

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERA MECÁNICA E INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD (COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS) DE ANSYS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL
REFRIGERANTE 134a EN UN CONDENSADOR DENTRO DE UN CICLO
DE REFRIGERACIÓN.

AUTORES:

LUGMANIA ENDARA LAURA DEL CARMEN
CISNEROS RECALDE RODRIGO AMIR

TUTOR:

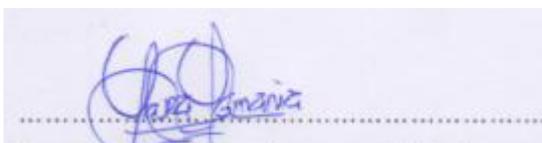
TOAPANTA RAMOS LUIS FERNANDO

QUITO, Agosto 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros Laura del Carmen Lugmania Endara, con documento de identidad N° 050295879-6 y Rodrigo Amir Cisneros Recalde con documento de identidad N° 172221213- 9, manifestamos nuestra voluntad cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del proyecto técnico titulado: ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS) DE ANSYS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL REFRIGERANTE 134A EN UN CONDENSADOR DENTRO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN, mismo que se ha desarrollado para optar por el título de Ingeniera Mecánica e Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad Politécnica Salesiana facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

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



Laura del Carmen Lugmania Endara

0502958796



Rodrigo Amir Cisneros Recalde

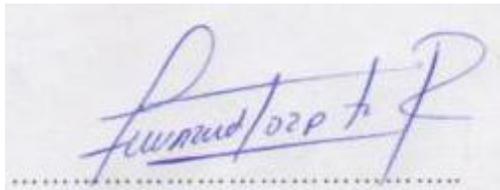
1722212139

Quito, Agosto del 2018

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el proyecto técnico, :
“ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE CFD (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS) DE ANSYS DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL REFRIGERANTE 134A EN UN CONDENSADOR DENTRO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN” realizado por Laura del Carmen Lugmania Endara y Rodrigo Amir Cisneros Recalde, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación

Quito, Agosto del 2018.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Luis Fernando Toapanta Ramos", written over a horizontal dotted line.

Luis Fernando Toapanta Ramos

1721113759

DEDICATORIA

Son muchas las personas que han formado parte de mi vida profesional como familiares y amigos a las que me encantaría gratificar su amistad, consejos, apoyo y compañía en los momentos más difíciles. Algunas están aquí conmigo, otras en mis recuerdos y corazón, sin importar en donde se encuentren quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todas las experiencias que me han brindado. Sin embargo, este trabajo de titulación se lo dedico a mi Madre por su esfuerzo incansable.

Laura del Carmen Lugmania Endara

Este proyecto académico dedico a Dios, a mi familia, por los consejos, comprensión y amor en los momentos difíciles y a mis compañeros que me acompañaron en este proceso de formación, en especial se lo dedico a mi Madre ya que ella con su esfuerzo y dedicación es coautora de este proceso de mi vida.

Rodrigo Amir Cisneros Recalde

AGRADECIMIENTO

Después de un intenso período de varios meses, hoy escribo este apartado de agradecimientos para culminar mi trabajo de fin de grado, ha sido un ciclo de aprendizaje importante, tanto a nivel académico como personal, que ha dejado un gran impacto en un escalón de mi carrera profesional, por tal razón es mi deseo agradecer a mi Madre Ruth, quien ha sido un ejemplo de superación, fuerza y emprendimiento, en todas las circunstancias del largo camino recorrido; a mi abuelo Francisco, mi hermano Santiago y mi padre José que de alguna manera ha guiado mis pasos. A Ricardo, símbolo de optimismo y perseverancia, además a mi compañero y amigo Rodrigo, quien aportó a la realización de esta meta. Finalmente, a mi tutor Ing. Fernando Toapanta que en conjunto con la Universidad Politécnica Salesiana, y sus docentes, personal administrativo, han impregnado sus conocimientos valiosos.

Laura del Carmen Lugmania Endara

Mis más sinceros agradecimientos a mi madre Katya quien siempre fue apoyo incondicional en mi vida, luchó por mi bien y ahora me ha convertido en un excelente profesional. A mis abuelos por su esmero y compañía, a mi hermana Mishell importante también en mi vida. A mi compañera y amiga Laura quien ayudó a la culminación de esta meta. Al Ingeniero tutor Fernando Toapanta quien con la Universidad Politécnica Salesiana, Docentes y administrativos inculcaron conocimientos académicos y morales.

Rodrigo Amir Cisneros Recalde

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
PROBLEMA	III
OBJETIVOS	IV
NOMENCLATURA	V
INTRODUCCIÓN	VIII
CAPÍTULO 1	1
1.1 Estado del arte	1
1.2 Aspectos teóricos de la investigación	5
1.2.1 Refrigeración mecánica	5
1.2.2 Ciclo de refrigeración	5
1.2.3 Condensación	7
1.2.4 Condensador	8
1.2.5 Tipos de condensadores	8
1.2.6 Refrigerante	11
1.2.7 Tipos de refrigerantes	11
1.2.8 Refrigerante 134a	13
1.3 Simulador del proceso de condensación	13
1.4 Conclusiones del capítulo	14
CAPÍTULO 2	16
2.1 Transferencia de calor	17
2.1.1 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	18
2.1.2 Flujo volumétrico y másico	19
2.2 Número de Reynolds	20

2.2.1	Propiedades críticas.....	21
2.1	Propiedades reducidas.....	22
2.3	Número de Prandtl.....	23
2.4	Numero de Nusselt	24
2.5	Coefficiente global de transferencia de calor	25
2.5.1	Convección	26
2.5.2	Conducción	28
2.6	Conclusiones del capítulo	28
CAPÍTULO 3		29
3.1	Selección de tubería para el serpentín.....	29
3.2	Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).....	30
3.3	Flujo volumétrico	32
3.4	Flujo másico	33
3.5	Número de Reynolds	33
3.6	Número de Prandtl.....	35
3.7	Número de Nusselt	36
3.8	Balace de energía.....	37
3.8.1	Transferencia de calor en estado gaseoso.....	37
3.8.2	Transferencia de calor en estado líquido	38
3.8.3	Transferencia de calor por calor latente	38
3.8.4	Transferencia total de calor	39
3.9	Cálculo de la cantidad de agua requerida.....	39
3.10	Coefficiente global de transferencia de calor.....	41
3.11	Conclusiones del capítulo	45
CAPÍTULO 4		46
4.1	Ansys fluent.....	46

4.1.1	Mallado computacional	46
4.1.2	Ecuaciones de gobierno	48
4.2	Métodos numéricos multifásicos usados por Ansys	48
4.2.1	Método Euler Euler	49
4.2.1.1	Modelo volumen de fluido (VOF).....	50
4.2.1.2	Modelo mixture	50
4.2.1.3	Modelo Eulerian	50
4.3	Modelos de evaporación y condensación.....	51
4.3.1	Modelo Lee	51
4.4	Proceso de simulación en Ansys fluent	52
4.5	Resultados obtenidos	53
4.6	Análisis descriptivo.....	64
4.1	Conclusiones del capítulo	68
	CONCLUSIONES GENERALES.....	69
	RECOMENDACIONES GENERALES.....	70
	BIBLIOGRAFÍA	71
	ANEXOS.....	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de absorción de Edmond Carré.....	2
Figura 2. Comparación de tubería helicoidal vs. Tubo recto. Fuente: [17]	4
Figura 3. Sistema de compresión de vapor. Fuente: [20].....	6
Figura 4. Intercambiador en espiral. Fuente: [29]	9
Figura 5. Unidad de condensación enfriada por agua. Fuente: [30]	9
Figura 6. Condensador de coraza y serpentín.....	10
Figura 7. Nano Refrigerantes. Fuente: [39].....	12
Figura 8. Clasificación de Nano Refrigerantes según refrigerante. Fuente: [40]	12
Figura 9. Contornos de velocidad (ms-1) en varios planos	14
Figura 10. Modelo intercambiador de calor de bobina	17
Figura 11. Volumen de control para flujo interno en un tubo.....	18
Figura 12. Gráfica LMTD flujo paralelo.....	19
Figura 13. Concepto de caudal	20
Figura 14. Red de resistencias térmicas	25
Figura 15. Tubería de cobre	29
Figura 16. Diagrama presión temperatura del agua.....	30
Figura 17. Condensación con R134a	31
Figura 18. Condensador helicoidal.	44
Figura 19. Dominio en pequeños volúmenes del condensador helicoidal	47
Figura 20. Condensador helicoidal en condición ideal	53
Figura 21. Contorno de fracción de volumen caso A.	55
Figura 22. Condensador en espiral contorno de densidad caso A.	56
Figura 23. Contorno de fracción de volumen caso B.	57
Figura 24. Contorno de densidad caso B.	58
Figura 25. Contorno de fracción de volumen caso C.	59

Figura 26. Contorno de densidad caso C.	60
Figura 27. Contorno de volumen de fracción caso D.	61
Figura 28. Contorno de densidad del caso D.....	62
Figura 29. Vector temperatura del condensador helicoidal ideal	64
Figura 30. Gráfica temperatura posición del condensador helicoidal ideal	64
Figura 31. Contorno de presión del condensador helicoidal ideal	65
Figura 32. Gráfica presión posición del condensador helicoidal ideal	65
Figura 33. Detalle de vector velocidad condensador helicoidal ideal	66
Figura 34. Gráfica velocidad posición del condensador helicoidal ideal	66
Figura 35. Contorno de fracción de volumen del condensador helicoidal ideal	67
Figura 36. Gráfica fracción de volumen posición	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Fluidos refrigerantes según GWP e índice de seguridad	12
Tabla 2. Propiedades físico químicas del refrigerante 134a.....	16
Tabla 3. Condensador dimensiones físicas y características.....	30
Tabla 4. Condiciones termodinámicas del R134a	31
Tabla 5. Parámetros de entrada del agua.....	32
Tabla 6. Rangos típicos de los números de Prandlt.	36
Tabla 7. Condiciones del R134a.....	37
Tabla 8. Dimensiones de la carcasa externa.....	40
Tabla 9. Tipos de flujos multifásicos	49
Tabla 10. Resumen de casos de modelados efectuados	63

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Diagrama $\mu - T$ para el refrigerante R134a [68].	79
Anexo 2. Ficha técnica tubería de cobre tipo L[85]	80
Anexo 3. Conductividad de varios metales [54].....	81
Anexo 4. Tabla de propiedades de entrada R134a [123].	82
Anexo 5. Tabla de propiedades de salida R134a a 25 °C [123].	83
Anexo 6. Propiedades del líquido agua [123].	84
Anexo 7. Propiedades termodinámicas del refrigerante 134a [98].....	85
Anexo 8. Ficha técnica de R134a [96].....	86

RESUMEN

El presente documento de investigación muestra la elaboración de diseño térmico de análisis y simulación mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) de Ansys del comportamiento térmico del refrigerante 134a en un condensador. Estos sistemas de simulación efectúan diseños apegados a la realidad, sin realizar construcciones forzosas para la experimentación prueba y error, obteniendo resultados veraces sujetos a versatilidad de cambios para rediseños del sistema. En cuanto a metodología el enfoque cuantitativo es el adecuado, debido a que ofrece un conjunto de pasos secuenciales y probatorios; se inició con definición de condiciones de contorno, para luego delimitar el diseño geométrico y evaluación del comportamiento térmico del refrigerante 134a y su condensador, se determina modelos adecuados para cada régimen como: modelo fracción de volumen Euler Euler, de donde se deriva el método Eulian utilizado para fluidos multifásicos, el cual soluciona un conjunto de innumerables ecuaciones de momentum y continuidad para cada fase, lográndose a través de los coeficientes de intercambio de fluidos no granulares (fluido fluido). Además, en modelos de condensación se utilizó la herramienta Lee, que maneja una ecuación de transferencia para cada fase descrita. Los resultados obtenidos se reflejan en cuatro casos expuestos en donde se compara al llamado modelo ideal con otros obtenidos a partir de diferenciación de, los cuales presentaron una variación la presión en un 5% por pérdidas del sistema y aumentos de velocidad menores al 40% de manera general, también una eficiencia del condensador mayor a 50% de transferencia de calor y un cambio de fase efectivo.

Palabras claves: Ansys, condensador, CFD refrigerante, R134.

ABSTRACT

The present document contents the design of thermal analysis and simulation by Ansys CFD (Computational Fluid Dynamics) of the thermal behavior of the 134a refrigerant in a condenser. These simulation systems make designs very similar to reality, without making constructions about error experimentation, obtaining good results subject to versatility of changes in redesigning systems. At area of methodology, the quantitative grasp offers a set of sequential and evidential steps; their started with definition of boundary conditions, to delimited the geometric design and evaluation of the thermal behavior of refrigerant 134a and its condenser, it is determined suitable models for each regime as: volume model Euler Euler, from which the Eurlian method is derived used for multiphase fluids, that solves a set of innumerable momentum and continuity equations for each phase, achieved through the coefficients of exchange of non-granular fluids (fluid fluid). In addition, the Lee's tool was use in condensation models, which handles a transfer equation for each phase described. The results about four exposed cases were obtain with an ideal model compared with others; these presented a variation in pressure of 5 % due to system losses and speed increases of less than 40 %, also a condenser efficiency greater than 50% heat transfer and an effective phase change.

Keywords: Ansys, condenser, CFD, refrigerant, R134.

PROBLEMA

El calor sensible de los refrigerantes, que generalmente no se aprovecha y obliga a sobredimensionar los condensadores, reduciendo así su eficiencia al utilizar más energía consumida que la producida en las bombas de calor; otro inconveniente identificado tiene que ver con el tipo de mezcla derivada dentro del sistema, se desconoce datos exactos en cuanto a fase, temperaturas, presiones, porcentajes de líquido vapor, tiempos de cambio de fase, entre otros. Por otro lado, el rendimiento energético de los refrigerantes utilizados se ve afectado por características como la capacidad frigorífica, relación de compresión. Otro aspecto perjudicial a mencionar es la capacidad higroscópica del refrigerante que al combinarse con aceites formaría un compuesto ácido perjudicial para el motor del sistema de refrigeración.

No obstante, como fluido de trabajo se utilizará al refrigerante R134a, gracias a sus propiedades ambientales menos dañinas que el R12; se puede enumerar sus beneficios como elemento poco perjudicial para la capa de ozono con cero ODP (Ozone Depletion Potencial), además de una estabilidad térmica y química, baja corrosión, toxicidad e inflamabilidad y una excelente compatibilidad con diversos materiales y lubricantes. Cabe recalcar que este fluido interactúa en el sistema con un agente refrigerante en este caso agua, elegido por la facilidad de obtención de la misma.

Este análisis y simulación está enfocado a la industria que maneja ciclos de refrigeración, con el modelo de condensador helicoidal, el cual busca dar respuesta a problemas identificados por obtención de mezcla líquido vapor que producen efectos de recalentamiento, sub enfriamiento, entre otros. Por otra parte, se identifica inconvenientes de obstrucción debido a suciedades existentes, disminuyendo las complicaciones para obtener una mejor eficiencia; por esta razón la investigación va dirigida a aumentar la calidad de mezcla obtenida a la salida del sistema, en un tiempo adecuado de operación que aporte a la elaboración de ciclos eficientes para el uso en hogares e industrias a nivel nacional.

OBJETIVOS

Objetivo general:

- Analizar y simular mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) de Ansys el comportamiento térmico del refrigerante 134a en un condensador dentro de un ciclo de refrigeración.

Objetivos específicos:

- Conocer datos históricos y actuales de rendimiento térmico de los sistemas de calentamiento con R134a, para la evaluación de la eficiencia energética.
- Analizar el comportamiento térmico del refrigerante dentro del condensador considerando las variables de entrada y salida.
- Evaluar las propiedades térmicas del R134a en el condensador para la correcta aplicación de este fluido en una bomba de calor.
- Simular el fluido refrigerante mediante CFD de Ansys para el análisis de la eficiencia térmica considerando las variaciones de temperatura y presión.

NOMENCLATURA

Alfabeto

A	Área trasversal	\dot{m}_{vl}	Tasa de transferencia de masa por condensación.
A_i	Área interna del condensador	N_{Re}	Número de Reynolds.
a	Área superficial exterior del tanque.	Nu	Número de Nusselt.
a_e	Área superficial interior del tanque.	n	Número de espirales.
b	Factor de enfriamiento.	P_c	Presión crítica.
C	Constante de Nusselt.	P_{Ai}	Presión de entrada del agua.
CP	Calor específico del fluido.	P_r	Número de Prandtl.
$Cp_{gaseoso}$	Calor específico del fluido en estado gaseoso.	P_{Re}	Presión reducida.
Cp_{H2O}	Calor específico del agua	P_{Ri}	Presión de trabajo y entrada R134a.
$CP_{liquido}$	Calor específico del fluido en estado líquido.	Q	Calor.
D_0	Diámetro externo.	Q_c	Transferencia de calor en estado líquido.
D_i	Diámetro interno.	Q_{cond}	Calor de conducción en la conducción.
D_s	Diámetro helicoidal.	Q_{conv}	Calor de conducción en la convección.
e	Espesor.	Q_{ganado}	Transferencia de calor ganado.
g	Gravedad.	Q_l	Transferencia de calor latente.
Hs	Altura del serpentín.	$Q_{perdido}$	Transferencia de calor perdido.
Hc	Altura del contenedor de agua.	Q_v	Transferencia de calor en estado gaseoso.
he	Coefficiente convectivo de transferencia de calor externo.	Q_t	Transferencia de calor total.
hfg	Entalpía de vaporización.	T_{Ai}	Temperatura de entrada del agua.
hi	Coefficiente de transferencia de calor por convección.	T_{Ao}	Temperatura de salida del agua.
k	Conductividad térmica del fluido.	T_c	Temperatura crítica del R134a.
K_L	Conductividad térmica del material.	T_l	Temperatura del líquido.
L	Longitud de tubería.	T_{Ri}	Temperatura de trabajo del R134a.
L_c	Longitud de contenedor de agua.	T_{Re}	Temperatura reducida del R134a.
Le	Longitud efectiva.	T_{Ro}	Temperatura de salida del R134a.
M	Masa Molar.		
\dot{m}	Flujo másico de R134a.		
\dot{m}_{H2O}	Flujo másico del agua.		
\dot{m}_{lv}	Tasa de transferencia de masa por evaporación.		

T_{sat}	Temperatura de saturación de R134a.
T_v	Temperatura de vapor.
t	Tiempo.
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
V	Velocidad del fluido R124a.
\vec{V}_v	velocidad fase vapor.
v	Fase vapor.
\dot{v}	Flujo volumétrico de R124a.
V_{H2O}	Velocidad del fluido agua.
ve	Volumen específico.
x	Coefficiente exponencial de Nusselt.

Letras Griegas

α_v	Fracción de volumen vapor.
α_l	Fracción de volumen líquido.
ρ	Densidad.
ρ_{H2O}	Densidad del agua.
ρ_L	Densidad de R134a, estado líquido.

ρ_l	Densidad líquida.
ρ_v	Densidad.
ρ_v	Densidad de vapor.
μ_{Ri}	Viscosidad de trabajo.
μ_{Re}	Viscosidad reducida.
μ_c	Viscosidad crítica.
π	Pi.

Diferenciales

ΔT	Diferencia de temperaturas.
$MLDT$	Diferencia de media de temperatura.

Tasas y gradientes

(dn/dt)	Tasa de crecimiento de la nucleación.
(dr^2/dt)	Tasa de crecimiento del radio.

Coefficientes

$coef f$	Factor de relajación.
----------	-----------------------

INTRODUCCIÓN

El estudio de estado de arte comprende un registro histórico del ciclo de refrigeración, sus avances en el tiempo hasta llegar a mejoras significativas en la actualidad, por consiguiente el proceso de enfriar nace de la necesidad de conservar bebidas, alimentos, entre otros. Los primeros imperios en utilizar hielo para sus fines fueron el oriental y el griego, incluso se ideó una técnica para comprimirlo y conservarlo en paja o ramas de árboles, llamada peplet, tiempo después se utilizó agua con sal para almacenar el agua y provisiones a menos de 10 °C por medio del enfriamiento, gracias a la deshidratación, condimentación o el salado de las mismas. Ferdinand Philippe y Edmond Carré creadores del sistema de absorción, utilizando el gas amoníaco como refrigerante. Finalmente, Jacob Perkins, patentó la primera máquina práctica productora de hielo. La evolución en el campo de la refrigeración se dio en primer lugar hacia los gases refrigerantes que no afectan a la capa de ozono, ya que todos los países latinos eliminaron el uso de los clorofluorocarbonos (CFCs). En Ecuador aún no se desarrolla la tecnología para atender todos los requerimientos de las líneas de frío, todavía se importan un 60 % de componentes; sin embargo, este país está dentro del tratado de Montreal buscando el reemplazo por tecnologías limpias para la protección del medio ambiente. Por otra parte, varios autores como Kang et al. [1] han estudiado la transferencia de calor y las características de caída de presión de R134a en tuberías helicoidales y proporcionaron correlaciones de transferencia de calor a partir de los datos experimentales, Yu et al. [2] investigaron además sobre la orientación de la tubería helicoidal, la cual tiene un efecto significativo en el refrigerante y en los coeficientes de transferencia de calor, Wongwises y Polsongkram [3] desarrollaron un estudio experimental de la transferencia de calor de condensación y caída de presión de 134a en un intercambiador de calor helicoidal, la particularidad son flujos de masa más grandes que Kang et al. Para realizar una comparación. Por tanto Jung et al. [4] con R134a como fluido de trabajo compararon tubos rectos versus tubería helicoidal y muestran que la velocidad de transferencia de calor del refrigerante mejoró en gran medida en una tubería helicoidal, con el aumento de la masa de flujo del refrigerante.

Luego de realizar un resumen histórico del proceso de refrigeración, estudio de refrigerantes a nivel mundial y nacional, además de compendios de avances en el

modelo de condensador helicoidal mencionado, se procedió a identificar conceptos y variables de transferencia de energías, mecánica de fluidos con el objetivo de delimitar el diseño requerido, sobre todo al detallar ecuaciones, realizar análisis dimensionales y sintetizar cada segmento del diseño general. La identificación de propiedades juega un papel importante para la decisión del tipo de fluido mediante el número de Reynolds, cantidad de difusión de calor con respecto a la velocidad con el número de Prandtl, además de la interpretación del coeficiente de transmisión de calor en la superficie y la conductancia dada por el número de Nusselt. Para finalmente identificar las transferencias de calor existentes por conducción y convección entre los fluidos implicados y la pared de contacto.

Posteriormente, se realizó una selección del tipo de tubería adecuado para el diseño mencionado, de entre todos los modelos existentes y aplicaciones varias se tomó en cuenta material y diámetro interno, externo, también espesor, longitud, en sí características geométricas para trazar el entorno de interacción de calor, junto a esto se procedió a la selección de variables de entrada y salida de los fluidos de trabajo, en este caso agua y R134a, como temperaturas, presión, velocidad, entre otras cifras importantes para determinar el flujo másico, áreas y tipos de transferencia de calor en estado gaseoso, líquido y latente, en consecuencia la determinación del coeficiente global de transferencia de calor ayuda a concluir cálculos de diseño dimensional del depósito de agua requerido para enfriar el sistema, así como también la determinación de número de espiras necesarias para condensar correctamente al refrigerante, en el tiempo calculado.

Finalmente el último capítulo muestra resultados obtenidos en la simulación computarizada por medio de Ansys fluent, método Euler Euler, modelos Eulian y Lee, este último utilizado para la condensación de fluidos, se siguió además un riguroso proceso de diseño de mallado, para obtener un modelo ideal acorde a los cálculos realizados en el capítulo previo, el cual llegó a ser comparado con otros modelos de cambio de variable, por ejemplo: reducción de una espira, decremento de temperatura, disminución de velocidad de 1,5 m/s a 0,75 m/s, contrario a esto fue necesario realizar un aumento de velocidad a 3 m/s, con el fin de evaluar el fluido en diversas condiciones para identificar la solución acorde al sistema calculado e inferir mejoras y recomendaciones para estudios posteriores tanto de optimización o de construcción.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS

El presente capítulo refiere un detalle conceptual en cuanto a historia, antecedentes, evolución y compendios de funcionamiento; en particular de los condensadores helicoidales y su fluido de trabajo, refrigerante 134a.

El objetivo del capítulo es conocer los tipos de condensadores existentes a nivel mundial, su funcionamiento, capacidad frigorífica, tipos de fluido de trabajo, entre ellos el refrigerante 134a como fluido elegido para la producción de frío, mediante transferencia de calor; por otra parte, se detallará el software que se empleará para la simulación de un condensador helicoidal.

1.1 Estado del arte

Hace mucho tiempo, el hombre ha tratado de dar aplicaciones al fenómeno natural de enfriamiento, el primer imperio en utilizar hielo para enfriar bebidas fue el oriental, quienes lo transportaban de las montañas al palacio [5]; también los griegos mitigaban el calor, con una técnica para comprimirlo y conservarlo en paja o ramas de árboles, llamada pecelet [6].

Desde la antigüedad se conocía que añadiendo ciertas sales, como por ejemplo el nitrato sódico, al agua, se consigue disminuir su temperatura [5]. En 1553 un médico español, Blas Villafranca ocupó por primera vez el término refrigerar y descubrió que podía utilizarse una mezcla de agua con sal para congelar el agua [7].

El gran salto fue conservar alimentos a menos de 10 °C por medio del enfriamiento, gracias a la deshidratación, condimentación o el salado de los mismos [8]. Ferdinand Philippe y Edmond Carré creadores de máquinas de refrigeración, sólo consumían calor gracias a un sistema llamado afinidad, más tarde conocido como absorción, utilizando el gas amoníaco como refrigerante [9].

Dicha máquina fue patentada en 1860 y causa sensación en una exposición universal en Londres, más tarde el sistema sufre una modificación combinando agua y ácido sulfúrico, como se muestra en la figura 1 con el sistema de absorción.

La carrera del frío sufre un nuevo impulso cuando el científico Charles Tellier construye el primer ciclo por compresión con gas licuable éter metílico, iniciando así viajes de cargas de carne en transportes marítimos llamados más tarde barcos

frigoríficos, desafío que tomaron Carré y Tellier como una competencia, para demostrar cuál de sus descubrimientos eran el mejor de la época [10].

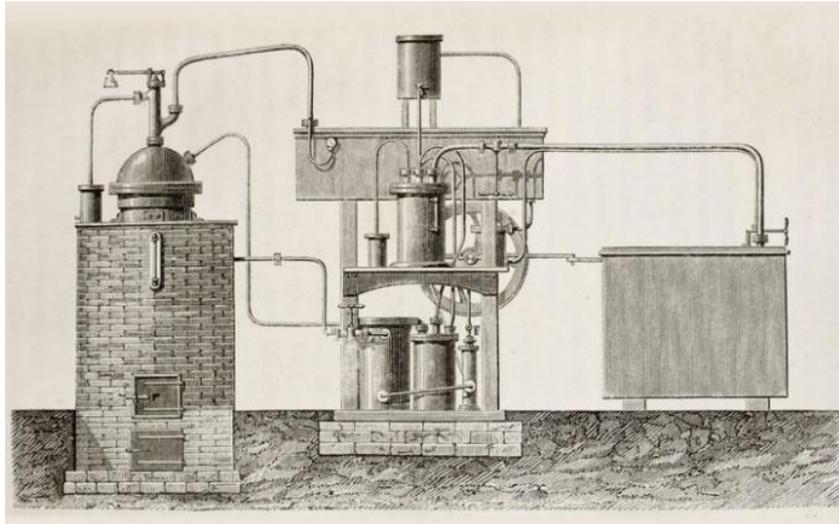


Figura 1. Sistema de absorción de Edmond Carré.

Fuente: [11]

Finalmente, Jacob Perkins, patentó la primera máquina práctica productora de hielo. El aparato se ponía a calentar durante 35 a 70 minutos; la solución concentrada de amoníaco se calentaba hasta 130 °C, el gas amoníaco abandonaba la solución acuosa y pasaba al condensador donde se licuaba. En la fase de enfriamiento, aproximadamente de la misma duración, una bandeja de metal con agua se colocaba en esta parte del equipo, que ahora funcionaba con evaporador y el agua se congelaba. El aparato empleaba aproximadamente 3 kg de carbón por cada kilo de hielo producido. Con el paso del tiempo aparecieron otros refrigerantes distintos de los éteres y más tarde los motores eléctricos, la máquina de absorción tuvo que ceder el primer puesto a la de compresión [12].

La evolución en el campo de la refrigeración se dio en primer lugar hacia los gases refrigerantes que no afectan a la capa de ozono, ya que todos los países latinos eliminaron el uso de los clorofluorocarbonos (CFCs). En estos momentos existe la búsqueda de las tecnologías eficientes energéticamente, que no provoquen la emisión de gases de efecto invernadero hacia la atmósfera. El resultado es la autorización del uso de la molécula heavy fuel oil (HFO) que tiene una vida atmosférica muy corta. Otra tecnología es el uso de los sistemas de volumen de refrigerante variable dentro de los edificios amigables con el medio ambiente o de alto desempeño [13].

Actualmente debido a que en Ecuador aún no se desarrolla la tecnología para atender todos los requerimientos de las líneas de frío, todavía se importan un 60 % de componentes de alrededor de 20 marcas [14].

De acuerdo a la conciencia ambiental generada en los últimos años Ecuador mantiene un compromiso y acciones con entidades de control como el Ministerio de Industrias y Productividad, la organización de las naciones unidas para el desarrollo industrial (ONUUDI) y el programa de naciones unidas para el medio ambiente (PNUMA), para cumplir con las directrices del Protocolo de Montreal del que este país es signatario desde el 12 de abril de 1990; se han instituido buenas prácticas de refrigeración y eliminación de sustancias contaminantes de la capa de ozono, capacitación a técnicos aduaneros en identificación y control de tráfico ilícito de estas sustancias, más de un millar de técnicos en refrigeración y aire acondicionado capacitados sobre recuperación y reciclaje de gases refrigerantes, para proteger la capa de ozono [15].

A estas acciones, se suma la entrega y equipamiento de identificadores de gases refrigerantes al Servicio Nacional de Aduanas (SENAE), la dotación de máquinas de recuperación de estos gases a talleres de refrigeración y aire acondicionado a nivel nacional [15].

Las tuberías helicoidales se han utilizado ampliamente en una gran variedad de áreas de ingeniería como la petroquímica, nuclear, biomédica, farmacéutica, generación de energía, criogénica, militar y aeroespacial, así como sistemas de refrigeración y aire acondicionado y bombas de calor, debido a su alta eficiencia en transferencia de calor y alta compresión de volumen hasta la fecha, se han obtenido datos experimentales extensivos y correlaciones empíricas para las características de transferencia de calor por condensación y caída de presión de R-134a y sus mezclas con otros refrigerantes (por ejemplo, R-32 / R-134a) dentro de los tubos [16].

Kang et al. [1] han estudiado la transferencia de calor y las características de caída de presión de R134a en tuberías helicoidales y proporcionaron correlaciones de transferencia de calor a partir de los datos experimentales, como el caso del coeficiente de condensación, el cual aumentó con la disminución de los diámetros de bobina y tubo helicoidales. También se informó que, con la acentuación de número de Reynolds, los coeficientes de transferencia de calor del refrigerante disminuyeron.

Yu et al. [2] investigaron además sobre la orientación de la tubería helicoidal, la cual tiene un efecto significativo en el refrigerante y en los coeficientes de transferencia de calor.

Actualmente, Wongwises y Polsongkram [3] desarrollaron un estudio experimental de la transferencia de calor de condensación y caída de presión de 134a en un intercambiador de calor helicoidal, la particularidad son flujos de masa más grandes que Kang et al, para realizar una comparación.

Los datos experimentales obtenidos a partir de investigaciones anteriores de comparación de condensación de refrigerante 134a en tubos rectos versus tubería helicoidal, por Jung et al. [4] con R134a como fluido de trabajo con rango de datos similar de la temperatura de saturación del refrigerante T_s (40 °C), muestran que la velocidad de transferencia de calor del refrigerante mejoró en gran medida en una tubería helicoidal, con el aumento de la masa de flujo del refrigerante como se muestra en la figura 2.

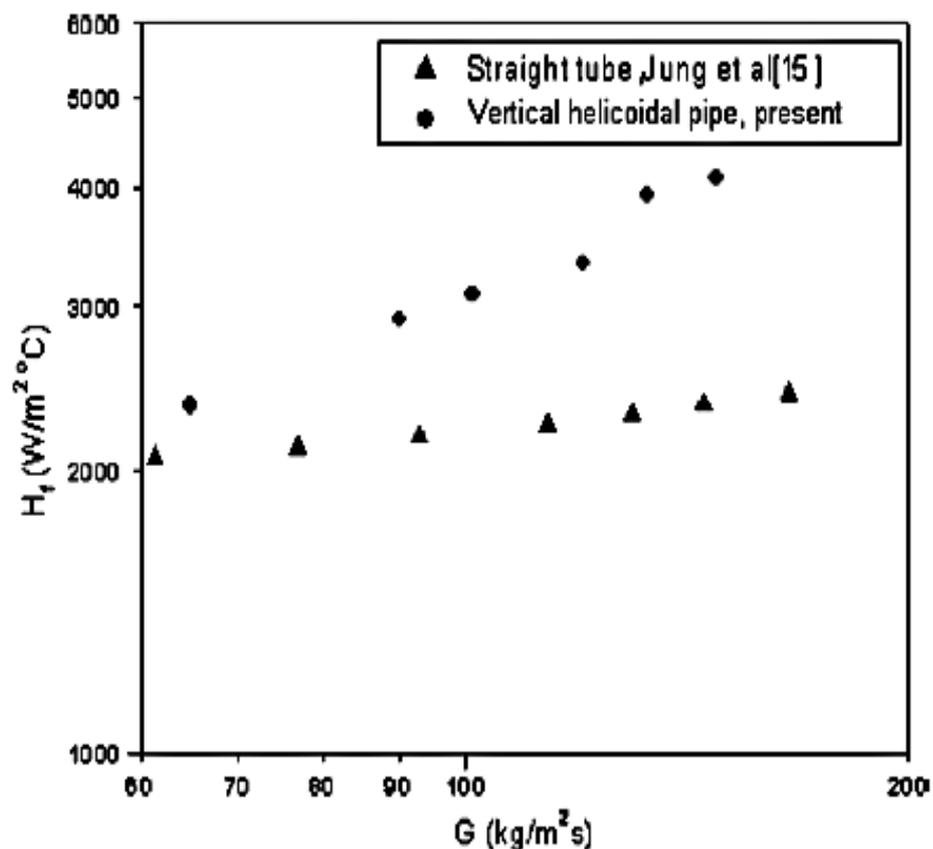


Figura 2. Comparación de tubería helicoidal vs. Tubo recto según los coeficientes de transferencia de calor.

Fuente: [17]

La investigación experimental se llevó a cabo en las características de transferencia de calor de condensación y caída de presión de R134a en la tubería helicoidal anual. El experimento se realizó a tres diferentes temperaturas saturadas (35 °C, 40 °C y 46 °C) con un flujo de masa de R134a que oscilaba entre 100 y 420 kg / m²s, donde la velocidad de transferencia de calor del refrigerante se podría aumentar hasta dos veces más que en el tubo recto. Los resultados muestran que los coeficientes de transferencia de calor de condensación y las caídas de presión de R134a aumentan con el flujo de masa del fluido de trabajo. Las temperaturas saturadas tienen efectos significativos sobre los coeficientes de transferencia de calor de condensación del fluido de trabajo en la tubería helicoidal. Los resultados experimentales obtenidos se compararon con los datos de prueba para las tuberías rectas y helicoidales.

La mejora de transferencia de calor producida por el tubo helicoidal anular es principalmente debido al hecho de que la curvatura de la tubería induce un flujo secundario, que a su vez aumenta la velocidad de transferencia de calor por convección del refrigerante [17].

1.2 Aspectos teóricos de la investigación

1.2.1 Refrigeración mecánica

Es aquella que incluye componentes fabricados por el hombre y que forman parte de un sistema, o bien cerrado (cíclico), o abierto. Así, los sistemas cerrados de refrigeración mediante el uso de refrigerantes halogenados como los clorofluorocarbonos (CFCs), hidroclorofluorocarbonos (HCFCs), hidrofluorocarbonos (HFCs) y otros.

La refrigeración mecánica se usa actualmente en acondicionamiento de aire para el confort, así como congelación, almacenamiento, proceso, transporte y exhibición de productos perecederos [18].

1.2.2 Ciclo de refrigeración

Se trata de un proceso cerrado en el cual no hay pérdida de materia y todas las condiciones se repiten indefinidamente [18]. El método de refrigeración más usado es el de compresión, donde la energía mecánica comprime un gas refrigerante, al condensar dicho gas que emite el calor, se evapora mediante la absorción del refrigerante llevando la temperatura a niveles inferiores, normalmente para mantener

el proceso se utiliza energía mecánica, sin embargo, para producir el cambio se utiliza energía eléctrica [19].

Dentro del ciclo de refrigeración y basado en la presión de operación se puede dividir el sistema en dos partes:

- Lado de alta presión: parte del sistema que está bajo la presión del condensador.
- Lado de baja presión: parte del sistema que está bajo la presión del evaporador [18].

El proceso básico del ciclo consta de cuatro elementos como se los puede apreciar en la figura 3, además están enlistados a continuación:

- Un evaporador, el cual será la unidad enfriadora.
- Una bomba, a la que se denomina compresor.
- Un condensador, el cual será la unidad disipadora de calor.
- Un dispositivo regulador de líquido, ya sea válvula de expansión, tubo capilar, entre otros [7].

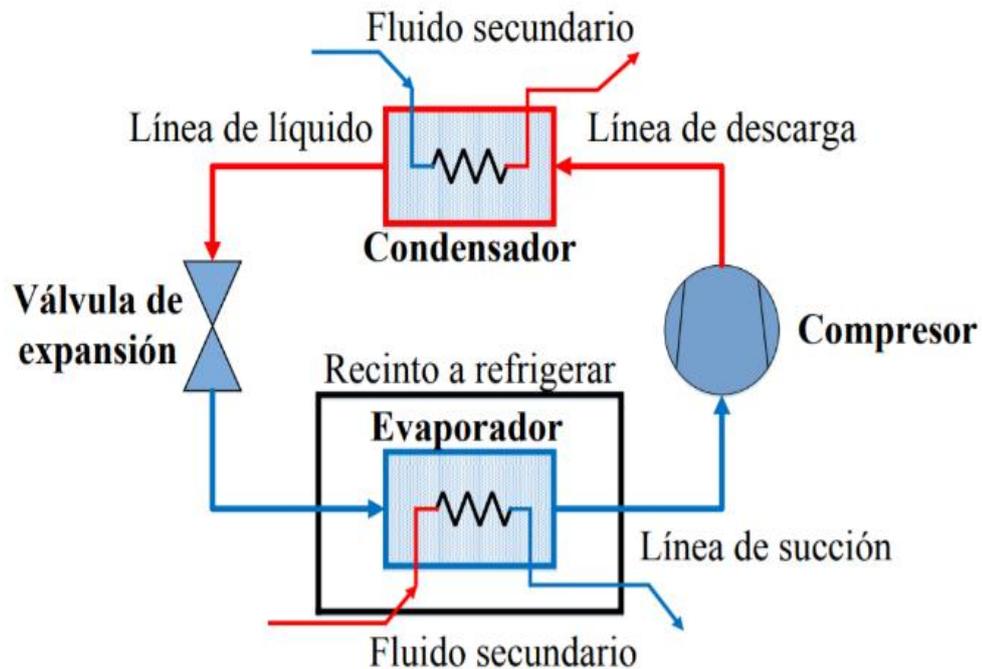


Figura 3. Sistema de compresión de vapor.
Fuente: [20]

1.2.3 Condensación

Es un proceso termodinámico donde la temperatura de un vapor se reduce por debajo de su temperatura de saturación, este normalmente ocurre por contacto entre el vapor y una superficie fría, ya sea esta un líquido o un gas, la energía latente del vapor se libera, el calor se transfiere a la superficie y se forma la denominada condensación [21].

Los tipos comunes de condensación comprenden: condensación homogénea, donde el calor se condensa por gotas suspendidas en una fase gaseosa para formar neblina y condensación por contacto directo, cuando el vapor llega a hacer contacto con un líquido frío. La condensación superficial puede ocurrir según la una o dos formas mencionadas, dependiendo la condición de la superficie, siendo su forma dominante una en donde la película líquida cubre toda la superficie de condensación bajo la acción de la gravedad y ésta fluye de forma continua desde la superficie [22].

Además, existen otros tipos de condensación importantes como condensación de película, la cual es por lo general característica de superficies limpias no contaminadas, considerando una placa vertical en presencia de un vapor condensable; si la temperatura de la placa está por debajo de la temperatura de saturación del vapor, se formará condensado sobre la placa y bajo acción de la gravedad se desplazará hacia abajo formando una película delgada. Sin embargo, si la superficie está cubierta de una sustancia que impide que se moje, es posible mantener condensación por gotas. Estas se forman en grietas, hoyos y cavidades sobre la superficie pueden crecer y unirse a través de la condensación, estas fluyen en la superficie por acción de la gravedad de forma aleatoria y constituyen más de su 90 %. Sin importar si está en forma de película o gotas, la condensación proporciona una resistencia a transferencia de calor entre la superficie y el vapor ocasionado por un gradiente de temperatura de desplazamiento de la placa hacia abajo, debido a que esta resistencia se incrementa con el espesor del condensado, que aumenta la dirección de flujo. El flujo de calor de la condensación por gotas es mayor, debido a que el área de contacto expuesta a la transferencia es más grande y no existe barrera de película [23].

Es deseable utilizar superficies verticales cortas o cilindros horizontales en condensación de película. La mayoría de condensadores son serpentines horizontales,

a través de los que un refrigerante líquido fluye y alrededor del que se hace circular el vapor a condensar [22].

1.2.4 Condensador

El condensador es un sistema que elimina calor por intercambio entre el calor latente de licuefacción del refrigerante a una presión y temperatura que viene del generador. Un condensador puede consistir de un tanque receptor rodeado por una camisa de agua [24].

Cuando el calor se absorbe hacia el sistema, en el punto de cambio de estado (de líquido a vapor) del refrigerante es cuando se absorbe mayor cantidad de calor. Lo mismo ocurre, a la inversa, en el condensador; es decir, es justamente en el punto de cambio de estado (de vapor a líquido) cuando se rechaza más cantidad de calor. El condensador funciona a presiones y temperaturas más elevadas que el evaporador y suele estar situado en el exterior. No obstante, los materiales de los que está hecho el condensador y el medio que se utiliza como objetivo de la transferencia de calor hacen que el rendimiento del intercambiador de calor no sea el mismo [25].

1.2.5 Tipos de condensadores

Estos son categorizados de acuerdo a características comunes operación, función y forma de construcción. Por su operación actúan según la orientación del fluido que puede ser paralelo, contraflujo y flujo cruzado; tomando en cuenta flujos internos y externos que viajan en la misma dirección, idéntica línea, inclusive sentido opuesto y disposición perpendicular de un fluido en razón al otro, respectivamente a las orientaciones del fluido mencionadas. Por otro lado, la tipificación por función incluye sistemas regenerativos donde el fluido caliente y frío son el mismo y no regenerativos que manejan fluidos a diferentes temperaturas, donde el uno enfría al otro [26].

Posteriormente, la clasificación por forma de construcción. Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías: carcaza y tubo o plato. Como en cualquier dispositivo mecánico, cada uno de estos presenta ventajas o desventajas en su aplicación [27].

Finalmente, los intercambiadores en espiral se originaron en Suecia hace más de 40 años para ser utilizados en la industria del papel y son llamados también SHE debido

a sus siglas en inglés Spiral Heat Exchanger. Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas como se muestra en la figura 4, alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. El espaciamiento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas a una especie de paral. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen [28].

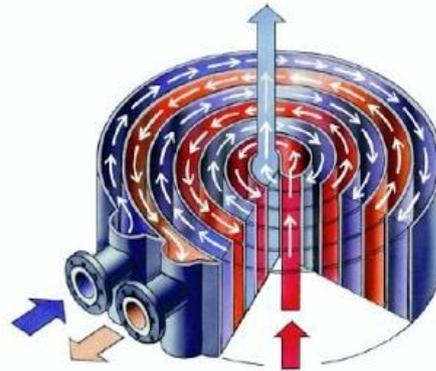


Figura 4. Intercambiador en espiral.

Fuente: [29]

Existen intercambiadores que se enfrían con diferentes fluidos, sin embargo, los primeros condensadores de refrigeración comerciales que aparecieron se enfriaban con agua como se especifica en la figura 5. Estos condensadores eran bastante rudos al comparar con los mecanismos enfriados con agua más modernos. Los condensadores enfriados por agua tienen muy buen rendimiento comparados con los condensadores enfriados por aire y funcionan a temperaturas de condensación mucho más bajas. Los condensadores de tubo dentro de tubo, los de coraza serpentín, además de los de coraza y tubo son los más habituales como se muestra en la figura 5 [25].

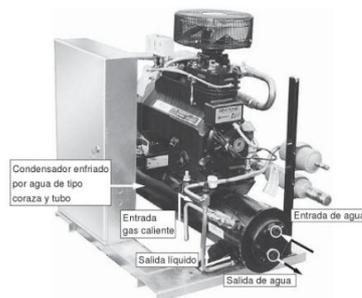


Figura 5. Unidad de condensación enfriada por agua.

Fuente: [30]

Un intercambiador muy eficiente es el condensador vertical que tiene muchas ventajas tales como ocupar un área más pequeña, una estructura más simple, conveniente en el mantenimiento, y en particular puede cumplir con el proceso determinado [31].

El rendimiento de la transferencia de calor y masa del tubo condensador helicoidal es similar al de haz de tubos existente. El condensador helicoidal propuesto muestra un buen potencial debido a su tamaño y peso reducidos para los diseños futuros de enfriadores / calentadores de pequeña capacidad [32].

Es parecido al tubo dentro de tubo. Se trata de un serpentín de tubos empaquetado en una coraza que, posteriormente se cierra y se suelda como se muestra en la figura 6. Normalmente, el gas refrigerante se descarga en esta coraza y el agua circula por el tubo que hay en ellas [25]. Las características termo hidráulicas en tubos en espiral helicoidales son muy complicadas por el hecho de que la curvatura de la bobina induciría la fuerza centrífuga, así como también el patrón de flujo secundario. Se considera la transferencia de calor de carcasa a tubo, cuando eliminando la temperatura constante de la pared o la suposición del flujo de calor como condición de límite de la pared [33].

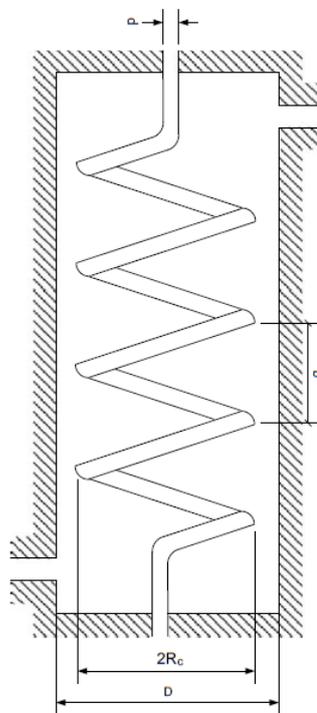


Figura 6. Condensador de coraza y serpentín.

Fuente: [32]

1.2.6 Refrigerante

Un refrigerante es un elemento no corrosivo encargado de intercambiar calor entre dos fluidos en un sistema térmico bajo condiciones de presión y temperatura apropiadas, este producto puede encontrarse en estado líquido o gaseoso, teniendo que ser fácilmente licuable [34].

Dentro de la refrigeración, es la materia principal para el funcionamiento de los ciclos en conjunto con los procesos de (evaporización y condensación), en donde la función de absorber o ceder calor es primordial para completar el ciclo de refrigeración, como tal la función total del refrigerante [35].

1.2.7 Tipos de refrigerantes

Desde la invención del ciclo de compresión de vapor por Parkin en la década de 1830, se probó un gran número de sustancias químicas como refrigerante. Los CFC, HCFC y HFC son sustancias químicamente sintéticas comúnmente utilizadas como fluidos de trabajo debido a sus excelentes propiedades termodinámicas y químicas. Por un lado, los CFC y HCFC contienen cloro que reacciona con el ozono y destruye la capa atmosférica. Por otro lado, los HFC no contienen cloro o bromo, también son gases de efecto invernadero que afectan la temperatura global de la superficie de la Tierra. Por lo tanto, todos estos refrigerantes contribuyen significativamente al impacto ambiental y al cambio climático. Tienen un potencial de calentamiento global (GWP) más alto que el de CO₂ (miles de veces) [36].

El conocimiento de las propiedades termodinámicas del fluido es requerido para el cálculo del ciclo. Un resumen de las fuentes bibliográficas para cada uno de los fluidos estudiados se puede encontrar en la tabla 1 [37].

Donde términos como Global Warming Potential (GWP), conocido en español como potencial de calentamiento global, es índice importante que define el efecto de calentamiento integrado a lo largo del tiempo que produce una liberación instantánea de 1kg de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el CO₂ está basado en un tiempo horizonte de 100 años.

Por otro lado, la expresión Ozone Depletion Potential (ODP) juega también un papel importante en la medida de la capacidad que posee una sustancia para destruir el ozono estratosférico, que se basa en su duración en la atmósfera, estabilidad, reactividad y

contenido de elementos que pueden atacar al ozono [38].

Tabla 1.
Fluidos refrigerantes según su GWP e índice de seguridad [37].

Fluido	Designación	Fórmula Química	GWP	Índice de seguridad
CFC	R 12	CCl_2F_2	8.500	A1
	R 114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$		
	R 11	CCl_3F		
HCFC	R 22	CHClF_2	1.700	A1
	R 124	CHClFCF_3		A1
	R 142b	CH_3CClF_2		A2
	R 123	CHCl_2CF_3		B3
HFC	R 134a	CH_2FCF_3	1.320	A1
	R 152a	CHF_2CH_3		A2

Existen también los nanos refrigerantes expuestos en la figura 7 o mezclas de refrigerantes/ nano lubricantes que tienen el potencial de mejorar las tasas de transferencia de calor, por lo tanto, se pueden lograr intercambiadores de calor más pequeños en sistemas de aire acondicionado y refrigeración.



Figura 7. Nano Refrigerantes.
Fuente: [39]

Los nano refrigerantes se clasifican según el tipo de base de refrigerante que se muestra en la figura 8 [40].

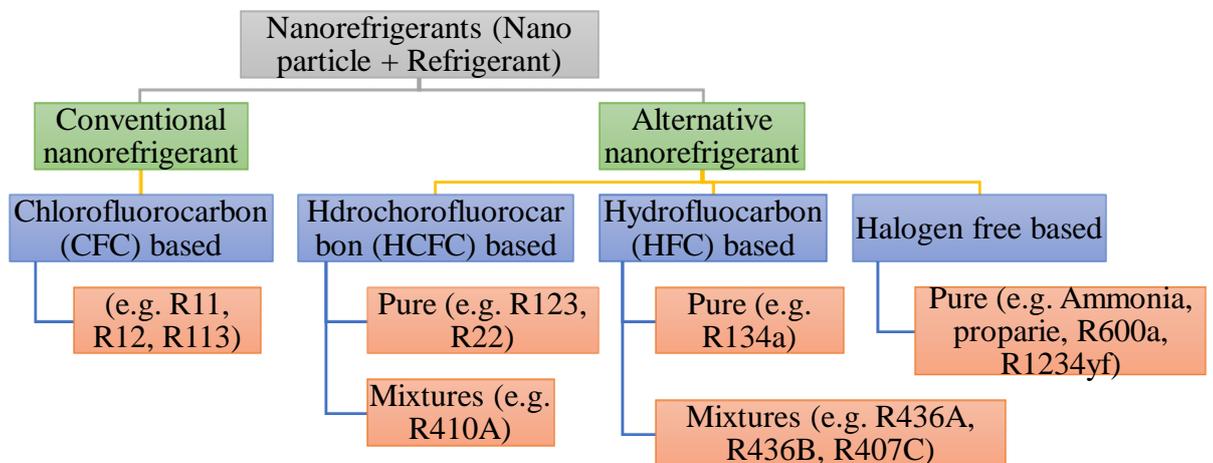


Figura 8. Clasificación de Nano Refrigerantes según refrigerante.
Fuente: [40]

1.2.8 Refrigerante 134a

El gas refrigerante R134a es un HFC que sustituye al R12 en instalaciones nuevas. Esto tiene un punto de ebullición de $-26.20\text{ }^{\circ}\text{C}$ que tiene una comparación razonable con el punto de ebullición de R-12 ($-29.80\text{ }^{\circ}\text{C}$). Tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y no es inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales [41]. El R134a es un refrigerante alternativo al R12, es muy utilizado en el aire acondicionado de los automóviles y en refrigeradores domésticos. También se utiliza mucho en el sector industrial y comercial además del transporte frigorífico en temperaturas positivas [35].

1.3 Simulador del proceso de condensación

La condensación es el proceso donde ocurre un cambio de fase gaseosa a líquida. El modelado de la condensación de vapor es muy importante en diversas aplicaciones de ingeniería [42]. Los simuladores modernos se basan en complicadas fórmulas físicas que se aplican en CFD “Dinámica de Fluidos Computacional”. Esta aplicación modela el comportamiento térmico del fluido. La finalidad de los simuladores es evaluar la eficiencia del recurso térmico considerando las variaciones de temperatura y presión, para conocer así datos exactos en cuanto a fase, temperaturas, presiones, porcentajes de líquido-vapor, tiempos de cambio de fase, comportamientos, entre otros [43].

A partir de los resultados experimentales, se calculan la tasa de transferencia de calor, el LMTD, el coeficiente global de transferencia de calor, la eficiencia y el número de Reynolds, el número de Nusselt, el factor de fricción. El análisis de CFD para el tubo de espiral helicoidal en el intercambiador de calor de tubo se lleva a cabo y los resultados de la simulación se utilizan para predecir el flujo y el desarrollo térmico en el tubo en el intercambiador de calor helicoidal de tubo. Se estudian los análisis experimentales y CFD de tubos en intercambiadores de calor helicoidales tubulares e intercambiadores de calor convencionales [44]. Se pueden obtener varios resultados como se muestra en la figura 9 donde se aprecia velocidad, así como turbulencia.

De donde se describen los siguientes apartados representados por: a) Contornos de velocidad m/s en varios planos a lo largo de la bobina de longitud. (b) Contornos de velocidad m/s en los planos seleccionados a lo largo de la bobina de longitud. (c)

Energía cinética turbulenta m^2/s^2 contornos en varios planos a lo largo de la bobina de longitud. (d) Contornos de intensidad turbulenta (%) en varios planos a lo largo de la bobina de longitud.

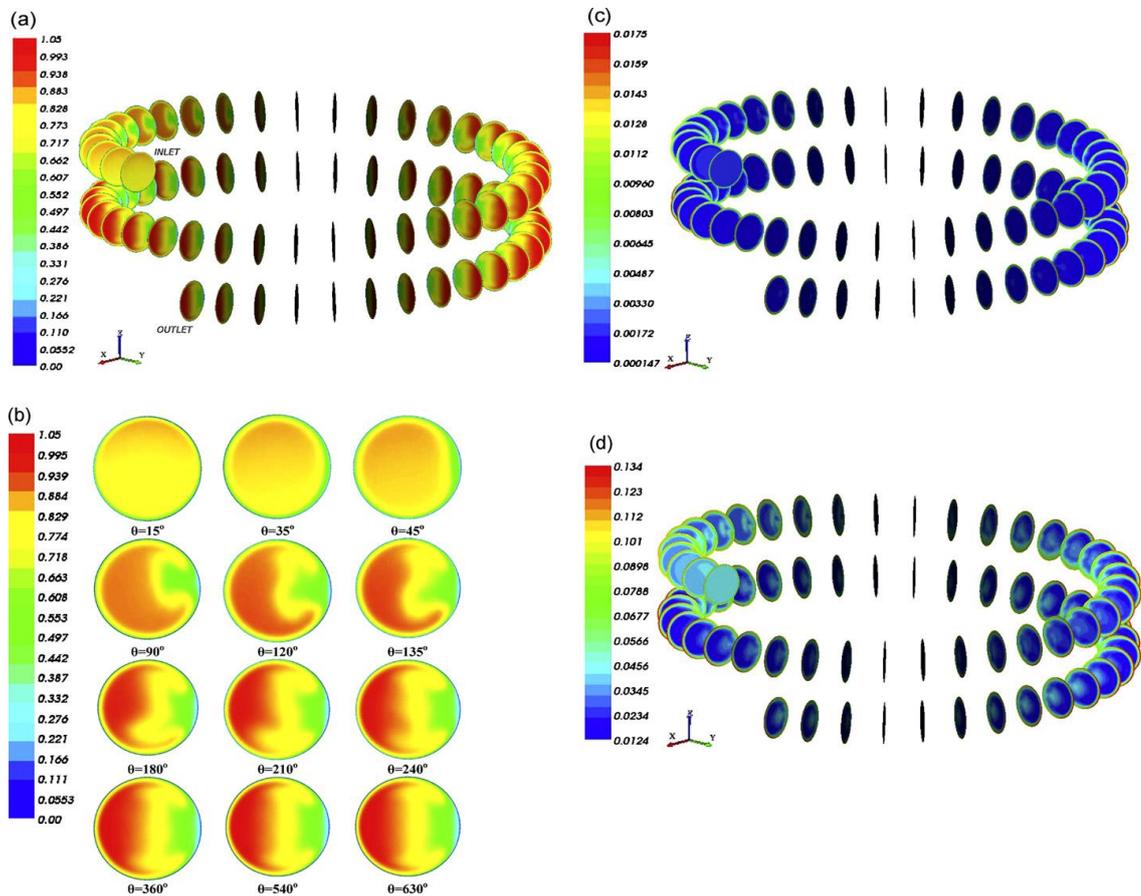


Figura 9. Contornos de Energías en varios planos

Fuente: [45].

1.4 Conclusiones del capítulo

- Por consiguiente a través del tiempo el ser humano ha buscado formas de conservar sus alimentos; necesidad que desarrolló una serie de investigaciones, las cuales se han ido modificando desde los primeros modelos como el Ferdinand Philippe y Edmond Carré que usaba gas amoníaco y poseía baja eficiencia, debido al sistema de afinidad, hasta la actualidad donde se busca implementar refrigerantes amigables con el medio ambiente a eficiencias más elevadas en una búsqueda continua de mejorar la transferencia de calor por medio de diferentes modelos de condensador, como

es el caso del condensador de tubos helicoidales anulares, el cual presenta una mejor transferencia de calor, debido al hecho de que la curvatura de la tubería induce un flujo secundario, que a su vez aumenta la velocidad de transferencia de calor por convección del refrigerante.

- Como se puede inferir existen varios tipos de condensadores como de refrigerantes, cada cual tiene su aplicación y características diferentes, donde la simulación CFD tiene el trabajo de evaluar todos los parámetros de los diseños, obteniendo varios resultados de comportamiento del sistema.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL CONDENSADOR HELICOIDAL CON EL REFRIGERANTE 134a, UTILIZADO EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN

El actual capítulo hace énfasis a la evolución de diseño de un condensador helicoidal, con refrigerante 134a, partiendo con la selección de parámetros dimensionales, seguido del análisis del sistema de fluidos, hasta alcanzar la delineación de transferencia de calor necesaria para que resulte la condensación. En tal sentido se busca detallar ecuaciones, realizar análisis dimensionales y sintetizar brevemente cada segmento del diseño general.

Existen dos fluidos importantes en el diseño del condensador helicoidal, uno es el refrigerante 134a, sujeto a cambiar de estado y otro fluido es agua, el cual se va a encargar de enfriar al sistema, haciéndose responsable de que exista una cesión de calor para lograr el proceso definido.

El fluido de trabajo a condensarse presenta las características descritas en la tabla 2.

Tabla 2.

Propiedades físico químicas del refrigerante 134a. [46]

Propiedades R134a	Dimensión
Masa molecular (g/mol)	102.03
Temperatura de ebullición (°C)	-26.06
Temperatura crítica (°C)	101.08
Temperatura de congelación (°C)	103
Presión crítica (bar)	40.6
Temperatura de ebullición a 1,013 (bar), (°C)	-26,3
Punto de fusión a 1,013 (bar), (°C)	-101
Ozone depletion potential (ODP)	0
Global warming potencial (GWP)	1430

Para encontrar la transferencia de calor, se deberá realizar un proceso extenso térmico tomando en cuenta que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador, se desarrolla una relación de temperatura promedio equivalente, llamada diferencial de temperatura media logarítmica (LMTD) en el sistema [21].

2.1 Transferencia de calor

Ciertamente se conoce como calor a una forma de energía asociada al movimiento de átomos, así pues está ligado al principio de la termodinámica según el cual dos cuerpos en contacto intercambian energía hasta llegar al equilibrio [47] .

En la figura 10, se observa un condensador helicoidal con agua caliente, la que conferirá calor al aire frío, hasta llegar a un equilibrio térmico.

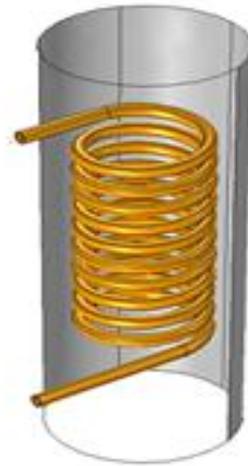


Figura 10. Modelo intercambiador de calor de bobina

Fuente: [48]

De las evidencias anteriores, la energía que uno de ellos cede el otro ganará en igual cantidad como se muestra en la ecuación 1[49]:

$$Q_{ganado} = Q_{cedido} \quad (\text{Ec. 1})$$

De ahí que el calor es proporcional a la masa y a la variación de temperatura, como se vincula a la ecuación 2 [50].

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

Q : Coeficiente de transferencia de calor, [W]

\dot{m} : Flujo másico, [kg/s]

C_p : Calor específico del fluido, [kJ/kg K]

ΔT : Diferencia de temperaturas, [°C]

El flujo de calor depende del flujo másico del fluido (\dot{m}) de su calor específico a presión constante (Cp) y del cambio deseado de la temperatura del fluido (ΔT). La energía del condensador se calcula con la diferencia de temperaturas del flujo externo del agua de enfriamiento [51], [52].

Como el flujo en un tubo está completamente cerrado, se puede aplicar un balance de energía para determinar cómo la temperatura media varía con la posición a lo largo del tubo y cómo la transferencia de calor de convección total está relacionada con la diferencia de temperaturas en el tubo entrada y salida. Considere el flujo de tubo de la figura 11. El fluido se mueve a un caudal constante y la transferencia de calor por convección se produce en la superficie interna [53].

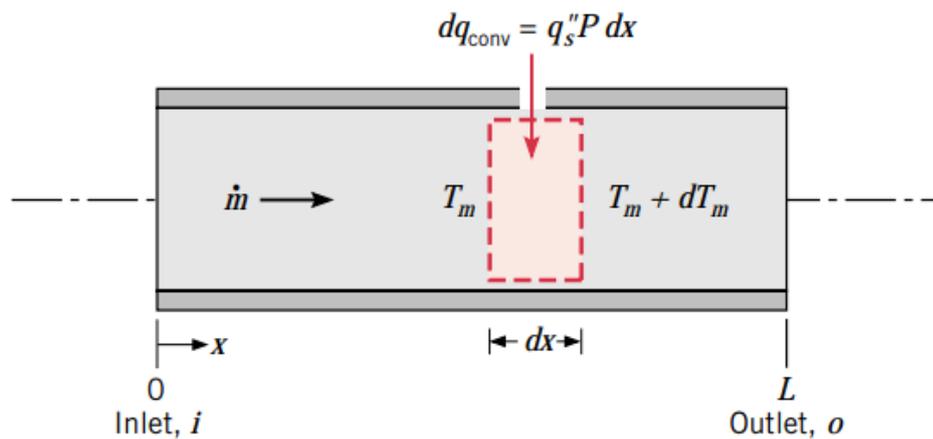


Figura 11. Volumen de control para flujo interno en un tubo.

Fuente: [53].

2.1.1 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Forma apropiada de temperatura promedio que debe emplearse en el análisis de los intercambiadores de calor, es además útil para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo [54], [55]. Esta LMTD responde a cuatro arreglos importantes: contraflujo, flujo paralelo, fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura, temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento [28].

La ecuación 3 [52] representa la temperatura media logarítmica para flujo cruzado, donde los fluidos refrigerante y agua para este proceso están dispuestos en dirección perpendicular uno respecto al otro [26]. Los intercambiadores de flujo cruzado son

comúnmente usados cuando uno de los fluidos presenta cambio de fase y dentro del intercambiador se encuentra en forma bifásica [27] :

$$LMTD = \frac{(T_{Ri} - T_{AO}) - (T_{RO} - T_{Ai})}{Ln \left[\frac{(T_{Ri} - T_{AO})}{(T_{RO} - T_{Ai})} \right]} \quad (\text{Ec. 3})$$

Dónde:

T_{Ri} : Temperatura de entrada del R134a, [°C]

T_{Ai} : Temperatura de entrada del agua, [°C]

T_{RO} : Temperatura de salida del R134a, [°C]

T_{AO} : Temperatura de salida del agua, [°C]

El esquema de flujo cruzado se representa según la figura 12.

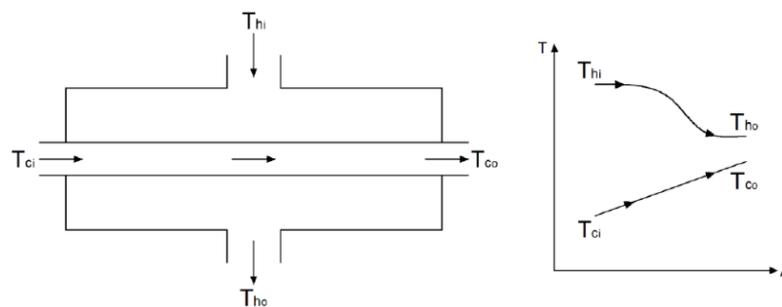


Figura 12. Gráfica LMTD flujo paralelo

Fuente:[26].

2.1.2 Flujo volumétrico y másico

Una de las propiedades cinemáticas más relevantes en el estudio del movimiento del fluido es el flujo volumétrico o caudal \dot{v} [56], cantidad de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo, que está definida por la ecuación 4 [57], [58].

$$\dot{v} = V \cdot A \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

\dot{v} : Flujo volumétrico, [m³/s]

V : Velocidad del fluido, [m/s]

A : Área trasversal, [m²]

Considere un pequeño elemento de área dA , que hace parte de la superficie A por la cual pasa un fluido con una velocidad V y un ángulo, así transcurriendo un tiempo dt , el flujo que ha pasado por dA forma el volumen ilustrado en la figura 13 [56].

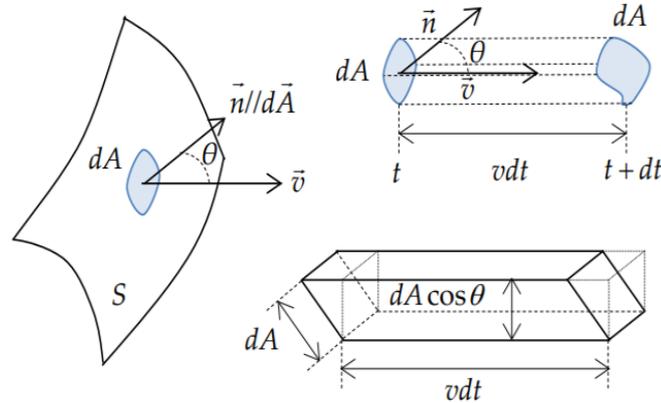


Figura 13. Concepto de caudal

Fuente:[59]

Siguiendo con el párrafo anterior, a la ecuación 4 se multiplica la densidad del fluido, obteniéndose el denominado flujo másico definido en la ecuación 5 [60].

$$\dot{m} = \vec{v} \cdot \rho_V \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico, [kg/s]

ρ_V : Densidad, [kg/m³]

Para predecir el tipo de flujo que se producirá en esta situación, es necesario calcular el número de Reynolds cuya importancia tiene que ver con la transferencia de calor y masa, es así que un fluido laminar no posee ningún componente perpendicular a la dirección de flujo, de modo que este puede avanzar por la tubería, además posee un intercambio de calor más rápido; por el contrario, en los fluidos turbulentos este componente es intenso y sus capas actúan como una barrera contra esa transferencia [61].

2.2 Número de Reynolds

El régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una

cantidad adimensional indicativa del tipo de flujo, laminar o turbulento [21], [62]. Para valores de número $Re \leq 2000$ el flujo se mantiene en un estado laminar, por el contrario, si el número $Re \geq 4000$ el flujo se mantiene en un estado turbulento. Para valores de $2000 \leq Re \leq 4000$ es conocido como régimen de transición [63].

Conviene subrayar entonces que el número de Reynolds simbolizado por la ecuación 6:

$$N_{Re} = \frac{V \cdot Di \cdot \rho_V}{\mu_{Ri}} \quad (\text{Ec. 6})$$

Si, $N_{Re} > 4000$ Flujo turbulento.

Donde:

Di : Diámetro interno, [m]

μ_{Ri} : Viscosidad de trabajo, [kg/m s]

Todavía cabe señalar que la viscosidad de trabajo depende también de otras variables para su determinación, son así pues importantes las temperaturas, presiones críticas y reducidas, las cuales intervienen en el nomograma de viscosidad de gases anexo 1 [64], para el cálculo de las mismas.

2.2.1 Propiedades críticas

Cuando un gas real es sometido a altas presiones y bajas temperaturas se licuará, es decir, se volverá líquido. Para cada gas hay una temperatura sobre la que no se licua, cualquiera que sea la presión aplicada, esta temperatura es la temperatura crítica y la presión necesaria para licuar un gas a su temperatura crítica se denomina presión crítica. Por encima de la temperatura crítica la sustancia solo existe como gas, pues las moléculas tienen energías tan grandes, las atracciones moleculares resultan ser muy pequeñas. La temperatura crítica de una sustancia depende de las fuerzas atractivas entre moléculas en una relación directa. A mayores fuerzas de atracción mayor es la temperatura crítica del gas [65]. Con respecto a estas propiedades críticas, están asociadas las propiedades reducidas, con las que se forma las ecuaciones 7, 8 y 9 puntualizadas más adelante.

2.1 Propiedades reducidas

Los gases se comportan de manera diferente a determinadas temperatura y presión, no obstante se comportan de manera muy parecida a temperaturas y presiones normalizadas respecto a sus temperaturas y presiones críticas [66]. Estas ecuaciones 7, 8 y 9 establecen que la propiedad reducida para un estado dado es el valor dividido por el valor de esta misma propiedad en el punto crítico [67].

$$T_{Re} = \frac{T_{Ri}}{T_c} \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

T_{Re} : Temperatura reducida

T_{Ri} : Temperatura de trabajo, [K]

T_c : Temperatura critica, [K]

$$P_{Re} = \frac{P_{Ri}}{P_c} \quad (\text{Ec. 8})$$

Al mismo tiempo se aprecia:

P_{Re} : Presión reducida

P_{Ri} : Presión de trabajo, [bar]

P_c : Presión critica, [bar]

$$\mu_{Re} = \frac{\mu_{Ri}}{\mu_c} \quad (\text{Ec. 9})$$

De igual modo se identifica:

μ_{Re} : Viscosidad reducida, [μPa]

μ_c : Viscosidad critica, [μPa]

Para determinar la viscosidad crítica [68] se toma la base en el principio de estados correspondientes, es posible relacionar la viscosidad reducida con la temperatura y presión reducidas. Recomienda uso de la ecuación de Stiel and Thodos para la

viscosidad de gases de hidrocarburos puros a bajas presiones [69]; esta teoría inicialmente se elaboró para hidrocarburos puros, a pesar de que se puede emplear para otros gases no hidrocarburos excepto el hidrógeno, como se aprecia en la ecuación 10.

$$\mu_c = 7,70 \cdot \frac{M^{\frac{1}{2}} \cdot P_c^{\frac{2}{3}}}{T_c^{\frac{2}{3}}} \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde:

M : Masa molar, [kg/kmol]

T_c : Temperatura crítica, [°C]

Los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt son elementos importantes para el diseño del condensador helicoidal, de ellos depende el factor de convección h , para determinar correlaciones de transferencia de calor por convección forzada [70], por lo que estos están relacionados entre sí, mediante las fórmulas afirmadas abajo.

2.3 Número de Prandtl

Es la relación entre la viscosidad cinemática del fluido con respecto a la viscosidad térmica del fluido [71], representa espesor relativo de las capas límite de velocidad que depende de la difusión de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica, entonces el parámetro número de Prandtl adimensional se determina por medio de la mencionada ecuación 11 ([21], [72]).

$$P_r = \frac{C_{p_{gaseoso}} \cdot \mu_{Ri}}{K_L} \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

$C_{p_{gaseoso}}$: Calor específico del fluido en estado gaseoso, [J/kg K]

K_L : Conductividad térmica del fluido, [W/m K]

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando el número de Prandtl es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad [62].

2.4 Número de Nusselt

El número de Nusselt representa el cociente entre el coeficiente de transmisión de calor en la superficie y la conductancia interna del fluido por unidad de longitud [73], el número de Nusselt es además una medida de la relación entre las tasas de transferencia de calor por convección y por conducción en un fluido [74]. Este número adimensional queda definido por la ecuación 12.

$$Nu = \frac{h_i \cdot Di}{K_L} \quad (\text{Ec. 12})$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m² K]

Se proponen las siguientes correlaciones para la estimación del coeficiente de condensación en las cuales se consideran los valores de Nu, Re y Pr [52].

Nusselt experimento con tres gases (aire, gas carbónico, gas natural). Resultados que presento como pendientes logarítmicas en coordenadas de h contra velocidad másica ρv , dando como resultado tres rectas paralelas, a saber que $Nu = C Re^a Pr^b$, a partir de este mencionado logaritmo se encontraba el valor del exponente a representado por 0,8 por medio de una pendiente; de experimentaciones con otros gases y líquidos se obtuvo el valor de 0,023 para C y se encontró que b estaría entre 0,3 cuando el fluido se enfriaba y 0,4 cuando el fluido se calentaba, teniendo en cuenta todas estas circunstancias se propuso la ecuación 13 llamada Dittus Boelter [75].

En la ecuación 13 el caso de tubo en espiral, su diámetro con la variable k conductividad térmica del material se da una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite térmica e hidrodinámica. La cual queda definida por la ecuación según Dittus Boelter [21] [51].

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^x \quad (\text{Ec. 13})$$

Se tiene:

x: exponente, de acuerdo al estado del fluido.

2.5 Coeficiente global de transferencia de calor

Se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, tomando en cuenta resistencias de conducción y convección entre fluidos separados por paredes planas y cilíndricas compuestas respectivamente. Solo es utilizado para superficies limpias sin aletas [22].

Este coeficiente U , se define como aquella magnitud que multiplicada por el área, en cuya dirección normal se transmite el calor y por diferencia total de las temperaturas proporciona la tasa de calor transmitido en la ecuación 14 [76].

$$Q = U \cdot A \cdot LMDT \quad (\text{Ec. 14})$$

Donde:

Q : Cantidad de calor transferido, [W]

U : Coeficiente global de transferencia de calor, [$\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$]

A : Área de transferencia, [m^2]

$LMDT$: Diferencia de media de temperatura, [$^{\circ}\text{K}$]

El coeficiente global de transferencia es proporcional al recíproco de la suma de las resistencias térmicas [35], se tiene entonces en la ecuación 15 correspondiente a un coeficiente para superficies cilíndricas. La red de resistencias térmicas asociada con este proceso de transferencia de calor comprende dos resistencias por convección y una por conducción [21]. Para el condensador helicoidal se tiene R134a, como fluido caliente, una pared de cobre correspondiente al serpentín y agua como fluido frío, la ecuación se toma como: $R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{pared}} + R_o$, como se muestra en la figura 14.



Figura 14. Red de resistencias térmicas

Fuente:[77]

En otras palabras el coeficiente global de transferencia está expresado por [78]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

D_o : Diámetro externo, [m]

D_i : Diámetro interno, [m]

h_e : coeficiente convectivo de transferencia de calor externo, [W/m²K]

k : coeficiente de conductividad térmica del material, [W/m K]

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección [21].

2.5.1 Convección

Cuando la transferencia de calor involucra fluidos, la convección de calor es un mecanismo de transmisión muy importante [79]; tiene lugar mediante el movimiento de partículas de un fluido (líquido o gas) y, por tanto ocurre con transporte de materia [80]. En efecto, la transferencia de calor por convección se debe a una diferencia de temperaturas entre una superficie (sólida o líquida) y un fluido en movimiento (líquido o gas), esta diferencia de temperaturas genera un transporte de energía térmica por medio del movimiento molecular aleatorio (difusión) y a través del movimiento macroscópico del fluido, la suma del efecto de ambos medios se denomina convección [81]. El calor por convección responde a la ecuación 16:

$$Q_{\text{conv}} = h_i \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 16})$$

Donde:

Q_{conv} : calor de convección, [W]

A : área superficial, [m²]

ΔT : Diferencia de temperatura entre el fluido y la pared, [°C]

Existen dos tipos de convecciones, cuando el movimiento convectivo es provocado por algún medio mecánico (ventiladores de aire, compresores o bombas de agua), se denomina convección forzada. Como contraste, los intercambios de calor entre fluidos y paredes a diferentes temperaturas producen variaciones de densidad, este movimiento de fluido se llama convección natural [82]. La convección natural es el modo preferido de transferencia de calor, puesto que no requiere el uso de sopladores o bombas. No obstante, la principal desventaja de este modo de transferencia de calor es que los coeficientes en condiciones operativas normales suelen ser menores que los que se encuentran en la convección forzada [21]. Es importante identificar el coeficiente de transferencia de calor por convección; sin embargo, este coeficiente convectivo está sujeto al tipo de flujo ya sea laminar o turbulento, determinado por el número de Reynolds. Se han propuesto varias relaciones experimentales para tubos en disposición vertical u horizontal, en las ecuaciones 17 y 18, respectivamente. Entonces h_e , para tubos horizontales corresponde a la ecuación:

$$h_e = 0,725 \cdot \left\{ \frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot [(hfg) + \left[\frac{3}{8} C_{p_{liquido}} \cdot (T_{Ri} - T_{sat})\right]]}{Do \cdot \mu_{Ri} \cdot (T_{Ri} - T_{AO})} \right\}^{1/4} \quad (\text{Ec. 17})$$

Y h_e , para tubos verticales concierne:

$$h_e = 0,943 \cdot \left\{ \frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot [(hfg) + \left[\frac{3}{8} C_{p_{liquido}} \cdot (T_{Ri} - T_{sat})\right]]}{Le \cdot \mu_{Ri} \cdot (T_{Ri} - T_{AO})} \right\}^{1/4} \quad (\text{Ec. 18})$$

Para ambos casos:

K_L : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, [W/m K]

ρ_L : densidad de líquido, [kg/L]

ρ_V : densidad de vapor, [kg/L]

g : gravedad, [m/s²]

hfg : entalpía de vaporización, [kJ/kg]

Le : longitud efectiva, [m]

2.5.2 Conducción

Ocurre cuando existe un gradiente de temperatura de un cuerpo, ya que se presenta una transferencia de energía de la región de alta temperatura a la de baja temperatura [83], debido al movimiento cinético o el impacto directo de las moléculas como en el caso de los fluidos en reposo o por el arrastre de los electrones como sucede en los metales. La ley básica de la conducción del calor (Joseph Fourier), establece: “La tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección” [84]. Este tipo de transferencia de calor es gobernada por la ecuación 19.

$$Q_{cond} = \frac{k \cdot A \cdot \Delta T}{e} \quad (\text{Ec. 19})$$

Donde:

Q_{cond} : Calor de conducción en la convección, [W]

ΔT : Diferencia de temperatura entre el fluido y la pared, [K]

e : espesor, [m]

2.6 Conclusiones del capítulo

- En resumen, para el diseño de un condensador helicoidal se estudian dos fluidos significativos, el refrigerante 134a y el agua; es importante adaptar los procesos de diseño tanto térmico como de mecánica de fluidos, iniciando con la selección de temperaturas de los fluidos, para así determinar número de Reynolds, Prandtl y los coeficientes de transferencia de calor.
- En relación con las implicaciones, se ha determinado que el tipo de convección para este caso es forzada, cumpliendo también con el ciclo de refrigeración de donde el fluido refrigerante se obtiene en el condensador luego de pasar por el compresor, aumentando su presión.
- Finalmente, se identifica que los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt están estrechamente relacionados, de ellos depende el factor de convección h , para determinar correlaciones de transferencia de calor por convección forzada.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DEL CONDENSADOR HELICOIDAL CON R134a

Este capítulo proporciona información relevante sobre la delineación térmica del condensador en serpentín, tomándolo como un intercambiador de calor, en principio se seleccionarán aspectos dimensionales como tipo de material para la tubería helicoidal, longitud, diámetro, espesor; simultáneamente se distinguirán temperaturas recomendadas de trabajo como condiciones iniciales de operación, en efecto esta es la parte más importante del proceso ya que es responsable de que la condensación sobrevenga. Después se dará lugar al desarrollo de flujo másico de refrigerante y de agua, con objeto de identificar números de Reynolds, Prandtl, Nusselt, de ahí alcanzar el balance energético esperado.

3.1 Selección de tubería para el serpentín

Las tuberías de cobre al ser fabricadas por extrusión estiradas en frío pueden lograr tubos de una sola pieza, sin costura de paredes lisas tal como la figura 15, asegurando la resistencia a la presión y un mínimo de pérdidas por fricción en la conducción de fluidos, su utilización industrial va desde las redes de drenaje o ventilación hasta redes de tipo industrial que conduzcan líquidos o gases a temperaturas y presiones considerablemente elevadas [85]. Para el condensador helicoidal, se tomó en cuenta tubería de cobre tipo “L” usada para gases medicinales y combustibles, vapor, aire comprimido, calefacción, refrigeración, tomas de agua domiciliarias, entre otras.



Figura 15. Tubería de cobre

Fuente: [86]

El condensador tratado constará básicamente de un sistema cerrado, en cuyo interior se ubica una tubería en serpentín por la que circula refrigerante 134a, en su exterior

circula agua; el planteamiento de los parámetros seleccionados se muestra según anexo 2 y anexo 3 en la tabla 3.

Tabla 3.

Condensador dimensiones físicas y características.

Medidas de condensador en serpentín	Dimensión
Diámetro interno (Di)	8 [mm]
Diámetro externo (Do)	9,525 [mm]
Espesor (e)	1,525 [mm]
Diámetro helicoidal del serpentín (Ds)	15 [cm]
Material	cobre
Conductividad térmica del material (k)	386 [W/m K]
Área del serpentín (A)	$5,027 \times 10^{-5} [m^2]$

3.2 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

En el cálculo de LMTD hay que considerar tres temperaturas principales del refrigerante 134a como temperatura de ebullición, crítica y de congelación [87]. La temperatura de ebullición del refrigerante es $-26,06\text{ }^{\circ}\text{C}$, conveniente para evaporadores [34]; sin embargo, para el uso del condensador no es pertinente debido a que las temperaturas de agua líquida varían entre 0 y $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ como se muestra en la figura 16.

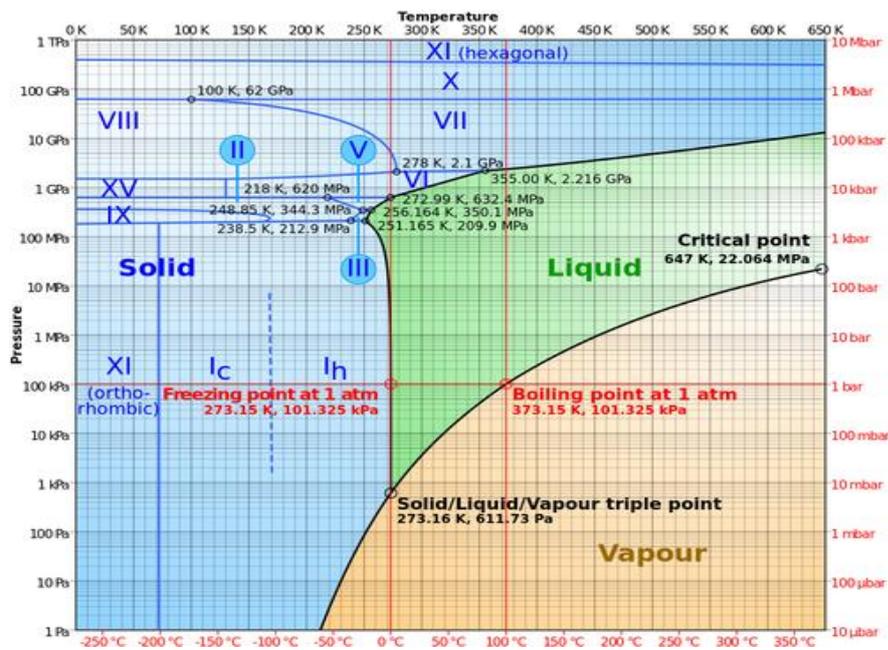


Figura 16. Diagrama presión temperatura del agua

Fuente: [88].

Para que el proceso de condensación sea efectivo se necesita que el R134a tenga mayores temperaturas que el agua, así pues, se toma al mencionado refrigerante como un gas puro sobrecalentado a la entrada del condensador y para la temperatura de salida se maneja como líquido comprimido a una presión de 1MPa, debido a la descarga del compresor, ambas temperaturas se encuentran fuera del diagrama presión vs. entalpía en la figura 17, por lo que no se manejará calidades en el fluido refrigerante.

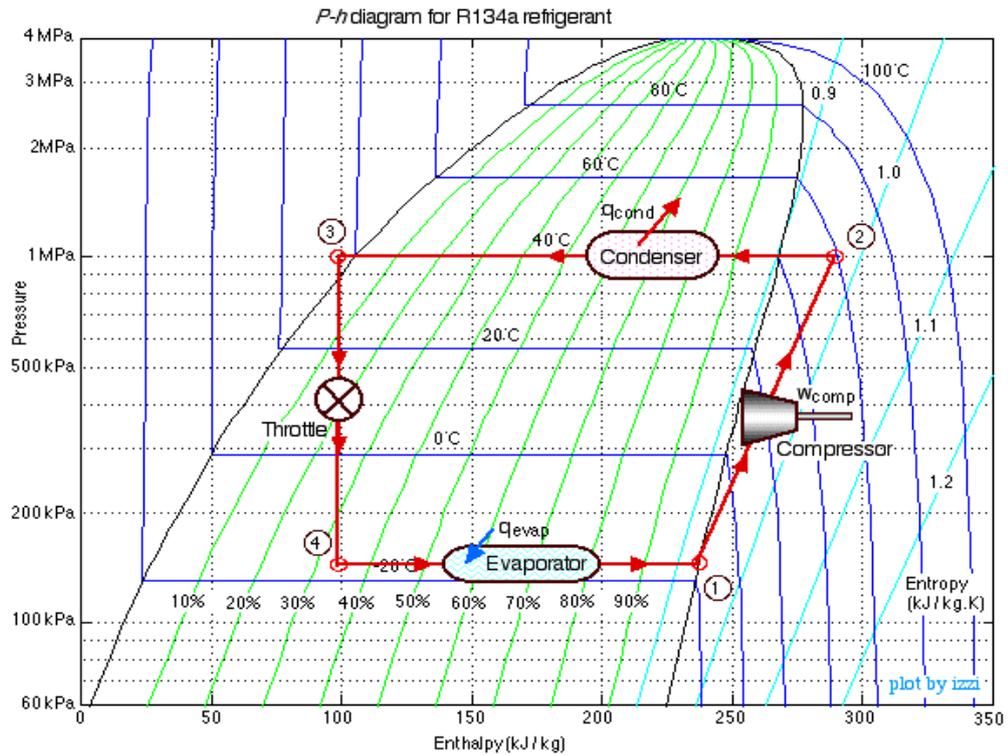


Figura 17. Condensación con R134a

Fuente: [89]

Las temperaturas elegidas de acuerdo a los entornos mencionados para el R134a se trazan según el anexo 4 y anexo 5, se resumen además en la tabla 4 [21].

Tabla 4.

Condiciones termodinámicas del R134a.

Propiedades de R134a	Dimensión
Presión de entrada (P_{Ri})	1 [MPa]
Temperatura de entrada (T_{Ri})	60 [°C]
Temperatura de salida (T_{Ro})	25 [°C]
Volumen específico de R134a a 60 °C (v_e)	0,02306 [m^3/kg]

Considerando lo expuesto anteriormente, el agua tiene una presión normalizada de 1 atm y se encuentra en estado líquido de 0 a 100 °C [88], ahora bien, las condiciones de operación en las tuberías de distribución señalan que la temperatura adecuada de la misma es preferiblemente menor a 25 °C [90], puesto que esta repercutirá en la aceptabilidad de algunos otros componentes inorgánicos y contaminantes químicos que pueden afectar al sabor, puede además aumentar los problemas de sabor, olor, color y corrosión [91], por lo que seleccionan los valores entre 15 °C y 22 °C manteniendo la presión de 0,07 MPa, expuestos en la tabla 5 sujetos también al anexo 6 [54]:

Tabla 5.

Parámetros de entrada del agua.

Propiedades Agua	Dimensión
Temperatura de entrada (T_{Ai})	15 [°C]
Temperatura de salida (T_{Ao})	22 [°C]
Presión de entrada (P_{Ai})	0,07 [MPa]
Capacidad calorífica en estado líquido ($C_{P_{liquido}}$)	4,22 [KJ/kg.K]

En consecuencia a lo determinado con anterioridad, la diferencia de temperatura media logarítmica en la sección de cambio de fase (MLTD), se expresa según la ecuación 3 [52]:

$$LMTD = \frac{(T_{Ri} - T_{AO}) - (T_{RO} - T_{Ai})}{Ln \left[\frac{(T_{Ri} - T_{AO})}{(T_{RO} - T_{Ai})} \right]}$$

$$LMTD = \frac{(60^{\circ}C - 22^{\circ}C) - (25^{\circ}C - 15^{\circ}C)}{Ln \left(\frac{(60^{\circ}C - 22^{\circ}C)}{(25^{\circ}C - 15^{\circ}C)} \right)}$$

$$LMTD = 29,9737 [^{\circ}C]$$

3.3 Flujo volumétrico

Existen caudales similares utilizados para fluidos internos en tuberías helicoidales, el primero de $6.6667 \times 10^{-5} m^3/s$ y $8.3333 \times 10^{-5} m^3/s$, los cuales sugieren velocidades de 1,32 m/s y 1,65 m/s respectivamente [92], [46].

Hecha esta salvedad, se manejará un valor de 1,5 m/s como velocidad de trabajo del refrigerante dentro del mencionado serpentín, esta estimación cumple además con una condición de velocidades para fluidos en tuberías, en líneas de conducción correspondiente a un rango de 1,2 a 2,4 m/s [93], refiere el mencionado cálculo de caudal a través de la ecuación 4, de donde el área interna es: $5,027 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

$$\dot{v} = V \cdot A$$

$$\dot{v} = 1,5 \text{ [m/s]} \cdot 5,027 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\dot{v} = 7,54 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

La densidad es determinada mediante el volumen específico [94], tomada del anexo 4, con una temperatura de entrada del refrigerante a $T_{Ri} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ [21].

$$ve = 0,023068 \text{ [m}^3\text{ / kg]}$$

$$\rho_v = 43,3500 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

3.4 Flujo másico

La deducción de la masa respecto al tiempo, en la ecuación 5 es un parámetro utilizado para el balance de energía más adelante.

$$\dot{m} = \dot{v} \cdot \rho_v$$

$$\dot{m} = 7,54 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/s]} \cdot 43,35 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\dot{m} = 0,0032685 \text{ [kg/s]}$$

3.5 Número de Reynolds

Con objeto de comprobar si el flujo es laminar o turbulento se verifica mediante la ecuación 6 ,en el siguiente rango: $Re \leq 2000$ flujo laminar, $Re \geq 4000$ flujo turbulento [21], [62].

$$N_{Re} = \frac{V \cdot Di \cdot \rho_v}{\mu_{Ri}}$$

Por ello se hace necesario, el cálculo de viscosidad de trabajo μ_{Ri} , obteniendo presión y temperatura reducidas de las ecuaciones 7 y 8.

$$T_{Re} = \frac{T_{Ri}}{T_c}$$

$$T_{Re} = \frac{333}{374,08}$$

$$T_{Re} = 0,89$$

Al igual que,

$$P_{Re} = \frac{P_{Ri}}{P_c}$$

$$P_{Re} = \frac{10 \text{ Bar}}{40,6 \text{ Bar}}$$

$$P_{Re} = 0,246$$

Donde la viscosidad reducida es concluida por medio del esquema anexo 1 [68].

$$\mu_{Re} = 0,4$$

Al encontrar la viscosidad crítica se utilizó Lich-Stechert [68], [95]; con masa molar de 102 g/mol [96], en la ecuación 10:

$$\mu_c = 7,70 \cdot \frac{M^{\frac{1}{2}} \cdot P_c^{\frac{2}{3}}}{T_c^{\frac{2}{3}}}$$

$$\mu_c = 7,70 \cdot \frac{102^{\frac{1}{2}} \cdot 40,6^{\frac{2}{3}}}{374,08^{\frac{2}{3}}}$$

$$\mu_c = 339,2367 [\mu P]$$

En la ecuación 9, la viscosidad de trabajo se da como:

$$\mu_{Ri} = \frac{\mu_{Re}}{\mu_C}$$

Al despejar se obtiene:

$$\mu_{Ri} = \mu_{Re} \cdot \mu_C$$

$$\mu_{Ri} = 0,4 \cdot 0,0339236$$

$$\mu_{Ri} = 0,013569 [cP]$$

$$\mu_{Ri} = 1,35694 \times 10^{-5} [Pas.s]$$

En último término, el número de Reynolds se conseguirá en favor de la ecuación 6 ya mencionada.

$$N_{Re} = \frac{V \cdot Di \cdot \rho_V}{\mu_{Ri}}$$

$$N_{Re} = \frac{1,5 [m/s] \cdot 8 \times 10^{-3} [m] \cdot 43,350 [kg/m^3]}{1,35694 \times 10^{-5} [kg/m.s]}$$

$$N_{Re} = 38336,1398$$

Si, $N_{Re} > 4000$ Flujo turbulento; de aquí que, el número de Reynolds obtenido refleja un flujo totalmente turbulento al ser mayor a 4000, por tanto existe también un incremento de la razón de intercambio térmico, el cual, si se balancea correctamente junto con otros factores, puede ayudar a reducir el área total de intercambio requerida y el coste del intercambiador de calor una de las ventajas es la eficiencia en el trabajo de un intercambiador de calor $N_{Re} > 10\ 000$ [97].

3.6 Número de Prandtl

En el cálculo de este número adimensional, es ineludible interpolar temperaturas en el

anexo 7 [98], para obtener a $T_{Ri} = 333\ K$, los parámetros térmicos del refrigerante

134a, como la capacidad calórica en estado gaseoso ($C_{P_{gaseoso}} = 1,0602\ kJ/kg.K$).

Y el coeficiente de conductividad térmica del fluido asignado por 0,01728 W/ m.K, en la ecuación 11.

$$Pr = \frac{Cp_{gaseoso} \cdot \mu_{Ri}}{K_L}$$

$$Pr = \frac{1,0602 \times 10^{-3} [J/kgK] \cdot 1,35694 \times 10^{-5} [Pa.s] \cdot 1000}{0,01728 [W/mK]}$$

$$Pr = 0,8099$$

Los números de Prandtl de los fluidos van desde menos de 0,01 para metales líquidos, hasta más de 100 000 para aceites pesados, según la tabla 6; de donde los valores para gases están alrededor de 1, lo cual indica que la cantidad de movimiento y el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad [54].

Tabla 6.

Rangos típicos de los números de Prandtl

Fluidos comunes	Pr
Metales líquidos	0,004-0,030
Gases	0,7-1
agua	1,7-13,7
Fluidos orgánicos ligeros	5-50
Aceites	50- 100 000
Glicerina	2 000-100 000

3.7 Número de Nusselt

Este sistema cumple una transferencia de calor por convección, donde se propone la ecuación 13 de Dithus Boelter [21] [51].

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^x$$

Donde la variable x se aprecia como $x= 0,3$ para enfriamiento y $x= 0,4$ para calentamiento; es pertinente seleccionar $x= 0,3$ para el proceso de condensación.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,023 \cdot (38336,1398^{0,8}) \cdot (0,8099^{0,3})$$

$$Nu = 100,6744$$

El número de Nusselt tiene distintas correlaciones, usado como coeficiente de transferencia de calor para tubos circulares se describe como la ecuación 12 y es útil para determinar h_i , coeficiente de transferencia de calor por convección interno entre el refrigerante 134a y el material del serpentín, cobre.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{K_L}$$

Al despejar:

$$h_i = \frac{100,67499 \cdot (0,01728) [W/mK]}{0,008 [m]}$$

$$h_i = 220,4748 [W/m^2 K]$$

3.8 Balance de energía

La energía en tránsito entre el sistema y el entorno, se evalúa en tres etapas, en estado gaseoso, líquido y en el proceso de cambio de estado, inducido por el calor latente.

Los datos de capacidad calorífica, para el proceso de balance de energía fueron obtenidos de los anexos 4,5,7 y 8 seleccionados en la tabla 7 [99].

Tabla 7.

Condiciones del R134a.

Propiedades termodinámicas R134a	Dimensión
Capacidad calorífica gaseosa ($C_{p_{gaseoso}}$)	1,0602 [kJ/kgK]
Capacidad calorífica líquida a 25°C ($C_{p_{liquido}}$)	1,44 [kJ/kgK]
Entalpía de vaporización (h_{fg})	177,77 [kJ/kg]
Temperatura de saturación, a 1Mpa (T_{sat})	39,37 [°C]

3.8.1 Transferencia de calor en estado gaseoso

Obtenida de la ecuación 2, el calor de transferencia cuando el refrigerante se encuentra en estado gaseoso, será alcanzado mediante una diferencia de temperaturas entre temperatura de saturación a 39,37 °C mencionada en la tabla 7 y temperatura inicial del refrigerante a 60 °C de la tabla 4.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

De donde:

$$Q_v = \dot{m} \cdot C_{p_{gaseoso}} \cdot \Delta T$$
$$Q_v = 0,0032685[kg/s] \cdot 1,0602[kJ/kgK] \cdot (312,37 - 333)[K] \quad (\text{Ec. 20})$$
$$Q_v = -0,0714[kJ/s]$$

El signo negativo indica que se está perdiendo calor en el proceso, al conseguirse el cambio de estado.

3.8.2 Transferencia de calor en estado líquido

Se establecerá el calor logrado de la transferencia entre el fluido a temperatura de saturación a 39,37 °C y la temperatura de salida del fluido a 25 °C, ambas identificadas en la tabla 7; Similar a la ecuación 2, se presenta:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$
$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{p_{liquido}} \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 21})$$
$$Q_c = 0,0032685[kg/s] \cdot 1,44[kJ/kgK] \cdot (298 - 312,37)[K]$$
$$Q_c = -0,0676[kJ/s]$$

3.8.3 Transferencia de calor por calor latente

El cambio de fase a menudo va acompañado de apreciables efectos térmicos asociados con el calor latente de cambio de fase, estos efectos pueden ser esenciales para el funcionamiento del intercambiador. El vapor fluye sobre la superficie de condensación y se desplaza hacia ésta por el pequeño gradiente de presión cerca de la superficie líquida. Algunas moléculas de la fase de vapor chocan contra la superficie líquida y salen despedidas, mientras que otras penetran a través de dicha superficie y ceden su calor latente de condensación. El calor así liberado debe moverse entonces a través del condensado hacia la pared y de allí al fluido de refrigeración que está situado en el otro lado de la pared. Al mismo tiempo, el condensado se elimina de la superficie de la pared fluyendo por gravedad [100], [101].

Se representa el flujo de calor latente mediante la ecuación 22.

$$Q_l = \dot{m} \cdot hfg \quad (\text{Ec. 22})$$

$$Q_l = 0,0032685[kg/s] \cdot (-177,77)[kJ/kg]$$

$$Q_l = -0,5810[kJ/s]$$

3.8.4 Transferencia total de calor

$$Q_T = Q_v + Q_c + Q_l \quad (\text{Ec. 23})$$

$$Q_T = (-0,0714 - 0,0676 - 0,5810)[kJ/s]$$

$$Q_T = -0,7201[kJ/s]$$

3.9 Cálculo de la cantidad de agua requerida

Según la primera ley de la termodinámica, donde la energía no se crea ni se destruye solo se transforma, el calor perdido del proceso de condensación será el calor ganado por el sistema [102]. Las condiciones del medio circundante detalladas en la tabla 5, ayudaron al desarrollo de la ecuación 1:

$$Q_{ganado} = Q_{perdido}$$

Se manifiesta la ecuación 2 en función de la ecuación 1:

$$-Q_{perdido} = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 24})$$

$$-(-0,7201)[KJ/s] = \dot{m}_{H_2O} \cdot (4,22)[kJ/kgK] \cdot (295 - 288)[K]$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,0246[kg/s]$$

Con la densidad del agua en estado líquido, ecuación 25, se logra identificar el flujo másico de agua necesario para producir una transferencia de calor pertinente:

$$\rho_{H_2O} = 1000[kg/m^3] \quad (\text{Ec. 25})$$

Por consiguiente:

$$\rho_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{V}_{H_2O}}$$

$$1000 [kg/m^3] = \frac{0,0246 [kg/s]}{\dot{V}_{H_2O}}$$

$$\dot{V}_{H_2O} = 2,4612 \times 10^{-5} [m^3/s]$$

En consecuencia, se toma en cuenta medidas para determinar el volumen de agua dentro de un recipiente con las siguientes dimensiones según tabla 8.

Tabla 8.
Dimensiones de la carcasa externa

Variables del contenedor	Dimensiones
Altura del contenedor (H_c)	0,55 [m]
Longitud del contenedor (L_c)	0,25 [m]
Ancho del contenedor (a_c)	0,25 [m]

El volumen del contenedor estará entonces determinado por la ecuación 26:

$$V_{H_2O} = H_c \cdot L_c \cdot a_c$$

$$V_{H_2O} = 0,50 \cdot (0,25) \cdot (0,25) \quad (\text{Ec. 26})$$

$$V_{H_2O} = 0,03125 [m^3]$$

A partir del cual el tiempo queda definido según ecuación 27 como:

$$t = \frac{V_{H_2O}}{\dot{V}_{H_2O}} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$t = \frac{0,03125 [m^3]}{2,3037 \times 10^{-5} [m^3/s]}$$

$$t = 1356,5 [s]$$

Aproximadamente la transferencia de calor, conseguida a las dimensiones establecidas anteriormente se logra en 22,6 minutos.

3.10 Coeficiente global de transferencia de calor

Debido al existente cambio de estado del sistema, el cual se encuentra en contacto térmico con un medio a diferente temperatura. Fluye una cantidad de calor Q del medio al sistema, aumentando su energía interna en ecuación 28 [103]:

$$\Delta U = Q \quad (\text{Ec. 28})$$

De ahí se ha adquirido la ecuación 14:

$$Q = U \cdot A \cdot LMDT$$

En el cálculo del calor transferido se toman en cuenta las características del material de la tubería, cobre, el cual posee un coeficiente de conductividad correspondiente a $k = 386 \text{ W/mK}$.

Para encontrar el coeficiente global de transferencia se desarrolla la ecuación 15 [78]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{h_e}}$$

El coeficiente de convección interno h_i , fue encontrado mediante la ecuación 12, de donde D_o diámetro externo se encuentra especificado en la tabla 3, ρ_V es la densidad del refrigerante en estado gaseoso tomada del anexo 4 a 60°C , K_L definido como el coeficiente de conductividad del refrigerante correspondiente a $0,01728 \times 10^{-3} \text{ kW/mK}$ ρ_L densidad del refrigerante en estado líquido obtenida del anexo 5 a 25°C , g representa la gravedad, $\mu_{Ri} = 1,35694 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, por otro lado las temperaturas y hfg, $c_{P_{liquido}}$ logrados de la tabla 7 y 2; por el contrario, el coeficiente de convección externo h_e está sujeto a correspondencias expresadas en las ecuaciones 17 y 18.

he, para tubos horizontales corresponde a la ecuación:

$$he = 0,725 \cdot \left\{ \frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot [(hfg) + \left[\frac{3}{8} C_{p_{liquid}} \cdot (T_{Ri} - T_{sat})\right]]}{Do \cdot \mu_{Ri} \cdot (T_{Ri} - T_{AO})} \right\}^{1/4}$$

Por lo tanto,

$$he = 0,725 \cdot \left\{ \frac{(0,01728 \times 10^{-3})^3 [KW/mK] [1206,2726 [kg/m^3]] (1206,2726 - 43,3500 [kg/m^3]) 9,8 [m/s^2] \dots}{9,525 \times 10^{-3} [m] 1,357 \times 10^{-5} [Pa.s] (333 - 312,37) [K]} \right\}^{1/4}$$

$$\dots X \left\{ \frac{(177,77) [KJ/kg] + \left[\frac{3}{8} 1,44 [KJ/kg.K] \cdot (333 - 312,37) [K]\right]}{9,525 \times 10^{-3} [m] 1,357 \times 10^{-5} [Pa.s] (333 - 312,37) [K]} \right\}^{1/4}$$

$$he = 1096,7969 [W/m^2.K]$$

Y he, para tubos verticales concierne:

$$he = 0,943 \cdot \left\{ \frac{K_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot [(hfg) + \left[\frac{3}{8} C_{p_{liquid}} \cdot (T_{Ri} - T_{sat})\right]]}{Le \cdot \mu_{Ri} \cdot (T_{Ri} - T_{AO})} \right\}^{1/4}$$

$$he = 0,943 \cdot \left\{ \frac{(0,01728 \times 10^{-3})^3 \cdot [KW/mK] 1206,2726 [kg/m^3] (1206,2726 - 43,3500 [kg/m^3]) 9,8 [m/s^2] \dots}{6,79 [m] 1,357 \times 10^{-5} [Pa.s] (333 - 312,37) [K]} \right\}^{1/4}$$

$$\dots X \left\{ \frac{177,77 [KJ/kg] + \left[\frac{3}{8} 1,44 [KJ/kg.K] \cdot (333 - 312,37) [K]\right]}{6,79 [m] 1,357 \times 10^{-5} [Pa.s] (333 - 312,37) [K]} \right\}^{1/4}$$

$$he = 223,2632 [W/m^2.K]$$

Sin embargo, al igualar he vertical con he horizontal da $L=1,29^4 D$, lo cual implica que para un tubo cuya longitud es 2.77 veces su diámetro, el coeficiente de transferencia de calor promedio para la condensación en película laminar es el mismo, sin importar que el tubo esté colocado horizontal o verticalmente. Para $L>2,77D$, el coeficiente de transferencia de calor será mayor en la posición horizontal. Al considerar que la longitud de un tubo en cualquier aplicación práctica

es varias veces su diámetro, es una práctica común colocar horizontalmente los tubos en un condensador para maximizar el coeficiente de transferencia de calor en la condensación sobre las superficies exteriores de esos tubos [54].

$$L=1,29^4 \cdot Di$$

$$L=1,29^4 \cdot 8 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$L=0,02215 \text{ [m]}$$

Al cumplir con la restricción mencionada se utilizará he para tubos horizontales, entonces el coeficiente de transferencia de calor global U.

Logrado de la ecuación 15 es:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{220,4748[W/m^2 \cdot K]} + \frac{\ln(9,525 \times 10^{-3} / 8 \times 10^{-3})[m]}{2 \cdot \pi \cdot 386[W/m \cdot K]} + \frac{1}{1075,7319[W/m^2 \cdot K]}}$$

$$U=181,1807[W/m^2 \cdot K]$$

Consecuentemente se procede a calcular las áreas internas y externas de transferencia de la ecuación 14:

$$A_i = \frac{Q_T}{U \cdot MLDT}$$

$$A_i = \frac{720,1[J/s]}{181,1807[W/m^2 \cdot K] \cdot 20,9737[K]}$$

$$A_i = 0,1895 \text{ [m}^2\text{]}$$

La longitud efectiva será entonces identificada según la ecuación 29:

$$LE = \frac{A_i}{\pi Di}$$

$$LE = \frac{0,1895[m^2]}{\pi \cdot 8 \times 10^{-3}[m]} \quad (\text{Ec. 29})$$

$$LE = 7,5404[m]$$

Al encontrar la longitud efectiva de la espiral, se comprueba que $L > 2,77D$, debido a que $7,5404 \text{ m} > 0,02215 \text{ m}$, la elección fue correcta. De donde se infiere, el número de vueltas n en la ecuación 30, al considerar $D_S = 15 \text{ cm}$:

$$n = \frac{LE}{D_S \cdot \pi}$$

$$n = \frac{7,57404[\text{m}]}{0,15[\text{m}] \cdot \pi} \quad (\text{Ec. 30})$$

$$n = 16,0013$$

Finalmente, la altura del serpentín se alcanza, mediante la ecuación 31:

$$H_s = 2 \cdot n \cdot D_e$$

$$H_s = 2 \cdot 16,0013 \cdot 9,525 \times 10^{-3}$$

$$H_s = 0,30482[\text{m}] \quad (\text{Ec. 31})$$

El diagrama del condensador helicoidal, se identifica según la figura 18:

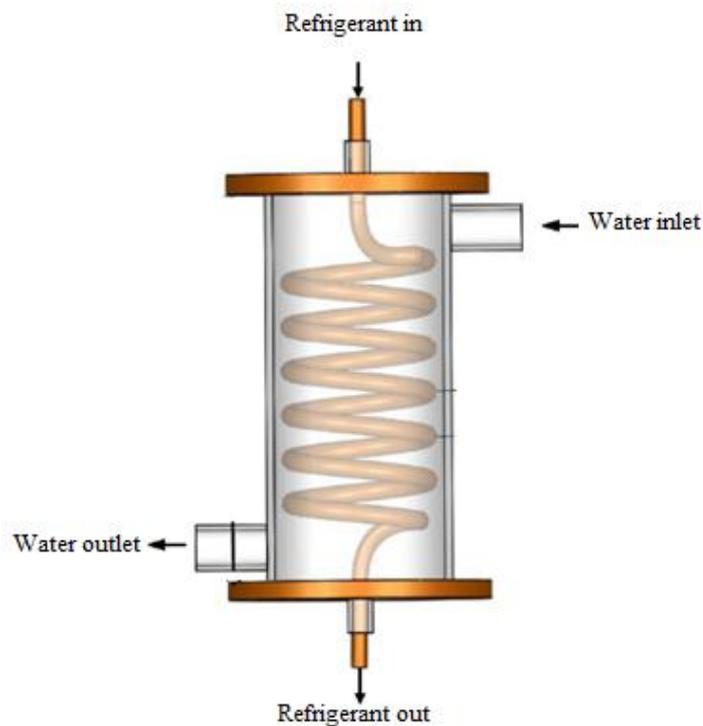


Figura 18. Condensador helicoidal.

Fuente: [104]

3.11 Conclusiones del capítulo

- En el diseño del condensador helicoidal se inició por la selección de tubería de cobre tipo “L” usada para refrigeración y con grandes aplicaciones de altas presiones, las dimensiones fueron obtenidas de acuerdo a la utilidad de estudios similares, la elección de temperaturas de los fluidos implicados en el proceso dieron apertura al cálculo de transferencia de calor y con ello el dimensionamiento de las carcasa y el serpentín, en los cuales se evidenció una transferencia de calor de $-0,6740 \text{ kJ/s}$ ocurrida en 22,6 minutos.
- Sin duda, la selección del coeficiente convectivo para tubos horizontales fue acertada, debido a que la longitud final del serpentín reveló 7,11 metros, los cuales representan 888,75 veces el diámetro interno cumpliendo con la relación $L > 2,77D$ para posición de tubos horizontal.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS DE SIMULACIÓN DEL CONDENSADOR HELICOIDAL CON R134a

La simulación numérica es una herramienta eficaz en las ciencias aplicadas, para la determinación de soluciones y la predicción del comportamiento de las mismas, sin recurrir a la experimentación. Permite la recreación matemática de procesos físicos que aparecen con frecuencia en el área de ingeniería; esta requiere normalmente de un cuidadoso estudio de métodos numéricos, de algoritmos a utilizar y de los procesos fundamentales a incluir en la simulación en el software Ansys [105].

En esta sección se realizarán las connotaciones finales del diseño planteado en el capítulo 3, además se añadirán análisis respectivos de los resultados obtenidos en la simulación numérica de un condensador helicoidal con R134a, se describirán los modelos utilizados en el proceso y se expondrá si las deducciones se ajustan a los valores finales obtenidos.

4.1 Ansys fluent

La Dinámica de Fluidos Computacional, abreviada como CFD, usa diferentes métodos numéricos y una cantidad de algoritmos computarizados para resolver y analizar problemas que involucran el flujo de fluidos [106]. Los cálculos requeridos que simulan la interacción de fluidos con superficies definidas por condiciones de contorno, y las condiciones iniciales las realiza el Ansys fluent. Las ecuaciones de Navier-Stokes forman la base de todos los problemas de CFD [107].

El objetivo de estas simulaciones mecánicas computacionales es el estudio de nuevos diseños como el propuesto, además de desarrollo fino de productos y rediseño de sistemas [108].

4.1.1 Mallado computacional

La malla computacional es una descripción del dominio espacial en el cual se realizará la simulación numérica sobre: los contornos de los objetos sólidos y sobre las regiones de interés se emplea una resolución mayor, este mallado es actualmente un cuello de botella en el proceso de la simulación numérica. Los generadores de malla totalmente automatizados son cada vez mejores y comienzan a ser utilizados

de manera rutinaria. Al mismo tiempo, los requerimientos de mallado rápido y de calidad conllevan un incremento en el número de nodos y esto es un problema [108].

Los métodos de discretización más difundidos son el método de las diferencias finitas, el método de los elementos finitos y el método de los volúmenes finitos, siendo este último el más utilizado en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Con esos métodos, se intercambia el dominio continuo por un dominio discreto, donde un conjunto de volúmenes de control es utilizado para representar el dominio original [109], como puede ser observado en la figura 19, comienza con una división del dominio en elementos triangulares o quad en 2-D o tetraédricos, hexas, prismas y otras en 3-D, generando una malla [110].

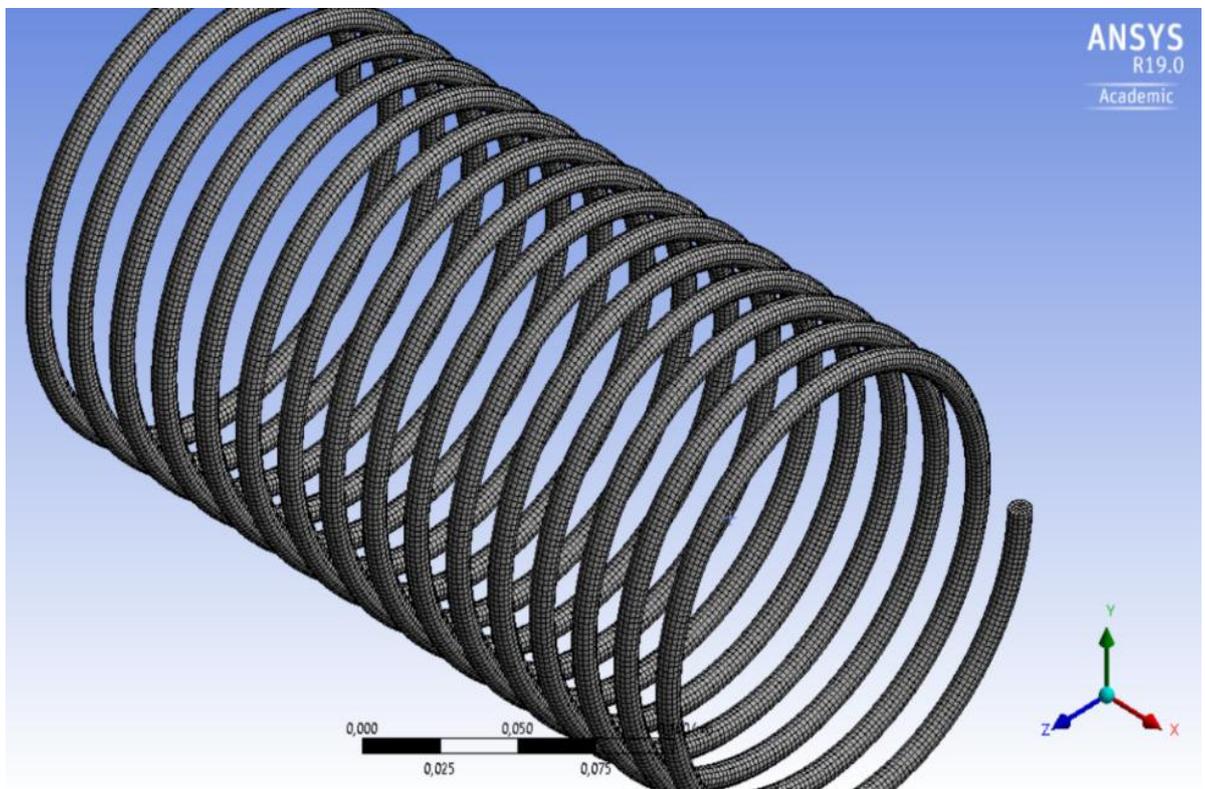


Figura 19. Dominio en pequeños volúmenes del condensador helicoidal

El número de volúmenes de control a ser usado para el análisis debe ser establecido por medio del estudio de convergencia de malla, o sea, se analiza el mismo caso con mallas de refinamientos diferentes y se comparan los resultados. Cuando el resultado entre dos refinamientos de malla no sufre una gran alteración (o cambia muy poco), se dice que la convergencia de malla fue alcanzada. Con la malla generada, se pasa a la configuración de la física del modelo, de las condiciones de contorno y del solver. Luego se resuelve el sistema de ecuaciones a través de un proceso iterativo, hasta la

convergencia, o sea, cuando la variación de los resultados entre dos iteraciones consecutivas queda dentro de los límites en un criterio establecido por el usuario. La etapa final es la de postprocesamiento, cuando los resultados son evaluados por medio de herramientas como vectores, líneas de corriente, distribuciones de colores, planos de corte, isosuperficies [109].

4.1.2 Ecuaciones de gobierno

La elaboración de modelos matemáticos está basada en la comprensión de fenómenos físicos básicos que gobiernan el comportamiento del problema estudiado. Al resolver tales modelos para un conjunto de condiciones dado, es obtenida una solución matemática del sistema de ecuaciones resultante. Este procedimiento es conocido como método analítico [111]. De cualquier forma, estas ecuaciones son muy complejas, por lo que dicha solución analítica solo es posible en casos muy elementales [107].

CFD calcula numéricamente el movimiento de los fluidos a través de un computador, basándose en las ecuaciones Navier-Stokes, modelo independiente que predice el movimiento de los fluidos, además son ecuaciones derivadas de las leyes de movimiento de Newton y son ecuaciones parciales no lineales, además son las mismas para cualquier situación de flujo de fluidos, particularizándose por medio de condiciones de contorno y valores iniciales [107].

La resolución se basa entonces en la ecuación de continuidad, la ecuación de energía y la ecuación de momento de Navier-Stokes gobierna el flujo del fluido en los tubos curvos[112].

4.2 Métodos numéricos multifásicos usados por Ansys

Ansys puede usar diferentes métodos matemáticos para la resolución de las ecuaciones numéricas de equilibrio necesarias para resolver los problemas de elementos finitos planteados [113].

El primer paso en la solución de cualquier problema multifásico es determinar modelos adecuados para cada régimen como se aprecia en la tabla 9. Los avances en la mecánica de fluidos computacional han proporcionado la base para una mayor comprensión de la dinámica de flujos multifásicos. Actualmente hay dos enfoques para el cálculo numérico de flujos multifásicos: El modelo Euler Lagrange estudia las trayectorias de las partículas o gotitas son computadas de forma individual a

intervalos determinados durante el cálculo de la fase fluida [114]. Esto hace de este un modelo apropiado para el modelado de secado de sprays, combustión de carbón y combustibles líquidos, y algunos flujos de partículas cargadas, no obstante inapropiado para el modelado de mezclas de líquido-líquido, lechos fluidizados, o cualquier aplicación en la que la fracción de volumen de la segunda fase no es despreciable [115]. Sin embargo, este estudio se concentra en un modelo de fracción de volumen llamado Euler Euler.

Tabla 9.
Tipos de flujos multifásicos, [115].

Flujos multifásicos		
Interacciones gas-gas, líquido-líquido, gas-líquido.	Flujo con burbujas	Pequeñas burbujas en forma de fase discreta en un medio continuo líquido.
	Flujo con gotas	Pequeñas gotas en forma de fase discreta en un medio continuo gaseoso.
	Flujo con bolsas de aire	Grandes burbujas de gas en un medio líquido continuo.
	Flujos estratificados o con superficie libre.	Fluidos inmiscibles separados por una interfaz apreciablemente definida.
Interacción gas-sólido.	Flujo con partículas en suspensión.	Partículas sólidas discretas en un flujo continuo de gas.
	Lechos fluidizados	Partículas sólidas en alta concentración fluidizadas en una corriente gaseosa.
Interacción líquido-sólido.	Flujo con arrastre de partículas.	Flujos de suspensión, sedimentación y arrastre de partículas en una corriente líquida.

4.2.1 Método Euler Euler

En este caso las diferentes fases se tratan matemáticamente como pseudo continuas. Dado que el volumen de una fase no puede ser ocupado por las otras fases, se introduce el concepto de fracción de volumen. Estas fracciones de volumen se supone que son funciones continuas de espacio y tiempo y su suma es igual a uno [114]. Las ecuaciones de conservación para cada fase permiten obtener un conjunto con una estructura similar para cada una de ellas [115].

En fluent existen tres modelos multifase Euler-Euler diferentes [116].

Los cuales se detallan:

- Modelo volumen de fluido (VOF).
- Modelo mixture.
- Modelo Eulerian.

4.2.1.1 Modelo volumen de fluido (VOF)

Es una técnica de rastreo de interface apropiado para dos o más fluidos inmiscibles, además es técnica de seguimiento de superficie aplicada a una malla euleriana fija. Donde la posición de la interface entre los fluidos es de interés compartido [116]. Este método resuelve un único conjunto de ecuaciones de conservación de momento y masa, también realiza una ecuación de conservación para la fracción de vacío, ejecuta un seguimiento en todo el dominio de la fracción de volumen de cada uno de los fluidos en cada celda computacional y posee como característica que las propiedades del fluido son propiedades de mezcla [117].

4.2.1.2 Modelo mixture

El modelo Mixture está diseñado para dos o más fases fluidas (o partículas). Como en el modelo Eulerian, las fases se tratan como interpenetrating continua. El modelo de mezcla resuelve la ecuación de momentum de mezcla y prescribe velocidades relativas para describir las fases dispersas. Aplicaciones del modelo de mezcla incluyen flujos de partículas cargadas de baja carga, los flujos burbujeantes, sedimentación y separadores ciclónicos. El modelo de mezcla también se puede utilizar sin las velocidades relativas de las fases dispersas para modelar flujo multifásico homogéneo [118].

4.2.1.3 Modelo Eulerian

El modelo Eulerian es el más complejo de los modelos multifase en fluent. Soluciona un conjunto de n ecuaciones de momentum y continuidad de para cada fase. El acoplamiento se logra a través de los coeficientes de intercambio de presión y de interfase. La forma en que este acoplamiento se maneja depende del tipo de las fases que intervienen; los flujos granulares (sólido-fluido), los no granulares (fluido-fluido). Para flujos granulares, las propiedades se obtienen de la aplicación de la

teoría cinética. El intercambio de momentum entre las fases depende también del tipo de mezcla que se está modelando. Aplicaciones del modelo multifase Eulerian incluyen columnas de burbujas, tubos verticales, suspensión de partículas y lechos fluidizados [119].

4.3 Modelos de evaporación y condensación

Ansys fluent dispone de dos modelos para caracterizar el intercambio de masa entre fases mediante evaporación y condensación. Se trata del Modelo de Lee y el Modelo TPC (Thermal Phase Change). Tanto en el modelo de mezcla, como en el modelo VOF, la única opción en cuanto a modelos de evaporación y condensación que permite Ansys es el modelo de Lee. En cuanto al modelo euleriano, este permite tanto la utilización del modelo de Lee como el modelo TPC [120].

4.3.1 Modelo Lee

El modelo de Lee maneja una ecuación de transferencia para cada fase, con el fin de integrar efectos de transporte de masa entre períodos en las ecuaciones de conservación [121]. En teoría, en el simulador Ansys, se precisa un criterio elaborado de signos que asume como positiva la transferencia de masa de líquido a vapor para los problemas de evaporación y negativo para la transferencia de masa por condensación. Existen condiciones en las que la transferencia de masa se califica como evaporación o bien como condensación [120] si se cumple los siguientes apartados:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot \rho_v \cdot \alpha_v + \rho_v \cdot \alpha_v \cdot \vec{V} = \dot{m}_{vl} - \dot{m}_{lv} \quad \text{Ec. [32]}$$

Donde:

v : fase vapor

α_v : fracción de volumen vapor

ρ_v : densidad de vapor

\vec{V} : velocidad fase vapor

\dot{m}_{lv} : tasa de transferencia de masa por evaporación

\dot{m}_{vl} : tasa de transferencia de masa por condensación

- Si la temperatura del líquido es mayor a la temperatura de saturación, es un caso de evaporación, siendo el término de tasa de transferencia de masa debido a evaporación.

de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{lv} = coef f \cdot \alpha_l \rho_l \cdot \frac{(T_l - T_{sat})}{T_{sat}} \quad \text{Ec. [33]}$$

- Si la temperatura de vapor es menor que la temperatura de saturación, se toma como condensación, siendo el término de tasa de transferencia de masa debido a:

$$\dot{m}_{vl} = coef f \cdot \alpha_v \rho_v \cdot \frac{(T_{sat} - T_v)}{T_{sat}} \quad \text{Ec. [34]}$$

Entonces, se puede afirmar que estos flujos máscicos son directamente proporcionales al intervalo térmico a la saturación [120].

El coeficiente f que aparece en ambas ecuaciones es empleado para calibrar la transferencia de masa en el modelo, este comparando con datos experimentales, debe asignarse un valor a este coeficiente, por defecto fluent asigna 0,1 y tras varios procesos de cálculo, modificar su valor hasta encontrar aquel que haga coincidir los datos calculados con los datos obtenidos experimentalmente [121].

El modelo de Lee tiene aplicación en primeras aproximaciones a fenómenos experimentales y en el empleo de modelos que requieren menor capacidad de cálculo, como Mixture o VOF, pudiendo incluso desarrollar un modelo de alta fiabilidad mediante la calibración de los coeficientes de transferencia [121].

4.4 Proceso de simulación en Ansys fluent

Para corroborar el diseño del capítulo 3, se ha realizado un proceso de representación del condensador helicoidal de cobre, el cual condensará al refrigerante 134a, por medio de un agente que provoca el cambio de fase, en este caso el agua. El desarrollo inicia por una esquematización del condensador en espiral con las dimensiones tratadas en el apartado anterior, las cuales comprenden altura, diámetro, número de

espirales, entre otros. Consecutivamente es necesario esbozar la geometría descrita por medio del mallado con la herramienta fluent mesher, acercándose a una simetría para obtener una buena calidad de elementos y correcta dirección de flujo, en cuanto a calidad se debe cumplir con células ortogonales, oblicuas, entre otras.

Por consiguiente, en la opción setup se elige análisis dinámico transitorio, técnica que determina la respuesta dinámica bajo la acción de cualquier variable dependiente del tiempo, luego en los modelos multifásicos es necesario adaptar el modelo Eurlian, debido a que es el más sofisticado, permite acoplamiento entre fases maneja modelos de viscosidad k-ε y k-ω, de los cuales el modelo k-ε es el indicado ya que trata fluidos turbulentos. Finalmente se toma en cuenta la ecuación de la energía, para posteriormente definir las condiciones de contorno en las fases involucradas, líquido, gaseoso y su interacción pertinente que permite la transferencia de calor, transferencia de masa, tensión superficial, entre otras; así como la elección del material determinado para la espiral, con el fin de lograr una convergencia en el número de iteraciones dispuestas.

4.5 Resultados obtenidos

El primer boceto conseguido está representado en la figura 20, refleja las condiciones ideales de un condensador helicoidal de cobre con los siguientes entornos de entrada obtenidos del capítulo anterior en la tabla 4, donde se detallan presión de entrada del refrigerante correspondiente a: $P_{Ri}=1$ MPa, temperatura de entrada del refrigerante $T_{Ri}=60$ °C, al igual que la temperatura de salida del mismo $T_{Ro}=25$ °C, y una velocidad de ingreso $V=1,5$ m/s.

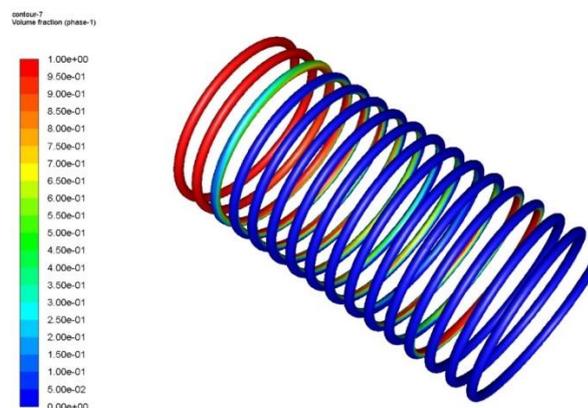


Figura 20. Condensador helicoidal en condición ideal

Se identifica que la condensación se realizó correctamente y finaliza obteniéndose así una calidad de salida de líquido proporcionada a cero, es decir la condensación tiene lugar en condiciones ideales y se verifica con los llamados entornos de diseño calculados en el apartado anterior, este modelo será llamado ideal.

Para el análisis de resultados se han considerado cuatro casos elementales con diferenciación de variables como número de espiras, aumento y reducción de velocidad de ingreso, y cambio en la temperatura de ingreso del R134a y estos se evidencian como:

- Caso A: comparación del condensador modelo ideal versus modelo con reducción de espiras.
- Caso B: asimilación del condensador modelo ideal con disminución de la velocidad de entrada del refrigerante de $V=1,5$ m/s a $V=0,75$ m/s.
- Caso C: comparación del condensador modelo ideal con aumento de velocidad de entrada $V=1,5$ m/s a $V=3$ m/s.
- Caso D: asimilación del condensador modelo ideal con una reducción de temperatura de entrada de refrigerante.

El mencionado caso A, se realiza una diferenciación del condensador modelo ideal 1 versus modelo con reducción de una espira 2, entonces se puede evaluar que en el caso ideal, número 1 ocurre una condensación completa de calidad de fracción de volumen equivalente a uno en estado de vapor, hasta llegar al valor cero en calidad de fracción de volumen como líquido condensado; sin embargo en el caso 2 no existe una condensación completa deseada, se observa que la fracción de volumen identificada con los colores rojo y verde alcanza solamente una calidad baja de 0,6 no ocasionándose un cambio de fase uniforme, por ende existe una mezcla de líquido vapor aún, en esta zona descrita.

En la figura 21, se puede apreciar la relación de fracción de volumen entre vapor y líquido.

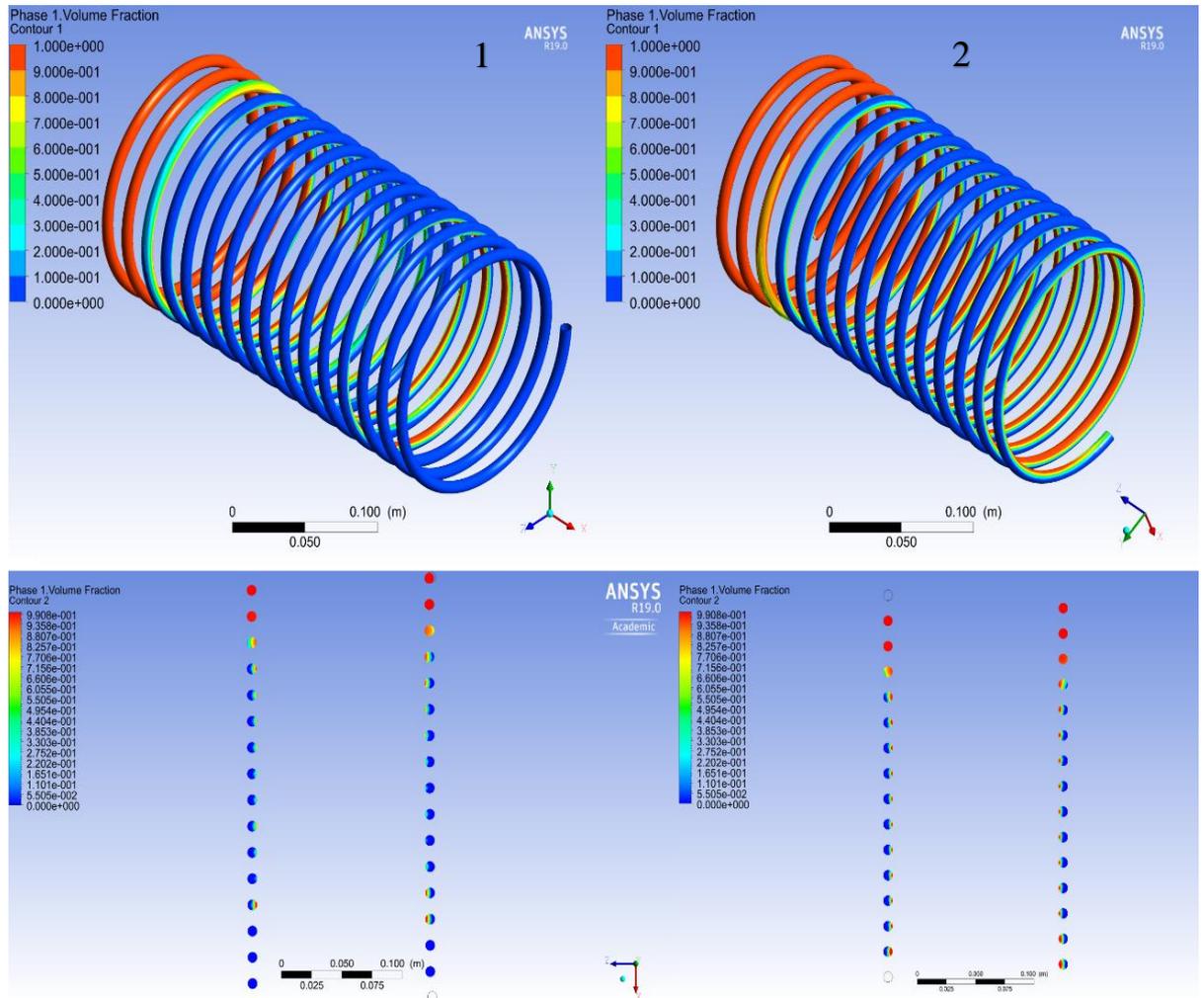


Figura 21. Contorno de fracción de volumen caso A.

Un condensador es un intercambiador térmico, el cual pretende convertir al refrigerante en forma gaseosa a un estado líquido cediendo calor al entorno, al no ocurrir esta transformación completamente se incurre en una falta de aprovechamiento de energía a la salida del sistema, es decir la energía desprendida se desperdicia al no cumplirse la operación completa necesaria para ejecutar el proceso.

En los apartados 3 y 4 del caso A identificados en la figura 22, se compara los contornos de densidad del modelo 3 ideal con 16 espiras con respecto al modelo 4 con 15 espiras, los resultados obtenidos evidencian que en las últimas vueltas de hélice en modelo 4 la densidad está compuesta por dos fases vapor y líquido del refrigerante, por lo que se puede inferir que la temperatura no es lo suficientemente significativa para mantener la conversión de fase total; la densidad varía conforme

existe un avance de longitud en el sistema, en la parte inicial de las espiras se identifica presencia del refrigerante en forma gaseosa a altas temperaturas y baja densidad, para caso 3 y 4 el valor inicial de densidad es $43,33 \text{ kg/m}^{-3}$.

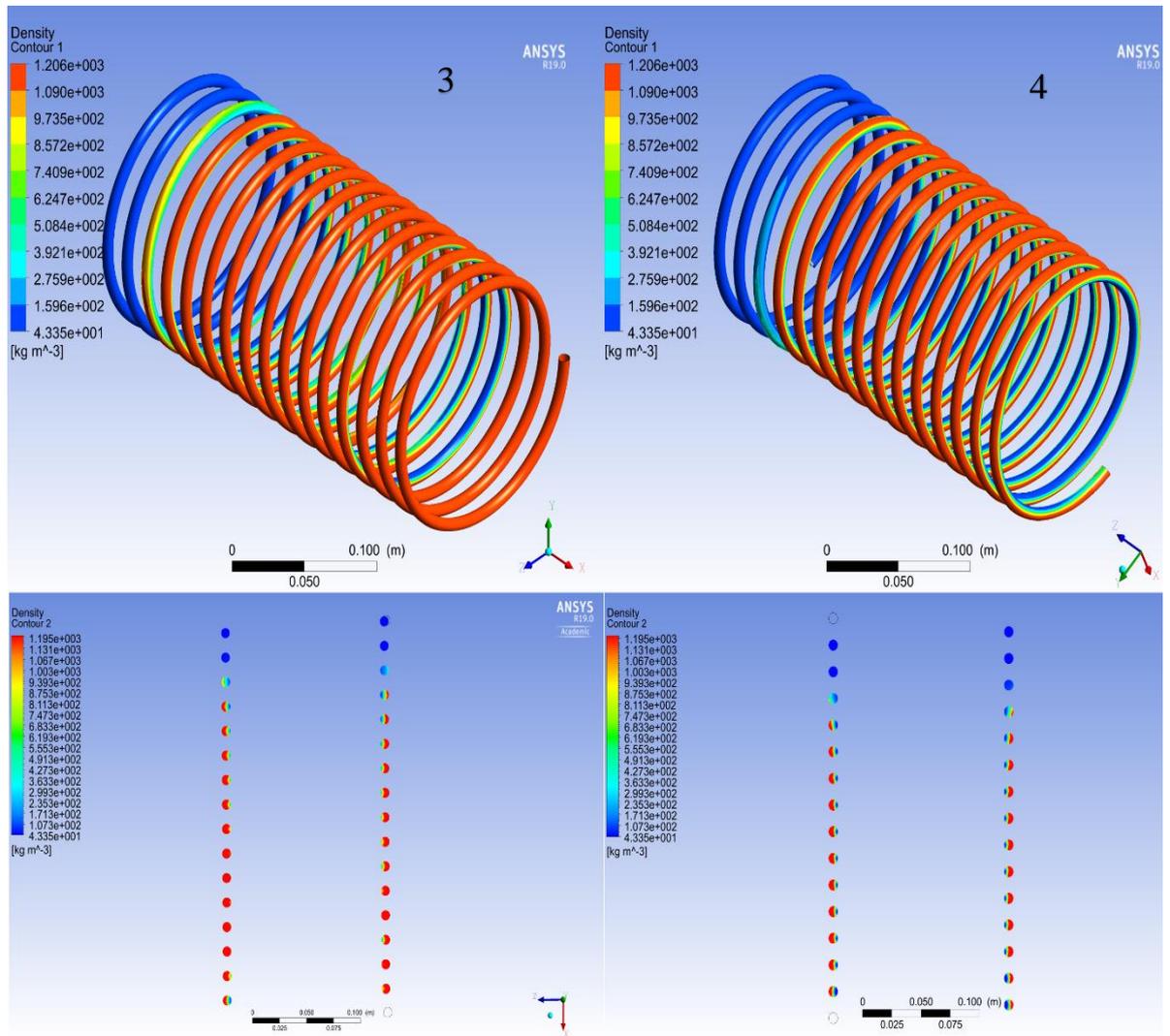


Figura 22. Condensador en espiral contorno de densidad caso A.

Mientras que en la parte final existe ya un cambio de alta densidad en estado líquido correspondiente a 1206 kg/m^{-3} con temperaturas bajas, cabe recalcar que la densidad y la temperatura son dos propiedades directamente proporcionales, debido a la distancia molecular.

Caso B, comparación del condensador modelo ideal con disminución de la velocidad de entrada del refrigerante de $V=1,5$ m/s a $V=0,75$ m/s, como se aprecia en la figura 23.

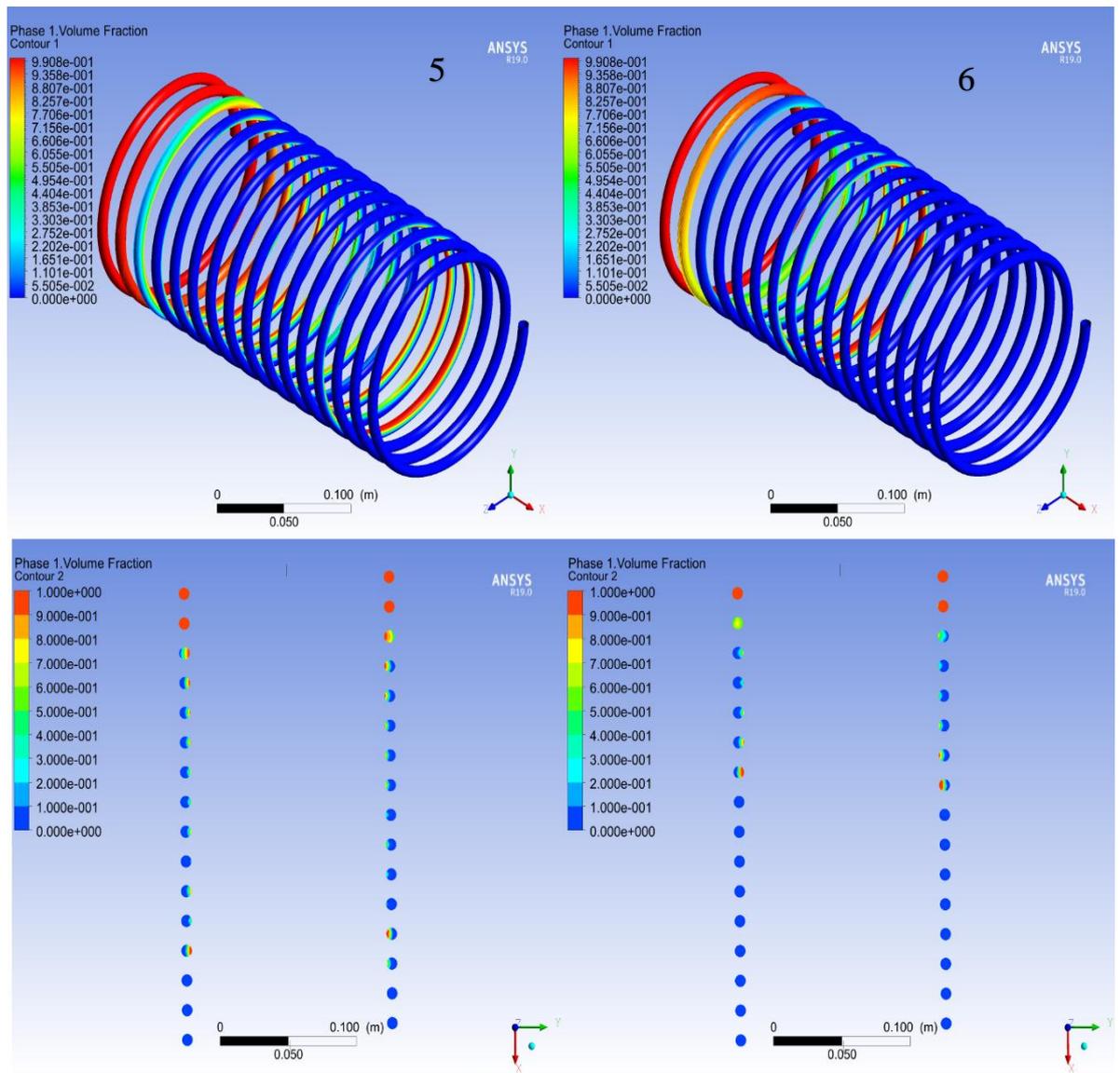


Figura 23. Contorno de fracción de volumen caso B.

Al realizar una disminución en la velocidad en el apartado 6, en cuanto a volumen de fracción en ambos apartados ocurre un cambio de calidad de uno a cero, lo que indica un cambio de fase completo, además el contorno de la fracción de volumen revela que la transferencia de calor ocurre en menor tiempo estimado, al contrario del modelo ideal. Como se mencionó la reducción de tiempo dada vendría a ser un aspecto importante en el proceso, de manera que se están ahorrando recursos como cantidad de refrigerante necesario, disminución de dimensiones del condensador; por

ende, se entendería como una reducción de costos si ese tipo de análisis fuera el caso. Por lo tanto, el aprovechamiento de energía del modelo 6 con el 5 es una ventaja indudable para un desarrollo óptimo.

De igual forma, en la misma situación mencionada en el párrafo anterior existe la certeza que el cambio densidad del apartado 8 ocurre mucho más rápido que el del apartado 7, con un valor de 1195 kg/m^{-3} , dando lugar a la obtención de un condensado completo en menos tiempo con un cambio de temperatura eficaz, como se aprecia en la figura 24.

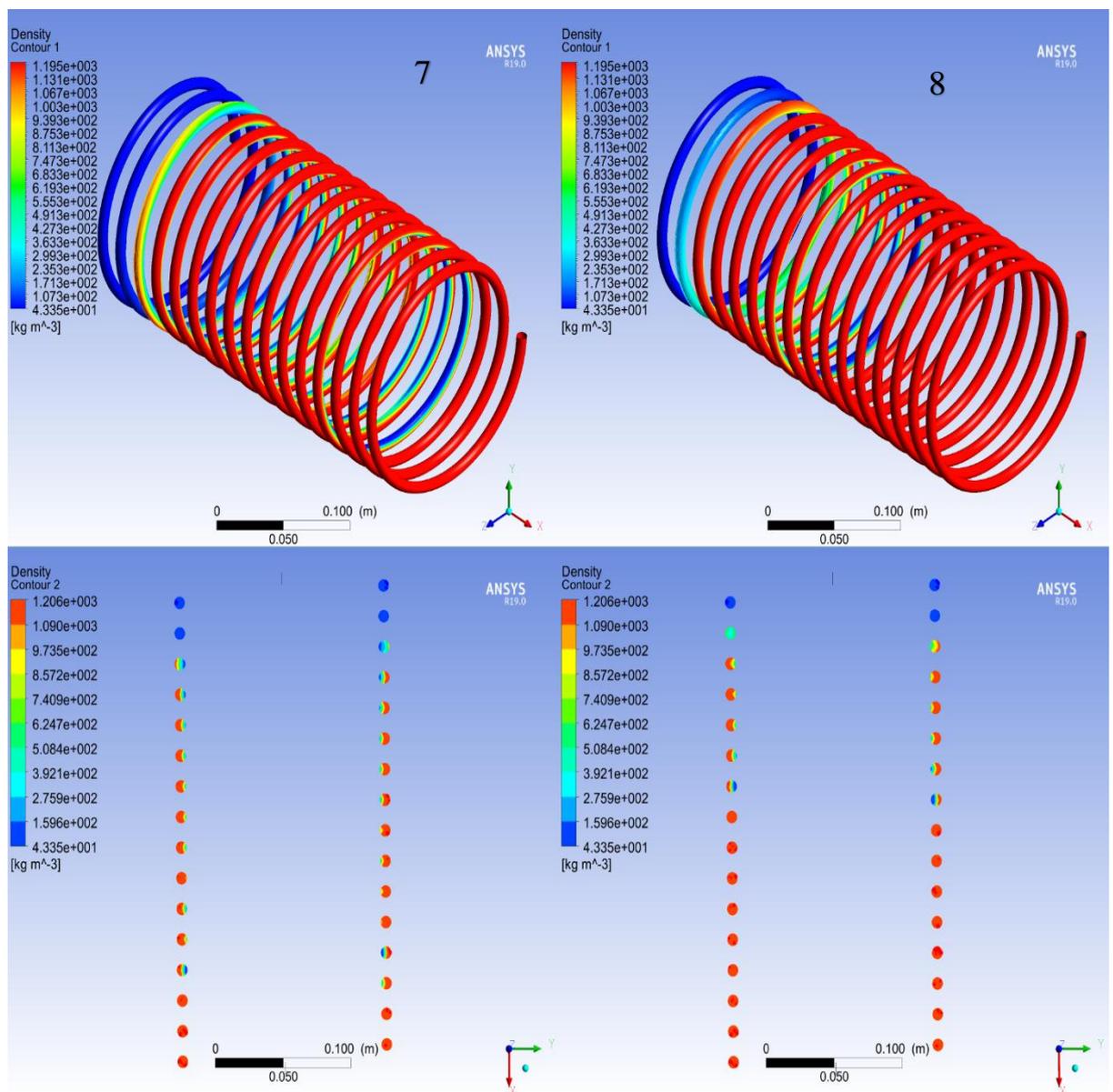


Figura 24. Contorno de densidad caso B.

Caso C, comparación del condensador modelo ideal con aumento de velocidad de entrada $V=1,5$ m/s a $V=3$ m/s, como se aprecia en la figura 25.

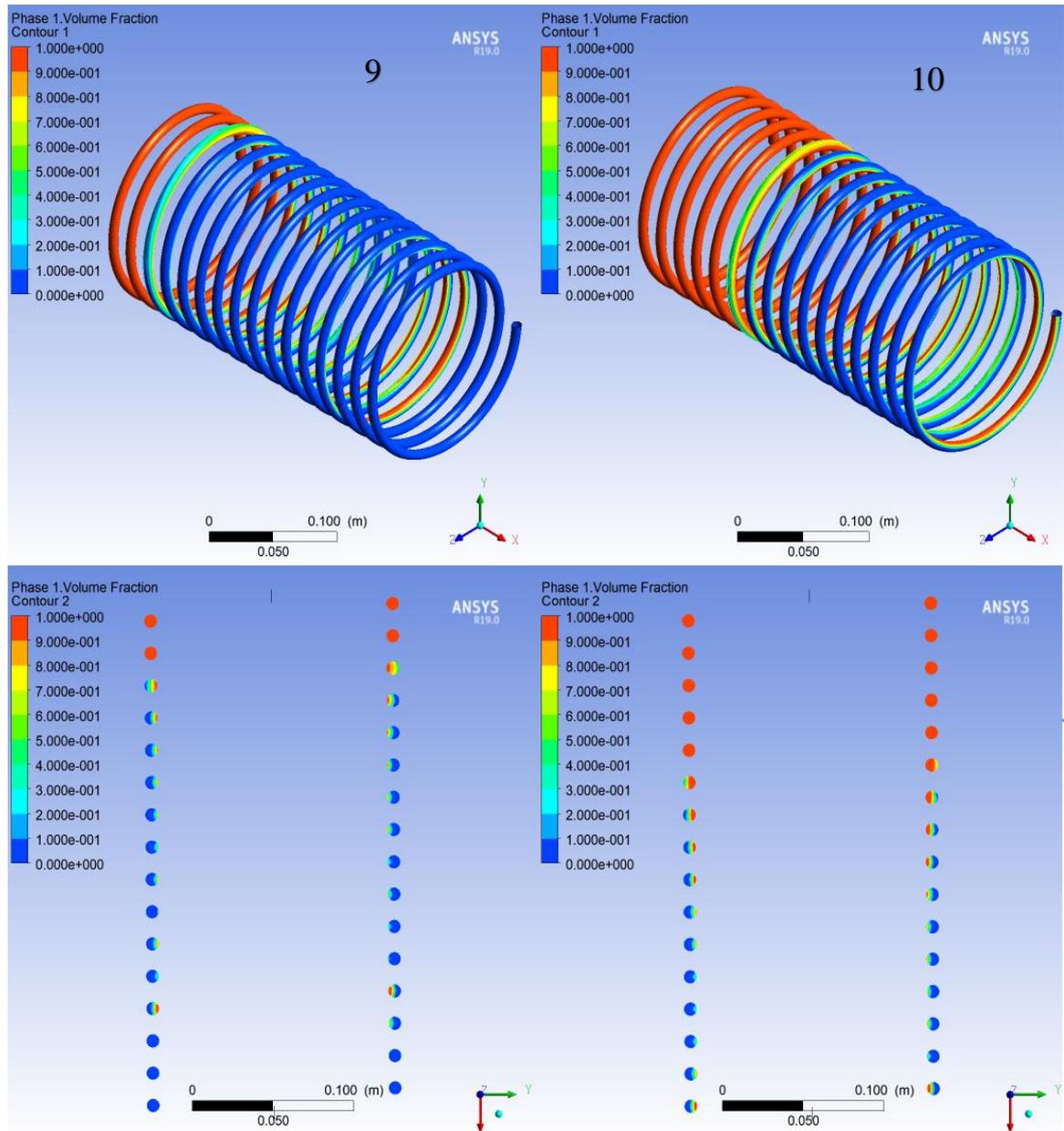


Figura 25. Contorno de fracción de volumen caso C.

Al apreciar los apartados 9 y 10 se observa que la longitud de tubería del último modelo mencionado no posee la suficiente capacidad de condensar y evacuar el R134a, con las condiciones deseadas; por tanto, es evidente que el aumento de velocidad incrementa el tiempo transcurrido y con esto la longitud del condensador no es suficiente para realizar el proceso completo convirtiendo a este modelo en el menos eficiente de los hasta ahora realizados.

Los valores obtenidos de fracción de volumen del fluido presentan calidad uno en la entrada como R134a, en forma gaseosa y una mezcla de 0,7 aproximadamente a la salida del condensador.

En la figura 26, la comparación asentida es que efectivamente el cambio de fase se está efectuando, con mayor rapidez en el modelo ideal correspondiente al apartado 11 que en el modelo 12, también existe un cambio de densidad que permite conocer la variación de la temperatura del fluido de trabajo, la mencionada densidad ha llegado al valor de 1206 kg/m^{-3} para ambos casos. Además, al tomar en cuenta las referencias anteriores se observa que el modelo 12 con aumento de velocidad no logra condensar todo el R134a, sino que presenta a la salida una mezcla de estados, al contrario del modelo ideal que presenta al finalizar el proceso un fluido completamente líquido.

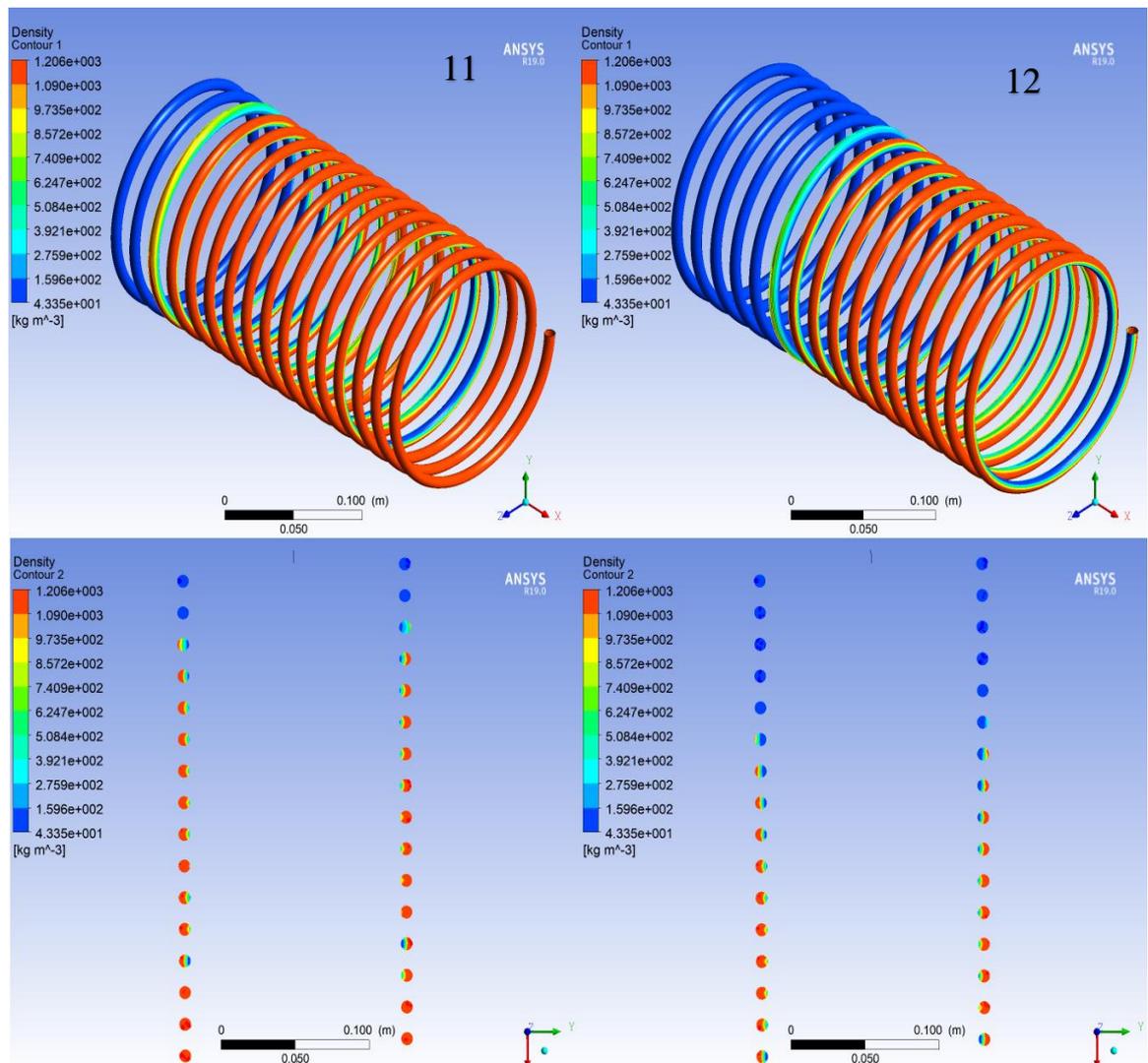


Figura 26. Contorno de densidad caso C.

Caso D, asimilación del condensador modelo ideal con una reducción de temperatura de entrada de refrigerante, como se detalla en la figura 27.

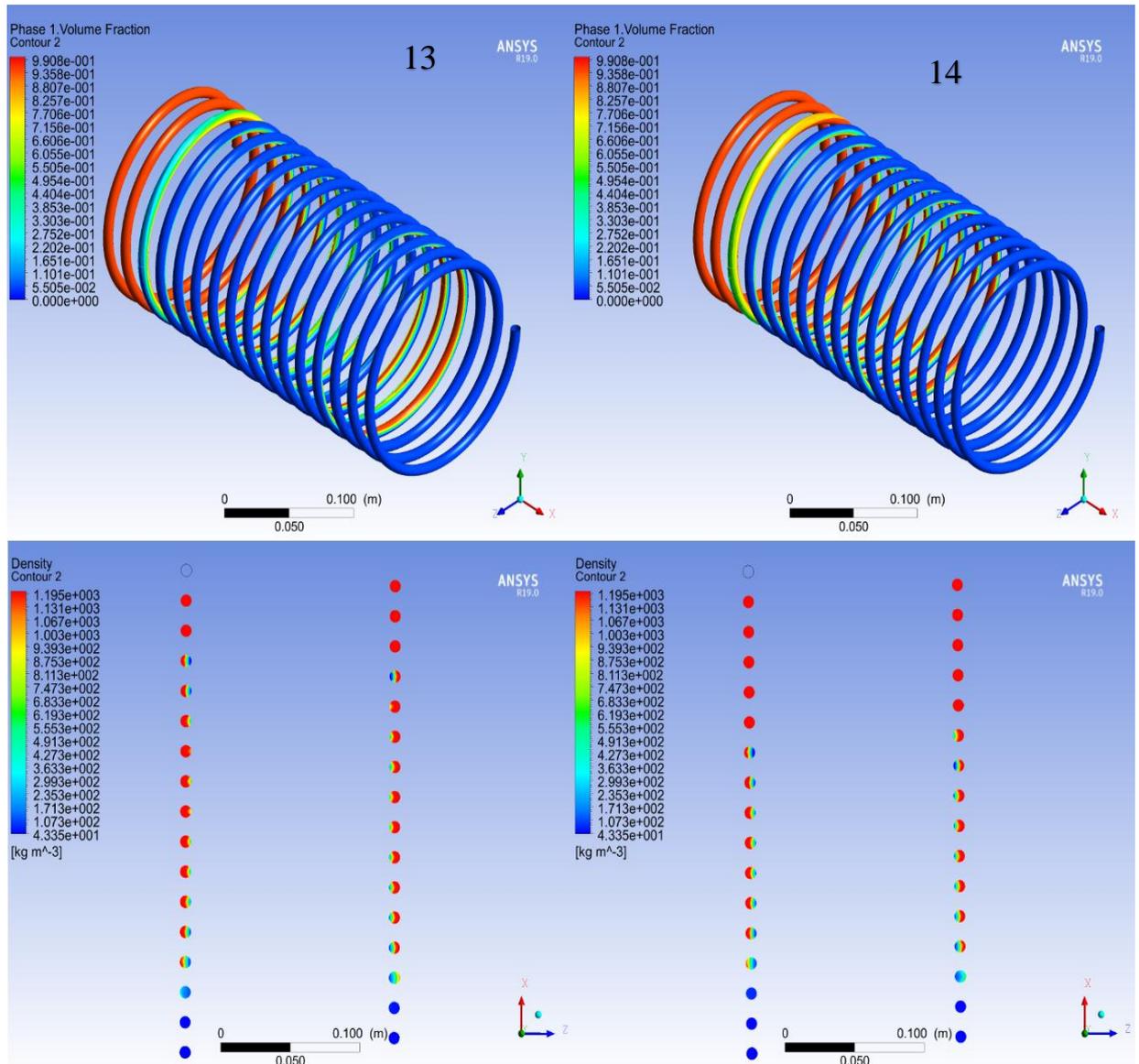


Figura 27. Contorno de volumen de fracción caso D.

La comparación con el cambio de temperatura del caso ideal de 333 K a 325 K, presenta un cambio de apenas 8 °C, el resultado es satisfactorio para la simulación, debido a que el modelo 14 logra el cambio de fase antes que el modelo ideal representado en el modelo 13. Sin embargo, se considera que los dos modelos son aptos para ajustarse al diseño del capítulo 3, como se observa en la figura 27. Además, en cuestión de calidad, los dos apartados del caso D entregan un buen proceso de condensación, que varía de calidad uno en estado gaseoso a calidad cero en estado líquido.

Como se observa en la figura 28, el contorno de densidad refleja que el modelo 16 tiene un cambio más rápido que el apartado 15 llegando a un valor de 1195 kg/m^{-3} , en el caso D de resultados obtenidos en las simulaciones realizadas; así también el cambio de temperatura más efectivo en cuanto al tiempo tiene lugar en el apartado 16, debido a la transformación de fase de estado gaseoso a líquido gracias a la transferencia de calor eficaz con la pared y el fluido externo, se aprecia finalmente que el cambio de fase en el caso con temperatura 325 K sucede casi 6 espirales antes ya que la temperatura es menor y la transferencia de calor se efectúa en menos tiempo.

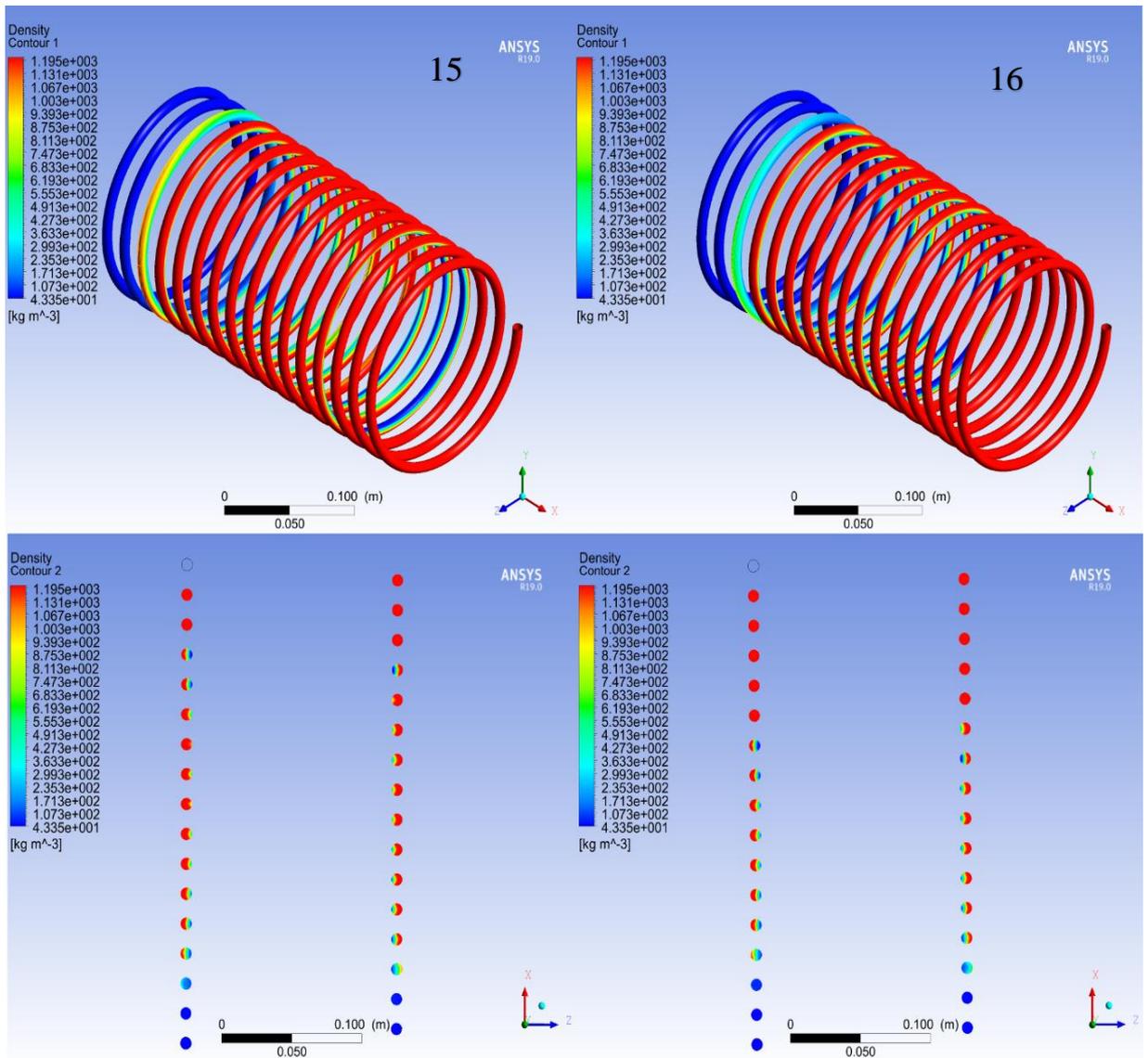


Figura 28. Contorno de densidad del caso D.

Tabla 10.

Resumen de casos de modelados efectuados.

Descripción	Resultado	Ilustración
<p>Caso A: Comparación del condensador modelo ideal versus modelo con reducción de espiras de 16 a 15 espiras.</p>	<p>Fracción de volumen 0,6 en el modelo de reducción de espiras, densidad con un rango de $43,33 \text{ kg/m}^3$ en estado gaseoso y 1206 kg/m^3; mientras que en el modelo ideal la fracción de volumen es 1 y su condensación es completa.</p>	
<p>Caso B: Asimilación del condensador modelo ideal con disminución de la velocidad de entrada del refrigerante de $V=1,5 \text{ m/s}$ a $V=0,75 \text{ m/s}$.</p>	<p>Fracción de volumen 1 para ambos casos, su condensación es completa, siendo el modelo de reducción de velocidad el más efectivo, debido al cambio de densidad que ocurre mucho más rápido, con un valor de 1195 kg/m^3.</p>	
<p>Caso C: Comparación del condensador modelo ideal con aumento de velocidad de entrada $V=1,5 \text{ m/s}$ a $V=3 \text{ m/s}$.</p>	<p>El aumento de velocidad incrementa el tiempo transcurrido y con esto la longitud del condensador no es suficiente por lo que presenta una mezcla de 0,7 aproximadamente a la salida del condensador, la densidad llega al valor 1206 kg/m^3.</p>	
<p>Caso D: Asimilación del condensador modelo ideal con una reducción de temperatura de entrada de refrigerante de 333 K a 325 K.</p>	<p>La reducción de velocidad posee fracción de volumen 1, con una densidad de 1195 kg/m^3; se refleja condensación efectiva en un menor intervalo de tiempo.</p>	

4.6 Análisis descriptivo

De los resultados obtenidos es importante mencionar que el modelo ideal, ha sido el que mejor se ajusta a los cálculos realizados, existe una correspondencia de variables como presión, temperaturas, tiempo estimado, dimensiones y transferencia de calor.

Como se observa en la figura 29, la temperatura de trabajo del refrigerante varía de 333 K a 295 K, medida de calor con la cual logra una transferencia de calor adecuada para llegar al cambio de estado deseado, estos valores tienen correspondencia con los seleccionados en la tabla 4 del capítulo 3, los cuales indican una temperatura de entrada del R134a, a 333 K y temperatura de salida a 298 K.

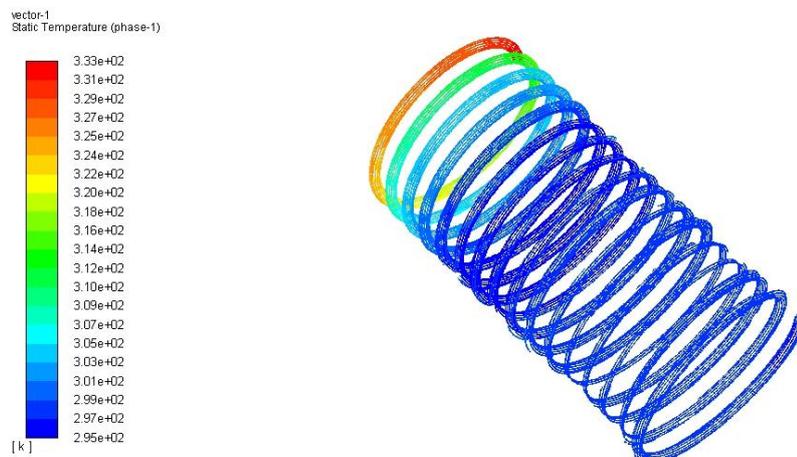


Figura 29. Vector temperatura del condensador helicoidal ideal

En figura 30, se aprecia que a medida que aumenta la longitud de tubo se evidencia un decrecimiento de la temperatura hasta lograr una estabilización y llegar a 295 K, es importante recalcar que los datos obtenidos de la simulación se corroboran la veracidad de los cálculos realizados previamente.

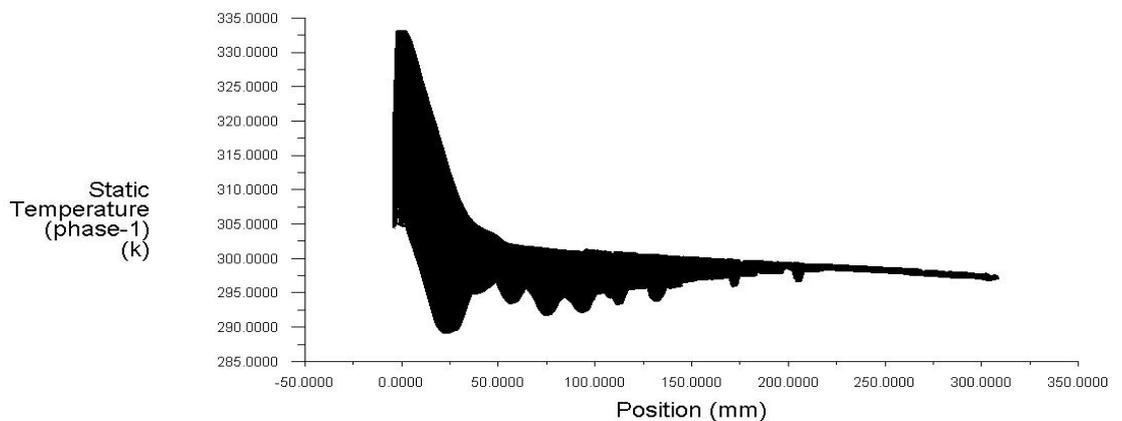


Figura 30. Gráfica temperatura posición del condensador helicoidal ideal

En cuanto a la variable presión del condensador ideal se ubica en 1000000 Pa, como se identifica en la figura 31, además a medida que se incrementa la longitud de la tubería existe una pérdida de energía hidráulica que provoca una caída de presión de 99200 Pa.

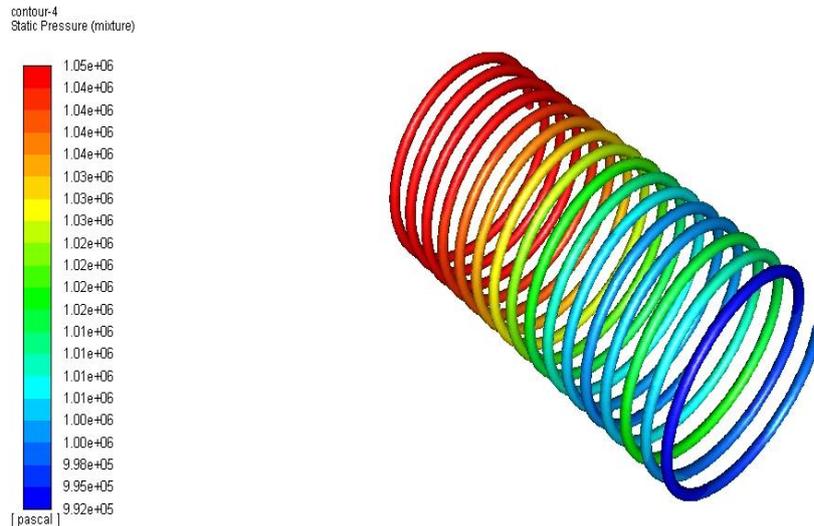


Figura 31. Contorno de presión del condensador helicoidal ideal

En el condensador ideal se consideró una entrada de presión constante, no obstante, siempre hay factores que pueden alterar esto como la transferencia de masa, tensiones superficiales, turbulencias que hacen que oscile la presión y esta tenga pérdidas así se puede apreciar que en el transcurso de la tubería la presión disminuye por dichas mermas, como se estima en la figura 32 del mismo modo la presión de salida es aceptable para el diseño.

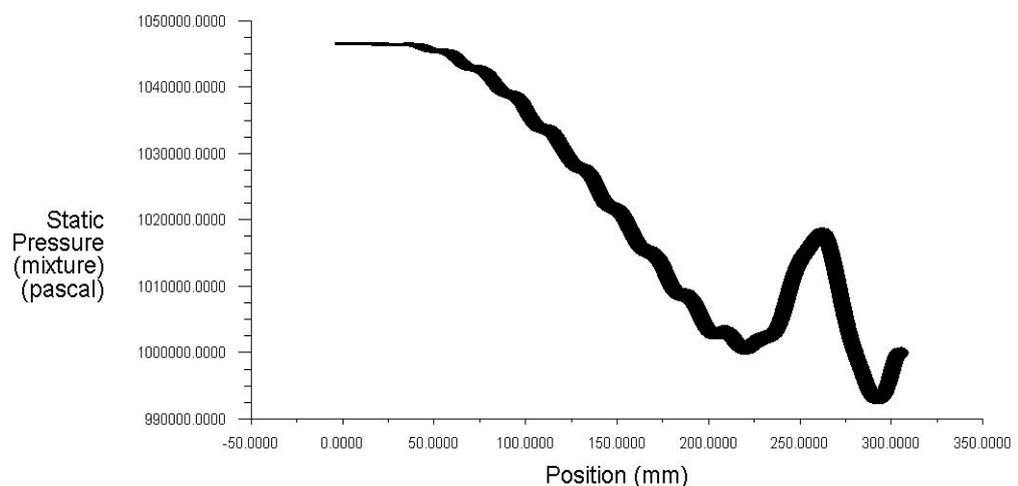


Figura 32. Gráfica presión posición del condensador helicoidal ideal

Al observar el detalle de la figura 33, es importante mencionar que el rango de velocidad varía de 1,96 a 1,40 m/s, cumpliendo así con la velocidad de entrada de refrigerante impuesta de 1,5 m/s. En el avance del R134a, por la espiral es común notar un leve incremento en la velocidad debido al descenso del refrigerante.

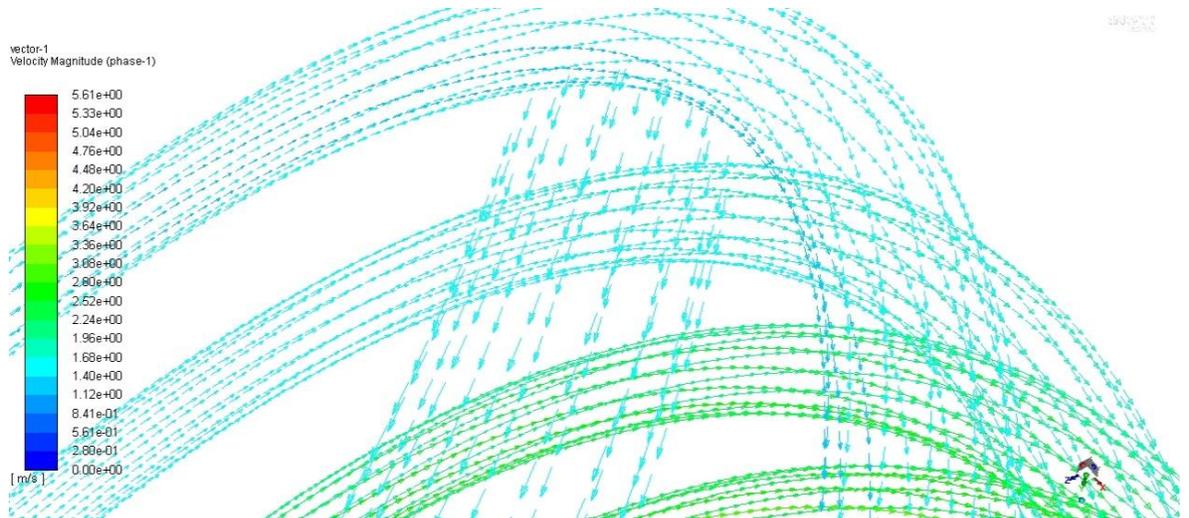


Figura 33. Detalle de vector velocidad condensador helicoidal ideal

En la figura 34, cambio de velocidad versus posición es fácil preciar que la velocidad aumenta conforme la condensación va ocurriendo, ya que el cambio es sensible, variables como presiones, velocidades y flujo turbulento que existe en la condensación son causantes de estas oscilaciones de velocidad dentro de la tubería del condensador helicoidal.

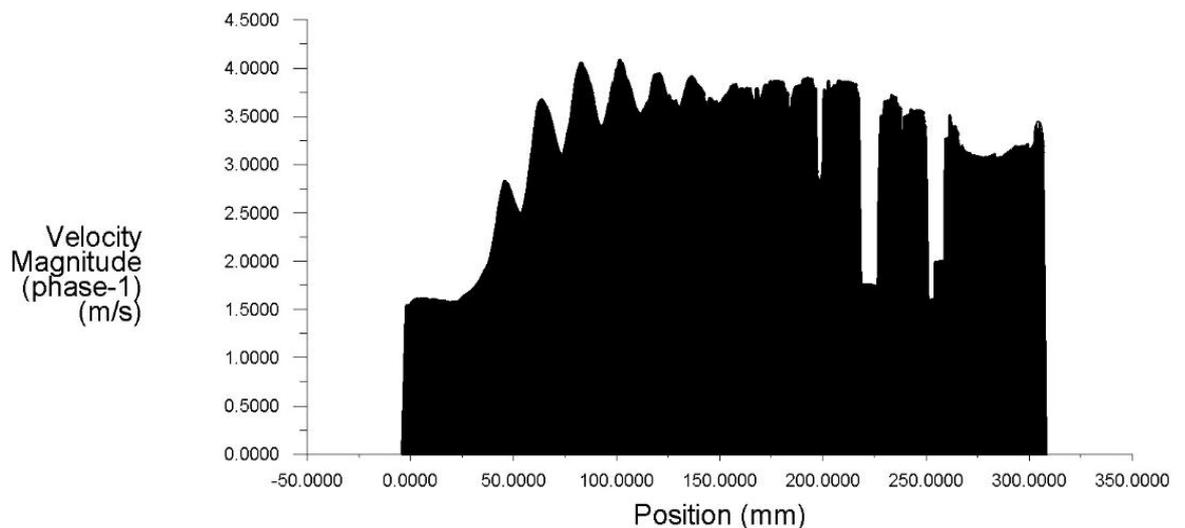


Figura 34. Gráfica velocidad posición del condensador helicoidal ideal

Finalmente, la fracción volumétrica obtenida del modelo ideal refleja el cambio de vapor a líquido a lo largo de la tubería del condensador helicoidal. Desde calidad uno a calidad cero siendo estado gaseoso y líquido respectivamente y produciéndose una condensación completa, como se aprecia en la figura 35.

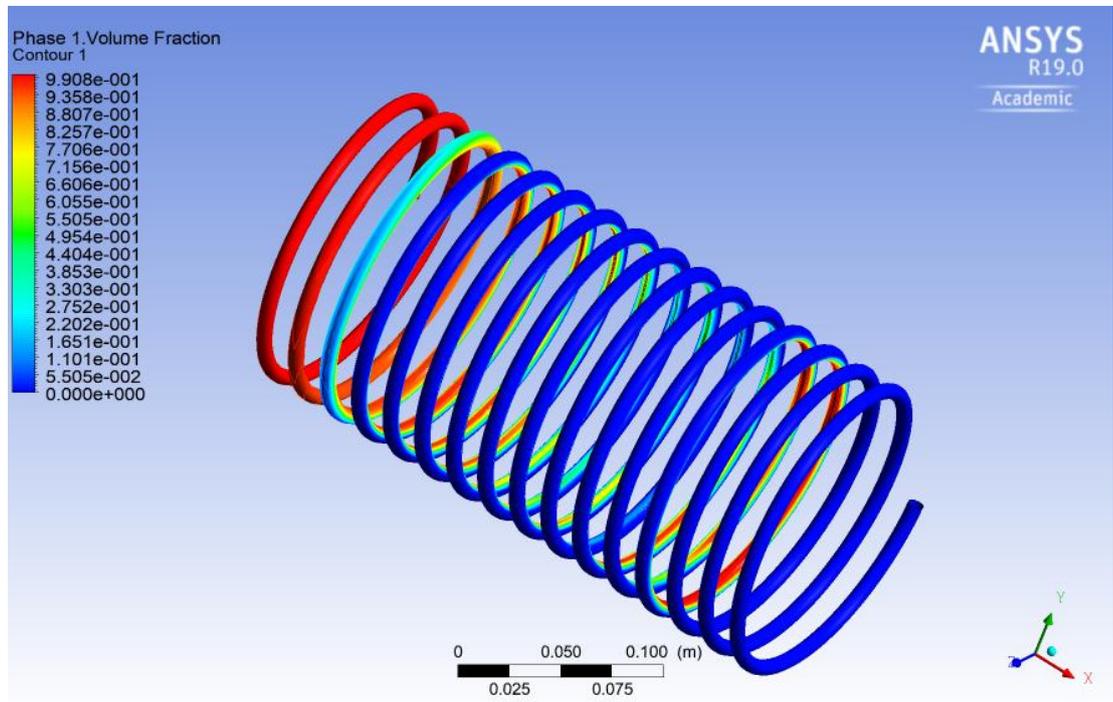


Figura 35. Contorno de fracción de volumen del condensador helicoidal ideal

La oscilación de la gráfica se debe a las curvaturas y regresiones de fluidos por eso existe valores bajos de vapor que se estancan en estas paredes cóncavas del condensador, como se aprecia en la figura 36.

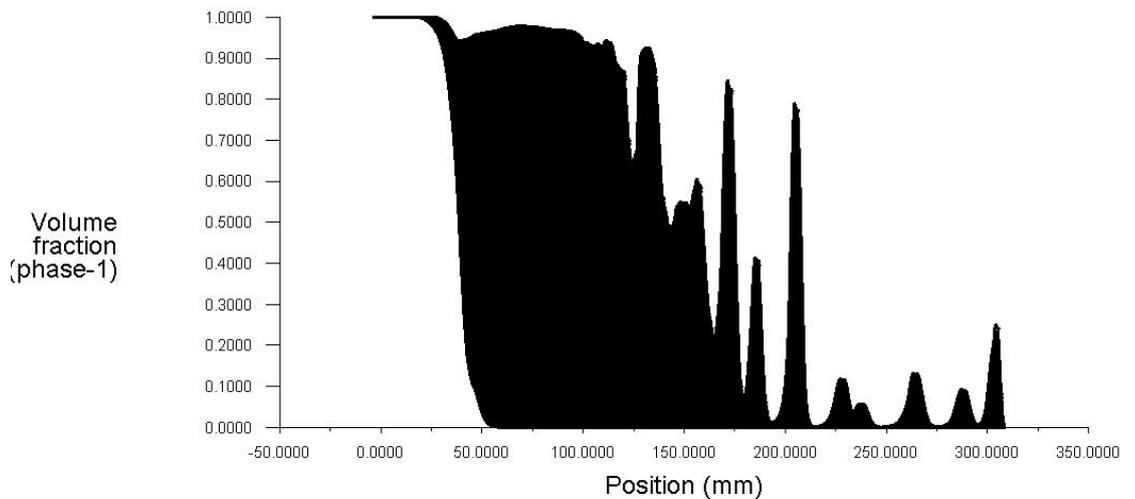


Figura 36. Gráfica fracción de volumen posición

4.1 Conclusiones del capítulo

- Se seleccionó un modelo ideal a partir de una simulación acorde a las variables obtenidas en el capítulo 3, tales como presión de entrada del refrigerante correspondiente a $P_{Ri} = 1$ MPa, temperatura de entrada del refrigerante $T_{Ri} = 60$ °C, al igual que la temperatura de salida del mismo $T_{Ro} = 25$ °C, y una velocidad de ingreso $V = 1,5$ m/s.
- En la primera comparación correspondiente al caso A, se puede inferir que tanto en la densidad y la fracción de volumen existe una mezcla gaseosa líquida, debido a una condensación incompleta con calidad 0,6 a la salida del sistema y una densidad de $43,33 \text{ kg/m}^{-3}$ en estado gaseoso y 1206 kg/m^{-3} , en estado líquido convirtiendo así al modelo de reducción de espiras como no adecuado para el sistema diseñado.
- Para el aumento de velocidad a $V = 3$ m/s como condición de entrada del R134a, es evidente que el aumento de velocidad incrementa el tiempo transcurrido y con esto la longitud del condensador no es suficiente para realizar el proceso completo de condensación que presenta una mezcla de 0,7 aproximadamente a la salida del condensador, la densidad llega al valor 1206 kg/m^{-3} , convirtiendo a este modelo en el menos eficiente de los hasta ahora realizados.

CONCLUSIONES GENERALES

El modelo de condensador helicoidal fue elegido para condensar R134a, porque posee características importantes térmicas debido a los coeficientes de transferencia de calor altos de trabajo, los que se asocian con fuerzas centrífugas propias de su forma geométrica y fricción; los tramos en forma de serpentín además permiten que existan dilataciones y contracciones producidas con un nivel importante de elasticidad al enfriarse mejorando el rendimiento por fatiga.

En base de todos los estudios y resultados obtenidos se pudo conseguir un diseño ideal para realizar el proceso de condensación del refrigerante 134a, teniendo un resultado satisfactorio tomando en cuenta que se varió la presión en un 5,52 % por pérdidas del sistema y aumentos de velocidad que son menores al 40 % y las características termo hidráulicas son complicadas por el hecho que las curvaturas de la espiral inducirán una fuerza centrífuga, la condensación realizada en el condensador helicoidal, así como también el patrón de flujo no condensado en las secciones cóncavas del serpentín.

La transferencia de calor de carcasa a tubo se lo analizó con parámetros de entrada con temperatura de 333 K y salida 298 K, entre otros parámetros variando presiones, temperaturas y velocidades para el análisis y evaluación de la eliminación de la temperatura constante de la pared con un flujo de calor constante, la eficiencia del condensador se puede decir que es mayor a 94,67 % de transferencia de calor y un cambio de fase efectivo que se encuentra dentro de los parámetros y el cambio de densidad dentro de rango esperado de 45.35 kg/m^3 a 1206 kg/m^3 del fluido refrigerante 134a, estableciendo sus propiedades físicas-térmicas como un fluido aceptable para el proceso de la aplicación de condensación.

Los parámetros térmicos se definieron con temperatura de saturación de $32,37 \text{ }^\circ\text{C}$, el flujo de vapor de entrada de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ y el agua a temperatura de $15 \text{ }^\circ\text{C}$, al mantener la temperatura constante la densidad permanece dentro de rangos aceptables entre 1000 kg/m^3 para la buena simulación donde se pudo concluir resultados favorables en el CFD, por último el transporte de vapor al cambio de fase a líquido se mantiene en condición turbulenta durante todo el proceso, con presiones y temperaturas deseadas.

RECOMENDACIONES GENERALES

Para profundizar el análisis en el aspecto industrial, se recomienda ampliar el estudio a otros métodos de fabricación de condensadores helicoidales como el de tubo con tubo concéntrico, así mismo materiales alternativos para mayor transferencia de calor por convección y puede tener un estudio con variaciones de parámetros para una mayor eficacia.

Se puede probar otras alternativas de fluidos de trabajo para ahondar sobre las propiedades térmicas de los refrigerantes y eficiencias en procesos de condensación, de manera que se busque mejorar el cambio de fase sin obtenerse resultados de mezcla líquidos o gases no útiles para el proceso de condensación.

Por otro lado, como futura investigación debería hacerse un estudio posterior a este con el fin de analizar un evaporador con mayor refinamiento en el proceso de simulación con cambio de variables de presión, temperatura, velocidad y geométricas en el proceso.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] H. J. Kang, C. X. Lin, and M. A. Ebadian, “Condensation of R134a flowing inside helicoidal pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 14, pp. 2553–2564, Jul. 2000.
- [2] T. O. F. Contents, “INTERNATIONAL COMMUNICATIONS IN HEAT AND MASS TRANSFER AUTHOR INFORMATION PACK,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, pp. 1–11, 2014.
- [3] M. P. S. Wongwises, “Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 23–24, pp. 4386–4398, 2006.
- [4] K. P. D. J. Y. Cho, “Flow condensation heat transfer coefficients of R22 , R134a , R407C , and R410A inside plain and microfin tubes R22 , R134a , R407C et R410A : coefficients de transfert de ´ coulement a ` l ´ interieur de chaleur en condensation lors de l ´ e ´ microai,” *Int. J. Refrig.*, vol. 27, pp. 25–32, 2004.
- [5] P. P. de E. E. Regional and en los S. I. y C. en Centroamérica, *REFRIGERACIÓN COMERCIAL MANUAL TÉCNICO*. costa rica-san José: 2011.
- [6] C. Nacional, E. Superior, and C. Esime, ““ CALCULO DE UN CONDENSADOR TUBOS , PARA SER UTILIZADO EN UN.””
- [7] O. D. VILLASANA, “DISEÑO DE UN CONDENSADOR DE CORAZA Y TUBOS,” ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA UNIDAD AZCAPOTZALCO, 2010.
- [8] W. Whitman, W. Y JOHNSON, “Tecnologia-de-La-Refrigeracion-y-Aire-Acondicionado-Fundamentos-Tomo-1.” THOMPSON-PARANINFO.
- [9] P. I. D. E. Actividades and C. De, “Instituto politécnico nacional,” p. 2017, 2017.
- [10] M. Lapuerta Amigo and O. Armas, *Frío Industrial y Aire Acondicionado*. Cuenca, 2012.
- [11] revista cero gradoscelsius, “¿Cuándo surge la refrigeración mecánica?,” Mexico, p. 1, Feb-2015.
- [12] “Profesor: Historia de la Refrigeracion.” [Online]. Available: <http://prrobertorodriguez.blogspot.com/2008/08/historia-de-la-refrigeracion.html>. [Accessed: 20-Nov-2017].
- [13] D. Chaverra, “Una década de evolución y optimismo,” *ACR Latinoam.*, 2013.
- [14] E. Tapia, “La refrigeración es su prioridad,” *LÍDERES*, 2013.
- [15] M. D. I. Y. PRODUCTIVIDAD, “El Ecuador y su compromiso con la protección de la Capa de Ozono,” 2012. .
- [16] K. Schultz, “ASHRAE Transactions. 120.1,” vol. 107, pp. 1–11, 2014.
- [17] J. T. Han, C. X. Lin, and M. A. Ebadian, “Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in an annular helical pipe,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 32, no. 10, pp. 1307–1316, 2005.

- [18] J. PUEBLA, *Manual De Buenas Prácticas En Refrigeración*. 2003.
- [19] N. D. CAICEDO NAVARRETE, “TÚNEL EXPERIMENTAL PARA EL ANÁLISIS DE PROCESOS TÉRMICOS PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO,” UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR, 2009.
- [20] G. Bejarano, M. G. Ortega, F. R. Rubio, and F. Morilla, “Modelado simplificado y orientado al control de sistemas de refrigeración,” *XXXIV Jornadas de Automática*, pp. 506–513, 2013.
- [21] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, 2011.
- [22] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. Prentice-Hall, 2015.
- [23] J. P. (Jack P. Holman, P. de Assas Martínez de Morentín, T. de J. Leo Mena, and P. Pérez del Notario Martíenz de Marañón, *Transferencia de calor*. McGraw-Hill, 2013.
- [24] R. G. Beltrán, “Refrigerador Solar - Ciclo de Absorción Intermitente,” *Univ. los Andes*, vol. 1, no. 1, pp. 1–8, 2014.
- [25] W. M. William C. Whitman, *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volumen 2*. THOMPSON-PARANINFO, 2000.
- [26] V. P. LLAGARÍN LLLUGUÍN and G. E. SOLÍS SANCHEZ, “DISEÑO TÉRMICO E HIDRAULICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CORAZA Y TUBOS,” *ESPCOH*, 2012. [Online]. Available: <http://dspace.esoach.edu.ec/bitstream/123456789/2355/1/15T00517.pdf>. [Accessed: 17-May-2018].
- [27] O. A. Jaramillo, “INTERCAMBIADORES DE CALOR,” México, 2007.
- [28] I. A. Mahuli González and I. Mahuli González, “UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL FRANCISCO DE MIRANDA PROGRAMA DE INGENIERIA QUIMICA APRENDIZAJE DIALOGICO INTERACTIVO OPERACIONES UNITARIAS I UNIDAD N° 4 INTERCAMBIADORES DE CALOR,” p. 69, 2015.
- [29] GLOBAL TECHNICAL SOLUTIONS, “Spiral Heat Exchangers - Global Technical Solutions.” [Online]. Available: <https://sites.google.com/a/globaltecsolution.net/globaltechnical/spiral-heat-exchangers>. [Accessed: 17-May-2018].
- [30] D. Wirz, *Refrigeración comercial para técnicos de aire acondicionado*. Paraninfo Cengage Learning, 2008.
- [31] Y. Chen, S. Yang, J. Wu, and J. Zhou, “Impact of helical baffle structure on heat transfer performance of vertical condensers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 9–16, 2017.
- [32] J.-I. Yoon, O.-K. Kwon, P. K. Bansal, C.-G. Moon, and H.-S. Lee, “Heat and mass transfer characteristics of a small helical absorber,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 2–3, pp. 186–192, 2006.

- [33] Y. M. Ferng, W. C. Lin, and C. C. Chieng, "Numerically investigated effects of different Dean number and pitch size on flow and heat transfer characteristics in a helically coil-tube heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 36, no. 1, pp. 378–385, 2012.
- [34] P. fernando Carreño Barrera and C. M. Jadán Lucero, "ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO TERMODINAMICO DEL REFRIGERANTE R-134A MODIFICANDO SU COMPOSICION QUIMICA," Universidad Politécnica Salesiana, 2013.
- [35] F. del Director Técnico de Trabajo de Grado Ing Roberto Gutiérrez Director, "DESARROLLO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS EXPERIMENTAL DE EXPANSIÓN DEL REFRIGERANTE 134a PARA LA FACULTAD DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA U.I.D.E."
- [36] K. Harby, "Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73. pp. 1247–1264, Jun-2017.
- [37] L. Cedex, "Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump Comparaison des domaines de fonctionnement de certaines pompes h compression et d â€™ une pompe," vol. 20, no. 5, pp. 308–318, 1997.
- [38] J. Plazas, "Los refrigerante y el medio ambiente.," pp. 1–139, 2012.
- [39] CERO GRADOSCELSIUS, "Nanolubricantes," p. 1, Dec-2012.
- [40] A. A. M. Redhwan, W. H. Azmi, M. Z. Sharif, and R. Mamat, "Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based : A comprehensive review on performance ☆," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 285–293, 2016.
- [41] A. Bhargav and N. Jaiswal, "Comparative Analysis of R290/R600a with commonly used refrigerant," *IJAET Int. J. Appl. Eng. Technol.*, vol. 2.
- [42] M. R. Ruiz, "Simulación de condensación en pared con ANSYS CFX para aplicaciones de seguridad nuclear," E.T.S.I. Industriales (UPM), 2016.
- [43] A. Brief, "Thermal Management : A Critical CFD App You Have to Get Right," pp. 1–8, 2017.
- [44] T. N. Mishra, "Modeling and CFD Analysis of Tube in Tube Helical Coil Heat Exchanger," vol. 4, no. 8, pp. 1536–1541, 2015.
- [45] J. S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J. C. Mandal, K. N. Iyer, and P. K. Vijayan, "CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes," *Comput. Chem. Eng.*, vol. 34, no. 4, pp. 430–446, 2010.
- [46] A. H. Tarrad, F. A. Saleh, and D. M. Mahmood, "A Thermal Assessment for Vertical Helical Immersion Coil Evaporator in a Water Chiller," 2015.
- [47] J. Andrade,Laura- Mejía, Abraham- Silva, "DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA PARA LA PRESERVACIÓN DE CARNE DE RES EN LA CUIDAD DE PUEBLA, PUEBLA," INSTITUTO POLITÉNICO NACIONAL, 2008.

- [48] W. Frei, “Intercambiador de calor de bobina,” 2014. [Online]. Available: <http://cn.comsol.com/blogs/modeling-coil-heat-exchanger/>. [Accessed: 17-May-2018].
- [49] E. Por *et al.*, “CAPACIDAD TÉRMICA ESPECÍFICA Y CAPACIDAD TÉRMICA.”
- [50] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. PHI, 2012.
- [51] J. Ardila and D. Hincapie, “Spiral Tube Heat Exchanger,” *UIS Ing.*, no. 2, pp. 1–2, 2012.
- [52] E. D. E. Lípidos, D. E. Tetraselmis, P. Asistido, and P. O. R. Ultrasonido, “Revista Mexicana de Ingeniería Química Tetraselmis suecica LIPID EXTRACTION :,” 2014.
- [53] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2007.
- [54] Y. Cengel and A. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, 2011.
- [55] E. M. Greitzer, Z. S. Spakovszky, and I. A. Waitz, “16.Unified: Thermodynamics and Propulsion Prof. Z. S. Spakovszky,” 2008. [Online]. Available: <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/notes.html>. [Accessed: 09-May-2018].
- [56] J. Duarte, Carlos-Niño, *Introducción a la Mecánica de Fluidos*, 3rd ed. Bogotá, 2004.
- [57] R. Mott, *mecanica-de-fluidos*, 6th ed. Mexico, 2006.
- [58] L. de Peña and L. de la Peña, *Introducción a la mecánica cuántica*. McGraw-Hill, 2006.
- [59] J. Arregui, Francisco; Cabrera, Enrique; Cobacho, Ricardo; Gómez, Helena; Soriano, *Apuntes de mecánica de fluidos*. Valencia, 2017.
- [60] J. Gratton, “Introducción a la Mecánica de Fluidos,” pp. 1–7, 2012.
- [61] M. E. Aulton, *Farmacología: la ciencia del diseño de las formas farmacéuticas*. Elsevier, 2004.
- [62] J. Peñalosa Pérez and F. Urgilés Remache, “Diseño Y Construcción De Un Intercambiador De Calor De Tubería Aletada Para El Laboratorio De Térmicas De La Facultad De Mecánica,” 2009.
- [63] J. D. Jaramillo, D. Héctor, and A. C. Bañol, “NUMERO DE REYNOLDS,” 2015.
- [64] E. Bird, Byron; Stewart, Warren; Lightfoot, *Transport Phenomena*, 2nd ed. NEW YORK, 2002.
- [65] C. A. Correa Maya, *Fenómenos químicos*, EAFIT. Medellín: Fondo Editorial, Universidad EAFIT, 2004.
- [66] M. Cengel, Yunus A; Boles, *Termodinámica*. México: McGraw-Hill, 2009.

- [67] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, and G. J. Van Wylen, *Fundamentals of thermodynamics*. 2009.
- [68] S. Bretsznajder, *Prediction of Transport and Other Properties of Fluids*, vol. 11. Elsevier, 1971.
- [69] C. Y. M. Ochoa and C. A. B. Hernández, “Metodos Generalizados De Estimación De Propiedades De Transporte : Viscosidad,” pp. 18–33, 2008.
- [70] H. S. FOGLER, *Elementos de ingeniería de las reacciones químicas.*, 3rd ed. Pearson Educación, 2008.
- [71] Kreith, *Principios de Transferencia de Calor*, 7th ed., vol. 1. Mexico: Cengage Learning, 2015.
- [72] M. J. Montes Pita, M. Muñoz Domínguez, and A. Rovira de Antonio, *Ingeniería térmica*. Madrid: UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2000.
- [73] C. N. Madrid García, *Transmisión de calor, prácticas de laboratorio*, 1st ed. Murcia: Universidad de Murcia, Servicio de Publicaciones, 1996.
- [74] A. M. Domingo and A. M. Domingo, “Apuntes de transmisión de calor,” *Univ. Politec. Madrid*, pp. 34–37, 2011.
- [75] B. Ramiro, *Transferencia molecular de calor, masa y/o cantidad de movimiento*, 1st ed. Colombia, 2003.
- [76] J. J. H. Adrover, J. R. Fernández, and J. S. Argent, *Transmisión de calor para ingenieros*. Cuenca, 2010.
- [77] H. Coronel, “ÁREA DE LA ENERGÍA , LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA Mejoramiento del sistema de enfriamiento , del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos AUTOR : Henry Geovanny Coronel Armijos D,” Universidad Nacional de Loja, 2015.
- [78] P. Corrales, Dueñas, “Tesis presentado por la Bachiller,” UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN AGUSTÍN, 2015.
- [79] S. E. Vidal and M. E. C. Aguilera, *Fundamentos de transmisión de calor*. Barcelona: Publicacions i edicions de la Universitat de Barcelona, 2005.
- [80] D. M. Andrés Cabrerizo, *Física y química 4o. Educación Secundaria Obligatoria*. Editex, 2008.
- [81] José Alberto Macías Zambrano, “Diseño de un Banco de Pruebas para la Determinación del Coeficiente de Transferencia de Calor Por Convección Forzada, en Chorros de Agua que Impactan sobre una Superficie Metálica Calentada,” ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL, 2013.
- [82] F. D. Aiz Molina, “Termotecnia : Fundamentos y sistemas de transmisión de calor,” *Univ. Almer.*, p. 269, 2010.
- [83] M. E. Reyes Pérez and M. E. Sosa Morales, “Mecanismos de transferencia de calor que ocurren en tratamientos térmicos de alimentos,” *Temas Sel. Ing. Aliment.*, vol. 7, no. 1, pp. 37–47, 2013.

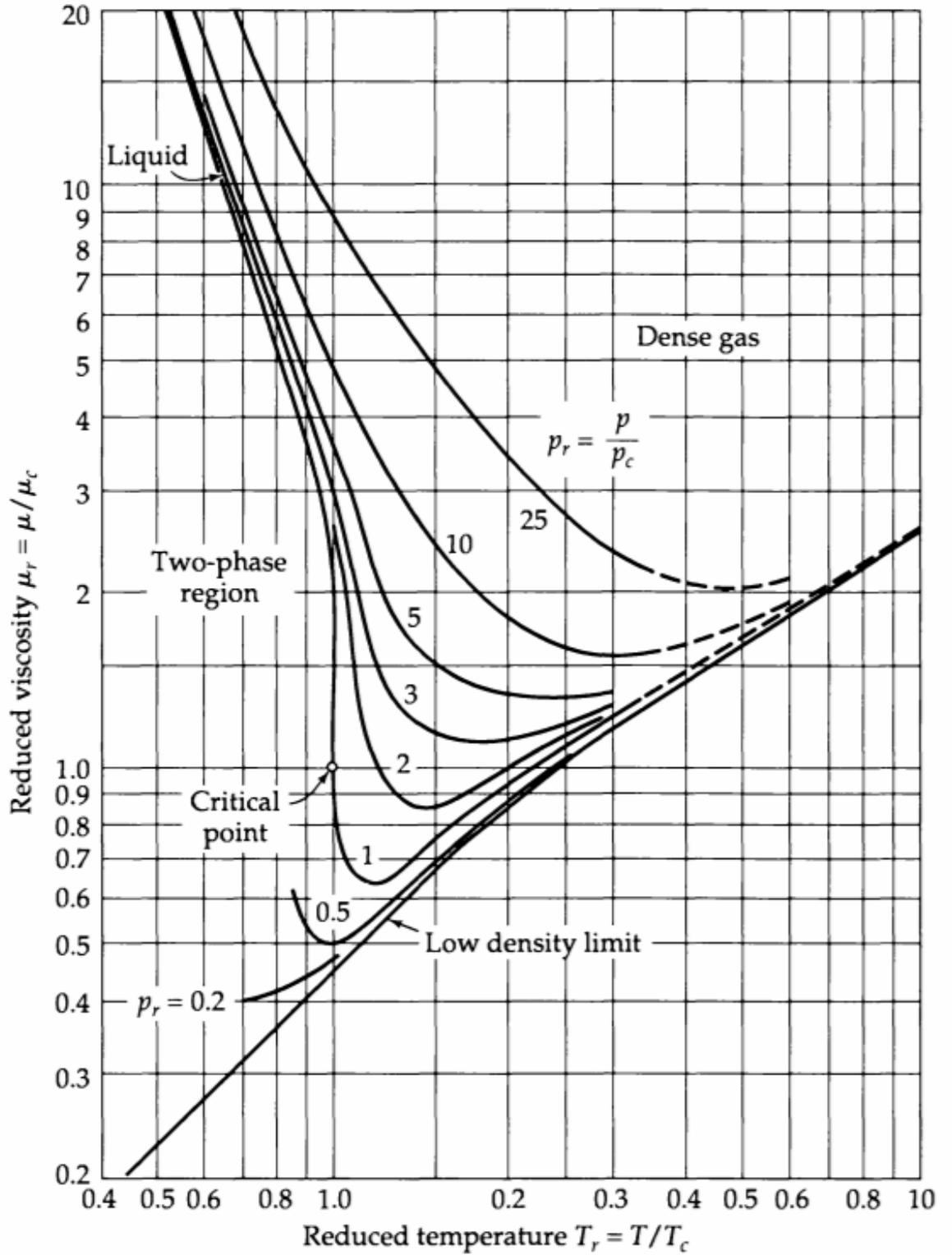
- [84] Unac, “Introducción a La Transferencia De Calor,” *Introd. a La Transf. Calor*, p. 3,4, 2011.
- [85] P. N. S. A. de C.V., “Manual Técnico Nacobre,” p. 121, 2010.
- [86] Baroda Extrusion Limited, “Annealed Copper Tube at Rs 450 /kilogram | Copper Tubes | ID: 14136787988.” [Online]. Available: <https://www.indiamart.com/proddetail/annealed-copper-tube-14136787988.html>. [Accessed: 05-May-2018].
- [87] J. P. Proaño, “DESARROLLO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS EXPERIMENTAL DE EXPANSIÓN DEL REFRIGERANTE 134a PARA LA FACULTAD DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA U.I.D.E.,” Universidad Internacional del Ecuador, 2011.
- [88] M. Martinez, “Propiedades Del Agua,” *10 Mayo*, 2006.
- [89] Ethan Perrin, “Implementation of a Carbon Dioxide Refrigeration System as a Cogeneration Appliance and Replacement for Halocarbon-based Refrigeration Systems,” *TESLA STEAM JOURNAL*, 2014. [Online]. Available: <http://www.ethanperr.in/co2-refrigeration/>. [Accessed: 05-May-2018].
- [90] OSE, “Administración de las Obras Sanitarias del Estado,” Montevideo, 2006.
- [91] OMS, “Guidelines for Drinking-water Quality,” *Atención Primaria*, vol. 23, no. Vdv, p. 7, 2006.
- [92] N. Jamshidi, M. Farhadi, D. D. Ganji, and K. Sedighi, “Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers,” Elsevier Ltd, 2013.
- [93] M.-J. C. S.-P. H. Wkren L, *Operaciones unitarias en ingeniería química*, 4th ed. Madrid, 1991.
- [94] C. I. Cerisola, M. G. García, R. R. Filgueira, F. De Ciencias, and C. C. L. P. Aires, “SIEMBRA DIRECTA,” *Direct*, vol. 23, no. 2, pp. 167–178, 2005.
- [95] W. Licht and D. G. Stechert, “The variation of the viscosity of gases and vapors with temperature,” *J. Phys. Chem.*, vol. 48, no. 1, pp. 23–47, Jan. 1944.
- [96] DuPont™ Suva® refrigerantes, “DuPont HFC - 134a.” du PONT de NEMOURS AND COMPANY, Australia, p. 24, 2004.
- [97] H. E. HRS, “Comparación entre Flujo laminar y turbulento,” 2016. [Online]. Available: <https://www.hrs-heatexchangers.com/es/recursos/comparacion-entre-flujo-laminar-y-turbulento/>. [Accessed: 23-May-2018].
- [98] D. Green and R. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. McGraw-Hill, 2008.
- [99] GASERVEI, “R-134a,” pp. 1–4, 2007.
- [100] R. Bird, “Fenómenos de transporte,” *Saudi Med J*, vol. 33, pp. 3–8, 2012.
- [101] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press, 2013.
- [102] R. Pintó, “Algunos conceptos implícitos en la 1ª y la 2ª Leyes de la Termodinámica: una aportación al estudio de las dificultades de su aprendizaje,” 1991.

- [103] I. I. Hernández, “II Tema Primera ley de la termodinámica.”
- [104] A. Kumar Solanki and R. Kumar, *Condensation of R-134a inside micro-fin helical coiled tube-in-shell type heat exchanger*, vol. 93. 2018.
- [105] Z. Millán, L. De, L. Torre, L. Oliva, M. Del, and C. Berenguer, “Simulación Numérica. Ecuación De Difusión,” *Rev. Iberoam. Ing. Mecánica*, vol. 15, pp. 29–38, 2011.
- [106] C. Gomez, “Ventajas de la simulación CFD: hidrodinámica de un horno reformador.” Universidad de Magallanes, Magallanes, p. 75, 2009.
- [107] B. Siddhartha Shankar Behera, A. K. Satapathy, and A. Kumar Satapathy, “CFD ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A HELICAL COIL HEAT EXCHANGER USING FLUENT,” national institute of technology. Rourkela, 2013.
- [108] P. Bohórquez, “Mecánica de Fluidos Computacional.” Universidad de Jaén, Jaén, p. 24, 2011.
- [109] M. Kessler, “Dinámica de Fluidos Computacional: ¿que es? - ESSS,” *ESSS*, 2016. [Online]. Available: <https://www.esss.co/blog/es/dinamica-de-fluidos-computacional-que-es/>. [Accessed: 25-Jun-2018].
- [110] Escuela Superior de Ingenieros Industriales, “FLUIDODINÁMICA COMPUTACIONAL.” [Online]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4877/fichero/PROYECTO+FINAL+DE+CARRERA+DE+JOSÉ+ANTONIO+SALVA+AGUIRRE+44969085Z%252F3.+Fluidodinamica+computacional.pdf>. [Accessed: 25-Jun-2018].
- [111] A. Sarmiento, “Dinámica de fluidos computacional (CFD): una herramienta para atender la demanda educativa y laboral en el campo de la ingeniería.” Brasil, p. 3, 2015.
- [112] C. N. Lodoño, R. Mejia Alvarez, and J. R. A. Santamaria, “DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL APLICADA AL ESTUDIO DE REGENERADORES TÉRMICOS,” 2004.
- [113] E.T.S. INGENIEROS, “MÉTODOS NUMÉRICOS USADOS POR ANSYS 8.0. ESTUDIO DE LA CONVERGENCIA.” sevilla, p. 43.
- [114] R. Reyes Urrutia, H. Benoit, M. Zambon, D. Gauthier, G. Flamant, and G. Mazza, “SIMULACIÓN MEDIANTE FLUIDODINÁMICA COMPUTACIONAL (CFD) DEL COMPORTAMIENTO DE UNA SUSPENSIÓN DENSA DE PARTICULAS DE SiC COMO VECTOR TRANSPORTADOR DE ENERGÍA.” IDEPA-Instituto Multidisciplinario de Investigación y Desarrollo de la Patagonia, Patagonia, p. 20, 2013.
- [115] M. Zamora, “Simulación numérica de la inyección de gas en columnas de flujo oscilatorio,” Universidad politécnica de cartagena, 2016.
- [116] M. Inaipil, “Análisis Fluido Dinámico de un Flujo de Burbujas Mediante CFD,” UNIVERSIDAD DE CHILE, 2015.
- [117] N. Ratkovich, H. Pineda, J. Lopez, and R. Carvalho, “CFD aplicada a Flujos Bifásicos,” *3ra Jorn. Actual. Tecnol. e Ing. Mecánica*, no. November, 2015.

- [118] Ansys fluent, "FLUENT 6.3 User's Guide - 23.2.1 Approaches to Multiphase Modeling," *Ansys, Inc*, 2009. [Online]. Available: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node876.htm>. [Accessed: 25-Jun-2018].
- [119] J. M. Belman-Flores, J. M. Barroso-Maldonado, J. M. Mendoza-Miranda, A. Gallegos-Muñoz, J. M. Riesco-Ávila, and C. Rubio-Maya, "SIMULACIÓN ENERGÉTICA DE UN AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ TRABAJANDO CON REFRIGERANTES R-1234yf y R-134a."
- [120] D. Blanco, "Análisis Termohidráulico del Proceso de Condensación por Contacto Directo de un Flujo de Vapor Inyectado en Agua con ANSYS Fluent," UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID, 2016.
- [121] L. F. Durán Vinuesa and G. Jiménez Varas, "Análisis y desarrollo de la simulación termo-hidráulica de flujo multifase en CFD con ANSYS Fluent ®," 2017.
- [122] M. Cengel, Yunus A; Boles, *TERMODINÁMICA*, 8th ed. España, 2014.

ANEXOS

Anexo 1. Diagrama $\mu - T$ para el refrigerante R134a [68].



Anexo 2. Ficha técnica tubería de cobre tipo L[85] .

2.1.2. Tubería tipo "L"

Es un tipo de tubería a usarse en instalaciones hidráulicas en condiciones severas de servicio y seguridad que la tipo "M"; ejemplo: en instalaciones de gases medicinales y combustibles, vapor, aire comprimido, en calefacción, refrigeración, tomas de agua domiciliarias , etc.

Nota:Flujo obtenido con una presión de 10PSI.,en una longitud de 25mts.

Característica	Tubería Tipo "L"
Temple	Rígido
Color de identificación	Azul
Grabado (bajo relieve)	Si
Longitud del tramo	6.10 m
Diámetros	1/4" a 4"

Tubería de cobre de temple rígido Tipo "L"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm ²	PSI kg/cm ²	G. P. M. L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.148	508.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.465"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

Anexo 3. Conductividad de varios metales [54].

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
								174	185		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

Anexo 4. Tabla de propiedades de entrada R134a [122].

TABLA A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado (conclusión)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$P = 0.50 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 15.71 \text{ °C})$				$P = 0.60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 21.55 \text{ °C})$				$P = 0.70 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 26.69 \text{ °C})$				
Sat.	0.041118	238.75	259.30	0.9240	0.034295	241.83	262.40	0.9218	0.029361	244.48	265.03	0.9199
20	0.042115	242.40	263.46	0.9383								
30	0.044338	250.84	273.01	0.9703	0.035984	249.22	270.81	0.9499	0.029966	247.48	268.45	0.9313
40	0.046456	259.26	282.48	1.0011	0.037865	257.86	280.58	0.9816	0.031696	256.39	278.57	0.9641
50	0.048499	267.72	291.96	1.0309	0.039659	266.48	290.28	1.0121	0.033322	265.20	288.53	0.9954
60	0.050485	276.25	301.50	1.0599	0.041389	275.15	299.98	1.0417	0.034875	274.01	298.42	1.0256
70	0.052427	284.89	311.10	1.0883	0.043069	283.89	309.73	1.0705	0.036373	282.87	308.33	1.0549
80	0.054331	293.64	320.80	1.1162	0.044710	292.73	319.55	1.0987	0.037829	291.80	318.28	1.0835
90	0.056205	302.51	330.61	1.1436	0.046318	301.67	329.46	1.1264	0.039250	300.82	328.29	1.1114
100	0.058053	311.50	340.53	1.1705	0.047900	310.73	339.47	1.1536	0.040642	309.95	338.40	1.1389
110	0.059880	320.63	350.57	1.1971	0.049458	319.91	349.59	1.1803	0.042010	319.19	348.60	1.1658
120	0.061687	329.89	360.73	1.2233	0.050997	329.23	359.82	1.2067	0.043358	328.55	358.90	1.1924
130	0.063479	339.29	371.03	1.2491	0.052519	338.67	370.18	1.2327	0.044688	338.04	369.32	1.2186
140	0.065256	348.83	381.46	1.2747	0.054027	348.25	380.66	1.2584	0.046004	347.66	379.86	1.2444
150	0.067021	358.51	392.02	1.2999	0.055522	357.96	391.27	1.2838	0.047306	357.41	390.52	1.2699
160	0.068775	368.33	402.72	1.3249	0.057006	367.81	402.01	1.3088	0.048597	367.29	401.31	1.2951
$P = 0.80 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 31.31 \text{ °C})$				$P = 0.90 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 35.51 \text{ °C})$				$P = 1.00 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 39.37 \text{ °C})$				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183	0.022683	248.85	269.26	0.9169	0.020313	250.68	270.99	0.9156
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480	0.023375	253.13	274.17	0.9327	0.020406	251.30	271.71	0.9179
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802	0.024809	262.44	284.77	0.9660	0.021796	260.94	282.74	0.9525
60	0.029973	272.83	296.81	1.0110	0.026146	271.60	295.13	0.9976	0.023068	270.32	293.38	0.9850
70	0.031340	281.81	306.88	1.0408	0.027413	280.72	305.39	1.0280	0.024261	279.59	303.85	1.0160
80	0.032659	290.84	316.97	1.0698	0.028630	289.86	315.63	1.0574	0.025398	288.86	314.25	1.0458
90	0.033941	299.95	327.10	1.0981	0.029806	299.06	325.89	1.0860	0.026492	298.15	324.64	1.0748
100	0.035193	309.15	337.30	1.1258	0.030951	308.34	336.19	1.1140	0.027552	307.51	335.06	1.1031
110	0.036420	318.45	347.59	1.1530	0.032068	317.70	346.56	1.1414	0.028584	316.94	345.53	1.1308
120	0.037625	327.87	357.97	1.1798	0.033164	327.18	357.02	1.1684	0.029592	326.47	356.06	1.1580
130	0.038813	337.40	368.45	1.2061	0.034241	336.76	367.58	1.1949	0.030581	336.11	366.69	1.1846
140	0.039985	347.06	379.05	1.2321	0.035302	346.46	378.23	1.2210	0.031554	345.85	377.40	1.2109
150	0.041143	356.85	389.76	1.2577	0.036349	356.28	389.00	1.2467	0.032512	355.71	388.22	1.2368
160	0.042290	366.76	400.59	1.2830	0.037384	366.23	399.88	1.2721	0.033457	365.70	399.15	1.2623
170	0.043427	376.81	411.55	1.3080	0.038408	376.31	410.88	1.2972	0.034392	375.81	410.20	1.2875
180	0.044554	386.99	422.64	1.3327	0.039423	386.52	422.00	1.3221	0.035317	386.04	421.36	1.3124
$P = 1.20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 46.29 \text{ °C})$				$P = 1.40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 52.40 \text{ °C})$				$P = 1.60 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 57.88 \text{ °C})$				
Sat.	0.016715	253.81	273.87	0.9130	0.014107	256.37	276.12	0.9105	0.012123	258.47	277.86	0.9078
50	0.017201	257.63	278.27	0.9267								
60	0.018404	267.56	289.64	0.9614	0.015005	264.46	285.47	0.9389	0.012372	260.89	280.69	0.9163
70	0.019502	277.21	300.61	0.9938	0.016060	274.62	297.10	0.9733	0.013430	271.76	293.25	0.9535
80	0.020529	286.75	311.39	1.0248	0.017023	284.51	308.34	1.0056	0.014362	282.09	305.07	0.9875
90	0.021506	296.26	322.07	1.0546	0.017923	294.28	319.37	1.0364	0.015215	292.17	316.52	1.0194
100	0.022442	305.80	332.73	1.0836	0.018778	304.01	330.30	1.0661	0.016014	302.14	327.76	1.0500
110	0.023348	315.38	343.40	1.1118	0.019597	313.76	341.19	1.0949	0.016773	312.07	338.91	1.0795
120	0.024228	325.03	354.11	1.1394	0.020388	323.55	352.09	1.1230	0.017500	322.02	350.02	1.1081
130	0.025086	334.77	364.88	1.1664	0.021155	333.41	363.02	1.1504	0.018201	332.00	361.12	1.1360
140	0.025927	344.61	375.72	1.1930	0.021904	343.34	374.01	1.1773	0.018882	342.05	372.26	1.1632
150	0.026753	354.56	386.66	1.2192	0.022636	353.37	385.07	1.2038	0.019545	352.17	383.44	1.1900
160	0.027566	364.61	397.69	1.2449	0.023355	363.51	396.20	1.2298	0.020194	362.38	394.69	1.2163
170	0.028367	374.78	408.82	1.2703	0.024061	373.75	407.43	1.2554	0.020830	372.69	406.02	1.2421
180	0.029158	385.08	420.07	1.2954	0.024757	384.10	418.76	1.2807	0.021456	383.11	417.44	1.2676

Anexo 5. Tabla de propiedades de salida R134a a 25 °C [122].

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura (conclusión)

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líquido sat., v _f	Vapor sat., v _g	Líquido sat., u _f	Evapor., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Líquido sat., h _f	Evapor., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Líquido sat., s _f	Evapor., s _{fg}	Vapor sat., s _g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

Fuente: Las tablas A-11 a A-13 se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la R134a, la cual está basada en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroetano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 23, núm. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a -40°C (y -40°F).

Anexo 6. Propiedades del líquido agua [122].

912

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

TABLA A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

Sustancia	Datos de ebullición a 1 atm		Datos de congelación		Propiedades de líquidos		
	Punto de ebullición normal, °C	Calor latente de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión h_{if} , kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , kJ/kg · K
Aceite comestible (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
<i>n</i> -Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
Petróleo	—	230-384	—	—	20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204-293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	-26.1	217.0	-96.6	—	-50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio a base másica)	103.9	—	-17.4	—	20	1150	3.11
					-26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como un sólido o un gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de -56.5°C.)

Anexo 7. Propiedades termodinámicas del refrigerante 134a [98].

2-292 PHYSICAL AND CHEMICAL DATA

TABLE 2-330 Thermophysical Properties of Compressed Gaseous R134a (Concluded)

Temp., K	Pressure, bar						
	8	10	12.5	15	17.5	20	22.5
300	—	—	—	—	—	—	—
c_p (kJ/kg·K)	—	—	—	—	—	—	—
μ (10^{-6} Pa·s)	—	—	—	—	—	—	—
k (W/m·K)	—	—	—	—	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—
310	1.053	—	—	—	—	—	—
c_p (kJ/kg·K)	—	—	—	—	—	—	—
μ (10^{-6} Pa·s)	—	—	—	—	—	—	—
k (W/m·K)	0.0155	—	—	—	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—
320	1.028	1.097	—	—	—	—	—
c_p (kJ/kg·K)	13.05	13.13	—	—	—	—	—
μ (10^{-6} Pa·s)	0.0161	—	—	—	—	—	—
k (W/m·K)	0.833	—	—	—	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—
330	1.015	1.065	1.151	1.276	—	—	—
c_p (kJ/kg·K)	13.41	13.49	13.64	13.86	—	—	—
μ (10^{-6} Pa·s)	0.0168	0.0171	0.0177	0.0184	—	—	—
k (W/m·K)	0.810	0.840	0.887	0.961	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—
340	1.008	1.049	1.107	1.187	1.319	—	—
c_p (kJ/kg·K)	13.79	13.86	13.98	14.17	—	—	—
μ (10^{-6} Pa·s)	0.0174	0.0177	0.0181	0.0187	—	—	—
k (W/m·K)	0.799	0.821	0.855	0.899	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—
350	1.008	1.040	1.086	1.148	1.225	1.340	1.525
c_p (kJ/kg·K)	14.15	14.22	14.34	14.49	—	14.97	—
μ (10^{-6} Pa·s)	0.0181	0.0183	0.0186	0.0192	0.0198	0.0205	0.0215
k (W/m·K)	0.788	0.828	0.837	0.866	—	—	—
Pr	—	—	—	—	—	—	—

Anexo 8. Ficha técnica de R134a [96].

Propiedades Físicas	Unidad	HFC-134a
Nombre químico	—	Etano, 1,1,1,2-Tetrafluoro
Fórmula química	—	CH ₂ FCF ₃
Peso molecular	—	102.03
Punto de ebullición a 1 atm (101.3 kPa o 1.013 bar)	°C	-26.1
	°F	-14.9
Punto de congelación	°C	-103.3
	°F	-153.9
Temperatura crítica	°C	101.1
	°F	213.9
Presión crítica	kPa	4060
	lb/in ² abs	588.9
Volumen crítico	m ³ /kg	1.94 x 10 ⁻³
	ft ³ /lb	0.031
Densidad crítica	kg/m ³	515.3
	lb/ft ³	32.17
Densidad (líquido) a 25°C (77°F)	kg/m ³	1206
	lb/ft ³	75.28
Densidad (vapor saturado) en punto de ebullición	kg/m ³	5.25
	lb/ft ³	0.328
Capacidad calorífica (líquido) a 25°C (77°F)	kJ/kg-K	1.44
	o Btu/(lb) (°F)	0.339
Capacidad calorífica (vapor a presión constante)	kJ/kg-K	0.852
	o Btu/(lb) (°F)	0.204
a 25°C (77°F) y 1 atm (101.3 kPa o 1.013 bar)		
Presión de vapor a 25°C (77°F)	kPa	666.1
	bar	6.661
	psia	96.61
Calor de vaporización en punto de ebullición	kJ/kg	217.2
	Btu/lb	93.4
Conductividad térmica a 25°C (77°F)		
líquido	W/m-K	0.0824
	Btu/hr-ft ² F	0.0478
Vapor a 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	W/m-K	0.0145
	Btu/hr-ft ² F	0.00836
Viscosidad a 25°C (77°F)		
Líquido	mPa-S (cP)	0.202
Vapor a 1 atm (101.3 kPa o 1.013 bar)	mPa-S (cP)	0.012
Solubilidad del HFC-134a en agua a 25°C (77°F) y 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	% en peso	0.15
Solubilidad en agua del HFC-134a a 25°C (77°F)	% en peso	0.11
Límites de inflamabilidad en aire a 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	%vol	Ninguno
Temperatura de auto-ignición	°C	770
	°F	1,418
Potencial de agotamiento del ozono	—	0
Potencial de calentamiento global del halocarbono (<i>Halocarbon Global Warming Potential</i>) (HGWP) (para CFC-11, HGWP = 1)	—	0.28
Potencial de calentamiento global (<i>Global Warming Potential</i>) (GWP) (ITH de 100 años. Para CO ₂ , GWP = 1)	—	1,200
Estatus en el Inventario de la TSCA	—	Reportado/incluido
Toxicidad AEL* (TWA de 8 y 12 horas)	ppm (v/v)	1,000

* El Límite de Exposición Aceptable (*Acceptable Exposure Limit*) (AEL) es un límite de exposición a la inhalación de partículas en el aire establecido por DuPont que especifica las concentraciones ponderadas en el tiempo a la que casi todos los trabajadores podrían estar expuestos repetidamente sin tener efectos adversos.