aceptado por los valores establecidos por la Organización Mundial de la Salud y puede ser utilizada para consumo después de un proceso de desinfección [20, 21].

La cantidad de condensado formado puede resultar significativa. Se ha demostrado que los aires acondicionados de tipo dividido generan más condensado que los aires acondicionados de tipo ventana [21]. Por lo que se ha estudiado la posibilidad de producción de agua utilizando diversos sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, como se puede ver en [20 – 26]. Además cabe destacar que estos estudios se han realizado en su mayoría en zonas del medio Oriente y Asia, siendo que México tiene potencial para esta aplicación [27]. Aunado a lo mencionado anteriormente, también se han realizado varios estudios en donde considerando que el agua generada es desechada, se busca aprovechar la misma como fuente de energía debido a sus propiedades térmicas, reintegrándola al sistema para mejorar su desempeño. Algunas estrategias que han sido utilizadas para este propósito son el uso del agua para pre enfriar el aire a la entrada del evaporador en [28], y mayormente se ha optado por usar el agua para pre-enfriar mediante un método evaporativo el aire a la entrada del condensador [29 – 31]. El estudio más reciente en cuanto a este tema se realizó en el 2017 [32], en donde nuevamente se opta por enfriar el aire a la entrada del condensador con la diferencia en que se usa un sistema para circular el condensado y enfriar el aire sin evaporar el agua, con esto se obtiene el beneficio de que se puede utilizar el agua condensada para otros propósitos una vez que ya no se utilice para el proceso de pre-enfriamiento del aire. Todos los estudios mencionados anteriormente mostraron un beneficio en el desempeño del sistema y en el consumo de energía del mismo.

2.1 Psicrometría

La psicrometría utiliza propiedades termodinámicas (tales como temperatura, presión, entalpía, volumen específico, etc.) para analizar diversas condiciones y procesos que involucran aire húmedo. Existen una amplia cantidad de campos en donde se requiere su aplicación. En [33] se estudia el funcionamiento del sistema de calefacción y la distribución de humedad en una iglesia catalogada como monumento histórico y de arte, para observar su impacto sobre el confort. En [34] se realiza un estudio del comportamiento de una corriente de aire caliente sobre la atmosfera, comparando condiciones de aire seco con aire húmedo, observando que el efecto de la humedad tiene una consecuencia importante en los resultados debido a la presencia de condensación. En [35] se estudia el comportamiento de aire cuando éste interactúa con un estanque de agua, buscando utilizar los resultados para el posible diseño de sistemas de ventilación. Los ejemplos mencionados se han realizado con ayuda de dinámica de fluidos computacional, debido a su ventaja que ofrece de poder visualizar los resultados para una mejor interpretación por medio de una interfaz gráfica.

2.1.1 Composición de aire seco y aire húmedo

El aire atmosférico se compone de una mezcla de nitrógeno, oxígeno, vapor de agua y pequeñas cantidades de otros gases, además de diversos contaminantes. Partiendo de lo anterior se puede definir el aire seco como el aire sin la presencia del vapor de agua ni contaminantes.

El aire húmedo es una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua, esto se puede ver de manera esquemática en la Figura 2-2. La cantidad de vapor de agua puede variar desde cero (aire seco) hasta una cantidad máxima que depende de la temperatura y presión, en este estado se dice que el aire húmedo se encuentra saturado. La cantidad de vapor de agua presente en el aire húmedo depende principalmente de la zona de la región y la estación del año.

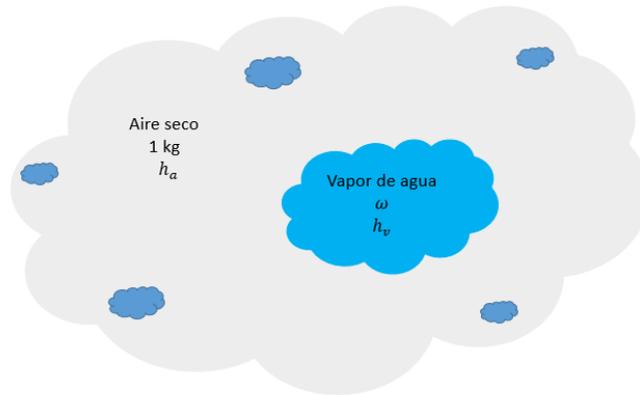


Figura 2-2 Representación gráfica del aire húmedo

La temperatura del aire en un sistema de acondicionamiento de aire puede variar entre un rango de -10 a 50 °C. Dentro de este rango tanto el aire seco como el vapor de agua se pueden considerar como gases ideales debido a su baja presión [11]. Por lo tanto el aire húmedo se considera como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial de aire seco y la presión parcial del vapor de agua de acuerdo con la Ley de Dalton, como se muestra en la ecuación (2-1).

$$P = P_a + P_v \quad (2-1)$$

A la presión parcial de vapor de agua se le conoce como presión de vapor y se refiere a la presión que el vapor de agua ejercería si existiera solo bajo las mismas condiciones en el mismo volumen.

2.1.2 Propiedades termodinámicas del aire húmedo

La cantidad de vapor de agua presente en el aire puede determinarse de varias maneras. Una forma es especificar la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, a lo cual se le denomina humedad absoluta o específica, en la literatura también se le puede referir como relación de

humedad y es común representarla como ω . Para calcular su valor se utiliza la ecuación (2-2).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.621945 P_v}{P - P_v} \quad (2-2)$$

Otra forma de representar la cantidad de vapor de agua presente en el aire es relacionando la cantidad de masa de vapor contenida con la cantidad máxima que puede contener si el aire se encontrara saturado bajo las mismas condiciones de temperatura. A esta relación se le conoce como humedad relativa, y se expresa comúnmente en la literatura como ϕ como se muestra en la ecuación (2-3). Para obtener el valor de la presión de saturación de vapor dentro de un rango de 0 a 200 °C se utiliza la ecuación (2-4) propuesta en [3], utilizando la temperatura en Kelvin. La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado por lo que se representa en forma de porcentaje.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{v,sat}} \quad (2-3)$$

$$\ln P_{v,sat} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T \quad (2-4)$$

Dónde:

$$C_1 = -5.8002206 E + 03$$

$$C_2 = 1.3914993 E + 00$$

$$C_3 = -4.8640239 E - 02$$

$$C_4 = 4.1764768 E - 05$$

$$C_5 = -1.4452093 E - 08$$

$$C_6 = 6.5459673 E + 00$$

Debido a que la cantidad de humedad que el aire puede contener depende de su temperatura, la humedad relativa del aire cambia aunque la humedad específica (también llamada humedad absoluta) permanezca constante. Al utilizar las definiciones anteriores, se pueden expresar la humedad relativa y específica utilizando las ecuaciones (2-5) y (2-6) respectivamente.

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.621945 + \omega)P_{v,sat}} \quad (2-5)$$

$$\omega = \frac{0.621945 \phi P_{v,sat}}{P - \phi P_{v,sat}} \quad (2-6)$$

Debido a que se considera como un gas no condensable, el aire seco presente en la mezcla aire-vapor de agua permanece constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia. Por lo tanto, la entalpía del aire se expresa por unidad de masa de aire seco. La entalpía total del aire húmedo en consecuencia es la suma de las entalpías de aire seco y del vapor de agua según la ecuación (2-7).

$$h = h_a + \omega h_v \quad (2-7)$$

Se presentan varias formas de interpretar a la temperatura en la psicrometría. A la temperatura ordinaria del aire se le conoce como temperatura de bulbo seco, mientras que a la temperatura a la cual se inicia la condensación manteniendo la presión constante se le conoce como temperatura de punto de rocío, que corresponde a la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor. Para obtener el valor de la temperatura de punto de rocío en °C dentro de un rango de 0 a 93 °C se utiliza la ecuación (2-8) propuesta en [3], teniendo la precaución de usar unidades para presión de vapor de kPa.

$$T_{pr} = C_7 + C_8 \ln P_v + C_9 (\ln P_v)^2 + C_{10} (\ln P_v)^3 + C_{11} (P_v)^{0.1984} \quad (2-8)$$

Donde:

$$C_7 = 6.54$$

$$C_8 = 14.526$$

$$C_9 = 0.7389$$

$$C_{10} = 0.09486$$

$$C_{11} = 0.4569$$

Para obtener el valor de la presión de vapor en una mezcla de gases ideales se utiliza la relación de gas ideal, por medio de la ecuación (2-9). Donde P es la presión absoluta, ρ es la densidad, \mathfrak{R} es una constante que varía en función al componente y T es la temperatura.

$$P = \rho \mathcal{R}T \quad (2-9)$$

Otra forma de interpretar la temperatura es mediante la temperatura de bulbo húmedo, la cual se obtiene al colocar una mecha de algodón empapada totalmente con agua sobre el bulbo de un termómetro y circular aire sobre este, como se muestra en la Figura 2-3. El principio de funcionamiento se basa en que cuando el aire pasa sobre la mecha de algodón húmeda un poco del agua contenida en la mecha se evapora, disminuyendo la temperatura del agua. La temperatura de bulbo húmedo puede resultar muy útil ya que es una herramienta para calcular la humedad absoluta y relativa, pero debido a los avances tecnológicos que se han introducido al mercado actualmente existen diversos instrumentos capaces de medir directamente la humedad de una manera rápida y confiable, por lo que usar la temperatura de bulbo húmedo se ha vuelto menos frecuente.

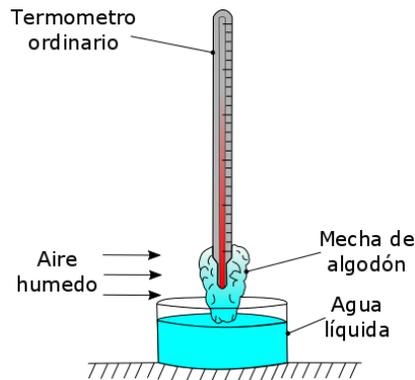


Figura 2-3 Arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo

Para determinar la humedad relativa en función de la temperatura de bulbo húmedo se utilizan las ecuaciones (2-10) y (2-11), presentadas en [36]. Teniendo la precaución de manejar los valores de presión en Pascales y los valores de temperatura en Kelvin.

$$\phi = \frac{\left[P_{v,sat,bh} - \frac{[P - P_{v,sat,bh}] \cdot (T_{pr} - T_{bh})}{\theta + \chi \cdot T_{bh}} \right]}{P_{v,sat}} \cdot 100 \quad (2-10)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} \theta &= 1940 \\ \chi &= -1.44 \\ P_{v,sat,bh} &= e^{\left(60.433 - \frac{6834.271}{T_{bh}} - (5.16923 \cdot \ln T_{bh})\right)} \end{aligned} \quad (2-11)$$

2.1.3 La carta psicrométrica

La carta psicrométrica representa gráficamente las propiedades termodinámicas del aire húmedo a una presión específica y se puede encontrar fácilmente en la literatura abierta. Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan de manera esquemática en la Figura 2-4. La temperatura de bulbo seco se muestra sobre el eje de las abscisas y la humedad específica sobre el eje de las ordenadas. En el extremo izquierdo se muestra una curva que corresponde a la línea de saturación. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha, de igual forma que las líneas de volumen específico constante, a diferencia en que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante son casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante.

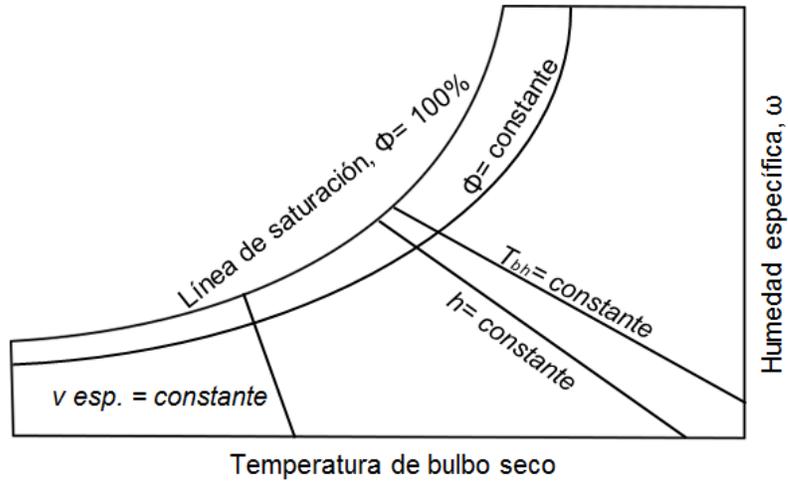


Figura 2-4 Esquema de las propiedades en una carta psicrométrica

La carta psicrométrica es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. La representación esquemática de los procesos de acondicionamiento de aire más comunes se muestran en la Figura 2-5.

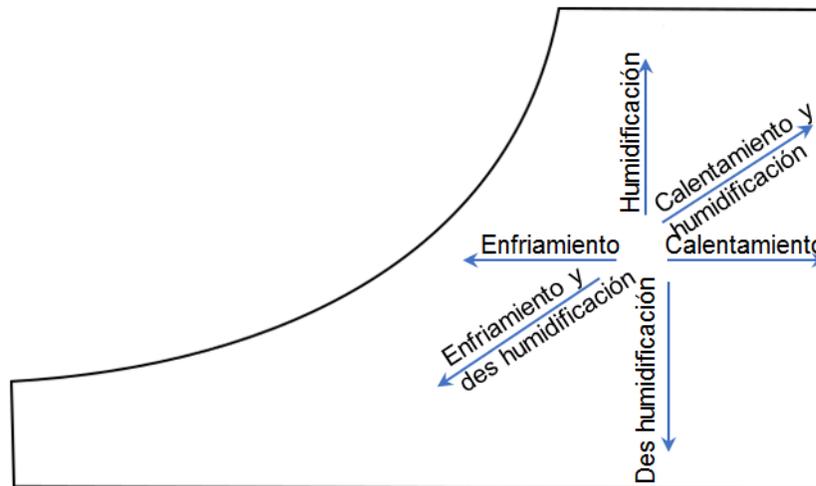


Figura 2-5 Procesos de acondicionamiento de aire más comunes vistos sobre la carta psicrométrica

2.1.4 Proceso de enfriamiento con deshumidificación

La representación psicrométrica del proceso de enfriamiento con deshumidificación en un sistema de acondicionamiento de aire se muestra en la Figura 2-6. A medida que el aire entra al evaporador en el estado (i) una porción del mismo entra en contacto directo con la superficie del evaporador y se enfría casi a la temperatura de superficie del mismo. En el estado (s) la temperatura de superficie corresponde a la temperatura del refrigerante. El porcentaje de aire que entra en contacto con la superficie del evaporador se le conoce como factor de contacto. El resto de aire pasa entre los tubos y aletas sin hacer contacto físico por lo que no se ve afectado al pasar por el evaporador. A esta porción de aire se le conoce como factor de Bypass. El aire frío que entró en contacto con la superficie del evaporador es entonces mezclado con el resto de aire remanente en el estado (e). El estado actual de salida (e) se localiza entre los estados (s) y (dp) y no necesariamente se localiza sobre la línea de saturación. La temperatura de la mezcla resultante de las dos corrientes de aire en el evaporador resulta en una temperatura un poco superior a la temperatura de superficie del evaporador.

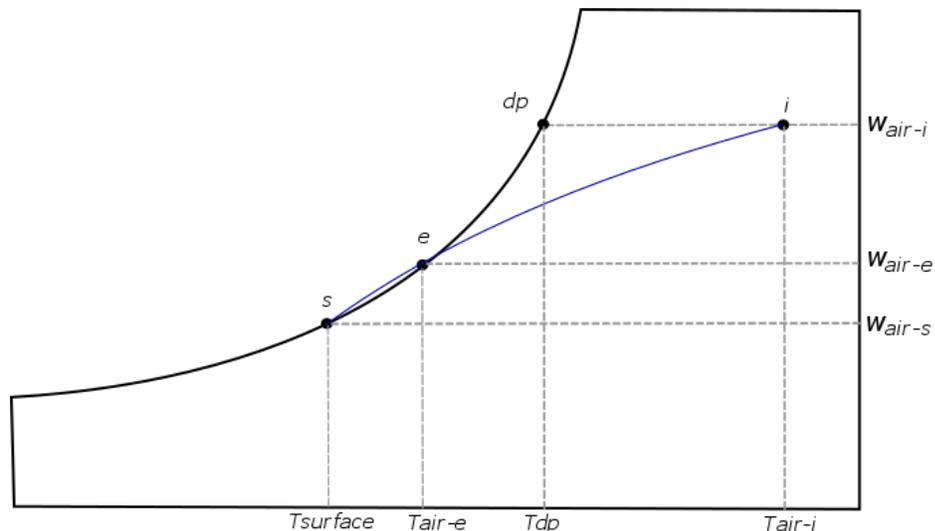


Figura 2-6. Diagrama psicrométrico del proceso de enfriamiento con deshumidificación en un sistema de acondicionamiento de aire.

2.2 Transferencia de calor

La transferencia de calor se refiere al intercambio de energía debido a una diferencia de temperatura. Se puede presentar entre dos o más cuerpos que interactúan entre sí en conjunto con sus alrededores, independientemente si se trata de cuerpos sólidos, líquidos o gaseosos. La transferencia de calor siempre sigue la dirección de una región de alta temperatura hacia una de baja temperatura hasta lograr un equilibrio térmico, en donde los cuerpos que interactúan alcanzan la misma temperatura. Existen tres formas en las que se manifiesta este fenómeno: por conducción, convección o radiación, como se muestra en la Figura 2-7. Todo cuerpo con una temperatura superior al cero absoluto emite calor por radiación, pero al realizar la comparación en relación a la transferencia de calor por convección para algunos procesos, los valores de transferencia de calor por radiación suelen ser despreciables, en especial cuando las superficies que intervienen mantienen temperaturas bajas [37]. Por lo que para lo referente al presente trabajo solo se tomará en cuenta la transferencia de calor por conducción y convección.

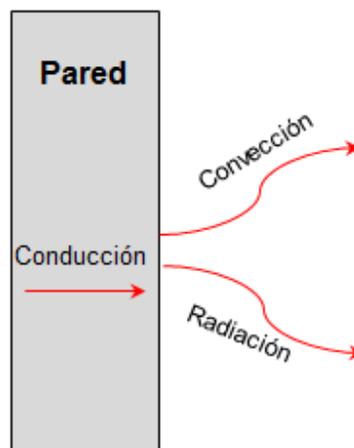


Figura 2-7. Representación esquemática de las distintas formas de transferencia de calor para la sección transversal de una pared.

2.2.1 Transferencia de calor por conducción

La transferencia de calor por conducción se puede presentar tanto en sólidos, líquidos como en gases, debido a las interacciones entre las partículas de cuerpos que están en contacto. La rapidez de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica del mismo, su espesor, el material de que este fabricado y la diferencia de temperatura a través de él. La ecuación que rige este fenómeno se denomina Ley de Fourier de la conducción de calor y establece que el flujo de calor por unidad de área a través de un material es directamente proporcional a la diferencia de temperatura e inversamente proporcional al espesor del mismo, como se puede observar por medio de la ecuación (2-12) para una dirección (x), en donde la constante de proporcionalidad k es la conductividad térmica del material, que es una medida de la capacidad del material para conducir calor, el término dT/dx es el gradiente de temperatura, el cual es la razón de cambio de la temperatura con respecto a x , A es el área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor y el signo negativo garantiza que la transferencia de calor en la dirección x ocurre desde una zona de mayor temperatura, ya que el vector gradiente de temperatura apunta en la dirección opuesta [37, 38].

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-12)$$

La conductividad térmica depende del tipo de material utilizado. Un valor elevado de conductividad térmica indica que el material es buen conductor, mientras que valores bajos de conductividad térmica clasifica al material como aislante térmico. En general, las conductividades térmicas de los materiales varían con la temperatura, aunque dicha variación es despreciable para algunos materiales. Con la conductividad térmica, en conjunto con las propiedades de poder calorífico y densidad del material es posible definir el concepto de la difusividad térmica, presentada en la ecuación (2-13). La difusividad térmica representa la rapidez con la que se difunde el calor por un material y es la

relación entre la capacidad de conducir calor y la capacidad de almacenar el mismo por un material.

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2-13)$$

En ocasiones, realizar el cálculo de la transferencia de calor por conducción aplicando la analogía que presenta con la Ley de Ohm para la corriente eléctrica puede simplificar significativamente un problema. Al tratar el calor transferido como la corriente eléctrica, la resistencia térmica como resistencia eléctrica y la diferencia de temperatura como caída de voltaje. Al tomar las consideraciones anteriores se puede expresar el cálculo del calor transferido por conducción por medio de la ecuación (2-14), en donde el denominador del último término de la derecha representa la resistencia a la conducción de calor de un material de espesor L [37, 38].

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{cond}} = \frac{(T_1 - T_2)}{L/kA} \quad (2-14)$$

2.2.2 Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección se presenta entre un sólido y un fluido o entre dos fluidos. En ausencia del movimiento significativo del fluido se considera conducción pura. La convección se puede subdividir a su vez en convección forzada y convección natural. Se denomina convección forzada cuando el fluido es forzado a fluir sobre una superficie utilizando medios externos, como un ventilador o una bomba. La convección natural se presenta cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje inducidas por las diferencias de densidades debidas a la variación de temperatura. La transferencia de calor por convección se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton, que establece básicamente que la transferencia de calor por convección es directamente proporcional a la diferencia de

temperatura, como se observa en la ecuación (2-15). En donde el término h_{conv} representa el coeficiente de transferencia de calor por convección, A_s el área superficial en donde se presenta la transferencia de calor y los términos T_s y T_∞ indican la temperatura de la superficie y la temperatura del fluido en la zona libre de flujo respectivamente [37, 38].

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv}A_s(T_s - T_\infty) \quad (2-15)$$

Una vez más, se puede aplicar la analogía para el cálculo de la transferencia de calor con la Ley de Ohm. De esta forma es posible representar la transferencia de calor por convección por medio de la ecuación (2-16). La transferencia de calor por convección depende directamente de varias propiedades tales como: viscosidad dinámica, conductividad térmica, densidad, calor específico y velocidad del fluido. Además de la configuración geométrica y aspereza de la superficie con la que está en contacto. Por lo que determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección es de gran complejidad [37, 38].

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{(T_s - T_\infty)}{R_{conv}} = \frac{(T_s - T_\infty)}{1/h_{conv}A_s} \quad (2-16)$$

2.2.2.1 Tipos de flujos de fluidos

La transferencia de calor por convección está fuertemente relacionada con el estudio de la mecánica de fluidos, debido al comportamiento que siguen los fluidos bajo distintas condiciones. Un fluido en movimiento que entra en contacto directo con una superficie sólida impermeable al fluido se detendrá por completo en la superficie, tomando una velocidad relativa de cero con respecto a la superficie y provocando un gradiente de velocidad. Esto debido a los efectos viscosos del fluido. A este fenómeno se le conoce como condición de no deslizamiento. A la distancia donde se presenta el gradiente de velocidad debido a la condición de no deslizamiento se le conoce como capa límite de velocidad, y su espesor queda definido como la distancia a partir de donde la

velocidad toma un valor del 99% de la velocidad correspondiente con la zona de flujo libre.

El comportamiento que presenta un fluido se puede clasificar como laminar cuando se perciben flujos suaves y ordenados, mientras que se denomina turbulento cuando se observan movimientos caóticos caracterizados por fluctuaciones en la velocidad. Un flujo que se alterna entre laminar y turbulento se conoce como de transición. La transición de flujo laminar a turbulento depende principalmente de la relación entre las fuerzas de inercia con las fuerzas viscosas del fluido, a esta relación se le conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa mediante la ecuación (2-17).

$$Re = \frac{\rho \vec{V}_c L_c}{\mu} \quad (2-17)$$

El valor del número de Reynolds utilizado para identificar si el flujo de un fluido es laminar o turbulento depende del tipo de flujo con el que se trabaje, ya que el flujo de un fluido se puede clasificar como interno o externo. El flujo de un fluido se clasifica como flujo interno si el fluido está limitado completamente por superficies sólidas, mientras que se clasifica como flujo externo si el fluido no está confinado y fluye libremente por una superficie [37]. En la Tabla 2-1 se presentan los valores de números de Reynolds generalmente aceptados que indican un comportamiento de flujo laminar para ciertos casos típicos de flujo interno y externo [37 – 39], al superar este valor el flujo de fluido se considera ya sea como de transición o turbulento dependiendo del caso.

Tabla 2-1. Valores de número de Reynolds que indican comportamiento laminar del flujo de fluido.

Tipo de flujo de fluido	Valor de número de Reynolds para flujo laminar
Flujo externo sobre una placa plana	$Re \leq 5 \times 10^5$
Flujo externo sobre cilindro circular o esfera	$Re \leq 2 \times 10^5$
Flujo interno sobre un tubo circular	$Re \leq 2300$

Cuando se analiza el caso de flujo interno, es común expresar el número de Reynolds bajo la misma longitud característica, correspondiente al diámetro hidráulico de la geometría perpendicular al flujo, utilizando la ecuación (2-18). Lo anterior se realiza para generalizar un poco los cálculos sobre diferentes geometrías, como por ejemplo, flujos de fluido en el interior de ductos cuadrados o rectangulares [37 – 39].

$$Dh = \frac{4A_{canal}}{Perímetro} \quad (2-18)$$

El mezclado intenso del fluido como resultado de las fluctuaciones al presentar flujo turbulento, incrementa la fuerza de fricción sobre la superficie y la velocidad de la transferencia de calor por convección, además de agrandar la capa límite. Se puede ver una descripción de los distintos flujos en la Figura 2-8.

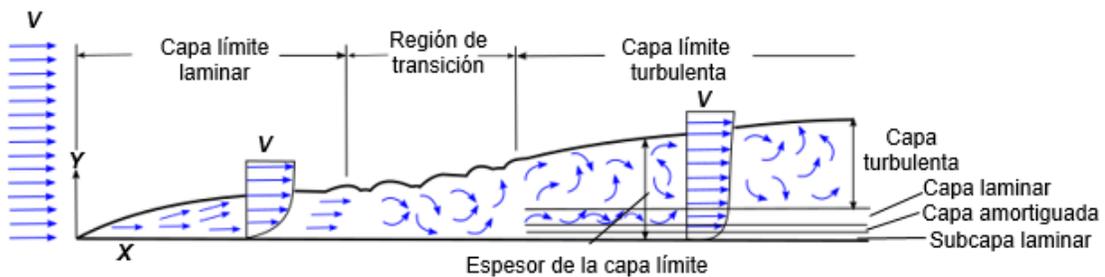


Figura 2-8. Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo [37].

Los flujos turbulentos son afectados significativamente por la presencia de paredes. Muy cerca de la pared, los efectos viscosos reducen las fluctuaciones de velocidad tangencial. Sin embargo, conforme se aleja a la zona de flujo libre la turbulencia aumenta rápidamente debido a la producción de energía cinética debido a los grandes gradientes de velocidad media. Numerosos experimentos han demostrado que la región cercana a la pared puede ser subdividida en tres capas. En la primera de ellas, denominada subcapa viscosa, el flujo es casi completamente laminar, y la viscosidad molecular predomina en el transporte de cantidad de movimiento, calor y masa. En la capa superior, denominada capa completamente turbulenta, los efectos de las fuerzas inerciales predominan. En la capa intermedia, denominada capa de amortiguamiento, los efectos debido a las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas son igual de importantes. A través de un análisis dimensional se demuestra que los efectos viscosos cerca de la zona de la pared quedan definidos por medio de los parámetros adimensionales u^+ & y^+ . La subcapa viscosa es en práctica muy delgada y al realizar los cálculos correspondientes se observa que en esta región se obedece la relación $u^+ = y^+$ [40]. Mientras que la capa completamente turbulenta se puede describir por medio de la ecuación (2-19). Donde u_τ se denomina como velocidad de fricción, e y & δ la altura y espesor de la capa límite respectivamente.

$$u^+ = \frac{\vec{V}}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (2-19)$$

Las dos relaciones presentadas anteriormente se cumplen con una buena aproximación en una amplia gama de flujos turbulentos en conductos y capas límite. Para describir la zona dónde se acoplan la subcapa viscosa y la capa completamente turbulenta se utiliza la ecuación (2-20), que lejos de describir un intervalo corto de acoplamiento, es válido en casi todo el campo fluido. Debido a que la subcapa viscosa no suele ocupar más de un 2% del espesor y suele desprejarse, se puede utilizar la ecuación anterior como una buena aproximación en una gran mayoría de problemas [39].

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B \quad (2-20)$$

Dónde:

$$\kappa \approx 0.41$$

$$B \approx 5.0$$

En la Figura 2-9 se muestra la subdivisión de las zonas correspondientes a la capa límite turbulenta.

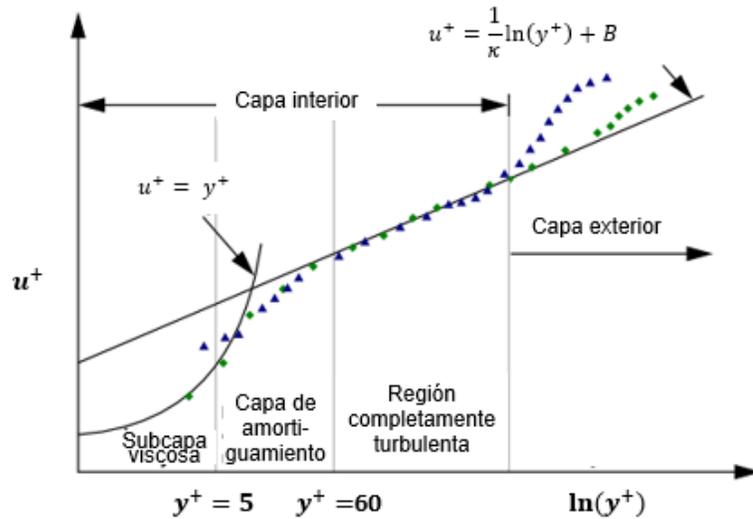
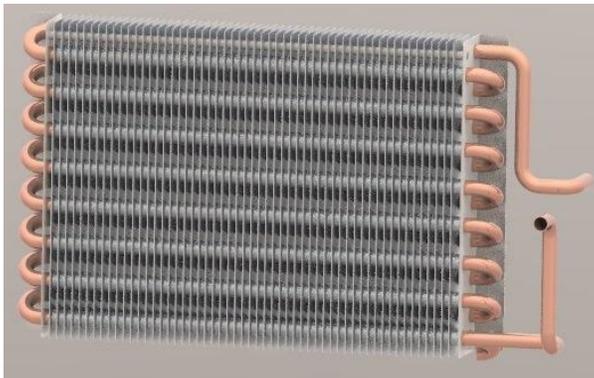


Figura 2-9. Subdivisión de las regiones correspondientes a la capa límite turbulenta cerca de la pared [41].

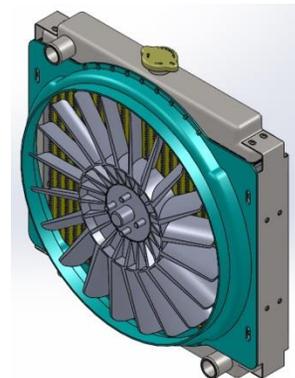
2.2.3 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo por medio del cual se transporta calor directa o indirectamente entre dos fluidos en movimiento. Debido a las distintas aplicaciones de la transferencia de calor, se han desarrollado distintos tipos de componentes y configuraciones en equipos, que se ajustan a las necesidades y restricciones específicas. Un tipo de intercambiador de calor diseñado con el fin de lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen se le conoce como compacto. Para ser considerado de este tipo, la relación área a volumen ($\beta = A/V$) debe ser mayor a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [37]. Es de uso común en las áreas de refrigeración doméstica, sistemas de aire

acondicionado residencial y comercial, industria automotriz, enfriamiento de electrónicos, criogenia, etc. En la Figura 2-10 se ilustran ejemplos de intercambiadores de calor compactos.



a) Geometría típica de un intercambiador de calor compacto de tipo tubo y aletas planas



b) Diseño de radiador de automóvil

Figura 2-10 Ejemplos de intercambiadores de calor compactos.

Para obtener gran área superficial en los intercambiadores de calor compactos se colocan aletas de distintos diseños con poca separación entre sí. Lo cual incrementa el coeficiente de transferencia de calor por parte del fluido que entra en contacto con el exterior del intercambiador de calor. Por otro lado, al aumentar el factor de compactación se tiene como consecuencia un aumento en la caída de presión, incrementando la potencia de bombeo. En los intercambiadores de calor compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí. Al este tipo de configuración se le conoce como flujo cruzado, el cual se puede clasificar como no mezclado o mezclado. En la Figura 2-11 se muestra un ejemplo de la geometría de un intercambiador de calor de tipo tubo y placas continuas como aletas con flujo cruzado no mezclado, en donde las aletas fuerzan al fluido a moverse por un canal formado entre ellas impidiendo su movimiento en la dirección transversal. Este tipo de configuración de intercambiador de calor es el más usado en aplicaciones de acondicionamiento de aire residencial. Cuando un fluido es capaz de moverse a través de su dirección transversal se denomina como mezclado.

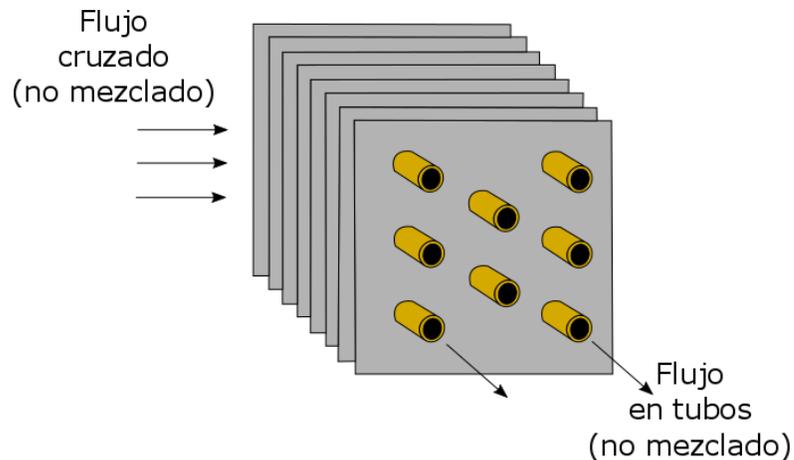


Figura 2-11. Geometría de un intercambiador de calor de tipo tubo y placas continuas como aletas con flujo cruzado no mezclado

La rapidez de transferencia de calor del aire que pasa sobre tubos, con o sin aletas en donde circula otro fluido es impuesta principalmente por tres resistencias térmicas:

- 1) Resistencia térmica por convección en la superficie del lado de aire
- 2) Resistencia térmica a la conducción de calor a través del espesor del tubo y aletas
- 3) Resistencia térmica por convección debido al fluido que circula dentro de la tubería

En algunas aplicaciones se suele incluir una resistencia térmica adicional para tomar en cuenta un factor de ensuciamiento ya sea externo o interno. Normalmente la resistencia térmica debida a la conducción por parte de la tubería y aletas es considerablemente más baja comparada con la resistencia térmica debida a la resistencia por convección en la superficie del lado de aire [42]. Al analizar intercambiadores de calor resulta conveniente expresar todas las resistencias térmicas involucradas mediante una resistencia equivalente, por lo que para reducir un poco la complejidad del problema, la razón de transferencia de calor en un intercambiador de calor se suele expresar mediante la ecuación (2-21). En donde U representa el coeficiente global de

transferencia de calor que involucra todas las resistencias térmicas como se observa en la ecuación (2-22). Dónde A_s representa el área superficial de transferencia de calor y ΔT la diferencia de temperatura entre los dos fluidos. Cabe mencionar que tanto U como ΔT pueden variar a lo largo del intercambiador de calor.

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T \quad (2-21)$$

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_{int}A_{int}} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} \quad (2-22)$$

El calor transferido entre dos fluidos a través de un intercambiador de calor es influenciado por la diferencia de temperatura entre los fluidos, el diseño y arreglo de la superficie del intercambiador de calor, la velocidad y comportamiento del flujo de aire y por la velocidad y comportamiento del refrigerante que circula por la tubería. Por lo tanto es de vital importancia establecer el diseño más adecuado dependiendo de la aplicación.

2.3 Transferencia de masa

De manera análoga a la transferencia de calor, la transferencia de masa puede ocurrir ya sea por difusión molecular o por convección, y se refiere al transporte de un componente de una mezcla relativa al movimiento de la mezcla, y es el resultado de un gradiente de concentración.

La concentración de una especie en un sistema de varios componentes se puede expresar de varias maneras, las formas más comunes son en base másica y base molar. En base másica la concentración se expresa en términos de la masa por unidad de volumen (densidad). Por lo que la densidad parcial de una especie i dentro de un pequeño volumen de la mezcla se puede expresar mediante la ecuación (2-23). Por lo tanto, la densidad de una mezcla

es igual a la suma de las densidades de los componentes de la misma, como se indica en la ecuación (2-24).

$$\rho_i = \frac{m_i}{V} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (2-23)$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{\sum m_i}{V} = \sum \rho_i \quad (2-24)$$

Usando los términos anteriores se puede expresar la concentración de masa de forma adimensional por medio de la fracción de masa, que se refiere a la cantidad de masa de un componente en relación a la masa total de la mezcla, como indica la ecuación (2-25). Cabe mencionar que la fracción de masa de una especie tiene un valor entre 0 y 1, ya que debido a la ley de conservación de masa se requiere que la suma de las fracciones masa de los componentes de la mezcla sea igual a 1. En general, la densidad y la fracción de masa de un componente en una mezcla varían con la posición, a menos que no se presenten gradientes de concentración.

$$Y_i = \frac{m_i}{m} = \frac{\rho_i}{\rho} \quad (2-25)$$

En base molar, la concentración se expresa en términos de la cantidad de materia por unidad de volumen. De forma parecida a la concentración de masa, las concentraciones molares de una especie i dentro de un pequeño volumen de la mezcla se pueden expresar por medio de la ecuación (2-26). Y nuevamente, la concentración molar total de la mezcla será la suma de la concentración parcial de cada componente de la mezcla de acuerdo a la ecuación (2-27).

$$C_i = \frac{N_i}{V} \left(\frac{kmol}{m^3} \right) \quad (2-26)$$

$$C = \frac{N}{V} = \frac{\sum N_i}{V} = \sum C_i \quad (2-27)$$

La concentración molar de una mezcla también se puede expresar de forma adimensional por medio de la fracción molar utilizando la ecuación (2-28). Además, si se trabaja con una mezcla de gases ideales, como el caso del aire, se puede obtener la fracción molar a partir de la aplicación de la relación de gases ideales, como se observa en la ecuación (2-29). Una vez más, la fracción molar de una especie varía entre 0 y 1, y la suma de las fracciones molares de los componentes de una mezcla debe ser la unidad.

$$X_i = \frac{N_i}{N} = \frac{C_i}{C} \quad (2-28)$$

$$\frac{P_i}{P} = \frac{N_i R_u T / V}{N R_u T / V} = \frac{N_i}{N} = X_i \quad (2-29)$$

La masa y el número de moles de una sustancia están relacionados entre sí por la masa molar. Por lo que las fracciones de masa y molar de una especie i de una mezcla se pueden relacionar entre sí por medio de la ecuación (2-30).

$$Y_i = \frac{\rho_i}{\rho} = \frac{C_i M_i}{C M} = X_i \frac{M_i}{M} \quad (2-30)$$

La transferencia de masa se puede presentar tanto en sólidos, líquidos y gases. La ecuación que rige la difusión molecular es la primera ley de Fick de la difusión, misma que se muestra en la ecuación (2-31). En donde se expresa el movimiento de un componente B dentro de una mezcla binaria de componentes A y B en términos de la fracción masa $\frac{\rho_B}{\rho}$. El signo negativo indica que el gradiente de concentración es negativo en la dirección de la difusión y el factor D_{A-B} representa el coeficiente de difusión de masa, el cual es una medida de la rapidez con la que se difunde un producto.

$$J_B = -\rho D_{A-B} \frac{d(\rho_B / \rho)}{dx} \quad (2-31)$$

2.3.1 Transferencia de masa por convección

La convección de masa se presenta entre una superficie y un fluido en movimiento, debido tanto a la difusión de masa como al movimiento de toda la masa del fluido. El movimiento del fluido en la región adyacente a la superficie de transferencia de masa puede ser laminar o turbulenta dependiendo de la geometría y las condiciones del flujo. La transferencia de masa por convección es análoga a la transferencia de calor por convección, donde la geometría y las condiciones de frontera son similares. La analogía se presenta tanto para flujos laminar y turbulento y aplica para tanto flujos internos como externos.

La transferencia de calor por convección se expresó anteriormente por medio de la ley de enfriamiento de Newton (ecuación (2-15)), tiene la misma forma que la rapidez de la transferencia de masa por convección como se muestra en la ecuación (2-32). En donde h_{masa} es el coeficiente promedio de transferencia de masa, A_s el área superficial y $(\rho_s - \rho_\infty)$ la diferencia de concentración de masa de uno a otro lado de la capa límite de concentración.

$$\dot{m}_{conv} = h_{masa}A_s(\rho_s - \rho_\infty) \quad (2-32)$$

2.3.2 Analogías aplicadas en el estudio de transferencia de masa

En el campo de la mecánica de fluidos, la región de flujo de fluido que pasa sobre una superficie en la cual se aprecian los efectos de las fuerzas cortantes viscosas, causadas por la viscosidad del fluido se denomina capa límite de velocidad y se debe al transporte de la cantidad de movimiento. En la convección de calor, la región en la cual existen los gradientes de temperatura se define como la capa límite térmica. De igual forma, en la convección de masa, se define la región del fluido en la cual existen gradientes de concentración como la capa límite de concentración. Esta similitud se debe a que en su forma más básica la descripción de cada ecuación de transporte presenta un comportamiento similar, como se aprecia al observar la ley de

Fourier de conducción de calor y la primera ley de Fick de la difusión. Se puede encontrar una explicación más detallada sobre lo anterior en la literatura abierta específicamente en [38].

Al observar la forma de las ecuaciones que describen el transporte de una propiedad específica, nos podemos percatar que todas cuentan con un término que indica la rapidez con la que se difunde la misma. Anteriormente se definió la difusividad térmica (α) por medio de la ecuación (2-13), y al definir la primera ley de Fick de la difusión se definió el coeficiente de transferencia de masa (D_{A-B}). El correspondiente término difusivo en la ecuación de transporte de cantidad de movimiento es la viscosidad cinemática (ν). Tanto la difusividad térmica como el coeficiente de transferencia de masa y la viscosidad cinemática cuentan con las mismas unidades de m^2/s . En ocasiones es de particular interés relacionar las magnitudes relativas de cada componente difusivo en un proceso, esto se realiza a través de números adimensionales, mismos que se muestran en la Tabla 2-2.

Tabla 2-2. Números adimensionales que relacionan la magnitud de los términos difusivos de las ecuaciones de transporte de cantidad de movimiento, energía y masa.

Número Adimensional	Definición
Prandtl	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
Schmidt	$Sc = \frac{\nu}{D_{A-B}}$
Lewis	$Le = \frac{\alpha}{D_{A-B}}$

De igual forma, en el análisis de la convección de calor resulta conveniente expresar el coeficiente de transferencia de calor en forma adimensional, y siguiendo la analogía se puede realizar lo mismo con el coeficiente de transferencia de masa por convección. En la Tabla 2-3 se presentan los

correspondientes números adimensionales que relacionan los coeficientes de transferencia de calor y masa por convección. La forma de elección en cuanto a la representación del coeficiente de transferencia de calor y masa dependerá de la aplicación analizada.

Tabla 2-3. Números adimensionales que expresan el coeficiente de transferencia de calor y masa.

Número Adimensional	Definición
Nusselt	$Nu = \frac{h_{conv}L_c}{k}$
Sherwood	$Sh = \frac{h_{masa}L_c}{D}$
Stanton	$St = \frac{h_{conv}}{\rho v C_p} = Nu \frac{1}{RePr}$
Stanton (masa)	$St_{masa} = \frac{h_{masa}}{v} = Sh \frac{1}{ReSc}$

Como se mencionó anteriormente, las difusividades moleculares de la cantidad de movimiento, de calor y masa presentan un comportamiento similar, ya que los efectos presentes en cada fenómeno se observan dentro de una zona denominada capa límite. Si consideramos por ejemplo, el desplazamiento de un fluido sobre una placa plana de cierta longitud con condiciones de flujo libre como se muestra en la Figura 2-12. Se puede observar que el transporte por convección en la superficie será igual a la difusión debido a la condición de no deslizamiento.

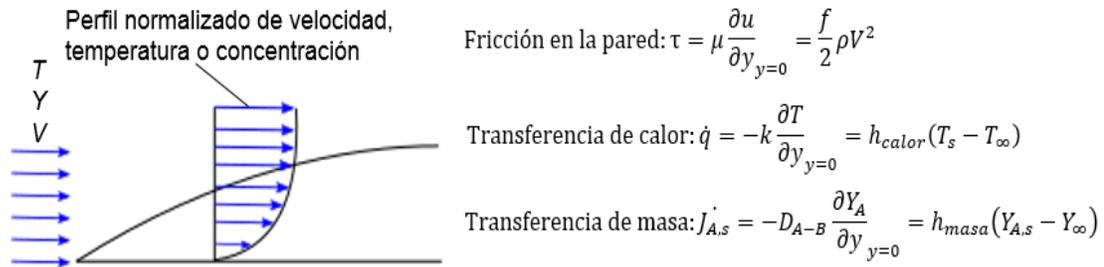


Figura 2-12. Desplazamiento de un fluido sobre una placa plana.

Si se supone el caso hipotético en donde las difusividades moleculares de la cantidad de movimiento, de calor y masa son idénticas, entonces los perfiles de velocidad, temperatura y de concentración coincidirían, con lo que sería posible igualar los parámetros que rigen el comportamiento de cada fenómeno, como se muestra en la ecuación (2-33). Esta relación se conoce como la analogía de Reynolds, y permite relacionar los coeficientes de fricción (usados para obtener la caída de presión), de transferencia de calor y masa cuando solo se conoce uno de ellos.

$$\frac{f}{2} = St = St_{masa} \quad (2-33)$$

La analogía de Reynolds es una relación muy útil pero no muy práctica, ya que no es común que los perfiles de velocidad, temperatura y concentración coincidan. Por lo que es necesario extender su aplicación para un rango de números de Prandtl y Schmidt. Chilton y Colburn en 1934 [43] desarrollaron lo anterior para un rango de $0.6 < Pr < 60$ y $0.6 < Sc < 3000$, como se puede ver en la ecuación (2-34). Esta ecuación se conoce como la analogía de Chilton-Colburn. En donde j se conoce como el factor de Chilton-Colburn o factor j . Esta analogía ha sido ampliamente usada principalmente en estudios relacionados con intercambiadores de calor con transferencia de masa, ya que la solución de un problema de este tipo resulta muy complicada para ser tratada de manera analítica. En [44] se presenta una metodología experimental y una

recopilación de resultados del factor de Colburn y del factor de fricción para varias geometrías de intercambiadores de calor compactos.

$$j = \frac{f}{2} = StPr^{2/3} = St_{masa}Sc^{2/3} \quad (2-34)$$

La analogía de Chilton-Colburn obedece de manera apropiada cuando se aplica sobre flujo laminar o turbulento sobre superficies planas. Pero se presentan desviaciones considerables para los casos de flujos internos y flujos sobre configuraciones geométricas irregulares. El uso de la analogía cuenta con mayor validez cuando existe un contacto directo entre el aire y el agua. En aplicaciones como en un intercambiador de calor bajo condiciones de deshumidificación el condensado acumulado en la superficie altera el fundamento teórico de la analogía, debido a que el condensado formado en el intercambiador de calor altera su superficie, y experimentalmente no está muy claro si al suceder esto el coeficiente de transferencia de calor aumenta o disminuye [17].

2.3.3 Generalidades del proceso de condensación

Cuando una mezcla de aire y vapor de agua entra en contacto con una superficie sólida cuya temperatura esté por debajo de la temperatura del punto de rocío del vapor de agua presente en el aire se formará condensación sobre dicha superficie. La condensación se puede presentar de dos formas distintas, en película y por gotas. En lo que respecta a la condensación en el evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire, la condensación se presenta primero en forma de gotas que van aumentando su tamaño, hasta que llegan a ser suficientemente grandes para deslizarse por gravedad o son arrastradas por el flujo de aire y proyectadas fuera del evaporador. Cuando las gotas comienzan a moverse en la dirección del flujo de aire, o hacia abajo por gravedad, estas encuentran en su camino otras gotas, y al entrar en contacto se produce un rápido crecimiento de las mismas por coalescencia, acelerando

drásticamente el proceso. La condensación por gotas suele presentarse solo al inicio de la operación de un intercambiador de calor, como se muestra en la Figura 2-13. Aunque en la literatura se han realizado observaciones de que aletas de cobre promueven en mejor forma la condensación por gotas [45]. En la práctica cuando se llega al estado estacionario predomina la condensación de tipo película, en donde el condensado moja la superficie y forma una película de líquido la cual resbala hacia abajo debido a la influencia de la gravedad. Debido que no está establecido dentro de la literatura el punto exacto en donde se produce el cambio del tipo de condensación, es práctica común suponer condensación de tipo película en el diseño de equipos de transferencia de calor [37].



Figura 2-13. Inicio de proceso de condensación en un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas continuas.

2.4 Análisis de sistemas de acondicionamiento de aire

El desempeño de los sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor se expresa comúnmente en términos de la relación de eficiencia energética (EER por sus siglas en inglés) o de la relación de eficiencia energética estacional (SEER por sus siglas en inglés). El EER es una medida de la eficiencia energética instantánea, y se define como la relación de la tasa de remoción de calor del espacio acondicionado por el equipo con respecto al

consumo de electricidad en operación uniforme [46], como se puede apreciar en la ecuación (2-35). La única diferencia del SEER es que éste evalúa la eficiencia del equipo de manera estacional, es decir bajo diferentes cargas parciales (típicamente 100%, 74%, 47% y 21%) [47] y el EER se evalúa a la máxima capacidad del equipo [46]. El comienzo de la implementación del SEER se debió a que la eficiencia de los equipos a plena carga muchas veces resultaba satisfactoria para su implementación en el mercado, pero al trabajar con cargas parciales el desempeño se deterioraba. Aunque también se presentaban casos contrarios en donde la eficiencia de un equipo de aire acondicionado resultaba mejor bajo cargas parciales [48].

$$EER = \frac{\dot{Q}_{enfriamiento}}{\dot{W}_{eléctrico}} \quad (2-35)$$

2.4.1 Sistemas Inverter

Inverter es una tecnología electrónica que, aplicada a los sistemas de calefacción y aire acondicionado mejoran de forma notable su eficiencia y consumo [49]. Debido al temor en la década de los 80 sobre una nueva crisis económica mundial, se planteó el reto de mejorar la eficiencia de los equipos de aire acondicionado. Fue así como la empresa Toshiba desarrolló la tecnología inverter. La tecnología inverter permite regular la velocidad del compresor hacia el valor necesario para mantener la temperatura de confort deseada. Además permite alcanzar en un menor tiempo las condiciones de confort. De esta manera se reducen drásticamente las oscilaciones de temperatura, consiguiendo mantenerla en un margen de $\pm 1\%$, logrando un mayor confort para los ocupantes en una habitación. En la Figura 2-14 se presenta la comparación en consumo de potencia eléctrica de un sistema de acondicionamiento de aire con tecnología inverter y uno convencional.

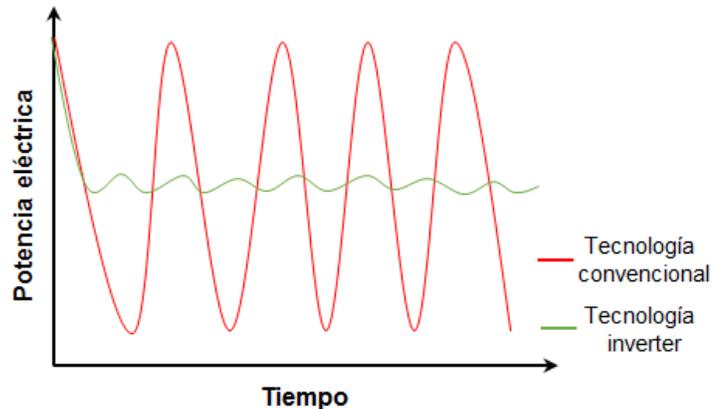


Figura 2-14. Curva típica de la potencia eléctrica entre sistemas de acondicionamiento de aire convencional e inverter.

Para promover el uso eficiente de energía, los gobiernos de todo el mundo han decretado normas mínimas para el desempeño de los equipos de acondicionamiento de aire. El gobierno de México ha implementado normas de desempeño energético mínimo desde el año 1995, año en donde entraron en vigor las Normas Oficiales Mexicanas (NOM) de eficiencia energética para refrigeradores, acondicionadores de aire y motores eléctricos trifásicos. A la fecha se encuentran en vigor 30 Normas Oficiales Mexicanas de Eficiencia Energética [50]. La NOM-023-ENER-2010 especifica el nivel mínimo de EER que deben cumplir los acondicionadores de aire tipo dividido. Mientras que la NOM-026-ENER-2015 especifica el nivel mínimo de desempeño de los acondicionadores de aire de tipo dividido con tecnología inverter.

2.4.2 Análisis convencional de evaporadores

En aplicaciones de aire acondicionado típicamente se agrega o remueve vapor de agua por transferencia de calor y masa simultánea, por lo que se debe calcular cuidadosamente el desempeño del equipo cuando se presenta este fenómeno ya que se involucra el intercambio de calor del aire tanto de forma sensible como latente. En general, la complejidad del patrón de flujo del aire en intercambiadores de calor bajo condiciones de condensación hace que las simulaciones teóricas sean muy complejas. Dentro de la literatura se ha

recorrido en gran medida a realizar estudios experimentales. En [9] se presentan datos experimentales de intercambiadores de calor de tipo tubo y aletas de placas continuas, presentando las diferencias entre las correlaciones para superficies secas y húmedas. En [51] estudian el efecto del espaciamiento entre aletas, el número de filas y las condiciones a la entrada de varios intercambiadores de calor de tipo tubo y aletas planas bajo condiciones de condensación. Se propone una correlación capaz de describir el desempeño termo hidráulico con una precisión de $\pm 10\%$. En [45] estudian el desempeño de aletas rectangulares bajo condiciones de condensación, los resultados obtenidos muestran que la eficiencia de aleta bajo condiciones secas es de 15 a 25 % mayor que en condiciones de condensación. Los estudios analíticos encontrados en la literatura realizan varias suposiciones para efectuar los cálculos correspondientes, como se puede ver en [52], donde estudian analíticamente las características de transferencia de calor en geometrías de aleta anular bajo condiciones secas, parcialmente húmedas y totalmente húmedas con el objetivo de obtener la distribución de temperatura en la aleta.

La obtención del flujo de condensado suele tomar más relevancia en aplicaciones de deshumidificación, y debido a que el objetivo de un sistema de acondicionamiento de aire residencial no es el de generar condensado de agua, se encuentra relativamente poca literatura en donde se busque obtener específicamente el flujo de condensado. En [53] predicen el flujo de condensado utilizando un factor denominado Factor latente j , con el objetivo de analizar el desempeño de deshumidificación de intercambiadores de calor de tipo tubo y placas. Validan sus resultados experimentalmente y observan que al utilizar ese método se puede predecir de forma más directa y precisa el flujo de condensado en comparación al método tradicional del factor sensible j . En [54] estudian la condensación de vapor de agua de deshecho de un proceso en presencia de aire en un condensador de tubos verticales. Se determina teóricamente el coeficiente de transferencia de calor por condensación y se compara con los resultados experimentales obteniendo resultados similares. Se

confirma que se presenta un deterioro significativo en el coeficiente de transferencia de calor por presencia de condensación, que comienza a bajas concentraciones de aire.

En particular, para sistemas de acondicionamiento de aire el objetivo del estudio de la formación de condensado se centra en la retención y derramamiento del mismo como se muestra en [17 – 19, 55, 56].

El análisis para determinar las condiciones de salida y el grado de extracción de humedad, a partir de las condiciones de entrada y el área de superficie de un intercambiador de calor se le denomina análisis basado en desempeño [1]. En [57] se presentan varios métodos para evaluar intercambiadores de calor de tipo tubo y aletas bajo condiciones de deshumidificación.

Los métodos para realizar lo anterior que más se recomiendan en la literatura son, de acuerdo con [28]:

- Método ϵ -NTU seco/húmedo
- Método de efectividad basado en entalpía
- Método de entalpía total
- Método de ponderación de eficiencia de aleta [22].

Para la aplicación de los métodos mencionados en esta sección, se requieren de parámetros, utilizados principalmente en correlaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección, por lo que su uso resulta limitado en el análisis de diferentes geometrías. Como se muestra en la Figura 2-15, donde se describe el método de efectividad basado en entalpía utilizado en [20, 28].

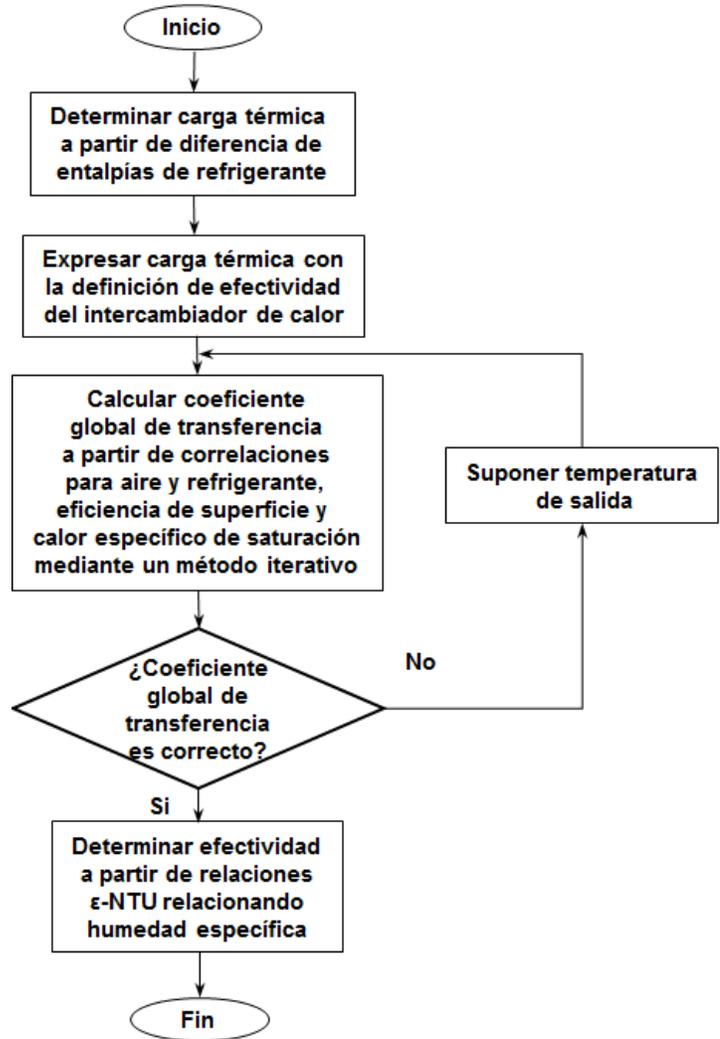


Figura 2-15. Diagrama de flujo del método de efectividad basado en entalpía.

2.5 Dinámica de Fluidos Computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) se refiere al análisis utilizado para predecir las características de flujo de un fluido, transferencia de calor y masa, reacciones químicas y fenómenos relacionados mediante la solución de un conjunto de ecuaciones matemáticas. Se utilizan métodos numéricos para resolver los correspondientes modelos matemáticos involucrados, simplificando ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas [40].

Debido al desarrollo de equipo de cómputo cada vez más robusto y accesible, el uso del modelado computacional se ha ido popularizado considerablemente en los últimos años. A pesar de sus ventajas, los métodos numéricos computacionales no sustituyen a los estudios experimentales, por lo que es recomendable que el estudio completo de un fenómeno físico debe incluir la combinación juiciosa de tanto estudios computacionales como experimentales o soluciones analíticas.

El uso de CFD ha sido ampliamente utilizado para el análisis, diseño y optimización de diferentes tipos de intercambiadores de calor [58]. Además de aplicaciones específicas en sistemas de aire acondicionado. En [59] se investigan las características de la formación de condensación en una unidad interior de un sistema de acondicionamiento de aire de tipo cassette. En lo que respecta del uso de CFD como herramienta en el estudio de intercambiadores de calor bajo condiciones de condensación se encuentra relativamente poca literatura, y se observa la aplicación de la misma metodología en cada caso de estudio. En [60] se modelan las características de un serpentín de enfriamiento compactado bajo condiciones de condensación, validan sus resultados de forma experimental y presentan sus resultados en forma de contornos de temperatura en la superficie de una aleta. En [61] analizan el efecto de la condensación de tipo película en un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas en presencia de un gas no condensable. El estudio se centra principalmente en el efecto que presenta la presencia de un gas no condensable en el fenómeno de condensación analizando los factores geométricos del intercambiador de calor. En [62] se integra un modelo de condensación tipo película en el procesador del software ANSYS Fluent, se valida dicho modelo con datos reportados en la literatura para flujos laminar y turbulento en una placa plana. Además de realizar el análisis en un caso más desafiante en donde se introduce vapor de agua en un recipiente cerrado conteniendo un gas no condensable y manteniendo temperaturas de superficie lo suficientemente bajas como para condensar el vapor de agua. Los resultados

obtenidos se presentan reportando el flujo de calor transferido y no muestran una variación significativa con los datos reportados en la literatura. En [63] estudian la condensación de vapor de agua en presencia de un gas no condensable en el interior de un condensador de cilindros verticales bajo condiciones de flujo turbulento utilizando nuevamente el software ANSYS Fluent. El estudio se caracteriza por no utilizar suposiciones de temperatura o flujo de calor constante como condición de frontera. Los resultados obtenidos muestran una buena aproximación en el calor transferido en comparación con cantidades medidas y determinan que el flujo de calor presenta una tendencia más compleja que una simple curva de ajuste en forma de polinomio.

Además del uso de software comercial CFD se han realizado estudios mediante análisis numérico en intercambiadores de calor bajo condiciones de condensación. En [64] presentan tres códigos diferentes para analizar el efecto de la transferencia de calor y masa en un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas planas, utilizando: 1) un modelo para la eficiencia de aletas, 2) un modelo más detallado que utiliza un análisis multidimensional de conducción de aleta y 3) un modelo basado en el método ϵ – número de unidades de transferencia (NTU) utilizando un análisis modificado del método de entalpía. Los tres códigos propuestos anteriormente muestran un buen comportamiento en comparación con datos experimentales. En [65] modelan la transferencia de calor conjugada por conducción y convección además de incluir la transferencia de masa en intercambiadores de calor de tipo tubo y aleta en condiciones de condensación mediante el método de diferencias finitas.

Una característica común de los códigos CFD es el uso de tres etapas principales: 1) pre procesamiento, 2) procesamiento y 3) post procesamiento. En la etapa de pre procesamiento el principal objetivo es la transformación de la información del problema bajo investigación a una forma adecuada para su uso por el procesador. En esta etapa se genera el dominio computacional (geometría a analizar) además de la subdivisión del mismo en volúmenes de control (comúnmente conocido como mallado). Posteriormente se seleccionan

los modelos físicos o químicos involucrados y se especifican las propiedades de los materiales, además de establecer las condiciones de frontera adecuadas que mejor describan al problema. En la etapa de procesamiento se ejecutan dos principales procesos, la discretización y la solución de las ecuaciones algebraicas. La discretización se refiere a la conversión de las ecuaciones diferenciales y condiciones de frontera en un sistema discreto de ecuaciones algebraicas, para su posterior solución por medio de métodos iterativos. Por último, en la etapa de post procesamiento la información de la simulación numérica se visualiza e interpreta.

En el presente trabajo se utiliza el software ANSYS Fluent v. 18 el cuál utiliza el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de gobierno. Se puede encontrar una descripción más detallada sobre este método en [8, 40, 66].

2.5.1 Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones fundamentales que describen el comportamiento de un fluido están basadas en las leyes de conservación de masa, cantidad de movimiento (momentum) y energía. En ocasiones se requieren de ecuaciones adicionales, por ejemplo, si un fluido se compone de varias especies químicas con difusión de masa. En general, las ecuaciones fundamentales mencionadas cuentan con la misma forma, cambiando la variable dependiente por la que se rige cada una de ellas. En la ecuación (2-36) se muestra la ecuación diferencial de forma general que siguen las ecuaciones de gobierno, en donde la variable dependiente se representa por φ , el coeficiente de difusión por Γ y el término fuente por S .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varphi) + \nabla(\rho u\varphi) = \nabla(\Gamma\nabla\varphi) + S \quad (2-36)$$

Los cuatro términos de la ecuación diferencial de forma general son el término transitorio, el término convectivo, el término difusivo y el término fuente,

respectivamente. El término transitorio representa el cambio de la variable dependiente con el tiempo, el término convectivo el transporte de la variable dependiente debido al campo de flujo de fluido, el término difusivo el transporte de la variable dependiente debido al proceso de difusión (muchas veces regido por el gradiente de la variable dependiente) y el término fuente que expresa la generación o destrucción de la variable dependiente, y sus unidades dependen de la ecuación de gobierno relacionada.

2.5.1.1 Ecuación de conservación de masa

La ley de conservación de masa establece simplemente que durante un proceso la masa no se puede crear ni destruir, y que durante un análisis debe tomarse en cuenta en su totalidad. Durante un proceso que involucra flujo estacionario la cantidad de masa dentro de un volumen de control permanece constante, por lo tanto se puede expresar que el cambio de masa dentro de un volumen de control es igual a la diferencia entre la masa que entró y salió sobre el mismo. Lo anterior se puede ver de manera esquemática con ayuda de la Figura 2-16.

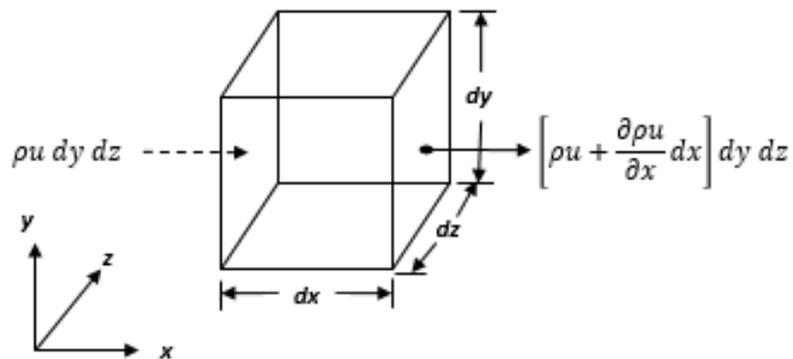


Figura 2-16. Balance de flujo de masa sobre un volumen de control.

Debido a que el flujo de masa que pasa a través de una cara del elemento se define como el producto de densidad, área y velocidad normal a la superficie, al considerar la contribución de todas las direcciones en un volumen $dx dy dz$ la ecuación de conservación de masa se puede representar por medio de la ecuación (2-37).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho \vec{V} = 0 \quad (2-37)$$

2.5.1.2 Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para un cuerpo fluido obedece la segunda ley de Newton, que básicamente involucra la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre la masa de fluido. Las fuerzas que actúan sobre un fluido pueden ser de dos tipos, fuerzas de volumen y fuerzas de superficie. Si se considera un volumen de control, las fuerzas de volumen se deben a campos externos que actúan sobre toda la masa del volumen de control, la fuerza de gravedad, las fuerzas eléctricas y magnéticas son ejemplos de este tipo. Tradicionalmente, y en el presente trabajo solo se considera la fuerza de gravedad. En cambio, las fuerzas de superficie se deben a los esfuerzos presentes en las caras de la superficie del volumen de control. Estos esfuerzos son la suma de la presión hidrostática y de los esfuerzos viscosos que aparecen en el movimiento con gradientes de velocidad. Esto se aprecia de mejor forma con ayuda de la Figura 2-17, en donde se realiza un balance de esfuerzos sobre el eje x.

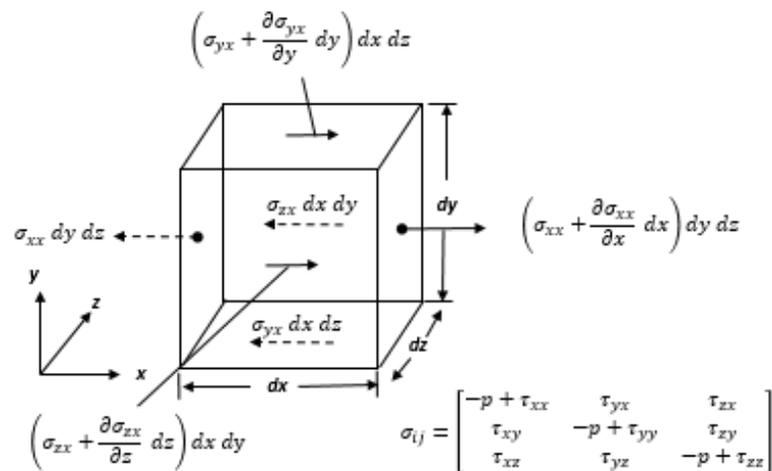


Figura 2-17. Balance de esfuerzos sobre volumen de control.

Al realizar el balance de fuerzas sobre los tres ejes en el volumen de control, se aprecia que la fuerza neta de superficie es la suma del vector gradiente de presión y de la divergencia del tensor de esfuerzos viscosos. Al incluir los efectos de la fuerza de gravedad en el balance de fuerzas se obtiene la ecuación de la cantidad de movimiento en forma diferencial, como se muestra en la ecuación (2-38). Que es válida para cualquier fluido con cualquier movimiento.

$$\rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} = \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} \quad (2-38)$$

Al desarrollar la ecuación (2-38) en sus tres componentes de forma explícita, y considerando un fluido newtoniano con densidad y viscosidad constantes, se obtienen las ecuaciones (2-39), mejor conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos incompresibles.

$$\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Du}{Dt} \quad (2-39)a$$

$$\rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Dv}{Dt} \quad (2-39)b$$

$$\rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (2-39)c$$

2.5.1.3 Ecuación de conservación de la energía

La conservación de la energía es establecida por la primera ley de la termodinámica, que indica que el cambio en el contenido de energía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la entrada y salida de energía. Si se considera un volumen de control como sistema durante un proceso de flujo estacionario, el contenido de energía en el volumen de control permanece constante, y la cantidad de energía que entra al volumen de control en todas las formas debe ser igual a la cantidad de energía que sale de ese volumen. Debido a que la energía solo se puede transferir por calor, trabajo y masa, el balance de energías se realiza como se indica en la Figura 2-18.

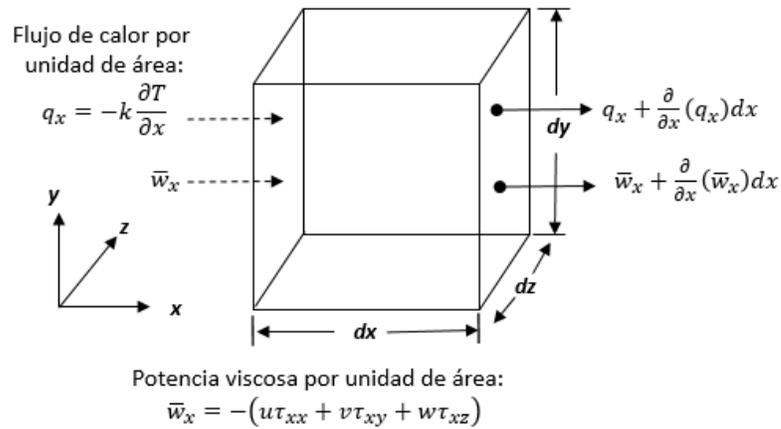


Figura 2-18. Balance de energías sobre un volumen de control para el flujo de calor y el trabajo de los esfuerzos viscosos.

Al realizar un balance de energía sobre los tres ejes del volumen de control se obtiene la ecuación (2-40), que es una forma de la ecuación diferencial de la energía, obtenida al despreciar la energía cinética y potencial, además de la transferencia de calor por radiación y las fuentes internas de calor que pueden aparecer a partir de una reacción química o nuclear. Esta ecuación es válida para un fluido newtoniano bajo unas consideraciones muy generales de flujo no estacionario, compresible, viscoso y conductor de calor.

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} + p(\nabla \cdot \vec{V}) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi \quad (2-40)$$

Dónde:

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right]$$

2.5.1.4 Ecuación de conservación de especies

Cuando se modela una mezcla de varios componentes es necesario tomar en cuenta la conservación de masa para cada componente de la mezcla. Esto es necesario al analizar modelos de mezclado y reacciones químicas. La ecuación de conservación de especies es similar a la ecuación de conservación de masa,

por lo tanto el procedimiento para derivarla es el mismo. Cuando se resuelve la ecuación de conservación de especies se predice la fracción másica o molar local de cada especie presente en la mezcla a través de la solución de una ecuación de convección-difusión para cada especie. La ecuación (2-41) presenta de manera general la forma básica de la ecuación de conservación de especies para un componente i presente en una mezcla, en donde el término \vec{J}_i representa el flujo por difusión expresado por la ley de Fick de la difusión y el término S_i el termino fuente que representa la generación o destrucción de especies.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_i \quad (2-41)$$

2.5.2 Ecuaciones de conservación aplicadas a flujo turbulento

Se considera que el flujo de un fluido se vuelve turbulento cuando se supera cierto valor de número de Reynolds denominado crítico, mismo que varía en relación al tipo de geometría y flujo analizado. Dentro de la literatura abierta se han observado ciertas características que describen al flujo turbulento, tales como la irregularidad debido al movimiento aleatorio y caótico del fluido, el incremento en la difusividad y en consecuencia incremento en la transferencia de momentum, calor y masa, números de Reynolds grandes y comportamiento estrictamente tridimensional [40].

Al presentarse flujo turbulento, debido a las fluctuaciones presentadas por la naturaleza del flujo de fluido, cada término de presión o velocidad de las ecuaciones de continuidad y Navier-Stokes, presentan una variación rápida y aleatoria en función de la posición y del tiempo. Por lo que para determinar los cambios generados por la turbulencia se utiliza el concepto de la media temporal de Reynolds para obtener el valor promedio de una propiedad y su

fluctuación [39]. En la *Figura 2-19* se muestra el comportamiento de la media temporal de Reynolds para la velocidad.

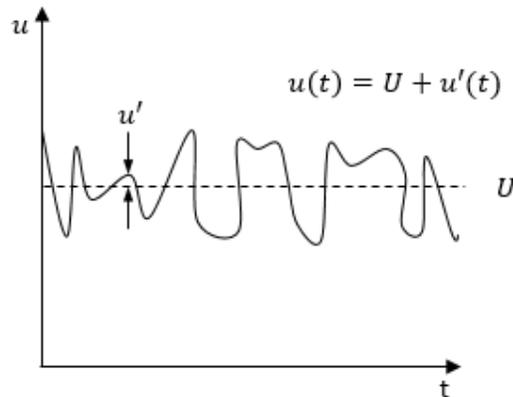


Figura 2-19. Representación del valor medio de velocidad y su fluctuación

El punto donde las inestabilidades comienzan a ocurrir sucede siempre por encima del punto de transición al flujo turbulento completamente desarrollado. La distancia entre el punto de inestabilidad donde el número de Reynolds se vuelve crítico y el punto de transición depende del grado de amplificación de las inestabilidades. El punto de inestabilidad y la aparición del proceso de transición pueden predecirse con la teoría lineal de la inestabilidad hidrodinámica. Sin embargo, no existe una teoría completa que establezca el inicio de la inestabilidad hacia el flujo turbulento completamente desarrollado.

La mayoría de software comercial para realizar estudios CFD comúnmente omiten el proceso de transición y clasifican a los flujos de fluido como laminar o turbulento, debido a que la región de transición comúnmente constituye solo una pequeña fracción en el dominio del fluido y en esos casos se asume que los errores obtenidos por despreciar esta zona son muy pequeños.

2.5.2.1 Tipos de enfoques para simulación de flujo turbulento

Debido a que la presencia de flujo turbulento provoca la aparición de corrientes en forma de remolinos con una amplia gama de escalas de longitud y tiempo que interactúan de forma dinámica y compleja, está claro que la forma de tomar

el valor promedio perderá algunas de las características originales. Por lo que se han desarrollado una serie de métodos numéricos que son capaces de captar los efectos importantes de la turbulencia. Estos métodos pueden ser agrupados en las siguientes categorías:

- *Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)*: su atención se enfoca en el efecto de la turbulencia en el valor promedio de las propiedades del flujo. Se utilizan diferentes modelos de turbulencia para unir la influencia de las fluctuaciones de la turbulencia sobre el valor promedio de la propiedad del flujo por medio de términos adicionales en las ecuaciones de gobierno. El recurso computacional requerido para una precisión razonable en los cálculos del flujo es modesta, por lo que este método ha sido ampliamente usado en aplicaciones de ingeniería en las pasadas tres décadas.
- *Large eddy simulation (LES)*: Este método se centra en resolver el comportamiento de los remolinos grandes y modelar los pequeños, aunque esto puede generar en ocasiones problemas en el área de unión de los mismos, ocasionando cambios abruptos en las propiedades del fluido como son la densidad y la viscosidad. Debido a que se deben resolver ecuaciones en régimen transitorio para el fluido, la demanda de recurso computacional en términos de almacenamiento y capacidad son considerables, aunque esta técnica está comenzando a ganar popularidad sobre todo en problemas con geometrías complejas.
- *Direct numerical simulation (DNS)*: Este método calcula las propiedades promedio del flujo en conjunto con todas las fluctuaciones debido a la turbulencia. Las ecuaciones de Navier-Stokes en régimen transitorio se resuelven en mallas con celdas suficientemente finas como para resolver la escala de longitud Kolmogorov, en donde los remolinos pequeños se transforman en energía. Además el paso de tiempo debe ser lo suficientemente pequeño como para calcular el periodo de las fluctuaciones más rápidas del flujo. Este método es demasiado costoso en términos de recurso computacional, por lo que no se utiliza en aplicaciones industriales.

2.5.3 Discretización del dominio computacional

Una vez definido y creado el dominio computacional sobre el cual se realizará el análisis, se procede a dividir el mismo en volúmenes de control sobre los cuales serán resueltas las ecuaciones de gobierno que describen al fenómeno a estudiar, a este proceso se le conoce como mallado. Dentro de cada volumen de control generado se establece un punto de análisis específico sobre el cual será posible conocer el valor de una propiedad ya sea escalar o vectorial a medida que se obtiene una solución. Estos puntos de análisis se denominan nodos. Debido a la dependencia que existe entre los nodos y la solución de las ecuaciones de gobierno, se requiere que la malla generada tenga una distribución de nodos definida y organizada, además de volúmenes de control ortogonales para la óptima aplicación del método numérico. La calidad de una malla tiene dos factores principales a considerar:

1. Tipo de elemento del volumen de control.
2. Asimetría geométrica del elemento (*Skewness*).

Los elementos comúnmente utilizados para describir un volumen de control tridimensional son: hexaedros, tetraedros, prismas y pirámides [41], como se muestra en la Figura 2-20. Para una correcta solución de las ecuaciones de gobierno se prefiere el uso de elementos hexaédricos, debido a la naturaleza ortogonal que presentan sus nodos.

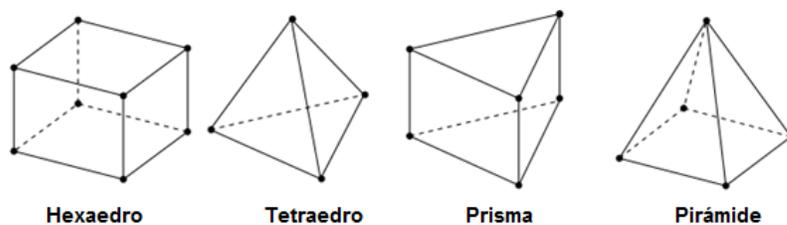


Figura 2-20. Tipos de elementos tridimensionales utilizados para describir un volumen de control.

Por otro lado, la asimetría geométrica del volumen de control representa la desviación del elemento con respecto a un elemento ortogonal, y se puede determinar por medio de la ecuación (2-42).

$$\text{Asimetría} = \frac{\text{Tamaño óptimo del elemento} - \text{Tamaño del elemento}}{\text{Tamaño óptimo del elemento}} \quad (2-42)$$

Los elementos que presentan altos niveles de asimetría se consideran inadecuados debido a que las ecuaciones de gobierno se resuelven suponiendo volúmenes de control con geometrías ortogonales. La Tabla 2-4 muestra los valores de asimetría que se consideran para determinar la calidad de malla [41].

Tabla 2-4. Valores de asimetría que establecen rangos de calidad de malla.

Asimetría	Calidad de la celda
1	Degenerada
0.9 - <1	Mala
0.75 – 0.9	Pobre
0.5 – 0.75	Aceptable
0.25 – 0.5	Buena
>0 – 0.25	Excelente
0	Equilátera

2.5.4 Métodos de solución

El valor escalar de las propiedades de interés en un punto específico del dominio computacional depende de la magnitud y dirección del flujo. En general el campo de velocidades es una incógnita y debe ser resuelto en conjunto con las otras variables. Debido a la naturaleza de cada problema existen métodos de discretización diferentes para cada término dentro de las ecuaciones de gobierno.

2.5.4.1 Método SIMPLE (Acoplamiento de presión-velocidad)

Para poder determinar el campo de flujo de fluido se requiere de resolver la ecuación de conservación de cantidad de movimiento en sus tres direcciones y la ecuación de continuidad, las cuales incluyen términos para cada componente de velocidad y el gradiente de presión. Por lo tanto, existe un acoplamiento entre la presión y las tres componentes de velocidad. Debido a que no se cuenta con una ecuación de transporte en donde se involucre solamente a la presión, se debe calcular este término utilizando un método en donde el gradiente de presión no se conozca. Cuando se trata de un fluido incompresible, uno de los métodos de discretización más populares es el método SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*). En este algoritmo, los flujos debidos al término convectivo por unidad de masa a través de las caras de las celdas se evalúan a partir de los cálculos de los componentes de velocidad. Además, se supone un campo de presión para resolver las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento, y se resuelve una ecuación de corrección de presión deducida a partir de la ecuación de continuidad para obtener un campo de corrección de presión, que a su vez se utiliza para actualizar los campos de velocidad y presión. Se trata de un método iterativo en donde se asumen valores iniciales para los campos de velocidad y presión. Por lo que a medida que se resuelven más iteraciones, se irá obteniendo una solución más precisa hasta que se llegue a la convergencia de los campos de presión y velocidad. En la Figura 2-21 se muestra un diagrama de flujo con los pasos utilizados por el algoritmo SIMPLE [40].

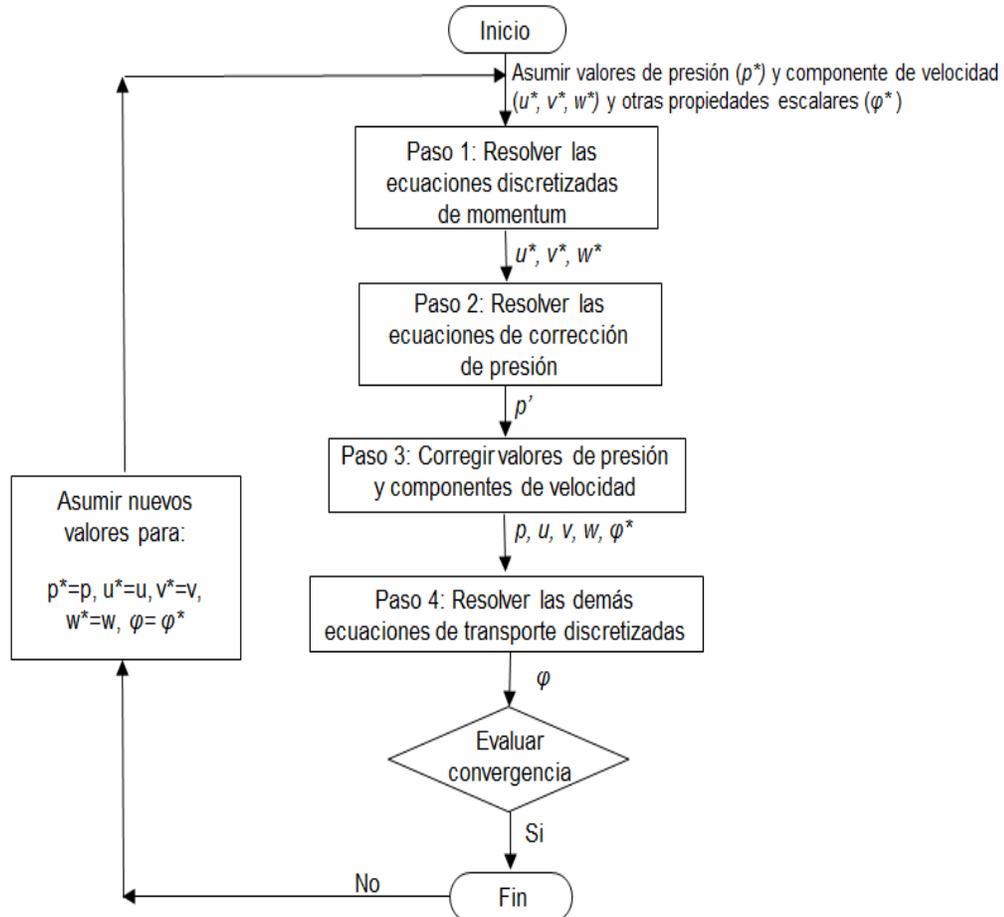


Figura 2-21. Algoritmo SIMPLE.

2.5.4.2 Evaluación de gradientes

El gradiente de una determinada variable dependiente se utiliza para discretizar los términos convectivos y difusivos en las ecuaciones de gobierno. Al evaluar los gradientes se construyen valores de un determinado valor escalar en las caras de las celdas. Además se obtienen los términos secundarios de difusión y derivadas de velocidad. Los métodos comúnmente utilizados son:

- Método de Green-Gauss basado en la celda
- Método de Green-Gauss basado en los nodos
- Método de mínimos cuadrados basado en las celdas

Debido a su fácil aplicación se utiliza el método de mínimos cuadrados el cuál asume que la solución varía linealmente con la distancia entre nodos, obteniendo el gradiente de la variable dependiente a partir de los valores de los nodos adyacentes y la distancia entre ellos, aplicando la ecuación (2-43) [41].

$$\nabla\varphi_i = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{\Delta x_i} \quad (2-43)$$

2.5.4.3 Discretización espacial

Para evaluar los términos convectivos de las ecuaciones de gobierno se requiere del valor de las caras de las celdas y se deben interpolar desde el valor central de la celda. Lo anterior se puede realizar utilizando un esquema superior (*upwind*), el cual se refiere a que el valor de la variable dependiente en la cara de la celda se deriva a partir de valores en la celda superior relativo a la dirección normal de velocidad. El software ANSYS Fluent permite seleccionar entre los siguientes esquemas superiores:

- Primer orden superior
- Segundo orden superior
- Exponencial
- QUICK

Se utiliza el enfoque de segundo orden superior, en donde las cantidades de las caras de las celdas se resuelven usando un enfoque de reconstrucción lineal multidimensional. Utilizando este enfoque se obtiene una precisión de mayor magnitud en las caras de las celdas por medio de una expansión en series de Taylor de la solución del punto central de la celda con respecto al centroide de la celda. Cuando se utiliza este enfoque el valor de la variable dependiente se calcula por medio de la ecuación (2-44) [41].

$$\varphi_f = \varphi + \nabla\varphi \cdot \Delta x \quad (2-44)$$

2.5.5 Control de solución

El control de la solución se relaciona por medio de los valores de bajo relajación, los cuales son una constante que dicta la manera en que se obtienen los resultados de una iteración y la siguiente. Expresan la proporción del valor de la solución de la iteración anterior que se toma en consideración para el cálculo del valor con respecto a la iteración actual. Los factores de bajo relajación se determinan de acuerdo a la rapidez de la solución que se requiere y la complejidad del fenómeno. Por lo que no existen reglas específicas que indiquen su valor.

2.5.6 Criterio de solución

Debido a que las ecuaciones de gobierno representan una propiedad de conservación de cierta variable dependiente, debe existir un balance entre los términos involucrados. La diferencia que resulta entre los valores de los términos de las ecuaciones discretizadas se conoce como residual. Si la secuencia de iteraciones es convergente, el valor del residual debe decrecer para mostrar un balance entre los términos involucrados en las ecuaciones de gobierno. Por lo que un valor de residual de cero representa el balance entre los términos de las ecuaciones de gobierno. Debido a la precisión que manejan los equipos de cómputo, alcanzar un valor exacto de cero requeriría de demasiado tiempo y recurso computacional, por lo que es común establecer un valor de residual lo suficientemente pequeño para no comprometer este aspecto. Aunque en la literatura abierta no se establece un valor de residual específico, se considera apropiado tomar como criterio de solución cuando la suma absoluta de los residuales es menor a un valor de 1×10^{-4} . Además de la evaluación del valor de los residuales, se considera que se obtiene una solución cuando se obtiene una propiedad de conservación (balance de masa) o cuando se llega al estado estacionario en una determinada cantidad de interés. El usuario tendrá el criterio de decisión.

El obtener la solución de un estudio CFD no necesariamente establece que esta sea correcta. Para determinar si una solución es lo suficientemente precisa se requiere de realizar estudios adicionales dependiendo de la naturaleza del fenómeno estudiado. Los estudios comúnmente aplicados para determinar la precisión de una solución es corroborar la precisión de los modelos físicos utilizados y verificar el impacto de la resolución y análisis del efecto de la malla.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En el presente capítulo se describen los pasos realizados para el análisis y evaluación de la geometría de un evaporador típicamente usado en sistemas de acondicionamiento de aire residencial. Se comienza por la descripción de la recolección de datos durante la operación de un equipo de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido (inverter). Posteriormente se describen los pasos para realizar un estudio numérico computacional sobre un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas planas continuas incluyendo el efecto de condensación. Finalmente se describe la manera de analizar los resultados obtenidos.

3.1 Evaluación de sistemas de acondicionamiento de aire

De acuerdo con la norma oficial mexicana NOM-026-ENER-2015 [47] existen varias pruebas que se pueden implementar para evaluar la carga térmica de un sistema de acondicionamiento de aire de tipo dividido (inverter) que opera bajo condiciones ambientales de la estación. Estas son las siguientes:

1. Método aire-entalpía, lado interior
2. Método aire-entalpía, lado exterior
3. Método de calibración de compresor
4. Método de entalpía de refrigerante
5. Método de medición indirecta del flujo de aire

El método de aire-entalpía (lado interior) es el más utilizado y su aplicación se basa, a grandes rasgos, en mediciones de temperatura de bulbo seco y húmedo a la entrada y salida del evaporador, además de la razón de flujo de aire que pasa por el mismo para obtener la capacidad de enfriamiento. Para aplicar este método de prueba el equipo se coloca en un cuarto o cuartos de pruebas y se fijan instrumentos de medición de flujo de aire, humedad y temperatura a la descarga del equipo (interior o exterior o ambos si es aplicable) como se muestra de manera esquemática en la Figura 3-1.

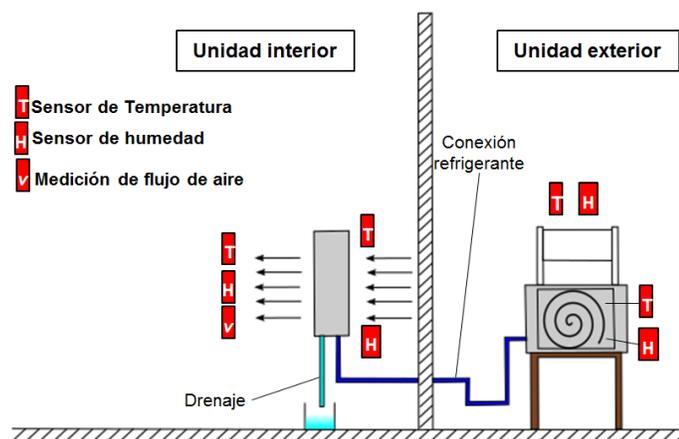


Figura 3-1. Esquema simplificado del arreglo túnel aire entalpía

Debido a que no se cuenta con la infraestructura de cuartos separados con las características establecidas por la norma, y no es la finalidad determinar la SEER, la evaluación de la carga térmica y tasa de condensado se realiza únicamente sobre el evaporador. Se colocan a la entrada y salida del evaporador por el lado del aire detectores de temperatura resistivos (RTD) con una exactitud de medición de ± 0.3 °C, un termo-higro-anemómetro para obtener los valores de temperatura, humedad relativa y velocidad de aire respectivamente los cuales cuentan con exactitudes de $\pm 0.3\%$, $\pm 1.8\%$ y $\pm 3\%$ respectivamente. Se colocan 12 termopares tipo T sobre la superficie de 6 tubos que conducen el refrigerante a lo largo del trayecto del evaporador. El agua condensada se recolecta y es pesada utilizando una balanza con una exactitud de 0.01 g. Para registrar el valor de la potencia eléctrica del sistema se utiliza un multímetro obteniendo valores de corriente y voltaje simultáneamente. En la Tabla 3-1 se presenta la exactitud de medida de los instrumentos.

Tabla 3-1. Exactitud de instrumentos utilizados para recolección de datos.

Instrumento de medición	Exactitud de medida
RTD	± 0.3 °C
Termo-higro-anemómetro	$\pm 0.3\%$ (Temperatura)
	$\pm 1.8\%$ (Humedad Relativa)
	$\pm 3\%$ (Velocidad)
Termopar tipo T	$\pm 0.5\%$
Balanza	± 0.010 g
Multímetro	$\pm 1.5\%$ (Voltaje)
	$\pm 3\%$ (Corriente)

Las capacidades de enfriamiento total, sensible y latente se determinan mediante las ecuaciones (3-1), (3-2) y (3-3) respectivamente. En donde los subíndices 1 y 2 corresponden a los valores de entrada y salida del aire medido.

$$\dot{Q}_{total} = \frac{\dot{V}_a(h_1 - h_2)}{v(1 + \omega)} \quad (3-1)$$

$$\dot{Q}_{sensible} = \frac{\dot{V}_a[(T_1 \cdot Cp_1) - (T_2 \cdot Cp_2)]}{v(1 + \omega)} \quad (3-2)$$

$$\dot{Q}_{latente} = 2.47 \times 10^6 \frac{\dot{V}_a(\omega_1 - \omega_2)}{v(1 + \omega)} \quad (3-3)$$

De acuerdo con la norma, los datos usados para evaluar la capacidad de enfriamiento deben ser registrados en intervalos iguales de 5 minutos o menos, hasta que las lecturas durante un periodo de media hora se encuentren dentro de las tolerancias. Debido al alcance de las pruebas realizadas, se toma como criterio de tolerancia una diferencia de 1 °C para las temperaturas de bulbo seco tanto a la entrada como a la salida del evaporador. Los datos se recolectan usando un sistema de adquisición de datos creado bajo la plataforma CompactRIO y software LabVIEW 2015, con una frecuencia de muestreo de 10 segundos.

3.2 Implementación de estudio CFD

Los estudios CFD son estructurados por medio de algoritmos numéricos que son capaces de resolver problemas relacionados a flujo de fluidos. Actualmente existen varias opciones de software CFD comercial que incluyen interfaces gráficas que ayudan al usuario a colocar correctamente los parámetros del problema y examinar los resultados. También se cuenta con opciones de software libre, que tienen como ventaja la eliminación del costo debido a la licencia requerida para su uso y también el hecho que se puede acceder fácilmente al código utilizado en los cálculos, sin embargo esta opción requiere de un grado de conocimiento en programación más demandante. Cuando el usuario desea agregar o modificar las características del código implementado en un software CFD comercial debido a requerimientos específicos de un problema, se debe crear una función definida por el usuario (UDF por sus siglas

en inglés) que en general son funciones escritas en un lenguaje de programación específico y funcionan con base a subrutinas proporcionadas por el mismo software.

En general, un estudio CFD se compone de tres elementos principales: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. Antes de aplicar los pasos anteriores es necesario identificar correctamente el problema y definir las metas y alcances del estudio teniendo claros los resultados que se buscan. Además de identificar el dominio que se analizará dentro del sistema específico, se podrán ir definiendo las futuras simplificaciones y suposiciones para el estudio. Dentro de la etapa de pre-procesamiento se realiza el dominio computacional previamente identificado, se sub divide el dominio computacional en volúmenes de control donde se resolverán las ecuaciones correspondientes, se seleccionaran los modelos fisicoquímicos y los métodos de solución que mejor describan el fenómeno y se especificarán las propiedades de los materiales y los valores de las condiciones de frontera. En la parte de procesamiento se obtendrá la solución computacional. El tiempo de obtención dependerá de la capacidad del equipo de cómputo en conjunto con la precisión debido al tamaño de la malla y los modelos matemáticos seleccionados. En general, a mayor cantidad de elementos de malla y modelos específicos, será mayor el tiempo de obtención de resultados, por lo que es recomendado realizar simplificaciones en el dominio computacional tales que se reduzca el tiempo y demanda de computo sin comprometer la naturaleza del fenómeno estudiado. La última etapa de un estudio CFD es el post procesamiento, en donde se analizan los resultados y en caso que se observen valores incoherentes se analizará nuevamente algún paso de la etapa de pre-procesamiento. Actualmente el software comercial CFD provee de herramientas útiles para la obtención de imágenes descriptivas del problema estudiado así como para la generación de reportes y/o gráficas que reducirán el tiempo de análisis de resultados. En la Figura 3-2 se presenta un esquema de los pasos a seguir para realizar un estudio CFD.

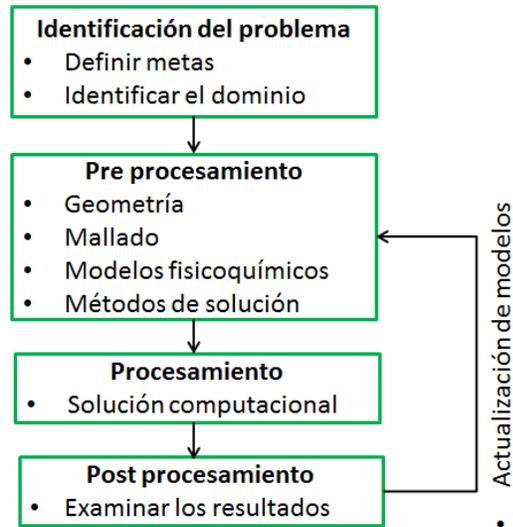


Figura 3-2. Esquema de los pasos a seguir para realizar un estudio CFD.

El presente trabajo se realizó con ayuda del software ANSYS Workbench v.18, que permite la planificación de proyectos CFD basado en los pasos descritos anteriormente por medio de diferentes software específicos.

3.2.1 Modelado de geometría

Debido a que el estudio se centra en el análisis del evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire residencial, las características geométricas están dadas por datos de fábrica y no se realizan modificaciones a las mismas. Además, se toma en cuenta que en la literatura abierta se analiza a los evaporadores de los sistemas de acondicionamiento de aire residencial como intercambiadores de calor de flujo cruzado, por lo que se sigue este principio para realizar la geometría y el estudio correspondiente.

El modelar la geometría completa de un intercambiador de calor supone en principio una alta demanda de tiempo y recurso computacional. Es por eso que en los estudios numéricos computacionales comúnmente se realiza el estudio solo sobre una parte de la geometría, y los resultados obtenidos se reproducen

sobre las dimensiones originales. La decisión de que parte de la geometría se tomará depende del método de simulación y el tipo de malla y condiciones de frontera usados para realizar el estudio.

Las características de repetición de las aletas y tubos que se presentan en un intercambiador de calor permiten simplificar la geometría de análisis a una sección representativa formada por una aleta y la región de aire correspondiente a la mitad de la separación entre aletas, además de dos filas de tubos por donde circula el refrigerante, como se aprecia en la Figura 3-3. Cabe mencionar que debido a la geometría del intercambiador de calor se necesitan utilizar dos filas de tubos para tomar en cuenta el efecto del desfaseamiento de los tubos.

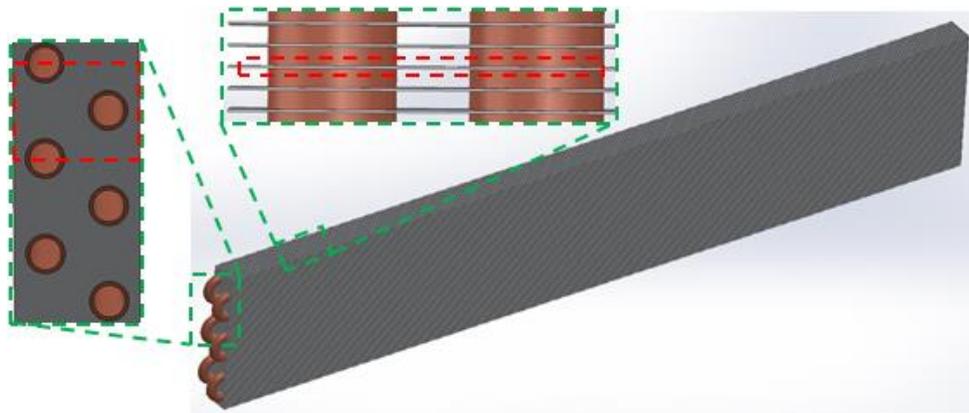


Figura 3-3. Secciones geométricas del evaporador utilizado para generar dominio computacional.

3.2.2 Generación de dominio computacional

Después de identificar la geometría sobre la cual se debe generar el dominio computacional, se debe escoger la herramienta que se utilizará para dicha tarea. El dominio computacional se realiza con ayuda de un software de diseño asistido por computadora (CAD por sus siglas en inglés). En general se puede crear el dominio computacional desde cualquier software CAD y exportarse al software sobre el cuál se generará la malla. Es importante identificar las zonas

geométricas del dominio computacional al momento de realizar el diseño en CAD, ya que en muchas ocasiones se requerirá de realizar cortes al dominio para buscar un diseño adecuado de la malla posteriormente.

El dominio computacional que corresponde a la sección de la geometría de un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas planas continuas se generó por medio del software comercial ANSYS DesignModeler v.18 con características tridimensionales. Se compone de tres zonas, que corresponden a la aleta, los tubos por donde circula el refrigerante y el volumen de aire que identifica a la zona de entrada, salida y laterales de la aleta como se aprecia en la Figura 3-4. La elección de las dimensiones que corresponden a la entrada y salida del aire en la dirección longitudinal del dominio computacional no cuentan con valores restrictivos según la literatura. En [67] se toma como referencia el valor de la longitud de la aleta para la zona de entrada del aire y cinco veces el mismo para la zona de salida del aire. En los trabajos presentados en [68, 69] el dominio computacional se compone de ocho veces la longitud de la aleta, pero ya que se modelan aletas de diferentes medidas con una cantidad diferente de filas de tubos los valores longitudinales del dominio computacional difieren considerablemente. Sin embargo, se puede identificar de los estudios anteriores que la longitud de la zona de entrada de aire no es un factor importante a considerar, mientras que la zona de salida del aire debe ser de suficiente magnitud para que se desarrolle correctamente el fluido y evitar descripciones físicamente incorrectas como retrocesos de flujo, que pueden causar errores numéricos en el procesamiento.

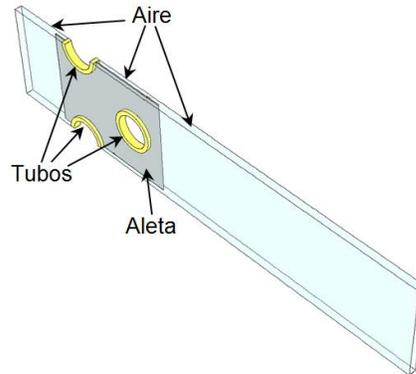


Figura 3-4. Dominio computacional generado correspondiente a una sección del intercambiador de calor.

3.2.3 Generación de volúmenes de control

Una vez creado el dominio computacional, se divide el mismo en los volúmenes de control sobre los cuales se resolverán las ecuaciones de gobierno. Para este paso se utiliza el software ANSYS Meshing v.18. Es importante definir la estructura bajo la cual se desea generar la malla, lo recomendado es realizar una malla estructurada con elementos hexaédricos dentro de los límites geométricos que imponga la geometría. Debido a que el dominio computacional generado se compone de tres zonas, correspondientes a las zonas de aire, aleta y tubos es importante especificar las partes en donde se unen las mismas. Por lo que se toma la zona de la aleta como referencia para realizar una serie de cortes a la geometría, formando nuevos cuerpos geométricos como se muestra en la Figura 3-5.

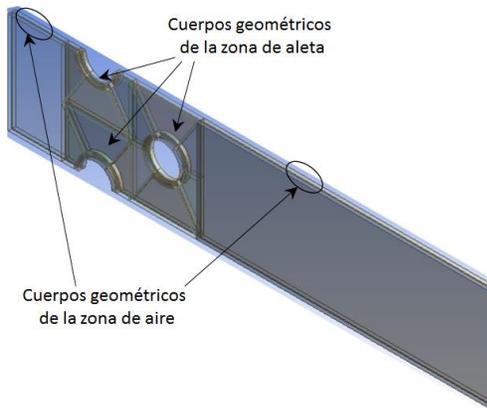


Figura 3-5. Cuerpos geométricos generados en las zonas del dominio computacional debido a cortes realizados.

Para mantener una uniformidad en la malla se seleccionan las aristas correspondientes a una zona común del dominio y se definen en estas un determinado número de divisiones, teniendo la precaución de respetar el número de divisiones para el conjunto de aristas con el que se une como se muestra en la Figura 3-6. El número de divisiones especificado estará en función del tamaño de los elementos capaces de representar el fenómeno físico a estudiar.

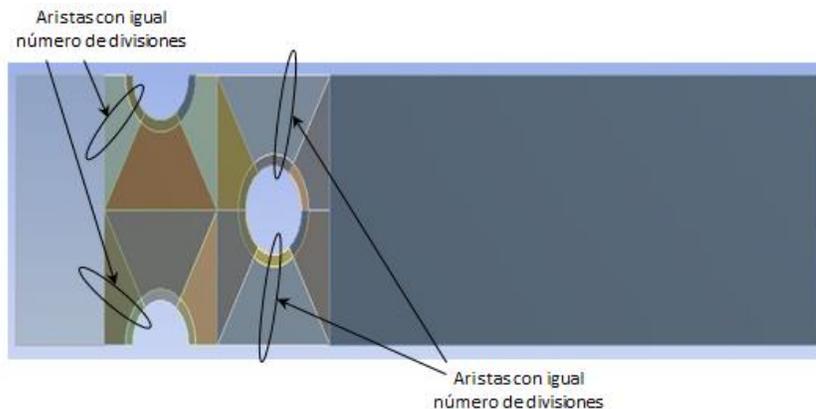


Figura 3-6. Vista frontal de dominio computacional que muestra aristas pertenecientes a un mismo conjunto.

Por otro lado, se procura que la malla quede más fina alrededor de la zona de la aleta, para captar de forma adecuada el gradiente de concentración que rige el proceso de condensación. Para realizar esto se seleccionan el conjunto de aristas de interés y se especifica el valor de una función llamada *Factor Bias*, que permite refinar el tamaño de las divisiones especificadas en una arista. En la Figura 3-7 se muestra el detalle de la malla generada cerca de la zona de la aleta.

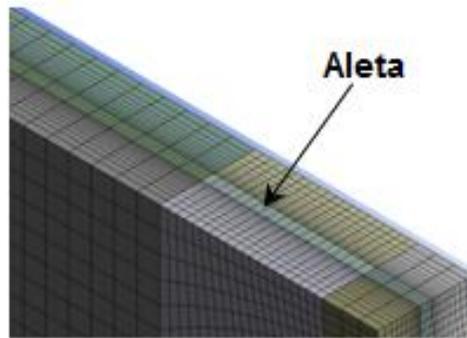


Figura 3-7. Detalle de malla cerca de la zona de la aleta.

3.2.4 Modelos físicos

Los modelos físicos están basados en ecuaciones matemáticas que describen las leyes de conservación de un problema específico. Se pueden utilizar varios modelos físicos a la vez para el estudio de un problema, pero en general a mayor cantidad de modelos se requerirá de mayor demanda de cómputo, además que hay modelos que requieren de mayor demanda que otros. El presente trabajo se basa en la solución de los modelos de energía, viscosidad y transporte de especies de manera simultánea o acoplada usando el software ANSYS Fluent.

3.2.4.1 Modelo de energía

El modelo de energía permite describir las características térmicas tales como la distribución de temperatura y la transferencia de calor dentro del dominio computacional por medio de la resolución de la ecuación de la energía. Cuando el fenómeno a estudiar incluye el efecto de transferencia de calor, se necesitan especificar parámetros relevantes tales como condiciones de frontera y propiedades de materiales que podrían variar con respecto a la temperatura.

Debido a que para describir el movimiento de un fluido en tres dimensiones se requiere resolver al menos las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, se forma un sistema de ecuaciones que presenta como incógnitas cuatro variables termodinámicas: 1) densidad, 2) presión, 3) energía interna y 4) temperatura. Para establecer la relación entre estas variables termodinámicas es común realizar la suposición de equilibrio termodinámico al utilizar este modelo, ya que las propiedades de las partículas del fluido cambian rápidamente de un lugar a otro, por lo que el fluido se puede ajustar a nuevas condiciones tan rápido que los cambios son prácticamente instantáneos. Se puede describir el estado de una sustancia que se encuentra en equilibrio termodinámico en términos de solo dos variables, de esta forma se unen las variables de dos modelos físicos. Cuando se utiliza un gas ideal es común utilizar la ecuación de estado de gas ideal y la formulación de la energía interna para unir las variables de los modelos físicos, tales que ambas queden en función de las mismas variables dependientes, como se muestra en las ecuaciones (3-4). El modelo de Boussinesq es otra opción comúnmente utilizada, pero su uso se recomienda solo cuando se presentan diferencias de temperatura pequeñas, además que su aplicación en el estudio de intercambiadores de calor ha demostrado variaciones en los resultados a bajos números de Reynolds [69].

$$P = P(\rho, T) \quad (3-4)a$$

$$e = e(\rho, T) \quad (3-4)b$$

3.2.4.2 Modelo de transporte de cantidad de movimiento

El comportamiento del flujo de aire en un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas planas exhibe algunas características tanto laminar como turbulento, ya que tanto los tubos como las aletas forman corrientes en forma de remolinos y proveen un medio de mezcla en el flujo [70]. Por lo que es de vital importancia definir las dimensiones características adecuadas sobre las que estará en función el número de Reynolds. En la literatura, la definición de la longitud característica sobre la que está definida el número de Reynolds es un tema de gran discusión, una categoría de autores consideran el diámetro exterior del tubo o el diámetro de collar de tubo como la longitud característica, una segunda categoría de autores considera el espaciamiento entre aletas como la longitud característica, y una tercera categoría, el diámetro hidráulico del intercambiador de calor como la longitud característica [71]. Aunque la decisión es relativa, en la mayoría de los casos se prefiere la consideración del diámetro exterior del tubo como la longitud característica para evaluar el número de Reynolds, por lo que se sigue este principio en el presente trabajo.

Establecer el modo de cálculo es generalmente complicado para el caso de un intercambiador de calor, debido a que el número de Reynolds crítico para establecer la transición de flujo laminar a turbulento es difícil de cuantificar. Además, a simple vista el flujo de fluido en el lado exterior de un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas continuas podría ser analizado tanto como flujo externo en un banco de tubos, o como flujo interno entre dos placas (aletas). Dentro de la literatura se prefiere considerar al flujo de fluido como flujo interno, incluso se reportan trabajos en donde se consideran análisis en dos dimensiones de las aletas despreciando el efecto de los tubos [72, 73]. Cabe mencionar que no existe un acuerdo establecido para considerar el valor del número de Reynolds crítico en un intercambiador de calor, y se ha observado una variación considerable en el criterio de selección. Por lo que se toma como consideración de flujo turbulento lo establecido en [74], considerando un rango $Re_{critico} \approx 1000$. La razón de considerar lo anterior es debido a que en

intercambiadores de calor compactos, el flujo se vuelve turbulento en un rango mucho menor que el valor tradicionalmente utilizado de $Re = 2,300$ para flujo interno en tubos.

Las estrategias de modelado numérico para flujos turbulentos se consideran prácticas para optimizar las configuraciones de un intercambiador de calor de gran número de opciones de diseño de parámetros, como el ahorro de tiempo y demanda de cómputo, que son factores importantes que ayudan a una toma de decisiones más rápida [69]. Por lo que en el presente trabajo se opta por utilizar el enfoque *RANS* para el modelado de turbulencia, debido a que es el menos demandante en cuanto recurso computacional. Para utilizar el enfoque *RANS*, se debe seleccionar el modelo de turbulencia adecuado, tomando en cuenta su aplicabilidad, precisión, dificultad y demanda de cómputo. Los modelos de turbulencia se clasifican con base en el número de ecuaciones adicionales necesarias requeridas para realizar los cálculos correspondientes, entre los modelos más utilizados se encuentran los modelos de dos ecuaciones en sus variantes $k - \epsilon$ y $k - \omega$. En general estos modelos incluyen términos para la energía cinética turbulenta (k) para expresar la velocidad de turbulencia y el grado de disipación de la energía cinética turbulenta (ϵ) para expresar la escala de longitud de turbulencia en el modelo $k - \epsilon$ o el grado de disipación específico (ω) en el modelo $k - \omega$.

De acuerdo en [41] existen tres variantes correspondientes a los modelos de turbulencia $k - \epsilon$, denominadas estándar, RNG y realizable. La principal diferencia en los modelos anteriores es que el modelo estándar describe correctamente flujos completamente turbulentos y desprecia los efectos de la viscosidad molecular, el modelo RNG (derivado utilizando una técnica estadística llamada teoría de grupo de re-normalización) incluye términos adicionales que mejora la precisión en flujos de expansión rápida, remolinos y el efecto de la viscosidad cuando se presentan bajos números de Reynolds y el modelo realizable incluye una formulación alternativa para los efectos de la viscosidad turbulenta, el termino realizable indica que el modelo satisface

ciertas restricciones matemáticas relacionadas a los esfuerzos de Reynolds consistentes con la física de los flujos turbulentos. Tanto los modelos RNG como el realizable han demostrado mejoras en flujos que incluyen zonas de curvatura, vórtices y rotación.

Dentro del modelo de turbulencia $k - \omega$ existen dos variantes muy utilizadas, denominadas estándar y SST. El modelo estándar incorpora modificaciones para efectos de bajos números de Reynolds, compresibilidad y la difusión del esfuerzo cortante. Una de las principales desventajas es que ofrece poca sensibilidad en la zona de flujo libre. El modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST por sus siglas en inglés) difiere principalmente de la variante estándar en que se utiliza en modelo de turbulencia $k - \epsilon$ para resolver los efectos en la zona libre de flujo, y se mantiene el modelo $k - \omega$ para resolver los efectos cercanos a las paredes, aumentando considerablemente su precisión.

En general se puede resolver la zona de flujo cercana a la pared en donde predominan los efectos viscosos por medio de dos enfoques: 1) funciones de pared y 2) modelado cercano a la pared. La diferencia entre estos dos enfoques es que en general, el tratamiento de pared predice los efectos viscosos y el modelo cercano a la pared los resuelve, con el inconveniente de que se requiere un refinamiento intensivo en la región viscosa, lo que incrementa considerablemente el recurso computacional. En la Figura 3-8 se presenta de forma esquemática los tipos de enfoques utilizados para resolver la región viscosa [41].

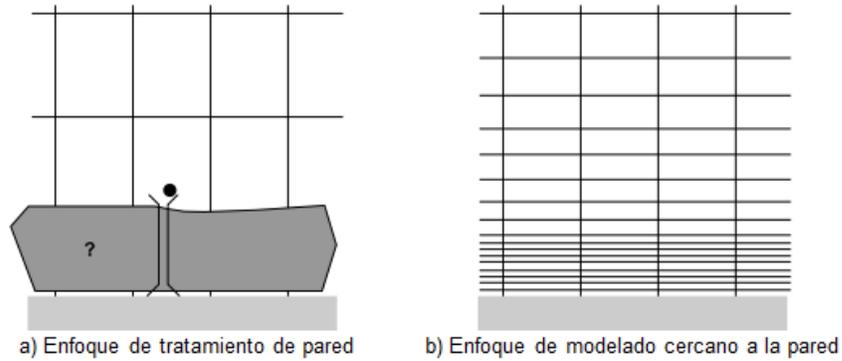


Figura 3-8. Tipos de enfoques utilizados para resolver la capa viscosa cercana a la pared.

Tomando en consideración la forma en que funcionan los modelos de turbulencia descritos anteriormente se decide utilizar en el presente trabajo el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ en su variante realizable, en conjunto con el tratamiento de pared mejorado que permite resolver la subcapa viscosa por medio del enfoque de tratamiento de pared, con la restricción de que el primer elemento adyacente a la zona de la pared del sólido debe estar localizado a una distancia correspondiente a $y^+ \approx 1$.

Para utilizar el modelo de turbulencia $k - \epsilon$ se requieren de especificar ciertos valores que se requieren para el cálculo de las ecuaciones correspondientes, el software permite escoger que valores son los que el usuario desea especificar. Por lo que se decide especificar la intensidad de turbulencia y el diámetro hidráulico. La intensidad de turbulencia se define como la relación entre la media cuadrática de las fluctuaciones de velocidad y la velocidad promedio de flujo, para flujo interno en [41] se presenta la ecuación (3-5) para su cálculo.

$$I = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (3-5)$$

Para calcular el número de Reynolds se define la velocidad máxima (correspondiente al área de flujo mínimo) como velocidad característica y el diámetro exterior de tubo como longitud característica por medio de la ecuación (3-6).

$$Re = \frac{\rho \vec{V}_{max} t_d}{\mu} \quad (3-6)$$

Para el cálculo de la velocidad máxima se utiliza la ecuación (3-7) presentada en [75] y para determinar el diámetro hidráulico se utiliza la ecuación (3-8) propuesta por [76]. Tanto la ecuación (3-7) como la ecuación (3-8) son derivadas de la geometría de un intercambiador de tipo tubo y aletas planas con tubos desfasados.

$$\vec{V}_{max} = \vec{V} \cdot \left(\frac{F_H \cdot F_p}{F_H \cdot F_p - t_D \cdot F_p - F_t (F_H - t_D)} \right) \quad (3-7)$$

$$D_h = \frac{4(F_p - F_t)(F_H - t_d)F_L}{2 \left(F_L F_H - \frac{\pi t_D^2}{4} \right) + \pi t_D (F_p - F_t)} \quad (3-8)$$

3.2.4.3 Modelo de transporte de especies

El modelo de transporte de especies se utiliza cuando se desea realizar un estudio que corresponde a la mezcla y transporte de especies químicas por medio de la resolución de la ecuación de conservación de especies. Cuando se utiliza este modelo se predice la fracción masa local para cada especie presente en la mezcla. La ecuación de conservación de especies será resuelta para $n - 1$ especies, donde n es el número total de especies químicas presentes en la mezcla. Ya que la suma de las fracciones másicas de la mezcla debe ser la unidad, el n componente de la mezcla se obtiene al aplicar la ecuación (3-9).

$$Y_n = 1 - Y_{n-1} \quad (3-9)$$

Para la aplicación de este modelo no se requieren de parámetros adicionales a la especificación de las especies químicas presentes en la mezcla. Se recomienda que para minimizar errores la especie n sea el componente con mayor fracción masa en la mezcla.

3.2.5 Materiales y propiedades físicas y de transporte

Para determinar las propiedades termofísicas y de transporte que serán usadas en el estudio se considera que las zonas con cuerpos sólidos cuentan con propiedades constantes. Los materiales correspondientes a los cuerpos sólidos asignados en el dominio computacional son aluminio para la zona de la aleta y cobre para la zona de los tubos, y los valores de sus propiedades se obtuvieron de la librería con la que cuenta el software ANSYS Fluent como se muestra en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2. Propiedades de materiales sólidos.

Propiedad	Aluminio	Cobre
Densidad $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$	2719	8978
Conductividad térmica $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$	202.4	387.6
Cp $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$	871	381

Para la zona de aire húmedo se toma en consideración que el fluido es una mezcla de gases ideales de aire seco y vapor de agua, y para determinar el valor de una propiedad en la mezcla como tal, se realiza una ponderación de la fracción másica de cada componente de la mezcla con su respectiva propiedad, utilizando la ecuación (2-36).

$$\varphi_{Mezcla} = \sum_{i=1}^n Y_i \cdot \varphi_i \quad (3-10)$$

Las propiedades de transporte para el aire seco y el vapor de agua se calculan mediante correlaciones en función de la temperatura en Kelvin, presentadas en [77], a excepción del Cp que se toman valores constantes ya que su variación con la temperatura muestra un error insignificante menor al 1% [11]. Las

propiedades termofísicas y de transporte utilizadas para el aire seco y vapor de agua se presentan en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3. Propiedades de fluidos.

Propiedad	Aire seco	Vapor de agua
Densidad $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$360.3 \cdot T^{-1.004}$	$285.63 \cdot T^{-1.044}$
Conductividad térmica $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$	$7.3419 \times 10^{-5} \times T + 0.0041374$	$6.3803 \times 10^{-5} \times T - 3.3557 \times 10^{-5}$
Viscosidad dinámica $(Pa \cdot s)$	$4.9729 \times 10^{-8} \cdot T + 3.6481 \times 10^{-6}$	$3.4043 \times 10^{-8} \cdot T - 3.895 \times 10^{-7}$
Cp $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$	1005	1872

Por último se especifica el coeficiente de difusión del vapor de agua en aire seco según la formula empírica propuesta en [78], como se muestra en la ecuación (3-11), tomando el valor de presión en atmósferas.

$$D_{H_2O-air} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \left(\frac{m^2}{s}\right), \quad 280 K < T < 450 K \quad (3-11)$$

3.2.6 Condiciones de frontera

Los problemas CFD están definidos en términos de condiciones iniciales y de frontera, ya que en conjunto con las ecuaciones de conservación se construye un modelo matemático que describe las condiciones del flujo de fluido. La especificación de condiciones iniciales se requiere solamente cuando se realiza un estudio que involucre el término transitorio de las ecuaciones de gobierno. Debido a que el presente trabajo se considera en estado estacionario se requerirá solamente de la especificación de las condiciones de frontera que mejor describan cada zona del dominio computacional.

3.2.6.1 Zona de fluido

Para las condiciones de frontera correspondientes a la zona de aire, se toma en consideración que se creó el dominio computacional tomando como base el patrón de repetición que presenta la aleta y los tubos. Para representar un patrón de repetición se utiliza la condición de frontera denominada periódica o cíclica, y su forma matemática se expresa por medio de la ecuación (3-12). Este tipo de condición de frontera resuelve el campo de la variable dependiente sobre un plano y replica los valores obtenidos para cierto plano que se asigne como frontera periódica, y tiene como condición que la malla debe ser la misma para los planos seleccionados. Se puede aplicar este tipo de condición de frontera de forma traslacional o rotacional. Debido a que la zona de aire es geoméricamente un cuerpo cubico se asignan condiciones periódicas traslacionales a las paredes laterales, superior e inferior.

$$\varphi_1 = \varphi_2 \quad (3-12)$$

Para establecer la trayectoria que seguirá el fluido dentro del dominio computacional se especifican las zonas de entrada y salida del mismo. Para la elección de las condiciones de frontera en estas zonas se consideran los datos con los que se cuenta para realizar el estudio. Por lo que a la zona de entrada se especifican valores de velocidad, temperatura y fracción masa constantes. Debido a que la velocidad es una propiedad vectorial, se requiere de su magnitud y dirección para ser definida. Considerando esto se asume una dirección normal a la zona de entrada. Para definir la condición de frontera correspondiente a la zona de salida del dominio computacional se asume que el aire sale del evaporador a presión atmosférica, de este modo se establece un valor de presión manométrica de cero en esta zona. De esta forma el software calculará una caída de presión que corresponderá a la requerida para que se cumpla la velocidad establecida en la zona de entrada del fluido. Una vez definido lo anterior, las condiciones de frontera establecidas para el presente estudio quedan definidas por medio de la ecuación (3-13) para las zonas de

entrada y salida del fluido. Es importante mencionar que cuando se presenta flujo turbulento los datos requeridos para el cálculo de un modelo de turbulencia tales como la intensidad de turbulencia, diámetro hidráulico o longitud característica, se especifican también en estas zonas.

$$\varphi = \text{constante} \quad (3-13)$$

3.2.6.2 Zonas de cuerpos sólidos

Las zonas de cuerpos sólidos están en contacto directo con la zona de fluido por medio de sus paredes externas. Es en estas paredes donde se requiere especificar las condiciones de frontera adecuadas para describir el comportamiento del fluido. Para describir correctamente el intercambio de calor que se presenta entre las zonas de fluido y sólidos se asigna a las paredes externas de la aleta y tubo la condición de frontera de acoplamiento, misma que considera un flujo de calor constante. Para describir el efecto del transporte de cantidad de movimiento se utiliza la condición de no deslizamiento, en donde el fluido adquiere una velocidad relativa de cero cuando entra en contacto con las paredes sólidas. Por último, para describir el efecto de condensación se aplica un valor de fracción másica de vapor de agua por medio de una UDF, misma que se explicará en la sección 3.3. Para la zona correspondiente a la pared interior de los tubos se asigna un valor de temperatura constante para representar la circulación de refrigerante que idealmente se encuentra cambiando de fase. De este modo se logra resolver la transferencia de calor por conducción que ocurre en la pared del tubo y la aleta. La representación matemática de las condiciones de frontera utilizadas para describir las zonas de cuerpos sólidos se presenta en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4. Condiciones de frontera aplicadas a cuerpos sólidos.

Condición de frontera	Representación matemática
No deslizamiento (Pared externa de tubos y aleta)	$\vec{V} = 0$
Pared acoplada (Pared externa de tubos y aleta)	$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h\Delta T$
Fracción masa de vapor de agua (Pared externa de tubos y aleta)	$Y_{H_2O} = F(UDF)$
Temperatura constante (Pared interior de tubos)	$T = constante$

3.3 Uso de UDF

De los modelos físicos proporcionados por ANSYS Fluent se cuenta con el modelo *Eulerian Wall Film*, el cual puede ser usado para predecir la creación y flujo de películas líquidas delgadas sobre la superficie de paredes sólidas. Sin embargo este modelo solo puede ser utilizado cuando la película líquida está compuesta de un solo material y la fase secundaria que interactúa con la película de líquido no es una mezcla de varios componentes [41].

Debido a la limitante que se cuenta en cuanto a modelos de condensación dentro del software, el proceso de condensación en el flujo y distribución de especies para una mezcla de aire seco y vapor de agua, se incorpora a los cálculos una función definida por el usuario (UDF por sus siglas en inglés), aplicando la teoría de transferencia de masa sobre las paredes externas de los cuerpos sólidos. Una UDF es una función escrita en lenguaje de programación C que puede ser cargada dinámicamente al procesador de ANSYS Fluent para agregar o modificar sus características estándar. Por medio de una UDF es posible personalizar condiciones de frontera, propiedades de materiales, reacciones volumétricas y de superficie, términos fuente en las ecuaciones de

transporte, mejorar el post procesamiento entre otras cosas. Los archivos C generados pueden contener múltiples UDF. Aunque la forma de programación está basada en lenguaje C, se deben utilizar subrutinas proporcionadas por el software para acceder o modificar los datos del procesador. Los archivos generados pueden ser cargados al procesador del software de dos formas, de manera interpretada o compilada. La diferencia entre la forma de cargar el archivo básicamente es que de manera interpretada solo se puede acceder a una cantidad limitada de subrutinas mientras que de forma compilada se accede a todas las subrutinas y es posible utilizar procesamiento de forma paralela. Para compilar un archivo C se requieren dos pasos principales, compilar el archivo para generar una librería y después cargarla al procesador del software, por lo que para agregar una UDF de manera compilada se requiere de un software adicional que sea capaz de compilar el archivo creado. En el presente trabajo se realiza una UDF y se carga al procesador de ANSYS Fluent de manera compilada, utilizando el software de carácter gratuito Microsoft Visual Studio Express 2013 para escritorio de Windows.

El efecto de condensación se incluye por medio de la UDF a través de la asignación de una condición de frontera sobre las paredes externas de la aleta y tubos. Se evalúa si se presentan condiciones de condensación comparando la temperatura de la pared con la temperatura del punto de rocío del vapor de agua. Si la temperatura de pared es menor o igual a la temperatura del punto de rocío el valor de fracción másica de vapor de agua adquiere un valor en condiciones de saturación, y si la temperatura de pared es mayor a la temperatura de punto de rocío la fracción másica de vapor de agua adquiere el valor correspondiente de la celda adyacente a la pared. De esta forma se obtiene un perfil de concentración que será resuelto por medio de la ecuación de conservación de especies. En la Figura 3-9 se presenta el algoritmo que sigue la UDF con sus respectivos cálculos psicrométricos.

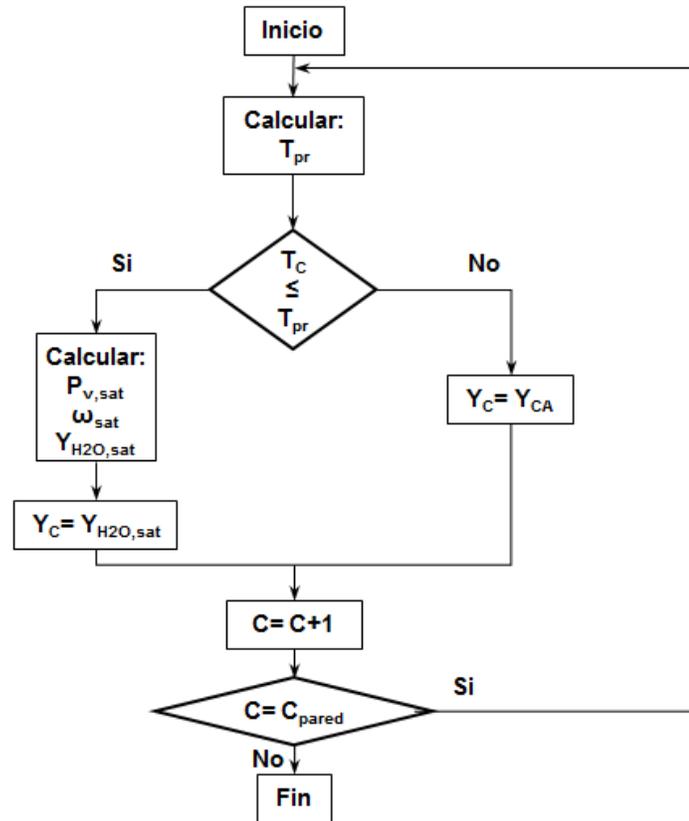


Figura 3-9. Algoritmo utilizado en la UDF para modelar el proceso de condensación.

Es importante mencionar que para determinar las condiciones de saturación del aire se utilizan cálculos psicrométricos, que están basados en la humedad absoluta, mientras que el software utiliza la fracción másica de vapor de agua para resolver la ecuación de conservación de especies. La única diferencia que tienen estos términos es que la humedad absoluta mide el contenido de vapor de agua en relación a la masa de aire seco, y la fracción másica en relación a la masa de la mezcla, por lo que para realizar la conversión de humedad absoluta a fracción másica se utiliza la ecuación (3-14).

$$Y_{H2O} = 1 - \frac{1}{1 + \omega} \quad (3-14)$$

Las consideraciones bajo las cuales el modelo es válido son las siguientes [62]:

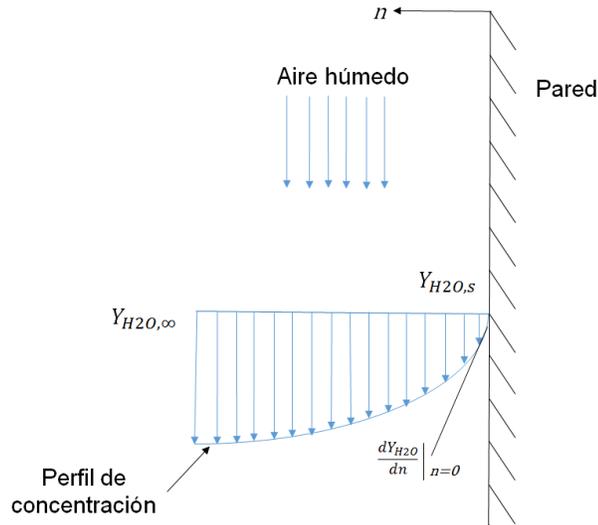
- El fluido utilizado es una mezcla de gases ideales de aire seco y vapor de agua.
- La fase líquida consiste solo de agua
- Se presenta equilibrio termodinámico en la interface líquido-vapor.
- La difusión de vapor de agua controla el flujo de condensado.
- Se considera solo condensación de tipo película.
- Se asume un drenado rápido, haciendo despreciable la resistencia térmica del condensado.

Despreciar la resistencia térmica del condensado generado lleva a que las predicciones sean válidas solo para fracciones másicas de aire relativamente grandes (por arriba de 0.1), y debido a que el aire atmosférico contiene fracciones másicas de aire de alrededor de 0.9 se puede validar esta suposición. Bajo las consideraciones anteriores el proceso de condensación originalmente regido por un modelo multifase se simplifica a un modelo monofásico y multiespecies.

La UDF generada además de incluir las condiciones de frontera que describen el proceso de condensación, también se utiliza para especificar el cambio de las propiedades de los materiales con respecto a la temperatura y el coeficiente de difusión para la ecuación de conservación de especies. El código de la UDF generado se presenta en el apéndice A.

3.4 Interpretación de resultados

Al aplicar la UDF cuando se presentan condiciones de condensación se obtiene un perfil de humedad sobre el volumen de aire dentro del dominio computacional, que puede ser descrito mediante la Figura 3-10.



$$\dot{m}_{H_2O} = -\rho A_s D_{Mezcla} \frac{dY_{H_2O}}{dn} = h_{masa} \rho A_s (Y_{H_2O,\infty} - Y_{H_2O,s})$$

Figura 3-10. Esquema de proceso de transferencia de masa sobre pared de aleta.

Al obtener la distribución de humedad dentro del dominio computacional el flujo de condensado se puede calcular mediante un balance de masa a la entrada y salida del mismo mediante la ecuación (3-15), asumiendo que el flujo de aire seco permanece constante.

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{aireseco} (\omega_{entrada} - \omega_{salida}) \quad (3-15)$$

Conociendo el flujo de condensado el calor latente se puede obtener aplicando la ecuación (3-16).

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}_{condensado} \cdot h_{fg} \quad (3-16)$$

En donde h_{fg} representa la entalpía de cambio de fase. Tomando la temperatura del condensado como la temperatura de la aleta, se puede determinar por medio de la ecuación (3-17) presentada en [79].

$$h_{fg} = C_{12} + C_{13} \cdot T + C_{14} \cdot T^{1.5} + C_{15} \cdot T^{2.5} + C_{16} \cdot T^3 \quad (3-17)$$

Dónde:

$$C_{12} = 2500.304$$

$$C_{13} = -2.2521025$$

$$C_{14} = -0.021465847$$

$$C_{15} = 3.1750136 \times 10^{-4}$$

$$C_{16} = -2.8607959 \times 10^{-5}$$

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados del análisis de la formación de condensado en la geometría de un intercambiador de calor de tipo tubos y aletas continuas, utilizados como evaporadores en sistemas de acondicionamiento de aire. El análisis se realiza resolviendo las ecuaciones de conservación de masa, energía, especies y cantidad de movimiento sobre un volumen de aire húmedo que rodea la superficie de un intercambiador de calor de tipo tubos y aletas continuas utilizando métodos numéricos con ayuda del software comercial ANSYS Fluent v.18. El modelo numérico se valida observando la tasa de condensado en la operación de un equipo de 1.5 toneladas de refrigeración bajo diferentes condiciones de temperatura, velocidad y humedad relativa. Los resultados de las simulaciones permiten la evaluación de condiciones específicas y geometrías complejas. Los resultados se muestran como tasa de condensado y fracción masa sobre la superficie del intercambiador de calor.

4.1 Esquema para la adquisición de datos

El sistema de acondicionamiento de aire analizado es de tipo dividido y funciona con tecnología *inverter*. Puede operar con tres velocidades de ventilación en modo de calentamiento o enfriamiento. Cuenta con un SEER de 16 BTU/W y una capacidad de 1.5 toneladas de refrigeración. Debido a que el compresor es de tecnología de velocidad variable, el sistema es capaz de operar con un consumo de potencia menor una vez que se alcanza la temperatura de operación. La evaluación de la tasa de condensado, energía consumida y transferencia de calor se realizan por medio de adquisición de datos con equipo de la marca National Instruments con una frecuencia de muestreo de 10 segundos. La tasa de condensado se determina mediante el peso del condensado que se acumula y registra en una balanza. Las condiciones del aire se determinan por la temperatura de bulbo seco y húmedo a la entrada y salida del evaporador utilizando detectores de temperatura resistivos, además de la velocidad utilizando un anemómetro. Finalmente la potencia consumida por el equipo se determina por lecturas de voltaje y corriente eléctrica, en el suministro de electricidad. En la Figura 4-1 se muestra un diagrama esquemático de la localización de los instrumentos de medición. Para determinar la repetitividad de los datos se realizó la recolección de los mismos en al menos tres ocasiones para cada caso, tomando como base las velocidades de operación del equipo y la temperatura de operación definida por el usuario, ya que son los parámetros que se tiene posibilidad de variar.

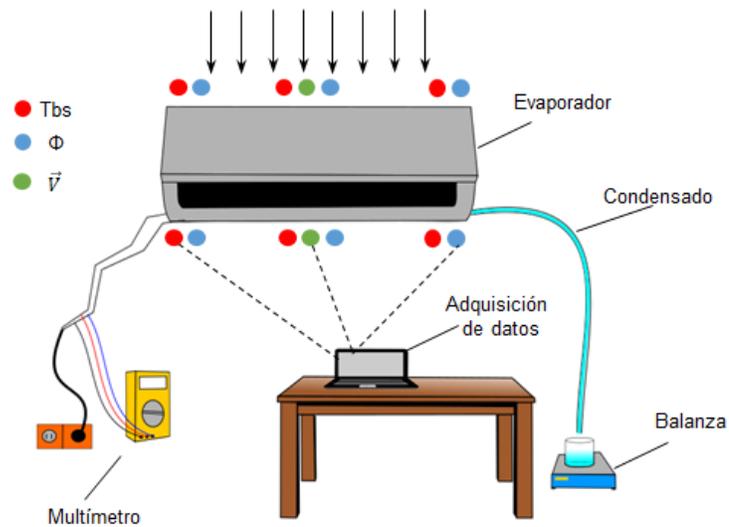


Figura 4-1. Esquema de la localización de instrumentos para la adquisición de datos.

4.2 Operación del sistema de acondicionamiento de aire

Bajo condiciones de clima cálido, el sistema de acondicionamiento de aire residencial analizado puede operar bajo tres velocidades de flujo de aire y un rango de temperatura de confort entre 20 a 30 °C la cual se establece por el operador. La condición de temperatura ambiente (en la cual se encuentra el condensador en donde se rechaza el calor proveniente del espacio acondicionado) y la humedad relativa del aire (que determina la cantidad de agua que se condensa del aire), en conjunto establecen la potencia que se debe suministrar al sistema para el acondicionamiento del espacio. Para una misma velocidad y temperatura de operación, a medida que aumente la temperatura ambiente y la humedad relativa, se incrementará la potencia eléctrica necesaria para lograr las condiciones deseadas.

Debido a que el sistema de acondicionamiento de aire opera con condiciones de velocidad predefinidas de fábrica, se registran los datos de velocidad a la entrada del evaporador durante un tiempo de operación para las tres velocidades establecidas por el fabricante del equipo, que en promedio se determinaron valores de 0.76, 1 y 1.3 m/s como se observa en la Figura 4-2, durante una operación de al menos 30 minutos para cada operación.

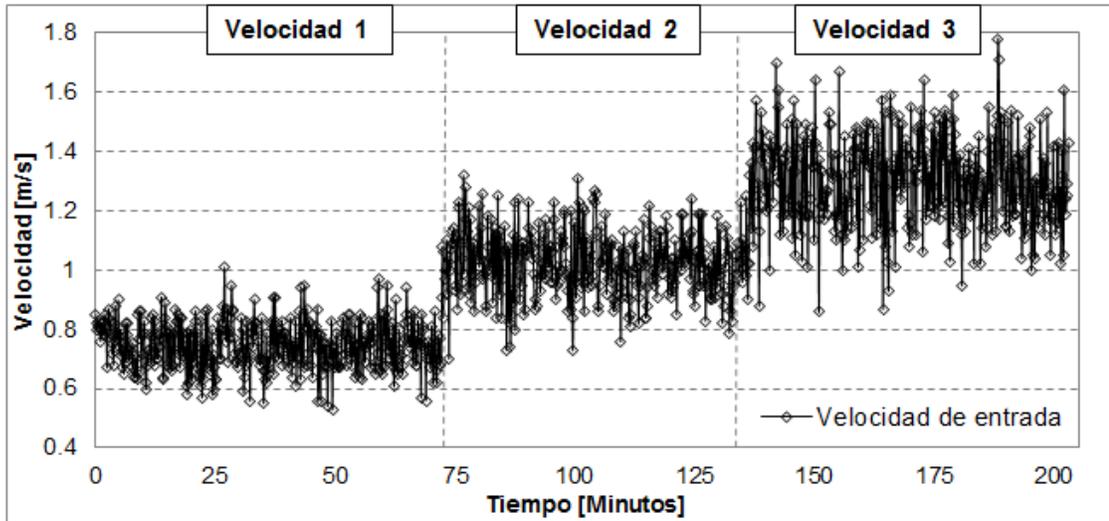


Figura 4-2. Datos de velocidad de operación a la entrada de evaporador.

A partir de la información de las propiedades del aire a la entrada y salida del evaporador, se determina la carga térmica sensible y latente debido a la diferencia de temperaturas y humedades absolutas. La carga térmica total en relación a la potencia eléctrica determina la eficiencia del sistema en forma general. En la Figura 4-3 se muestra la potencia eléctrica consumida por el sistema y el calor transferido utilizado para reducir la temperatura del aire, el cual se compone de calor sensible debido a la reducción de temperatura del aire y calor latente debido a la energía utilizada para condensar el vapor de agua presente en el aire. La evaluación se realiza bajo una temperatura de operación de 25 °C y velocidad de entrada de 1.3 m/s durante un periodo de operación de alrededor de 35 minutos. La temperatura de bulbo seco del medio ambiente de 33 °C con una humedad relativa del 78%.

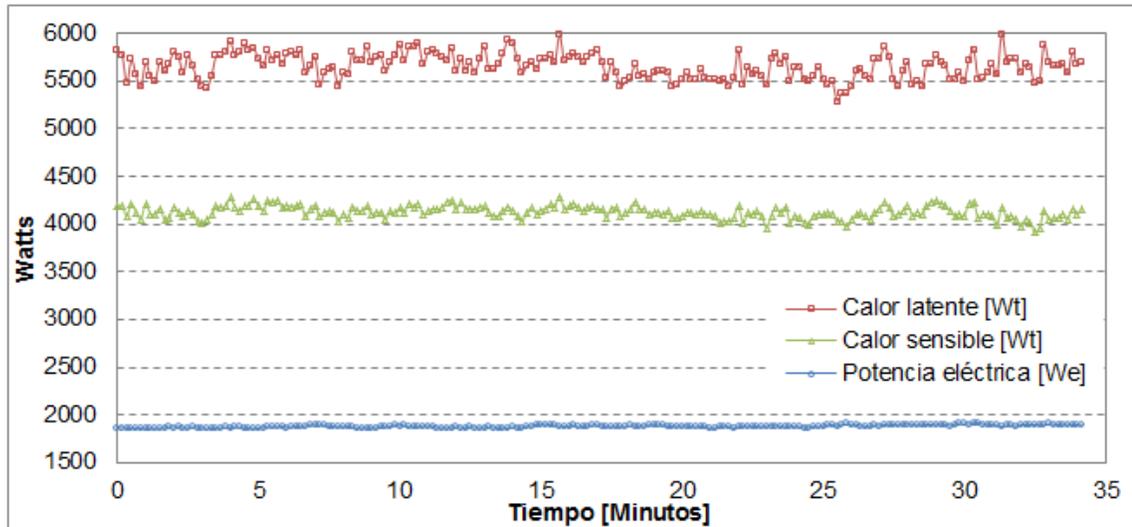


Figura 4-3. Potencia eléctrica y calor transferido en el sistema bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.

Se observa que el impacto del calor latente debido a la condensación del vapor de agua se mantiene por encima del calor sensible durante el tiempo de recolección de datos. Bajo estas condiciones se determina una relación de eficiencia energética de 5.25, en donde el calor latente representa el 57% del calor total retirado. La cantidad de agua obtenida debido a la condensación durante el tiempo de operación es considerable, llegando a producirse 1,893 gramos de agua en 34 minutos como se muestra en la Figura 4-4. Esta cantidad de agua generada representa un flujo de condensado promedio de 54 g/min.

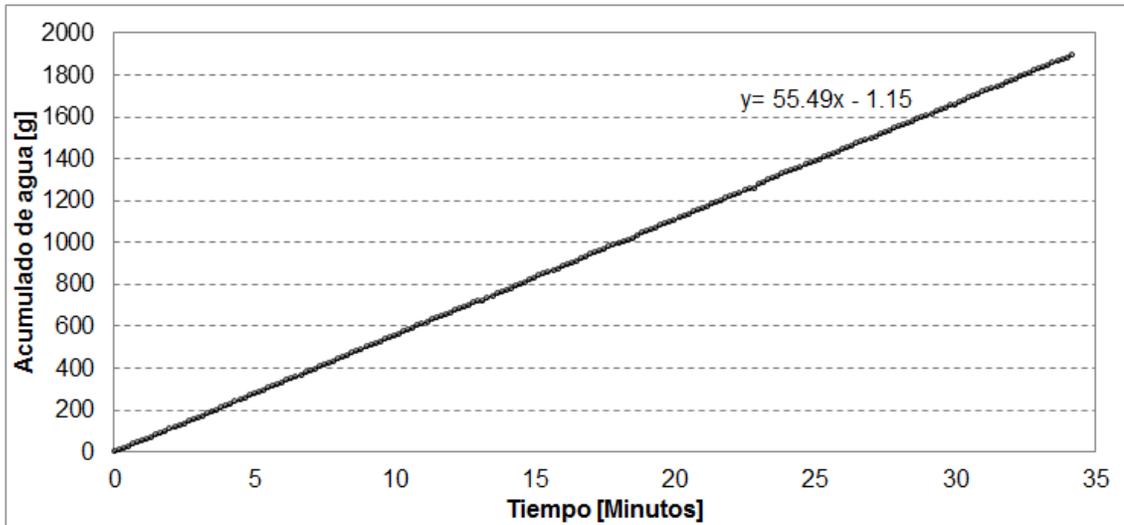


Figura 4-4. Condensado bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.

Es importante mencionar que la temperatura de la superficie del evaporador no presentó variaciones significativas durante el tiempo de recolección de datos para las condiciones mencionadas anteriormente, como se muestra en la Figura 4-5. Por lo que se puede asumir una temperatura constante en la superficie del evaporador cuando se mantiene una temperatura constante de entrada al mismo.

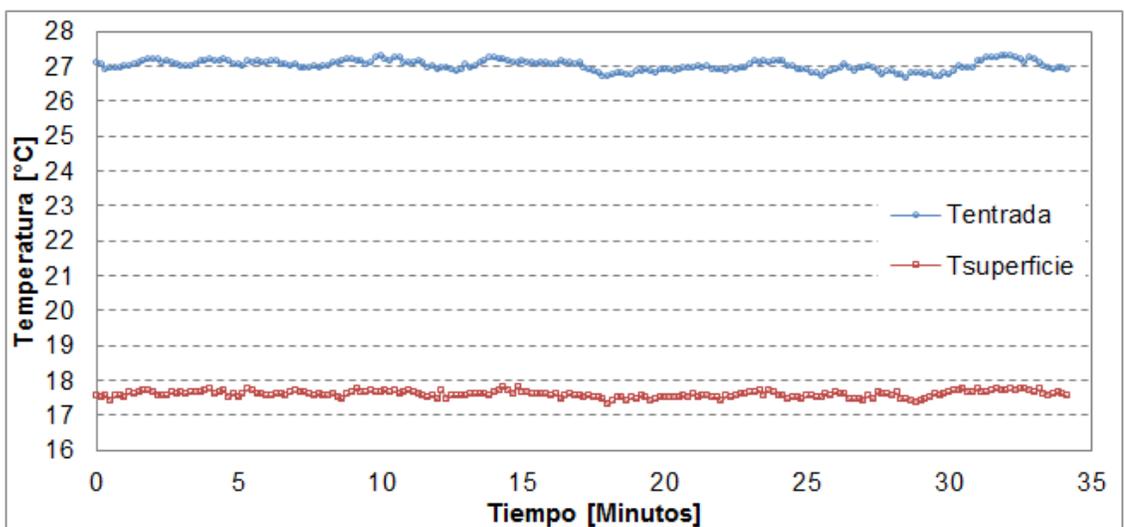


Figura 4-5. Temperatura de entrada y superficie del evaporador bajo una temperatura de operación de 25 °C y 1.3 m/s de velocidad a la entrada del evaporador.

4.2.1 Análisis del condensado generado

Con el propósito de determinar la cantidad de condensado bajo diferentes condiciones de operación, se realiza una recolección de datos en el evaporador a las temperaturas de operación de 20, 25 y 30 °C, bajo las tres condiciones de velocidad. Para la temperatura de operación de 30 °C y con la velocidad más baja, no se observó formación de condensado, por lo que no se realizan observaciones posteriores bajo esta temperatura. La determinación de la formación de condensado se realiza a partir del flujo de condensado que se acumula mediante un registro de peso en una balanza. Para cada combinación de temperatura y velocidad de operación se realizan dos repeticiones adicionales para asegurar la repetitividad de los datos. En la Tabla 4-1 se presentan las diferencias entre los valores del flujo de condensado de cada repetición para cada caso en la recolección de datos.

Tabla 4-1. Diferencia entre valores de flujo de condensado para cada repetición en cada caso.

Caso	Repetición 2	Repetición 3
T 20 °C – V1	1%	-0.63%
T 20 °C – V2	-0.98%	-2.48%
T 20 °C – V3	-0.5%	-0.19%
T 25 °C – V1	0.02%	2.99%
T 25 °C – V2	-2.35%	-3.89%
T 25 °C – V3	-1%	-1.79%

En general no se aprecia una variación considerable en el flujo de condensado al cambiar las condiciones de operación de temperatura y velocidad, como se puede observar en la Figura 4-6.

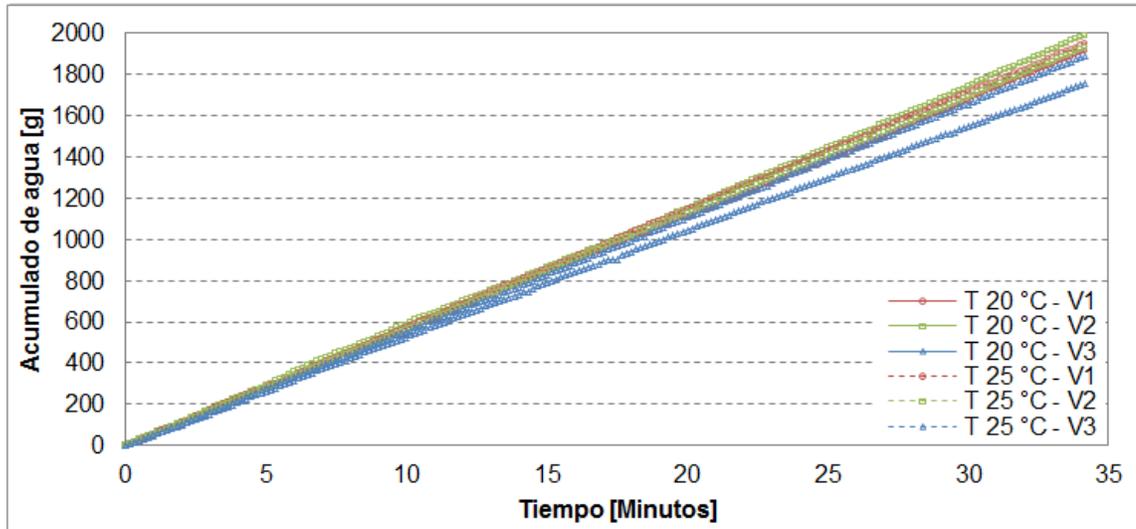


Figura 4-6. Condensado generado bajo diferentes condiciones de operación.

La poca variación que presenta el flujo de condensado se puede atribuir a que las condiciones de operación se mantienen dentro de un rango cercano durante la recolección de datos, como se observa en la Tabla 4-2. A mayor velocidad se aumenta la cantidad de aire que entra en contacto con la superficie fría, la temperatura de superficie define la cantidad de vapor de agua en condiciones de saturación y la temperatura del aire establece la cantidad de vapor de agua presente. Para determinar la variable más sensible en la formación de condensado, se realiza una simulación numérica que permite evaluar la formación de condensado no solo en rangos más amplios, sino también en otras geometrías.

Tabla 4-2. Datos recolectados en evaporador bajo diferentes condiciones de operación.

T operación [°C]	Velocidad [m/s]	T entrada [°C]	Humedad relativa [%]	T superficie [°C]	Flujo de condensado [g/min]
20	0.76	26.00	71.02	15.90	51.54
	1.02	26.89	69.37	16.39	57.76
	1.31	26.41	67.46	16.66	52.48
25	0.76	27.49	66.48	15.41	56.85
	1.02	26.55	69.18	16.41	56.40
	1.31	27.01	68.99	17.58	54.10
30	0.76	28.26	71.63	23.60	0

4.3 Simulación numérica

En esta sección se presentan los resultados obtenidos de los diferentes pasos que implica un estudio mediante simulación numérica computacional. Para la evaluación del flujo de condensado, se realizan simulaciones empleando una función definida por el usuario (UDF) como se describe en la sección 3.3. Con esto se incluye el efecto de la formación de condensado en la superficie de un intercambiador de calor de tipo tubo y aletas continuas. Las simulaciones correspondientes se realizan en una Workstation Dell Precision T5610 con procesador Intel® Xeon® CPU ES-2630 v2 de 2.6 GHz y 8 GB de memoria RAM, con una duración aproximada de dos horas.

4.3.1 Generación de dominio computacional

Se genera el dominio computacional para realizar el estudio con base a las medidas geométricas del evaporador de un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido. El evaporador se compone de cuatro circuitos en donde se distribuye el refrigerante. Cada sección del evaporador tiene 12 pasos de tubos distribuidos en forma desfasada. La superficie secundaria

consta de placas continuas de aluminio mecánicamente adheridas. En la Tabla 4-3 se especifican las dimensiones geométricas del evaporador.

Tabla 4-3. Dimensiones geométricas de evaporador utilizado para crear dominio computacional.

Parámetro geométrico	Dimensión
Espesor de aleta (F_t)	0.1524 mm
Longitud de aleta (F_L)	12.7 mm
Altura aleta (F_H)	19.05 mm
Densidad de aleta (F_p)	748 aletas/m
Separación de aletas(F_p)	1.2 mm
Diámetro de tubo (t_D)	7.94 mm
Longitud de tubo por paso	704.85 mm
Número de tubos	36
Alineación de tubos	Desfasados

Se toma como volumen de control una región capaz de representar la geometría total mediante fronteras periódicas. Se compone de dos aletas y dos hileras de tubos con arreglo desfasado en la dirección del fluido, como se muestra en la Figura 4-7. Además de las dimensiones geométricas del evaporador, se le agrega al dominio computacional regiones de fluido que representan la entrada y salida del aire que entra en contacto con la aleta y tubo. Estas regiones de fluido se utilizan para obtener estabilidad en las soluciones y evitar oscilaciones en el dominio del fluido.

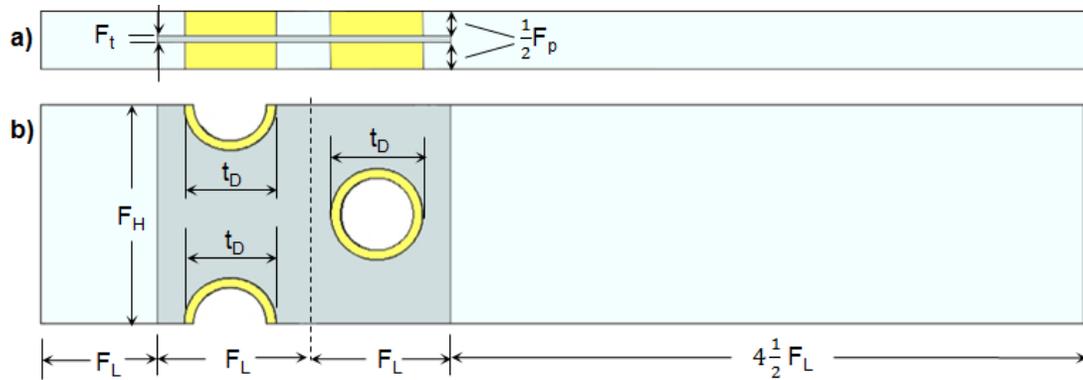


Figura 4-7. Vistas del dominio computacional generado: a) Vista superior y b) Vista frontal

4.3.2 Generación de malla

Para obtener una mejor precisión en los resultados se busca realizar una malla compuesta de elementos hexaédricos, a la cual se le denomina comúnmente como malla estructurada. El dominio computacional tiene una forma global de un prisma rectangular, por lo que se puede realizar una malla estructurada si se dividen las zonas alrededor de los tubos de tal manera que las divisiones encajen con las paredes del prisma. La malla generada se compone de 459,000 elementos hexaédricos en su totalidad. Las zonas de los tubos, y el aire a la entrada y salida del dominio computacional se pueden describir en elementos hexaédricos sin asimetría, pero debido a la geometría rectangular que presenta la aleta, la malla presenta una distorsión en las esquinas de la misma, en donde se registran los elementos con mayor asimetría, alcanzando un valor de 0.63 como se muestra en Figura 4-8. Este valor se encuentra dentro del rango aceptado de calidad y solo se presenta en una pequeña parte de la malla.

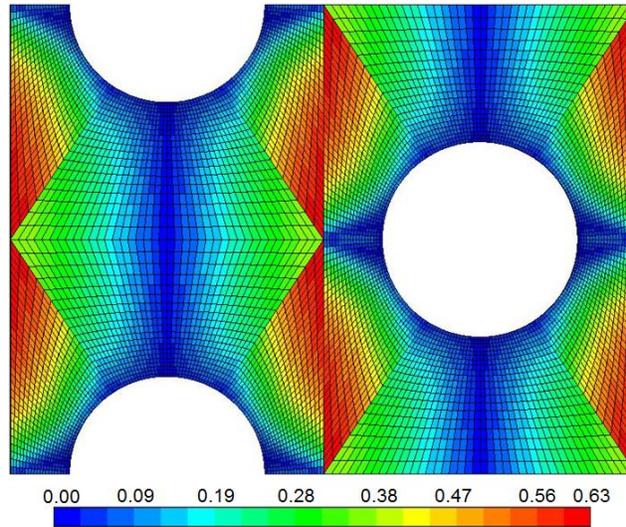


Figura 4-8. Valores de asimetría para la malla en la zona de la aleta.

4.3.3 Condiciones de frontera

El dominio computacional se compone de tres zonas: 1) aleta, 2) tubos y 3) el volumen de aire húmedo. Para cada zona se utilizan condiciones de frontera diferentes las cuales en conjunto definirán el fenómeno físico a estudiar.

La zona de aire es la más abundante del dominio computacional, y debido al patrón de repetición que se presenta en la geometría del intercambiador de calor analizado se utilizan condiciones periódicas para las caras exteriores laterales, superior e inferior de la zona de aire. Además, para especificar la trayectoria que seguirá el fluido se utilizan las condiciones de velocidad de entrada y presión de salida, como se muestra en la Figura 4-9.

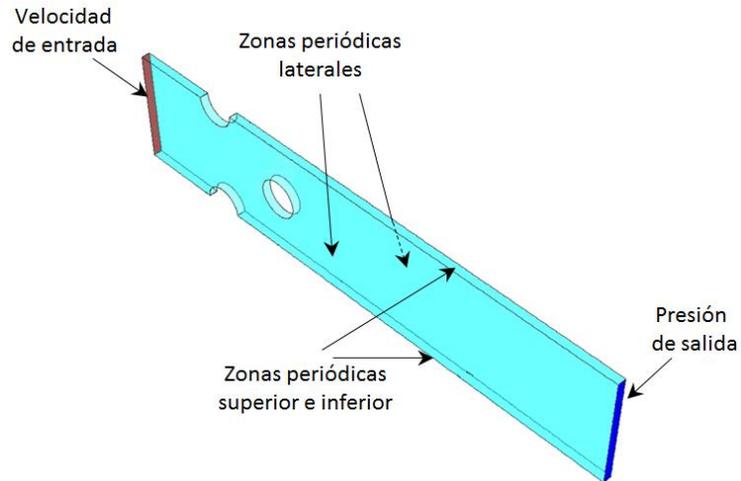


Figura 4-9. Condiciones de frontera utilizadas para la zona de aire en el dominio computacional.

Las zonas de la aleta y tubo se describen en general como paredes sólidas impermeables en donde se efectúa el transporte de calor, momentum y especies con la zona de aire. Para estas dos zonas se utiliza la condición de no deslizamiento en sus paredes para resolver los efectos hidrodinámicos tales como caída de presión y formación de capa límite con la zona de fluido. Se utiliza la condición de frontera de paredes acopladas sobre la misma para resolver el efecto de intercambio de calor. Esta condición supone la igualdad entre el calor disipado por convección desde el fluido y el absorbido por conducción por las paredes de la aleta y tubos. Se utiliza la UDF para asignar una fracción másica de vapor de agua en condiciones de saturación en las paredes de las zonas de la aleta y tubos, con lo que se generará un gradiente de concentración en la zona de fluido que permitirá representar el proceso de condensación. En la Figura 4-10 se muestran las condiciones de frontera asignadas para zona de la aleta.

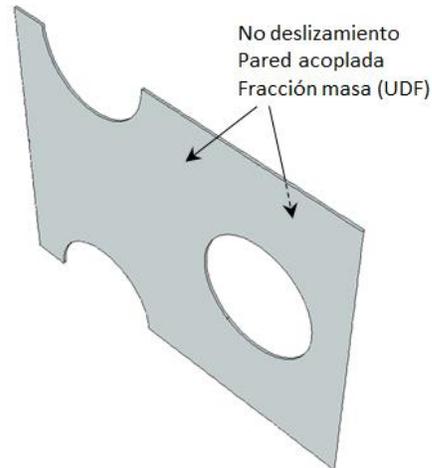


Figura 4-10. Condiciones de frontera asignadas para la zona de la aleta.

Finalmente se asigna una condición de temperatura constante en la pared interior de los tubos para resolver el correspondiente intercambio de calor con las zonas de aire y aleta. A la unión entre la aleta y los tubos se les asigna la condición de pared acoplada, que implica una transferencia de calor por conducción entre elementos que están en contacto. En la Figura 4-11 se presentan las condiciones de frontera asignadas para la zona de los tubos.

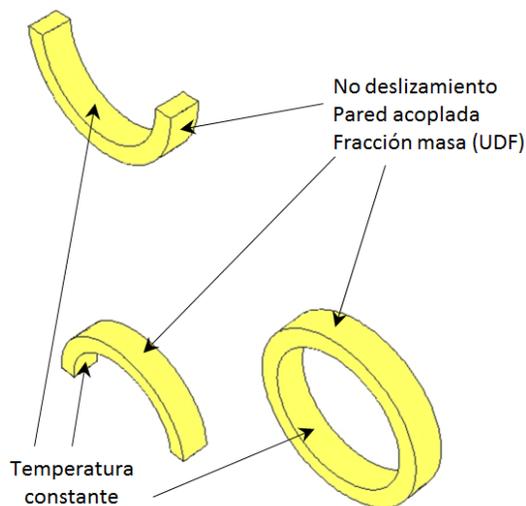


Figura 4-11. Condiciones de frontera asignadas para la zona de los tubos.

De esta manera quedan definidas por completo las condiciones de frontera que describirán la generación de condensación en la geometría de un intercambiador de tipo tubo y aletas continuas. Cabe mencionar que para el cálculo de valores adicionales requeridos para asignar condiciones de frontera tales como la velocidad de entrada para la zona de aire se utilizan las ecuaciones presentadas en el capítulo 3.

4.4 Análisis de independencia de malla

Debido a que la descripción del problema se realiza mediante la solución de las ecuaciones de gobierno en cada uno de los volúmenes de control que se generan realizando la malla, la solución obtenida siempre es aproximada. Por lo que a mayor número de elementos el tiempo y demanda de cómputo aumenta de manera importante. Por lo que es de gran interés encontrar un balance entre el tamaño de malla y la precisión de los resultados. Actualmente no existe una manera formal de estimar los errores introducidos en una simulación por el diseño inadecuado de una malla. La única manera de eliminar o despreciar los errores debidos a un mal refinamiento en una malla es realizar un análisis de independencia de malla. El cual consiste en la generación de una malla con volúmenes de control grandes y la obtención de los resultados de interés. Posteriormente se realiza otra malla con volúmenes de control más pequeños que la malla inicial y se comparan los resultados, bajo el mismo método y condiciones de solución. Este proceso se repite hasta que los resultados obtenidos en las simulaciones para las diferentes mallas generadas no presenten una variación significativa entre ellos. En este punto se dice que los resultados son independientes del tamaño de la malla.

El análisis de independencia de malla se basa en el valor de la fracción másica de vapor de agua a la salida del dominio computacional. En la Figura 4-12 se presenta el análisis de independencia de malla, el cual se realiza reduciendo el tamaño de los elementos de la malla comprendida en la zona de fluido. El estudio se realiza bajo la condición de la velocidad de 1.3 m/s, y asegurando que el primer elemento adyacente a la aleta esté a una distancia correspondiente al valor de $y^+ \approx 1$. Se determina que a partir de 459, 000 elementos no se tendrán variaciones significativas en los resultados. Cabe señalar que un refinamiento en el tamaño de los volúmenes de control correspondientes a las zonas de cuerpos sólidos no presenta diferencia en los resultados.

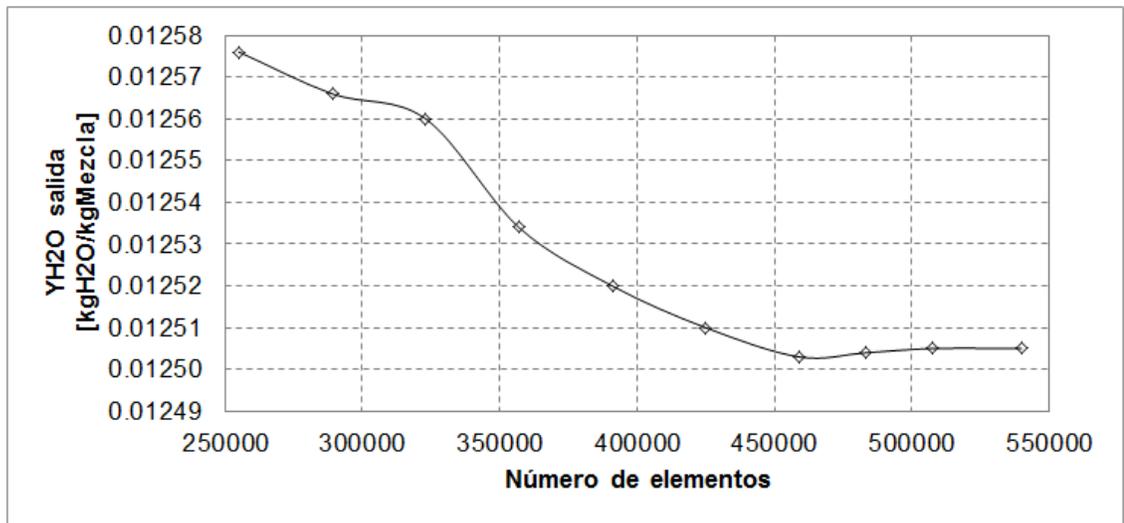


Figura 4-12. Análisis de independencia de malla.

4.5 Validación

Debido a que los trabajos relacionados al cambio de fase utilizando CFD con software comercial son limitados y requieren del uso de una función definida por el usuario, es necesario validar la misma así como su implementación en la geometría de estudio con modelos presentados en la literatura y con los datos observados en la tasa de condensado presentados en la sección 4.2.1.

4.5.1 Validación de la UDF

Inicialmente, se reproducen los resultados del trabajo presentado en [61]. En el caso de estudio se analiza la condensación de vapor de agua presente en aire húmedo al pasar entre dos placas paralelas de aluminio a una velocidad de 1 m/s, como se muestra en la Figura 4-13.

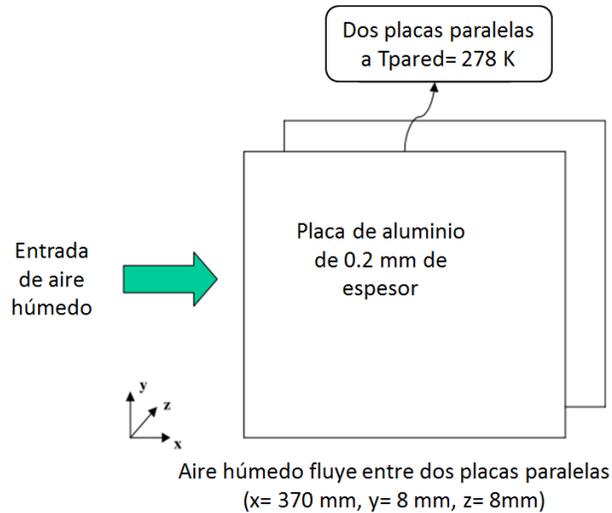


Figura 4-13. Caso de estudio utilizado para validar modelos físicos y ecuaciones matemáticas implementadas en la UDF.

Los resultados presentados por el autor y la comparación con los resultados obtenidos por la simulación de este trabajo utilizando una UDF, no exceden del 6% como se puede observar en la Figura 4-14. Lo que indica que la UDF utilizada para determinar el flujo de condensado es adecuada para reproducir los datos observados en el rango de hasta $25 \frac{g_{H_2O}}{kg_{Mezcla}}$ sobre placas planas, lo que brinda cierto grado de confianza para ser aplicada en otra geometría de estudio.

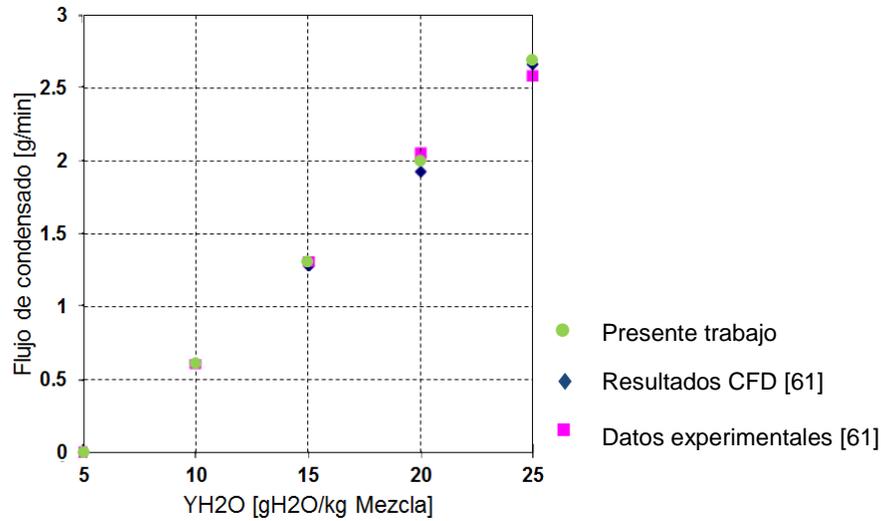


Figura 4-14. Resultados obtenidos al reproducir caso de estudio.

4.5.2 Validación de resultados

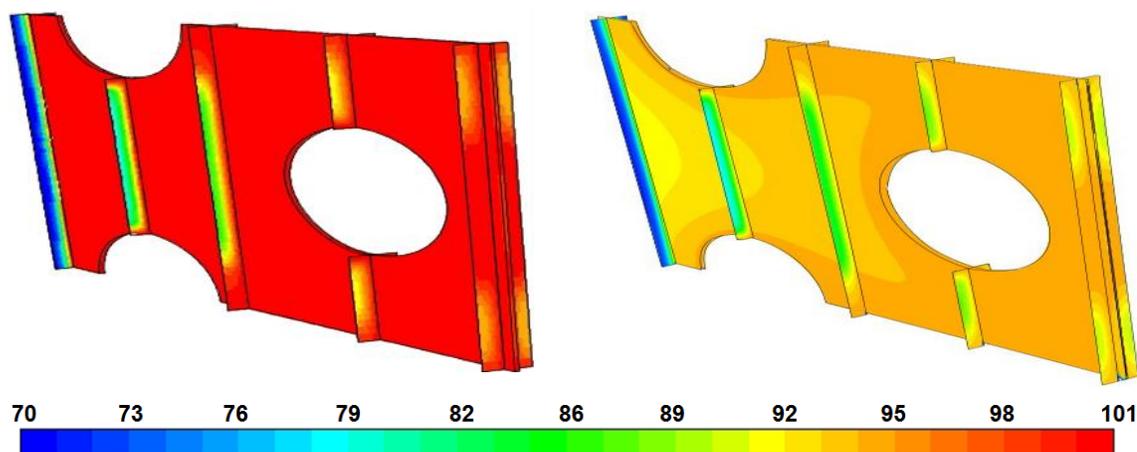
Para validar las simulaciones sobre la formación de condensado en la geometría de un evaporador de tipo tubo y aletas planas continuas bajo diferentes condiciones de operación se utilizan los datos presentados en la sección 4.2.1. Se comparan los datos de flujo de condensado observado bajo las temperaturas de operación de 20 y 25 °C con las tres velocidades de operación.

En la Tabla 4-4 se presentan los resultados obtenidos de la simulación, los datos observados y el error obtenido bajo cada condición. Se observa que los datos obtenidos por medio de simulación CFD presentan una desviación máxima de 14%, además que la tendencia en los resultados obtenidos por simulación muestra el mismo comportamiento que los datos observados.

Tabla 4-4. Error relativo obtenido al comparar flujo de condensado

T operación [°C]	Velocidad [m/s]	Flujo de condensado datos [g/min]	Flujo de condensado CFD [g/min]	Error [%]
20	0.76	51.54	43.98	14.67
	1.02	57.76	55.03	4.73
	1.31	52.48	44.74	14.76
25	0.76	56.85	51.82	8.85
	1.02	56.40	49.38	12.45
	1.31	54.10	47.65	11.92

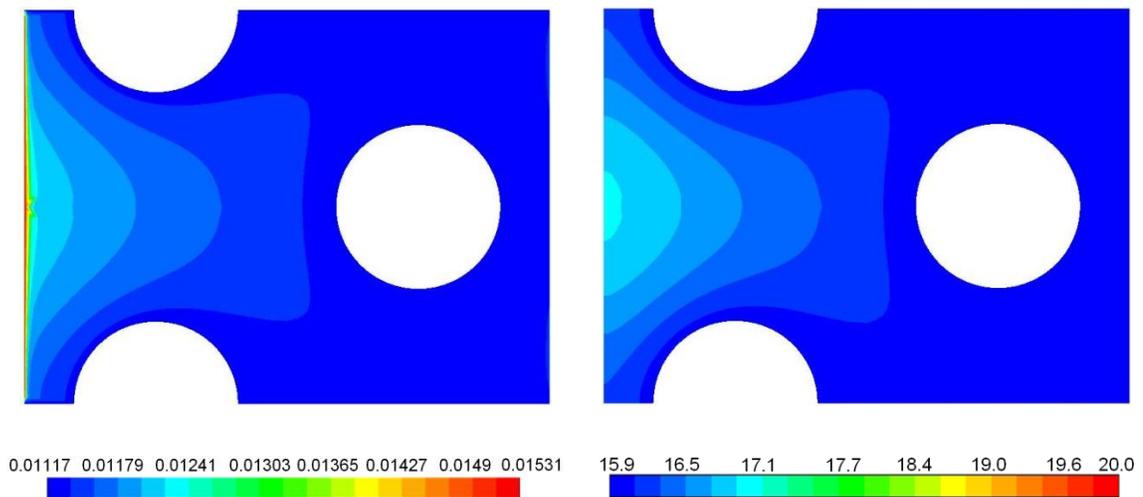
En la Figura 4-15 se presentan los contornos de humedad relativa obtenidos para la zona de la aleta bajo las condiciones de operación de 20 y 30 °C con velocidad de 0.76 m/s. En la Figura 4-15a se observa que el aire se encuentra totalmente saturado sobre la superficie y a medida que se aleja a la zona de flujo libre su humedad relativa disminuye. En la Figura 4-15b se muestran los contornos de humedad relativa correspondientes a los datos con una temperatura de operación de 30 °C, en donde no se observa condensación.



a) T operación 20 °C y 0.76 m/s de velocidad. b) T operación 30 °C y 0.76 m/s de velocidad.

Figura 4-15. Contornos de humedad relativa en la zona de aleta y tubos [%].

El cambio de fracción másica de vapor de agua presente en el aire debido al efecto de condensación se presenta en la Figura 4-16. Se aprecia que al inicio de la aleta el valor de fracción másica de vapor de agua es mayor, y disminuye a medida que se avanza en la longitud de la aleta debido al efecto de condensación. Se puede apreciar que las zonas con un valor de fracción másica de vapor de agua menor corresponden a las regiones con menor temperatura.



a) Contornos de fracción másica de vapor de agua obtenidos en la zona de la aleta [kgH₂O/kg Mezcla].

b) Contornos de temperatura obtenidos en la zona de la aleta [°C].

Figura 4-16. Contornos de fracción másica de vapor de agua y temperatura en la zona de la aleta bajo una Temperatura de operación de 20 °C y 0.76 m/s de velocidad.

4.6 Análisis bajo diferentes condiciones

Una vez que se validaron las simulaciones realizadas con los datos observados en el evaporador se procede a realizar el análisis sobre el efecto de las diferentes condiciones de operación en la formación de condensado. El estudio se realiza tomando como referencia la condición de velocidad establecida por el equipo de acondicionamiento de aire en donde se tomaron las mediciones. Además, se toma la temperatura de superficie como un promedio de los valores observados durante la toma de datos, utilizando un valor de 16 °C para realizar las simulaciones posteriores.

4.6.1 Efecto de la velocidad de operación

En la Figura 4-17 se presenta el efecto que tiene la velocidad del aire a la entrada de la aleta con la generación de condensado. Se aprecia que a medida que aumenta la humedad relativa del aire el efecto que tiene la velocidad comienza a tener relevancia.

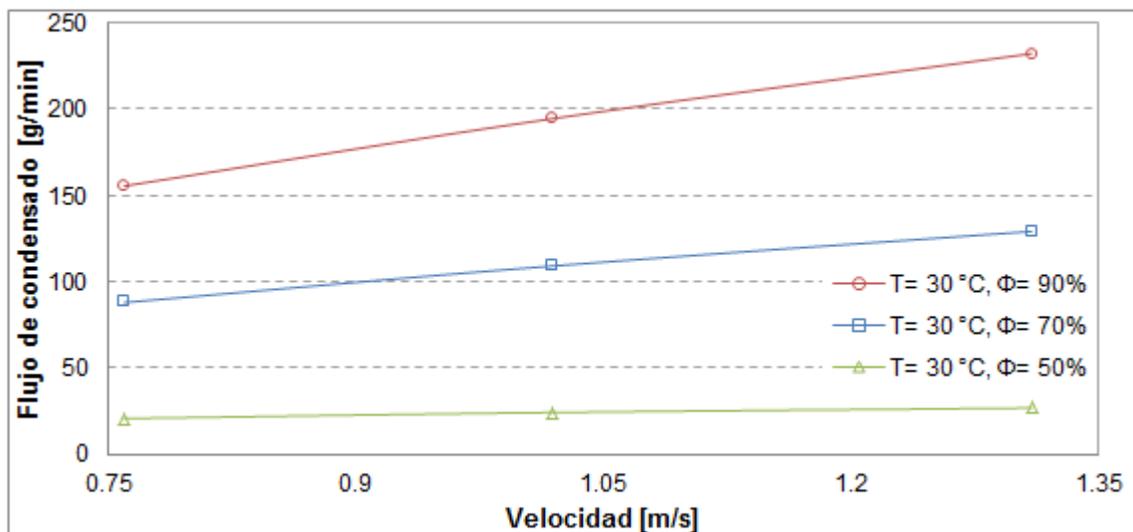


Figura 4-17. Efecto de la velocidad de aire en la generación de condensado.

Se puede observar que el cambio en el flujo de condensado al pasar de 0.76 a 1 y 1.3 m/s es de 3 g/min para una humedad relativa del 50%, mientras que para las humedades relativas de 70 y 90% es de 20 y 38 g/min respectivamente, como se muestra en la Figura 4-18. La relación de aumento en el flujo de condensado al variar la velocidad muestra un comportamiento lineal debido a que los cambios de velocidad son casi del mismo orden.

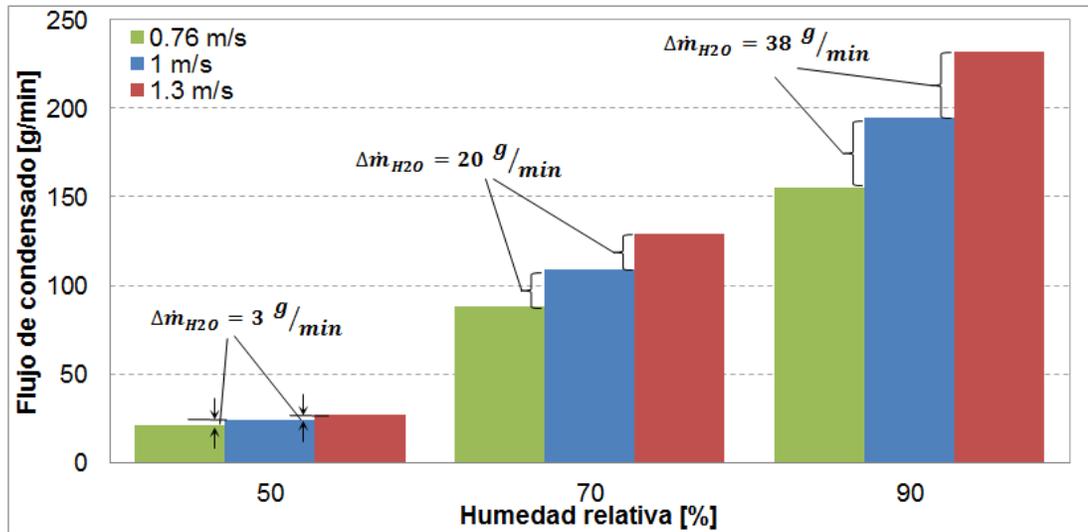


Figura 4-18. Cambios de flujo de condensado bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30 °C.

4.6.2 Efecto de la humedad relativa del aire

Con los datos anteriores se puede observar que el efecto de la humedad relativa en el cambio de flujo de condensado tiene una influencia mayor bajo una determinada velocidad, presentando un aumento considerable en el flujo de condensado al cambiar la humedad relativa, como se muestra en la Figura 4-19.

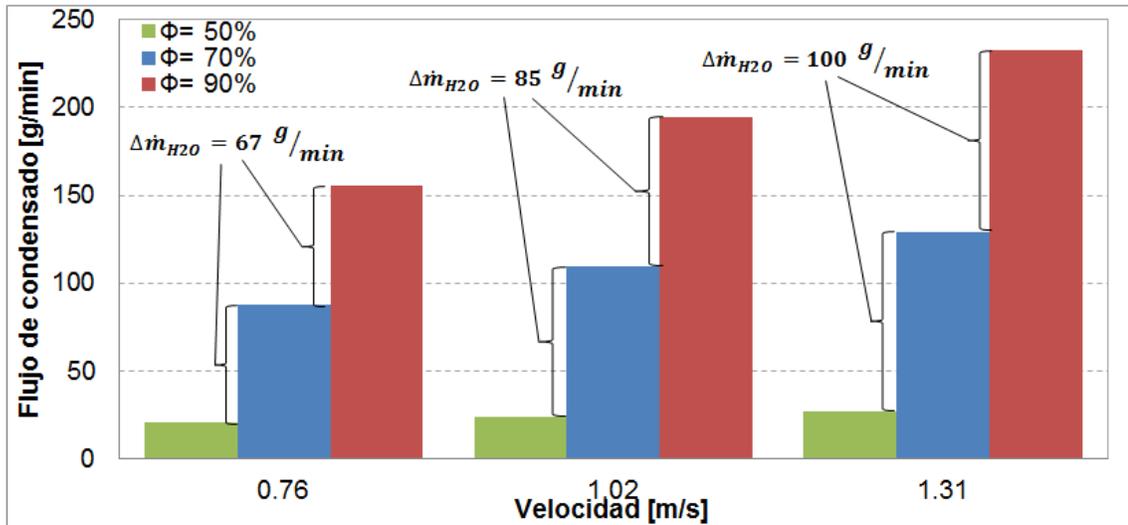


Figura 4-19. Influencia de la humedad relativa en la generación de condensado bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30°.

Bajo una misma condición de velocidad, el efecto que tiene la humedad relativa en la transferencia de calor sensible manteniendo la temperatura de entrada constante es despreciable, como se muestra en la Tabla 4-5. Por lo tanto, los cambios presentes en la transferencia de calor sensible se deben al cambio de velocidad solamente. Sin embargo, la humedad relativa en conjunto con la velocidad determinan la tasa de transferencia de calor latente, como se muestra en la Figura 4-20. Se observa que a humedades relativas bajas la transferencia de calor latente es menor debido a que se genera menor condensado sin importar la variación de velocidad, pero al aumentar la humedad relativa el cambio de velocidad supone un aumento considerable en la transferencia de calor latente.

Tabla 4-5. Efecto de humedad relativa del aire en la transferencia de calor sensible bajo diferentes condiciones de velocidad a una temperatura de 30 °C.

Velocidad (m/s)	Humedad relativa (%)	Calor sensible (W)	Diferencia (%)
0.76	50	2735.87	Referencia
	70	2744.62	0.32
	90	2753.27	0.63
1.02	50	3351.67	Referencia
	70	3362.09	0.31
	90	3372.13	0.61
1.31	50	3930.08	Referencia
	70	3941.78	0.30
	90	3953.25	0.59

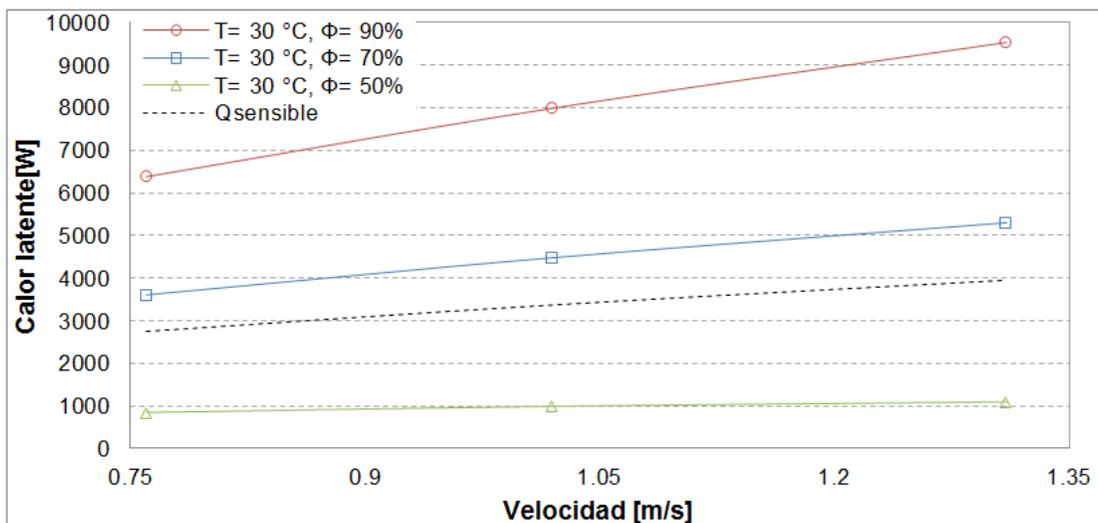


Figura 4-20. Calor latente transferido debido al efecto de condensación.

Con los datos obtenidos se puede apreciar que la tendencia de aumento en la transferencia de calor latente y sensible sigue el mismo comportamiento debido al cambio de velocidad, es decir, a la velocidad más baja la relación del calor latente y calor sensible será la misma que a la velocidad más alta dependiendo de la humedad relativa de entrada. A partir de lo anterior se puede determinar el impacto que tiene el calor latente en el calor total transferido, mismo que se muestra en la Figura 4-21. Se observa que a mayor humedad relativa el impacto que tendrá el calor latente se incrementa considerablemente.

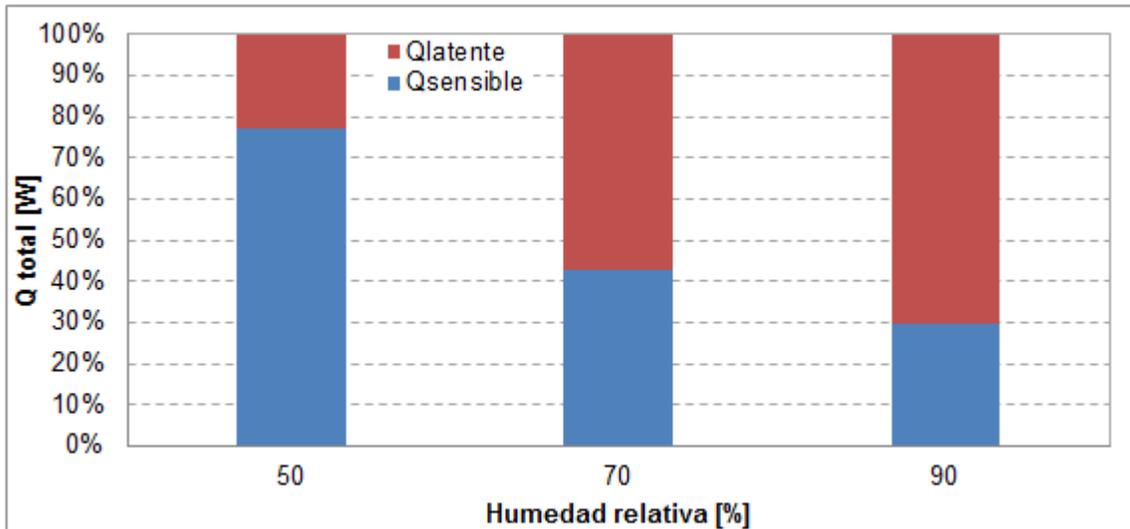


Figura 4-21. Porcentaje del calor latente y sensible en el calor total transferido bajo diferentes humedades relativas a una temperatura de 30 °C.

4.6.3 Efecto de la temperatura del aire

Para analizar el efecto de la temperatura del aire de entrada en la generación de condensado se comparan tres valores de temperatura bajo la condición de velocidad intermedia, como se muestra en la Figura 4-22. Se observa que a medida que aumenta la temperatura la tasa de condensado es mayor, esto debido a que la capacidad del aire de contener agua se incrementa con la temperatura. Por lo tanto, aunque la humedad relativa sea la misma bajo diferentes condiciones de temperatura, la cantidad de vapor de agua contenida será diferente.

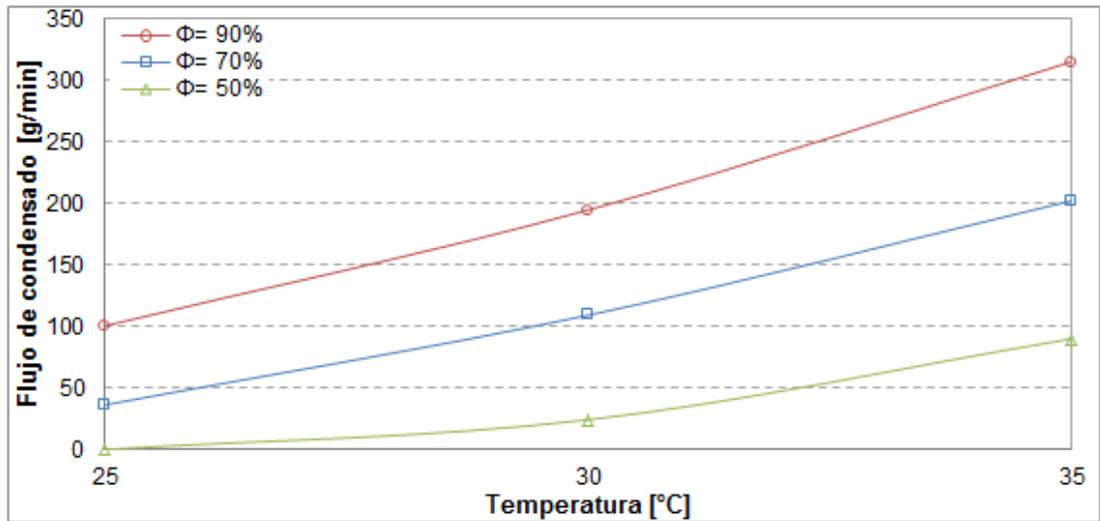


Figura 4-22. Efecto de la temperatura en la generación de condensado bajo una condición de velocidad de 1 m/s.

La cantidad de condensado generado es diferente en relación al cambio de temperatura, es decir, para un cambio de temperatura de 35 a 30 °C se genera mayor condensado en relación al cambio de temperatura de 25 a 30 °C, como se muestra en la Figura 4-23. Se puede observar nuevamente el efecto de la humedad relativa, ya que en la condición de 25 °C con $\Phi = 50\%$ no se genera condensado.

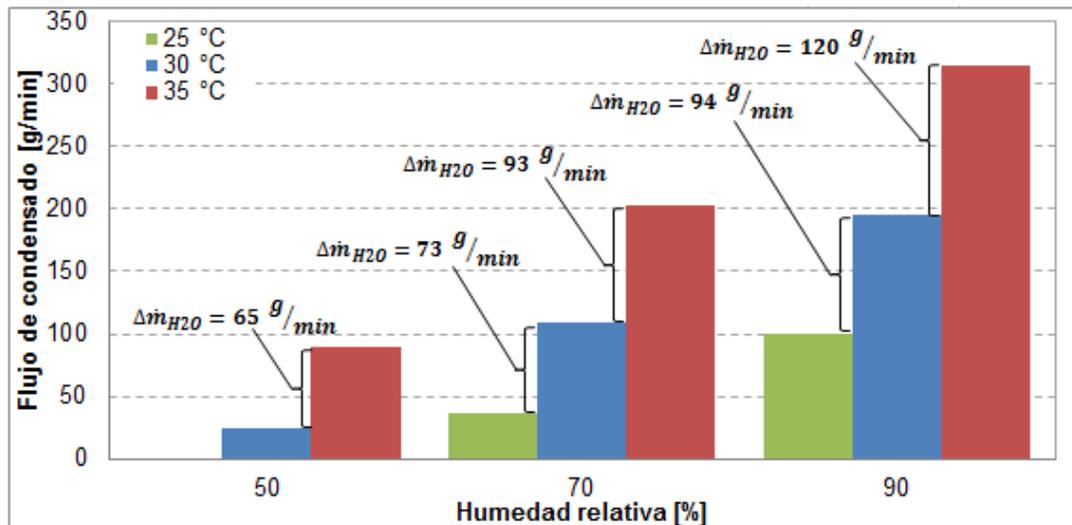


Figura 4-23. Cambio en flujo de condensado bajo diferentes condiciones de temperatura a una velocidad de 1 m/s.

Resulta lógico observar que a mayores temperaturas y humedades relativas se genera mayor tasa de condensado, esto debido a que al aumentar estos dos parámetros el vapor de agua contenido en el aire es de un valor mayor. En cambio, si se mantiene constante el contenido de vapor de agua presente en el aire y se hace variar la temperatura se modificará el valor de humedad relativa. En la Figura 4-24 se muestra el efecto de mantener la humedad específica constante bajo diferentes condiciones de velocidad. Al mantener la humedad específica constante el valor de humedad relativa cambia en función de la temperatura. Se observa que cambios de temperatura del orden de 1 °C modifican el valor de humedad relativa en el orden de 4% bajo un rango de temperatura. El cambio en el condensado generado al mantener la humedad específica constante no muestra una variación significativa, presentando variaciones en la tasa de condensado del orden de alrededor de 1 g/min. Se observa la tendencia que presenta la humedad relativa con la temperatura, por lo que a valores de temperatura mayores llegará el punto donde la presión que ejerce el vapor de agua requerirá de una mayor temperatura de superficie para poder condensarse. Caso contrario, al disminuir la temperatura del aire llegará el punto donde se sature el aire y por lo tanto se alcance la mayor tasa de condensado bajo ciertas condiciones específicas.

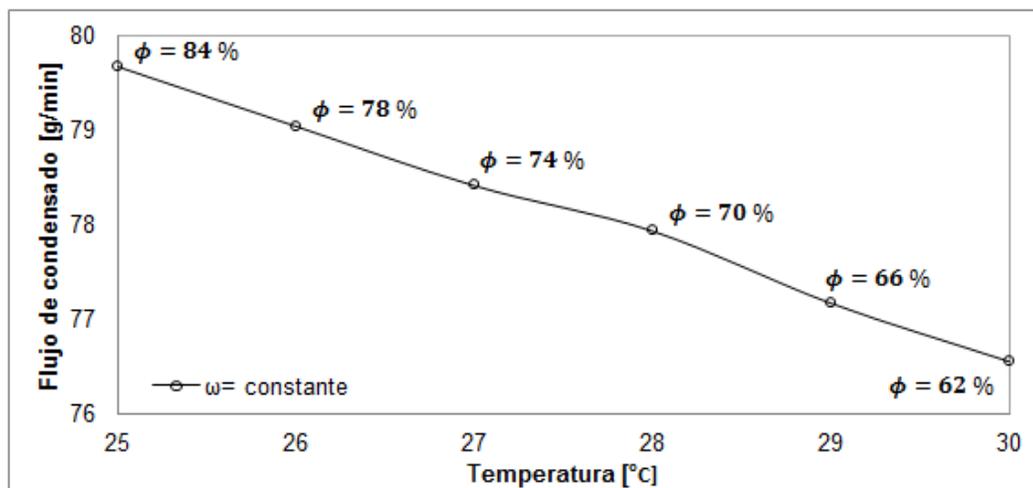


Figura 4-24. Efecto de la humedad específica en la generación de condensado bajo diferentes condiciones de temperatura a una velocidad de 1 m/s.

4.6.4 Efecto de la temperatura de superficie

El análisis del efecto de la temperatura de superficie en la generación de condensado se realiza bajo los valores de 5, 10 y 16 °C, con condiciones de temperatura y velocidad de aire de 25 °C y 1 m/s respectivamente. A medida que aumenta la temperatura de superficie se presenta menor tasa de condensado, como se muestra en la Figura 4-25. El aumento en la generación de condensado bajo temperaturas de superficie menores se debe a que el valor de fracción másica de vapor de agua correspondiente a las condiciones de saturación del aire es de un valor menor a temperaturas de superficie bajas, por lo que la reducción del vapor de agua presente en el aire debido al efecto de condensación es mayor.

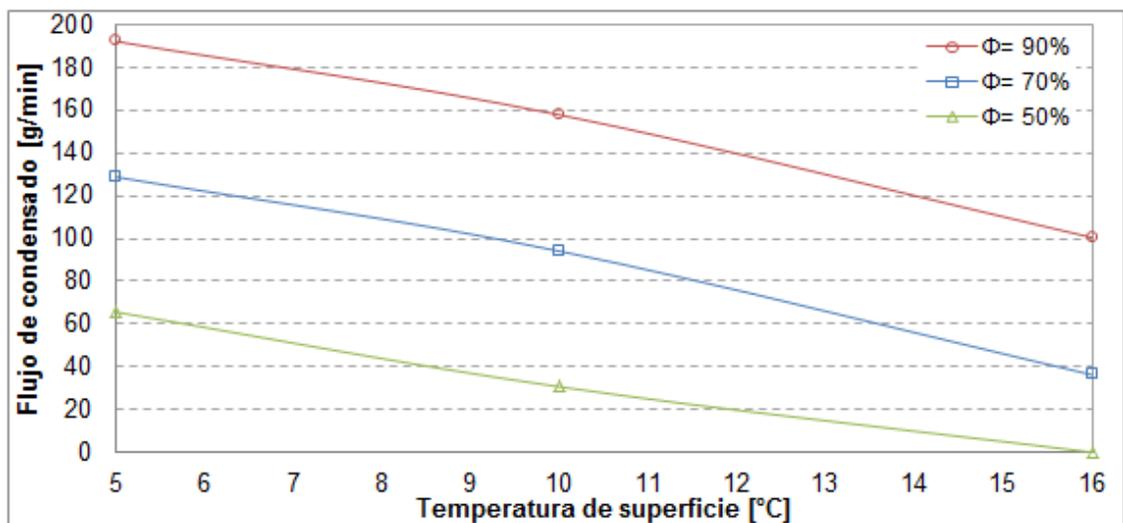


Figura 4-25. Efecto de la temperatura de superficie en la generación de condensado bajo una temperatura de entrada de 25 °C y 1m/s de velocidad.

En la Figura 4-26 se presenta el cambio en el flujo de condensado al variar la temperatura de superficie. Se observa que el cambio en la tasa de generación de condensado es mayor al variar la temperatura de superficie de 16 a 10 °C, y disminuye al variar la temperatura de superficie de 10 a 5 °C. Los cambios en la tasa de flujo de condensado debido a la temperatura de superficie se mantienen independientemente de la humedad relativa.

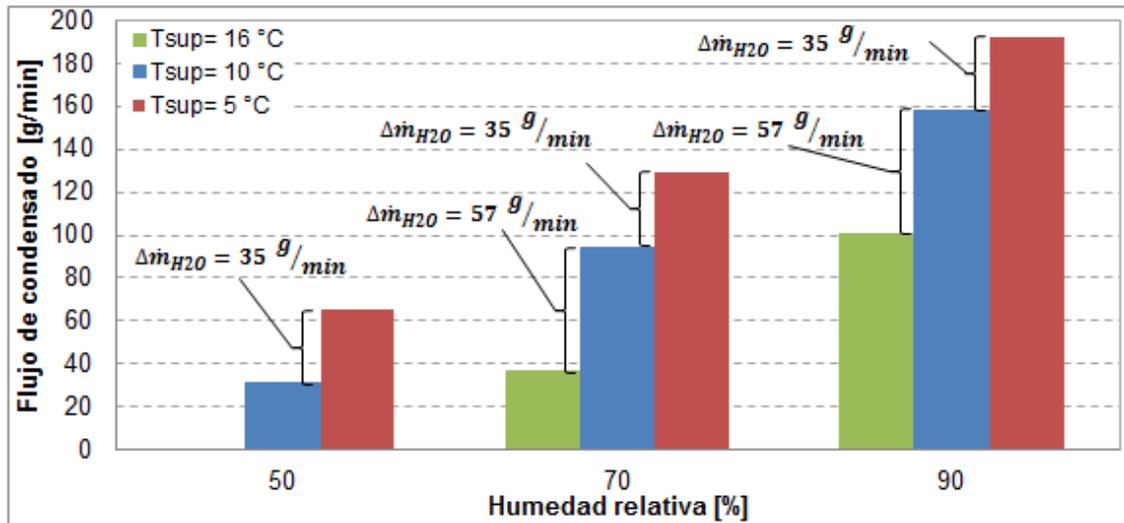


Figura 4-26. Cambio en flujo de condensado debido a la temperatura de superficie bajo una condición de temperatura de 25 °C y 1m/s de velocidad.

Con los parámetros analizados se determina que la velocidad influye en la generación de condensado solo cuando la humedad relativa es alta. Al aumentar la velocidad se tiene un aumento en la transferencia de calor sensible, pero cuando la humedad relativa del aire es alta la transferencia de calor latente tiene una magnitud considerablemente mayor en la transferencia de calor total. La temperatura y humedad relativa del aire, en conjunto con la temperatura de superficie definen si se tiene formación de condensado. A valores de temperatura mayores se aprecia un flujo de condensado mayor, aunque la humedad relativa sea baja, debido a que el contenido de vapor de agua cambia. Temperaturas de superficie bajas favorecen en gran medida la formación y el flujo de condensado.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

En la literatura se encuentra poca información referente a intercambiadores de calor bajo condiciones de condensación utilizando dinámica de fluidos computacional, los trabajos encontrados que incluyen el efecto de condensación se modelan siguiendo la misma metodología.

Se realizó una recolección de datos para la evaluación de un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido que opera con tecnología *inverter* utilizando como base normas vigentes. Se determinó que el impacto que tiene el calor latente debido a la condensación de agua predomina durante la operación del sistema de acondicionamiento de aire en comparación del calor sensible removido, representando el 57 % del calor total retirado bajo condiciones de operación específicas. Se observó que el flujo de condensado promedio durante la recolección de datos bajo las temperaturas y velocidades de operación establecidas resulta de en promedio 55 g/min.

Se realizó un estudio CFD sobre la geometría de un evaporador comercial utilizado en un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido incluyendo el efecto de condensación de aire húmedo. Para incluir el efecto de condensación se generó una librería en lenguaje de programación C con base en subrutinas proporcionadas por el software utilizado y los correspondientes cálculos psicrométricos que describen el proceso de condensación bajo condiciones específicas. Se validaron los resultados de las simulaciones CFD con datos presentados en la literatura abierta y con valores observados durante la recolección de datos en un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido. Los resultados obtenidos no excedieron del 6% en comparación

con los datos reportados en la literatura abierta y del 14% con los obtenidos mediante la recolección de datos.

Se tomaron los datos observados como base para realizar el análisis del efecto de las diferentes condiciones que afectan la tasa de generación de condensado. El efecto que presenta la velocidad en la generación de condensado depende en gran medida de la humedad relativa del aire. Mientras que el efecto de la humedad relativa es más notorio en medida que este valor aumenta independientemente de la velocidad. Dependiendo de la humedad relativa del aire, el cambio en la tasa de condensado debido al incremento en la velocidad de operación no muestra variaciones significativas al cambiar de la velocidad baja a la velocidad intermedia en comparación de cambiar de la velocidad intermedia a la velocidad alta.

Se determinó que el efecto de la humedad relativa del aire en la transferencia de calor sensible no muestra un impacto importante, sin embargo es uno de los factores que influye en la transferencia de calor latente. Por lo que dependiendo de la humedad relativa a una misma temperatura se llegará a un punto en donde la transferencia de calor latente tendrá una magnitud mayor que la transferencia de calor sensible. Independientemente de la velocidad, la relación que tiene el calor latente en la transferencia de calor total sigue la misma tendencia, en donde a humedades relativas altas la transferencia de calor latente predomina en cerca del 70%.

La temperatura del aire en la generación de condensado depende principalmente de la humedad relativa, ya que este parámetro indica la cantidad de vapor de agua contenida en el aire, por lo que a mayor temperatura la capacidad del aire de contener vapor de agua aumenta. Por lo tanto, a temperaturas altas es posible que se genere condensado aunque la humedad relativa sea baja y se obtiene mayor cantidad en comparación con temperaturas bajas. El contenido de vapor de agua presente en el aire técnicamente es el que define la tasa de condensado generado. El mantener la humedad específica

constante y variar la temperatura en el orden de 1 °C conlleva a variaciones de la humedad relativa, en donde a temperaturas mayores la humedad relativa disminuye representando en un decremento en la tasa de condensado, mientras que a temperaturas menores llegará un punto en donde se sature el aire y se presente la mayor tasa de generación de condensado.

La temperatura de superficie en la generación de condensado es un factor importante, ya que determina el valor de la fracción másica del vapor de agua presente en el aire en condiciones de saturación. Por lo que a menores temperaturas de superficie se presenta mayor generación de condensado. En general, operar a temperaturas de superficie menores, con velocidad, temperatura y humedad relativa del aire alta supone un aumento considerable en la tasa de generación de condensado, por lo que dependiendo de la aplicación se debe analizar si el efecto de la transferencia de calor latente tendrá alguna influencia.

Con los resultados obtenidos se observó que el condensado generado en la operación de un sistema de acondicionamiento de aire residencial de tipo dividido resulta en una cantidad considerable. En consecuencia, la cantidad de energía utilizada indirectamente para condensar el vapor de agua presente en el aire es de gran relevancia en el consumo total de energía del sistema. Mediante el uso de simulación numérica CFD, se pueden establecer estrategias económicas para proponer la reutilización del condensado generado de una manera eficiente. Además se puede seguir la metodología presentada en el presente trabajo para realizar propuestas de diseño de evaporadores o algoritmos de optimización que favorezcan una menor generación de condensado, en vistas de una reducción energética en el sistema.

5.1 Trabajo futuro

En la actualidad establecer estrategias de ahorro energético es de vital importancia, especialmente en sistemas de aire acondicionado que en ciertas regiones se consideran como una necesidad. Debido a su fácil aplicación, una de las estrategias de reducción energética que más se han estudiado en la literatura es el uso de enfriamiento evaporativo en el condensador del sistema de acondicionamiento de aire, que ha demostrado un aumento en la eficiencia del sistema. La mayor parte de estudios se consideran teniendo una fuente de agua externa, por lo que el estudio de la reintegración del agua condensada al sistema de acondicionamiento de aire mediante un método de enfriamiento evaporativo promete ser un una estrategia viable en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire en un futuro.

Referencias

- [1] T. J. L. Kuehn T.H., Ramsey J.W., *Thermal environmental Engineering*, 3rd Ed. 1998.
- [2] KY: Fetter Printing Co., *Willis Carrier, "Father of Air Conditioning."* Louisville, 1991.
- [3] A. Handbook, "ASHRAE handbook–fundamentals (SI)," *Atlanta, GA*, 2009.
- [4] B. O. Bolaji and Z. Huan, "Ozone depletion and global warming : Case for the use of natural refrigerant – a review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 18, pp. 49–54, 2013.
- [5] J. T. McMullan, "Refrigeration and the environment ∅ issues and strategies for the future Á mes et strate Â gies Le froid et l'â€™ environnement ± proble pour le futur," vol. 25, pp. 89–99, 2002.
- [6] W. Chen, "A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 1, pp. 1–7, 2008.
- [7] Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, "Estudio de Caracterización del Uso de Aire Acondicionado en Viviendas de Interés Social en México," México, D.F., 2016.
- [8] T. J. Chung, *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press, 2010.
- [9] J. D. S. F.C. McQuiston, J.D. Parker, *Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y Diseño*, 5a ed. México: Limusa Wiley, 2003.
- [10] V. Vakiloroyaya, B. Samali, A. Fakhar, and K. Pishghadam, "A review of different strategies for HVAC energy saving," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 738–754, 2014.
- [11] B. M. A. Çengel Yunus A., *Termodinámica*, 7a ed. McGraw-Hill, 2009.
- [12] Y. H. Yau and H. L. Pean, "The performance study of a split type air conditioning system in the tropics, as affected by weather," *Energy Build.*, vol. 72, pp. 1–7, 2014.
- [13] D. U. Froid, "How to improve energy efficiency in refrigerating equipment," *Forbes*, no. Figure 2, 2003.
- [14] S. A. Martínez-Montejo and C. Sheinbaum-Pardo, "The impact of energy

- efficiency standards on residential electricity consumption in Mexico,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 32, pp. 50–61, 2016.
- [15] CONUEE, “Aparatos y espacios que consumen más energía,” *Conuee*. pp. 2–5, 2014.
- [16] J. Rosas, C. Sheinbaum, and D. Morillon, “The structure of household energy consumption and related CO₂ emissions by income group in Mexico,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, no. 2, pp. 127–133, 2010.
- [17] Z. Qi, “Water retention and drainage on air side of heat exchangers—A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 28, pp. 1–10, 2013.
- [18] E. Navarro-Peris, J. M. Corberan, J. Gonzalvez, and M. Zamora, “Analysis of the Condensate Carryover Phenomenon on Fin and Tube Evaporators,” *Int. J. Air-Conditioning Refrig.*, vol. 23, no. 1, p. 1550008, 2015.
- [19] C. M. Korte and A. M. Jacobi, “Condensate retention and shedding effects on air-side heat exchanger performance,” Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 1997.
- [20] A. A. Al-Farayedhi, N. I. Ibrahim, and P. Gandhidasan, “Condensate as a water source from vapor compression systems in hot and humid regions,” *Desalination*, vol. 349, pp. 60–67, 2014.
- [21] A. H. Mahvi, V. Alipour, and L. Rezaei, “Atmospheric moisture condensation to water recovery by home air conditioners,” *Am. J. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 8, 2013.
- [22] B. A. Habeebullah, “Potential use of evaporator coils for water extraction in hot and humid areas,” *Desalination*, vol. 237, no. 1, pp. 330–345, 2009.
- [23] B. A. Habeebullah, “Performance Analysis of a Combined Heat Pump-Dehumidifying System,” *J. KAU Eng. Sci*, vol. 21, no. 1, pp. 97–114, 2010.
- [24] A. Magrini, L. Cattani, M. Cartesegna, and L. Magnani, “Integrated Systems for Air Conditioning and Production of Drinking Water – Preliminary Considerations,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 1659–1665, 2015.
- [25] A. Magrini, L. Cattani, M. Cartesegna, and L. Magnani, “Production of Water from the Air: The Environmental Sustainability of Air-conditioning Systems through a More Intelligent Use of Resources. The Advantages of an Integrated System,” *Energy Procedia*, vol. 78, pp. 1153–1158, 2015.
- [26] S. A. Nada, H. F. Elattar, and A. Fouda, “Performance analysis of proposed hybrid air conditioning and humidification–dehumidification

systems for energy saving and water production in hot and dry climatic regions,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 96, pp. 208–227, 2015.

- [27] J. Siqueiros and F. A. Holland, “Water desalination using heat pumps,” *Energy*, vol. 25, no. 8, pp. 717–729, 2000.
- [28] A. A. Al-Farayedhi, N. I. Ibrahim, and P. Gandhidasan, “A novel technique for reducing cooling load of an air conditioning system operating in hot and humid climates,” *ASME 2013 Heat Transf. Summer Conf. Collocated with ASME 2013 7th Int. Conf. Energy Sustain. ASME 2013 11th Int. Conf. Fuel Cell Sci. Eng. Technol. HT 2013*, vol. 2, pp. 1–8, 2013.
- [29] R. Sawan, K. Ghali, and M. Al-Hindi, “Use of condensate drain to pre-cool the inlet air to the condensers: A technique to improve the performance of split air-conditioning units,” *HVAC&R Res.*, no. March 2015, pp. 37–41, 2012.
- [30] A. P. Sawant, N. Agrawal, and P. Nanda, “Performance assessment of an evaporative cooling-assisted window air conditioner,” *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 7, no. 2, pp. 128–136, 2012.
- [31] X. Zhu, J. Wu, B. Lin, Y. Tan, C. Huang, H. Li, L. Cao, and Z. Liu, “Air-conditioning condenser integrated with a spray system utilizing condensate water.” .
- [32] N. I. Ibrahim, A. A. Al-Farayedhi, and P. Gandhidasan, “Experimental investigation of a vapor compression system with condenser air pre-cooling by condensate,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 1255–1263, 2017.
- [33] W. Uyttenhove, M. De Paepe, and A. Janssens, “CFD-modelling of Temperature and Humidity Distribution in the St . Pieter’s Church,” *IAE*, no. October 2003, pp. 1–12, 2004.
- [34] P. C. Paniagua, “Simulación numérica de la formación de una térmica,” Universidad Carlos III de Madrid, 2009.
- [35] A. Ramadan, R. Hasan, and J. Tudor, “Simulation of Flow and Heat Transfer of Humid Air in Spent Fuel Cooling Ponds,” vol. II, pp. 2–6, 2014.
- [36] S. Medrano, “Medición de humedad relativa con Psicrómetro,” *La guía MetAs*. MetAs S.A. de C.V. Metrólogos Asociados, p. 4, 2003.
- [37] Y. A. Çengel and A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*. 2007.
- [38] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Fenómenos de transporte*. Limusa Wiley, 2015.

- [39] M. W. FRANK, *Mecánica de fluidos*, 6th ed. McGraw-Hill Interamericana de España, 2008.
- [40] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007.
- [41] A. Fluent, “Ansys fluent theory guide,” *ANSYS Inc., USA*, vol. 15317, pp. 724–746, 2015.
- [42] ASHRAE, “ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (SI).” 2008.
- [43] T. H. Chilton and A. P. Colburn, “Mass transfer (absorption) coefficients prediction from data on heat transfer and fluid friction,” *Ind. Eng. Chem.*, vol. 26, no. 11, pp. 1183–1187, 1934.
- [44] W. M. Kays and A. L. London, “Compact heat exchangers,” 1984.
- [45] Y.-T. Lin, K.-C. Hsu, Y.-J. Chang, and C.-C. Wang, “Performance of rectangular fin in wet conditions: Visualization and wet fin efficiency,” *J. Heat Transfer*, vol. 123, no. 5, pp. 827–836, 2001.
- [46] SECRETARIA DE ENERGIA, “NORMA Oficial Mexicana NOM-023-ENER-2010, Eficiencia energética en acondicionadores de aire tipo dividido, descarga libre y sin conductos de aire. Límites, método de prueba y etiquetado.” pp. 12–32, 2010.
- [47] SECRETARIA DE ENERGIA, “NORMA Oficial Mexicana NOM-026-ENER-2015, Eficiencia energética en acondicionadores de aire tipo dividido (Inverter) con flujo de refrigerante variable, descarga libre y sin conductos de aire. Límites, métodos de prueba y etiquetado.” DIARIO OFICIAL, pp. 6–28, 2016.
- [48] M. Rodríguez, “Rendimiento energético en climatización: EER, SEER, COP y SCOP,” *INESEM*, 2016. [Online]. Available: <https://revistadigital.inesem.es/gestion-integrada/rendimiento-energetico-climatizacion-eer-seer-cop-y-scop/>.
- [49] Toshiba Calefacción y Aire acondicionado, “¿QUÉ ES INVERTER?,” 2012. [Online]. Available: <https://www.toshiba-aire.es/que-es-inverter/>. [Accessed: 01-Jan-2017].
- [50] Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), “Normas Oficiales Mexicanas en Eficiencia Energética Vigentes,” 2017. [Online]. Available: <http://www.gob.mx/conuee/acciones-y-programas/normas-oficiales-mexicanas-en-eficiencia-energetica-vigentes>.
- [51] C. Wang, Y. Hsieh, and Y. Lin, “Performance of Plate Finned Tube Heat

- Exchangers Under Dehumidifying Conditions,” *J. Heat Transfer*, vol. 119, no. 1, p. 109, 1997.
- [52] P. Naphon, “Study on the heat transfer characteristics of the annular fin under dry-surface, partially wet-surface, and fully wet-surface conditions,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 1, pp. 112–121, 2006.
- [53] D. T. Chen, J. C. Conklin, and V. D. Baxter, “Dehumidification: Prediction of condensate flow rate for plate-fin tube heat exchangers using the latent j factor,” Oak Ridge National Lab., TN (US), 1999.
- [54] J. Havlík and T. Dlouhý, “Condensation of the air-steam mixture in a vertical tube condenser,” *EDP Sci.*, vol. 37, pp. 2–5, 2016.
- [55] B. Kim, S.-W. Lee, S. Ha, Y. Ahn, and J. K. Lee, “Characteristic analysis of condensate carry-over according to the surface tensions in the wet and the dry conditions on the fin surfaces of heat exchangers,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 20, no. 11, pp. 1942–1949, 2006.
- [56] X. Xu, C. Leung, M. Chan, and S. Deng, “Condensate retention on a louver-fin-and-tube air cooling coil,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 3, pp. 409–417, 2007.
- [57] W. Pirompugd, C.-C. Wang, and S. Wongwises, “A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 9, pp. 2370–2378, 2009.
- [58] M. M. Aslam Bhutta, N. Hayat, M. H. Bashir, A. R. Khan, K. N. Ahmad, and S. Khan, “CFD applications in various heat exchangers design: A review,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 32, no. 1, pp. 1–12, 2012.
- [59] G. Jin, K.-S. Lee, and B. Seo, “Characteristics of condensation formation on the surfaces of air conditioning indoor units,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 345–353, 2015.
- [60] B. Yang and S. C. Sekhar, “Numerical Algorithm Studies of CFD Modeling for a Compartmented Cooling Coil Under Dehumidifying Conditions,” *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 52, no. 8, pp. 737–755, 2007.
- [61] R. Benelmir, S. Mokraoui, and A. Souayed, “Numerical analysis of filmwise condensation in a plate fin-and-tube heat exchanger in presence of non-condensable gas,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 45, no. 12, pp. 1561–1573, 2009.
- [62] A. Dehbi, F. Janasz, and B. Bell, “Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 258, pp. 199–210, 2013.

- [63] J. Li, "CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 57, no. 2, pp. 708–721, 2013.
- [64] C. Oliet, C. D. Pérez-Segarra, S. Danov, and A. Oliva, "Numerical simulation of dehumidifying fin-and-tube heat exchangers. model strategies and experimental comparisons," *Proc. 2002 Int. Refrig. Eng. Conf. Purdue*, pp. 1–8, 2002.
- [65] G. Comini, C. Nonino, and S. Savino, "Modeling of conjugate conduction and heat and mass convection in tube-fin exchangers," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 18, no. 7–8, pp. 954–968, 2008.
- [66] S. V Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill, 1980.
- [67] T. Välikangas, "Simulation method development for Fin-and-Tube Heat Ex-changer with Open-source software," 2015.
- [68] A. M. Hansen, "CFD simulation of a fin-and-tube heat exchanger: Heat transfer, fluid flow, and turbulence model analysis using 3D open-source CFD code," Aalborg University, 2008.
- [69] R. S. Nagaosa, "Turbulence model-free approach for predictions of air flow dynamics and heat transfer in a fin-and-tube exchanger," *Energy Convers. Manag.*, vol. 142, pp. 414–425, 2017.
- [70] R. L. Webb, "Principles of Enhanced Heat Transfer,(1994)," *John Wiley&Sons, New York*, pp. 332–340.
- [71] A. Kumar, J. B. Joshi, A. K. Nayak, and P. K. Vijayan, "A review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled heat exchangers in forced convection," *Sadhana - Acad. Proc. Eng. Sci.*, vol. 40, no. 3, pp. 673–755, 2015.
- [72] G. Comini and G. Croce, "Convective heat and mass transfer in tube-fin exchangers under dehumidifying conditions," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 40, no. 6, pp. 579–599, 2001.
- [73] G. Comini, C. Nonino, and S. Savino, "Convective heat and mass transfer in wavy finned-tube exchangers," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 12, no. 6, pp. 735–755, 2002.
- [74] R. Bala Sundar Rao, G. Ranganath, and C. Ranganayakulu, "Development of colburn 'j' factor and fanning friction factor 'f' correlations for compact heat exchanger plain fins by using CFD," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 49, no. 7, pp. 991–1000, 2013.

- [75] A. M. Hansen, "CFD simulation of a fin-and-tube heat exchanger: Heat transfer, fluid flow and turbulence model analysis using 3D open-source CFD code," Aalborg University Esbjerg, 2008.
- [76] E. Fornasieri and L. Mattarolo, "Air-side heat transfer and pressure loss in finned tube heat exchangers: state of art," in *Proceedings of the European Conference on Finned Tube Heat Exchangers*, 1991.
- [77] O. M. Chapa Contreras, "Análisis de variaciones geométricas en el desempeño termohidráulico de evaporadores domésticos con crecimiento de escarcha," Universidad Autónoma de Nuevo León, 2015.
- [78] T. R. Marrero and E. A. Mason, "Gaseous diffusion coefficients," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 1, no. 1, pp. 3–118, 1972.
- [79] C. O. Popiel and J. Wojtkowiak, "Simple formulas for thermophysical properties of liquid water for heat transfer calculations (from 0 C to 150 C)," *Heat Transf. Eng.*, vol. 19, no. 3, pp. 87–101, 1998.

Apéndice A: Código de UDF

```
#include "udf.h"
/* UDF for specifying the diffusion coefficient */
DEFINE_DIFFUSIVITY(mass_diffusivity, cell, thread, i)
{
    real D;
    real temp;
    real pres_abs;
    real pres_op;
    temp = C_T(cell, thread);
    pres_op = RP_Get_Real("operating-pressure");
    pres_abs = C_P(cell, thread) + pres_op; /*Absolute pressure (Pa)*/
    /*Diffusivity of water vapor in air*/
    D = (0.00000000187)*((pow(temp, 2.072)) / ((pres_abs) / 101325.0));
    return D;
}
/* UDF for specifying density of dry air */
DEFINE_PROPERTY(dryair_density, cell, thread)
{
    real temp;
    real rho_dryair;
    temp = C_T(cell, thread);
    rho_dryair = 360.3*pow(temp, -1.004);
    return rho_dryair;
}
/* UDF for specifying density of water vapor */
DEFINE_PROPERTY(watervapor_density, cell, thread)
{
    real temp;
    real rho_vapor;
    temp = C_T(cell, thread);
    rho_vapor = 285.63*pow(temp, -1.004);
    return rho_vapor;
}
/* UDF for specifying conductivity of dry air */
DEFINE_PROPERTY(dryair_conductivity, cell, thread)
{
    real temp;
    real k_air;
    temp = C_T(cell, thread);
    k_air = (0.000073419*temp) + 0.0041374;
    return k_air;
}
/* UDF for specifying conductivity of water vapor */
DEFINE_PROPERTY(watervapor_conductivity, cell, thread)
{
    real temp;
    real k_vapor;
    temp = C_T(cell, thread);
    k_vapor = (0.000063803*temp) - 0.000033557;
    return k_vapor;
}
/* UDF for specifying viscosity of dry air */
DEFINE_PROPERTY(dryair_viscosity, cell, thread)
{
```

```

    real temp;
    real v_dryair;
    temp = C_T(cell, thread);
    v_dryair = (0.000000049729*temp) + 0.0000036481;
    return v_dryair;
}

/* UDF for specifying viscosity of water vapor */
DEFINE_PROPERTY(watervapor_viscosity, cell, thread)
{
    real temp;
    real v_vapor;
    temp = C_T(cell, thread);
    v_vapor = (0.00000034043*temp) - 0.000003895;
    return v_vapor;
}

/* UDF for specifying density of humid air */
DEFINE_PROPERTY(humidair_density, cell, thread)
{
    real temp;
    real rho_mix;
    real sum = 0.;
    int i;

    temp = C_T(cell, thread);

    Material *sp;
    Property *prop;
    mixture_species_loop(THREAD_MATERIAL(thread), sp, i)
    {
        prop = (MATERIAL_PROPERTY(sp));
        rho_mix = generic_property(cell, thread, prop, PROP_rho, temp);
        /*Summation of the mass fraction times the density of the component in mixture*/
        sum += C_YI(cell, thread, i)*rho_mix;
    }

    return sum;
}

/* UDF for specifying conductivity of humid air */
DEFINE_PROPERTY(humidair_conductivity, cell, thread)
{
    real temp;
    real k_mix;
    real sum = 0.;
    int i;

    temp = C_T(cell, thread);

    Material *sp;
    Property *prop;
    mixture_species_loop(THREAD_MATERIAL(thread), sp, i)
    {
        prop = (MATERIAL_PROPERTY(sp));
        k_mix = generic_property(cell, thread, prop, PROP_ktc, temp);
        /*Summation of the mass fraction times the thermal conductivity of the component
        in mixture*/
        sum += C_YI(cell, thread, i)*k_mix;
    }
}

```

```

    }

    return sum;
}
/* UDF for specifying viscosity of humid air */
DEFINE_PROPERTY(humidair_viscosity, cell, thread)
{
    real temp;
    real v_mix;
    real sum = 0.;
    int i;

    temp = C_T(cell, thread);

    Material *sp;
    Property *prop;
    mixture_species_loop(THREAD_MATERIAL(thread), sp, i)
    {
        prop = (MATERIAL_PROPERTY(sp));
        v_mix = generic_property(cell, thread, prop, PROP_mu, temp);
/*Summation of the mass fraction times the dynamic viscosity of the component in
mixture*/
        sum += C_YI(cell, thread, i)*v_mix;
    }

    return sum;
}
/* UDF for specifying mass fraction on wall */
DEFINE_PROFILE(h2o_sat_mf, t, i)
{
    face_t f;
    cell_t c, c0;
    Thread *t0;

    real pvap;
    real tdp;
    real alfa;
    real rho_ini;
    real yi_ini;
    real Rvap;
    real temp;
    real c1;
    real c2;
    real c3;
    real c4;
    real c5;
    real c6;
    real c7;
    real c8;
    real c9;
    real c10;
    real c11;
    real Psat_vap;
    real w_sat;
    real yi_sat;

/* Constants for water vapor saturation pressure */

```

```

c1 = -5800.2206;
c2 = 1.3914993;
c3 = -0.048640239;
c4 = 0.000041764768;
c5 = -0.00000014452093;
c6 = 6.5459673;
/* Constants for dew point temperature */
c7 = 6.54;
c8 = 14.526;
c9 = 0.7389;
c10 = 0.09486;
c11 = 0.4569;

begin_f_loop(f, t)
{
    /* c0 and t0 identify the wall adjacent cell */
    c0 = F_C0(f, t);
    t0 = THREAD_T0(t);
    rho_ini = C_R(c0, t0); /*Density at wall adjacent cell (kg/m^3)*/
    yi_ini = C_YI(c0, t0, 0); /* Mass fraction at wall adjacent cell
(kgH2O/kgMixture)*/
    Rvap = 461.5; /* Gas constant for water vapor (J/kg.K)*/
    temp = C_I(c0, t0); /* Temperature at wall adjacent cell (K)*/
    pvap = rho_ini*yi_ini*Rvap*temp; /*Vapor pressure at wall adjacent
cell (Pa)*/
    alfa = log(pvap / 1000.0); /* Value for calculate dew point
temperature*/

    /* Dew point temperature */
    tdp = (c7 + (c8*alfa) + (c9*(pow(alfa, 2.0))) + (c10*(pow(alfa, 3.0))) +
(c11*(pow((pvap / 1000.0), 0.1984)))) + 273.15;
    /******
    /*If the wall temperature is less than or equal to the dew point temperature*****/
    /* mass fraction is set equal to mass fraction under saturation conditions, *****/
    /* otherwise mass fraction on wall is set to mass fraction value of the wall
adjacent cell */
    /******
    if (F_T(f, t) <= tdp)
    {
        /* Water vapor saturation pressure */
        Psat_vap = exp((c1 / temp) + (c2)+(c3*temp) + (c4*(pow(temp, 2.0))) +
(c5*(pow(temp, 3.0))) + (c6*(log(temp))));

        /* Absolute humidity under saturation conditions (kgH2O/kgAir) */
        w_sat = ((0.621945*Psat_vap) / ((C_P(c0, t0) + 101325.0) - Psat_vap));
        /* Mass fraction under saturation conditions (kgH2O/kgMixture) */
        yi_sat = (1.0 - (1.0 / (1.0 + w_sat)));
        F_PROFILE(f, t, i) = yi_sat;
    }
    else
    {
        F_PROFILE(f, t, i) = yi_ini;
    }

}
end_f_loop(f, t)
}

```