



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO
CARRERA DE MECÁNICA**

**ANÁLISIS NUMÉRICO Y COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO
TERMODINÁMICO DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C Y R32 DENTRO DE
UN CONDENSADOR HELICOIDAL, UTILIZADO PARA LA CALEFACCIÓN DE UN
GALPÓN DE POLLOS DE ENGORDE.**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de **Ingeniero Mecánico**

AUTOR: RICHARD ALEJANDRO HERNÁNDEZ LÓPEZ

JEFFERSON DANIEL TOAPANTA HIDALGO

TUTOR: MARÍA CRISTINA CALERO ARMAS

Quito - Ecuador

2022

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Richard Alejandro Hernández López, con documento de identificación N° 1804622528 y Jefferson Daniel Toapanta Hidalgo con cédula de identificación N° 1724149941 manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 15 de marzo del 2022

Atentamente,



.....
Richard Alejandro Hernández López
1804622528



.....
Jefferson Daniel Toapanta Hidalgo
1724149941

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHO DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Richard Alejandro Hernández López, con documento de identificación N° 1804622528 y Jefferson Daniel Toapanta Hidalgo con cédula de identificación N° 1724149941, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores de la Propuesta Tecnológica: “Análisis numérico y comparación del comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 dentro de un condensador helicoidal, utilizado para la calefacción de un galpón de pollos de engorde”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 15 de marzo del 2022

Atentamente,

.....
Richard Alejandro Hernández López
1804622528

.....
Jefferson Daniel Toapanta Hidalgo
1724149941

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, María Cristina Calero Armas con documento de identificación N°1714550645, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: ANÁLISIS NUMÉRICO Y COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C Y R32 DENTRO DE UN CONDENSADOR HELICOIDAL, UTILIZADO PARA LA CALEFACCIÓN DE UN GALPÓN DE POLLOS DE ENGORDE, realizado por Richard Alejandro Hernández López, con documento de identificación N° 1804622528 y Jefferson Daniel Toapanta Hidalgo con cédula de identificación N° 1724149941, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo de opción: Propuestas Tecnológicas que cumple con todos los requisitos determinado por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 15 de marzo del 2022

Atentamente,



.....
Fis. María Cristina Calero Armas MSc.

1714550645

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|----|
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| CAPÍTULO I..... | 7 |
| ESTADO DEL ARTE Y CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LA INVESTIGACIÓN | 7 |
| 1.1 Estado del arte..... | 7 |
| 1.1.1 Condicionantes medioambientales para la generación de energía..... | 7 |
| 1.1.2 Bomba de calor, su eficiencia y relación con el medioambiente | 8 |
| 1.1.3 Fluidos refrigerantes dentro la bomba de calor..... | 9 |
| 1.1.4 Energía calorífica generada para un galpón de pollos..... | 11 |
| 1.2 Conceptos fundamentales del estudio..... | 12 |
| 1.2.1 Fluidos refrigerantes..... | 12 |
| 1.2.2 Mezclas azeotrópicas..... | 12 |
| 1.2.3 Mezclas zeotrópicas | 13 |
| 1.2.4 Refrigerantes HFC..... | 13 |
| 1.2.5 R410A | 13 |
| 1.2.6 Refrigerante R407C..... | 13 |
| 1.2.7 Refrigerante R32 | 14 |
| 1.2.8 Bomba de calor aire-aire | 14 |
| 1.2.9 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor..... | 14 |
| 1.2.10 Tipos de condensadores | 15 |
| 1.2.11 Coeficiente de transferencia de calor | 16 |
| 1.2.12 Crianza de pollos..... | 16 |
| 1.2.13 Propiedades de los refrigerantes propuestos para la investigación | 17 |
| 1.3 Conclusiones del capítulo | 18 |
| CAPÍTULO II..... | 19 |
| CÁLCULOS TERMODINÁMICOS PARA EL PROCESO DE COMPRESIÓN Y CONDENSACIÓN DE UN CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL | 19 |
| 2.1 Cálculos del ciclo de refrigeración | 19 |
| 2.1.1 Coeficiente de rendimiento (COP)..... | 20 |

| | |
|---|----|
| 2.2.2 Razón de transferencia de calor por convección natural..... | 20 |
| 2.1.3 Flujos másico y volumétrico | 20 |
| 2.1.4 Balance de Energía..... | 21 |
| 2.1.5 Tasa de absorción de calor | 22 |
| 2.1.6 Potencia al compresor | 22 |
| 2.1.7 Tasa de rechazo de calor | 23 |
| 2.1.8 Diferencia de temperatura promedio logarítmica..... | 23 |
| 2.1.9 Coeficiente total de transferencia de calor | 23 |
| 2.2 Especificaciones de los equipos para los refrigerantes R410A, R407C Y R32 | 24 |
| 2.3 Condiciones de trabajo de los refrigerantes | 25 |
| 2.4 Cálculo de las temperaturas y entalpías de entrada al condensador | 25 |
| 2.4.1 Caso R410A | 26 |
| 2.4.2 Caso R407C..... | 26 |
| 2.4.3 Caso R32 | 26 |
| 2.5 Cálculo del flujo másico de los sistemas | 27 |
| 2.5.1 Flujo másico del R410A..... | 27 |
| 2.5.2 Flujo másico del R407C..... | 28 |
| 2.5.3 Flujo másico del R32..... | 28 |
| 2.6 Cálculo de las temperaturas y entalpías de salida del condensador..... | 29 |
| 2.6.1 Caso R410A | 29 |
| 2.6.2 Caso R407C..... | 29 |
| 2.6.3 Caso R32 | 30 |
| 2.7 Flujo de calor | 30 |
| 2.7.1 Caso R410A | 30 |
| 2.7.2 Caso R407C..... | 31 |
| 2.7.3 Caso R32 | 31 |
| 2.8. Cálculo del flujo másico del ventilador axial del condensador | 31 |
| 2.8.1 Flujo de aire para el R410A | 32 |
| 2.8.2 Flujo de aire para el R407C..... | 32 |
| 2.8.3 Flujo de aire para el R32 | 32 |
| 2.9 Temperatura media logarítmica | 33 |

| | |
|---|-----------|
| 2.9.1 Caso R410A | 33 |
| 2.9.2 Caso R407C..... | 33 |
| 2.9.3 Caso R32 | 33 |
| 2.10 Cálculo del coeficiente (U) | 34 |
| 2.10.1 Caso R410A | 34 |
| 2.10.2 Caso R407C..... | 34 |
| 2.10.2 Caso R32 | 34 |
| 2.3 Conclusiones del capítulo | 35 |
| CAPÍTULO III | 36 |
| ANÁLISIS Y VALIDACIÓN NUMÉRICA DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C | |
| Y R32 DEL CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL MEDIANTE SIMULACION CFD | 36 |
| 3.1 Dinámica de fluidos computacional | 36 |
| 3.2 Ansys Fluent | 36 |
| 3.3 Geometría del condensador helicoidal..... | 37 |
| 3.4 Configuración del mallado..... | 38 |
| 3.5 Ecuaciones de gobierno | 40 |
| 3.5.1 Ecuación general de conservación | 40 |
| 3.5.2 Ecuación de conservación de la energía..... | 40 |
| 3.5.3 Ecuación de conservación del momento | 41 |
| 3.5.4 Ecuación de conservación de la masa | 41 |
| 3.6 Métodos numéricos multifásicos de ANSYS | 41 |
| 3.6.1 Modelo Euleriano..... | 42 |
| 3.6.2 Modelo k- ϵ de renormalización de grupo (RNG) | 42 |
| 3.6.3 Modelo de Lee..... | 42 |
| 3.6.4 Modelo de cambio de fase..... | 42 |
| 3.7. Error relativo..... | 43 |
| 3.8 Condiciones iniciales de las simulaciones | 43 |
| 3.8.1 Resultados del cambio de fase de los refrigerantes..... | 44 |
| 3.8.2 Análisis del cambio de fase | 45 |
| 3.9 Validación de los resultados | 46 |
| 3.9.1 Principio de conservación de la masa | 46 |

| | |
|---|----|
| 3.9.2 Presión de trabajo de los refrigerantes | 47 |
| 3.9.3 Flujo de calor en los refrigerantes | 49 |
| 3.10 Conclusiones del capítulo | 51 |
| CAPÍTULO IV | 53 |
| COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C Y R32 DENTRO DEL CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL | 53 |
| 4.1 Comparación del comportamiento de los refrigerantes usados en el estudio | 53 |
| 4.1.1 Comparación de los contornos temperatura en la pared externa del condensador | 54 |
| 4.1.2 Comparación de los contornos de cambio de fase | 55 |
| 4.1.3 Comparación del cambio de fase en función de la altura del condensador..... | 56 |
| 4.1.4 Comparación de las temperaturas promedio de pared externa del condensador.. | 57 |
| 4.2 Conclusiones del capítulo | 58 |
| CONCLUSIONES..... | 60 |
| RECOMENDACIONES | 62 |
| LISTA DE REFERENCIAS..... | 63 |
| ANEXOS | 67 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Esquema del proceso de condensación de vapor | 15 |
| Figura 2. Clasificación general de los tipos de condensadores | 16 |
| Figura 3. Diagrama representativo de una bomba de calor | 19 |
| Figura 4. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R410A | 26 |
| Figura 5. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R407C | 26 |
| Figura 6. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R32 | 27 |
| Figura 7. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R410A | 29 |
| Figura 8. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R407C | 29 |
| Figura 9. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R32 | 30 |
| Figura 10. Geometría del condensador tipo helicoidal | 37 |
| Figura 11. Mallado del condensador tipo helicoidal | 38 |
| Figura 12. Resultados del mallado del condensador helicoidal (a) Distribución geometría del mallado, (b) Promedio del mallado por el método (Skewness) | 39 |
| Figura 13. Contornos de fracción de volumen de vapor sobrecalentado de los refrigerantes propuestos (a) R410A, (b) R32, (c) R407C..... | 45 |
| Figura 14. Flujo másico neto (a) R410A, (b) R32, (c) R407C..... | 47 |
| Figura 15. Flujo másico neto (a) R410A, (b) R32, (c) R407C..... | 48 |
| Figura 16. Comparación de resultados analíticos vs numéricos. | 49 |
| Figura 17. Flujo de calor por área [W/m^2] (a) R410A, (b) R32, (c) R407C | 50 |
| Figura 18. Comparación de resultados analíticos vs numéricos. | 51 |
| Figura 19. Comparativo de los contornos de temperatura obtenidos para los refrigerantes propuestos (a)R410A, R32(b), R407C(c)..... | 54 |
| Figura 20. Comparación de los contornos de fracción de volumen obtenidos para los refrigerantes propuestos (a)R410A, R32(b), R407C(c). | 56 |
| Figura 21. Fracción de volumen de vapor sobrecalentado respecto de la altura del condensador(a)R410A, R32(b), R407C(c)..... | 57 |
| Figura 22. Contorno de parte del volumen de la fase de mezcla de vapor del refrigerante R1234yf a una calidad de (a) 0.18, (b) 0.275 (c) 0.41 y (d) 0.525. | 71 |

Figura 23. Temperatura promedio de la pared del condensador después de la condensación del refrigerante R1234yf a una calidad de (a) 0.18, (b) 0.275, (c) 0.41 y (d) 0.525..... 72

Figura 24. Comparación de resultados del modelo experimental vs numérico..... 73

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Propiedades generales de los refrigerantes a estudiar | 17 |
| Tabla 2. Elementos principales para los refrigerantes a estudiar..... | 24 |
| Tabla 3. Presiones máximas y mínimas de los refrigerantes | 25 |
| Tabla 4. Propiedades termodinámicas de los refrigerantes R410A, R407C y R32..... | 25 |
| Tabla 5. Flujo volumétrico del compresor de los refrigerantes R410A, R407C y R32 | 27 |
| Tabla 6. Dimensiones del condensador helicoidal | 37 |
| Tabla 7. Condiciones iniciales de trabajo de los refrigerantes R410A, R407C y R32..... | 44 |
| Tabla 8. Flujo másico a la entrada y salida del condensador, obtenida en las simulaciones CFD. | 47 |
| Tabla 9. Presión de salida del condensador (analítico y numérico) | 48 |
| Tabla 10. Flujo de calor por área (analítico y numérico) | 50 |
| Tabla 11. Temperaturas promedio de pared externa obtenidas para cada refrigerante. | 58 |
| Tabla 12. Coeficiente de transferencia del calor vs calidad de mezcla del R1234yf | 67 |
| Tabla 13. Propiedades termodinámicas del R1234yf en líquido saturado..... | 68 |
| Tabla 14. Propiedades termodinámicas del R1234yf a distintas calidades de vapor. | 70 |
| Tabla 15. Flujo de calor durante la condensación para diferentes calidades de vapor..... | 70 |
| Tabla 16. Error relativo obtenido para las temperaturas promedio de pared, | 72 |

RESUMEN

El presente estudio se enfoca en los criterios de diseño analítico y numérico computacional de Ansys (CFD), de un condensador tipo helicoidal perteneciente a una bomba de calor, a través del proceso de compresión y condensación. Por ende, se propone el uso de diversos fluidos refrigerantes los cuales son, R410A, R407C Y R32 con la finalidad de llevar a cabo una comparativa que permita seleccionar el refrigerante más adecuado para la aplicación propuesta la cual es, generar calefacción hacia un galpón de pollos mejorando su proceso de crianza, así como reduciendo el consumo de energía eléctrica. Para comprender e interpretar el ciclo termodinámico que actúa dentro la bomba de calor se realizaron múltiples simulaciones de tipo CFD del elemento crítico del sistema el cual es el condensador helicoidal mencionado mismo que posee las siguientes medidas: 95.3 mm de ancho, 16.7 mm entre cada paso, diámetro externo del tubo de 9.5 mm y diámetro interno de 8.2 mm. Los resultados se obtuvieron a partir de diversas simulaciones utilizando cada uno de los refrigerantes antes mencionados y mostraron que, bajo determinadas condiciones de borde especificadas en el desarrollo de la investigación, todos los fluidos condensan completamente y los refrigerantes R407C y R410A muestran temperaturas de salida similares a la ideal que se necesita en un galpón de pollos durante la primera semana de la crianza de las aves.

Palabras claves: simulación CFD, fluidos refrigerantes, condensador tipo helicoidal, galpón de pollos

ABSTRACT

This study consists in the analytical design of a heat pump through an analysis of the compression and condensation process that occurs in it and the possession the selected fluids. To analyze the aforementioned pump, the research proposes the use of various refrigerant fluids which are, the R410A, R407C and R32 to perform out a comparison to select the most suitable refrigerant for the application determined in this project which is, the generation of heating for a poultry housing with the purpose is to perfect the breeding development poultry for fattening and reducing energy consumption through a system that has a lower environmental impact than that produced by heating systems with LPG currently used. To understand and interpret the thermodynamic cycle that occurs in the heat pump, multiple CFD simulations of the critical element of study of the system were carried out, which is a helical condenser of the following dimensions: 95.3mm wide, 16.7mm between each step, external diameter of the tube of 9.5mm and internal diameter of 8.2mm. The results were tabulated from the simulations of the condenser using each of the refrigerants mentioned above and showed that under certain boundary conditions specified in the development of the study, all fluids condense completely in the critical element of analysis and that the refrigerants R407C and R410A show temperatures similar to the ideal temperature needed in a poultry house during the first week of the rearing of poultry.

Keywords: CFD simulation, refrigerant fluids, helical type condenser, poultry house.

INTRODUCCIÓN

El presente estudio se basa en hechos históricos y teóricos los cuales han sido recopilados de diferentes autores evidenciando resultados positivos para la propuesta del tema planteado. Se realizará una investigación acerca de aplicaciones reales con bombas de calor para sistemas de calefacción, con las cuales se podrán desglosar las partes más importantes, como es el condensador que será el elemento crítico del presente estudio. Además, se realiza un análisis y comparación del comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 los cuales han sido seleccionados para su aplicación dentro del condensador propuesto.

Por otra parte, se procede a realizar una investigación de la temperatura ambiental que se necesita dentro de un galón de pollos durante la primera semana de la crianza de las aves, ya que esto último resulta crítico al momento de seleccionar el tipo de sistema de calefacción para la aplicación, así como el fluido de trabajo que se seleccione. Estos datos permitirán conocer los parámetros que debe cumplir la bomba de calor, específicamente el condensador, el cual es el elemento físico que entrega la temperatura al galpón.

Posteriormente, se calcula de forma analítica datos como, el flujo masico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 dentro del condensador helicoidal para entender cómo se comporta cada fluido de trabajo en este elemento.

Para el análisis numérico se utiliza el software Ansys Fluent el cual en la actualidad permite realizar simulaciones correspondientes a la dinámica de fluidos por medio de computadora. Con dicho software se podrá conocer el comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C Y R32 dentro del condensador tipo helicoidal sin la necesidad de experimentar físicamente.

Planteamiento del problema

El cambio drástico en el clima, junto con la difusión de gases de efecto invernadero producidos en los últimos años, han provocado problemas de variación en la temperatura, mismos que son netamente negativos en la crianza masiva de animales. Por ello, se crean ambientes artificiales que permiten controlar la temperatura, humedad relativa, entradas y salidas de aire, entre otros. Por otra parte, existen zonas frías del Ecuador donde es complicada la crianza de pollos debido a que las condiciones del ambiente son desfavorables para la calidad de vida de las aves.

Cabe señalar que los sistemas de calefacción utilizados actualmente para la crianza de pollos de engorde son aquellos que emplean gas licuado (GLP), no obstante este estudio plantea el uso alternativo de un sistema de calefacción, generado por un condensador de tipo helicoidal mismo que se encuentra dentro de una bomba de calor, la cual tiene como característica principal un bajo consumo energético; de hecho, el consumo general de energía eléctrica es 1/3 menor que cualquier otro; en Europa estos sistemas han sufrido un incremento de uso del 3.5 % que va desde 2013 al 2014 [1]. Por otra parte, disminuir el consumo de energía eléctrica es otra problemática que se debe corregir a futuro y se lo haría implementando este tipo de sistema de calefacción

Los refrigerantes utilizados para cumplir con el ciclo de trabajo de las bombas de calor y específicamente dentro del condensador, cuentan con un GWP (Global Warning Potential) lo cual provoca efectos negativos, como aumentar el calentamiento global, por dicha razón se debe seleccionar minuciosamente los mejores (GWP más bajo). Generalmente las bombas de calor utilizan refrigerante R410A el cual tiene un alto GWP de 1740 a diferencia del R32 que tiene un 68 % menos con un GWP de 675, por estas razones la presente investigación tiene como finalidad analizar otros refrigerantes como el R407C, los cuales funcionen correctamente dentro del condensador tipo helicoidal, el cual brinda la temperatura de calefacción hacia el galpón de pollos, además cabe mencionar que el refrigerante seleccionado debe tener buenas propiedades termodinámicas.

El problema de estudio consiste en analizar mediante simulaciones en el Software Ansys (CFD) el comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 dentro de un condensador tipo helicoidal, con la finalidad de comprobar y seleccionar el mejor refrigerante para la calefacción de un galpón de pollos, mismo que puede ser un sistema alternativo al tradicional el cual emplea gas licuado de petróleo (GLP).

Justificación del problema

El estudio propuesto tiene como finalidad principal comparar los resultados del comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 dentro del condensador helicoidal, mismos que permitirían la selección del mejor refrigerante para la propuesta realizada, además de los parámetros de funcionamiento del sistema y las propiedades termodinámicas del fluido como: flujo másico, presión de entrada, temperatura ambiente, entre otros.

A través de simulaciones mediante métodos numéricos en el software Ansys (CFD), se puede analizar de forma analítica los resultados del comportamiento de los refrigerantes propuestos dentro condensador helicoidal de la bomba de calor, la cual funcionará como alternativa a los sistemas de calefacción convencionales los cuales se emplean en la crianza de pollos, proponiendo de esa forma una variante menos contaminante y menos nociva para el medio ambiente.

Un sistema de calefacción como el que se trata en la investigación, se traduce en beneficios en los rubros de costes energéticos e ingresos por ventas de las aves de engorde en caso de que se llegase a implementar.

Objetivos generales y específicos

Objetivo general

Analizar numéricamente y comparar el comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 dentro de un condensador helicoidal utilizado para la calefacción de un galpón de pollos de engorde.

Objetivos específicos

- Determinar el estado del arte y el marco teórico de la investigación con respecto a los conceptos fundamentales de la temática planteada para sustentar el estudio propuesto.
- Diseñar un condensador de tipo helicoidal considerando las propiedades termodinámicas de los refrigerantes R410A, R407C y R32 utilizados para el análisis numérico del mismo.
- Validar mediante simulación los resultados obtenidos del condensador helicoidal de una bomba de calor aire-aire en el software ANSYS (CFD)
- Comparar los resultados termodinámicos obtenidos para cada refrigerante propuesto mediante simulación en ANSYS y determinar cuál es el fluido de trabajo más adecuado para el planteamiento propuesto.

Para cumplir con los objetivos descritos se realizarán los siguientes cuatro capítulos: en el capítulo I se desarrollará el marco teórico además, de describir los conceptos fundamentales del estudio, en el capítulo II se indicará las ecuaciones analíticas de un sistema de bomba de calor del proceso de compresión y condensación, como la nomenclatura de las mismas, para posterior en el capítulo III realizar las simulaciones en el software Ansys siguiendo las condiciones de borde y utilizando los datos analíticos del capítulo previo. Finalmente, en el capítulo IV se procederá a hacer una comparativa de los tres refrigerantes R410A, R407C y R32, y cuál de los tres es la mejor opción para la problemática propuesta.

Nomenclatura

| | |
|--------------------|---|
| Q_H : | <i>Suministro de Calor (W)</i> |
| Q_L : | <i>Tasa de calor rechazado (W)</i> |
| W_{neto} : | <i>Trabajo neto de entrada</i> |
| μ : | <i>Viscosidad dinámica del fluido (Pa·s)</i> |
| V : | <i>Velocidad del fluido (m/s)</i> |
| D : | <i>Diámetro del ducto (m)</i> |
| L_c : | <i>Longitud característica del ducto (m)</i> |
| ν : | <i>Difusividad molecular de la cantidad de movimiento (m²/s²)</i> |
| α : | <i>Difusividad molecular del calor (m²/s²).</i> |
| h_{conv} : | <i>Coefficiente de convección del fluido (W/ m² ·K)</i> |
| k : | <i>Coefficiente de conducción del fluido (W/m·K)</i> |
| \dot{Q}_{conv} : | <i>Razón de transferencia de calor (W)</i> |
| A_s : | <i>Área de transferencia de calor en (m²)</i> |
| h_c : | <i>Coefficiente de convección del fluido en (W/m² ·K)</i> |
| T_s : | <i>Temperatura de la superficie (K)</i> |
| T_∞ : | <i>Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie (K)</i> |
| ρ : | <i>Densidad del fluido (kg/m³)</i> |
| \dot{v} : | <i>Flujo volumétrico del fluido (m³/s)</i> |
| \dot{m} : | <i>Flujo másico en (kg/s)</i> |
| \dot{W} : | <i>Rendimiento del compresor rotativo en Watts</i> |
| h_l : | <i>Entalpia (kJ/kg)</i> |
| q : | <i>Flujo de calor entre los fluidos (W)</i> |
| C_p : | <i>Calor específico del fluido (kJ/kg·K)</i> |
| U : | <i>Coefficiente total de transferencia de calor</i> |
| ΔT_{ml} : | <i>Diferencia media logarítmica (°C)</i> |
| ΔT_1 : | <i>Diferencia de temperaturas a la entrada (°C)</i> |
| ΔT_2 : | <i>Diferencia de temperaturas a la salida (°C)</i> |
| T : | <i>Temperatura del fluido (K)</i> |

Abreviaciones

COP: *Coficiente de desempeño (Coefficient Of Performance)*

COP_{BC}: *Coficiente de rendimiento de la bomba de calor*

Subíndice

conv: *Convección*

h: *Caliente (hot)*

c: *Frío (cold)*

i: *Entrada (inlet)*

o: *Salida (outlet)*

s: *Superficie*

∞ : *Lejos de una superficie; condiciones de flujo libre*

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LA INVESTIGACIÓN

El presente capítulo hace referencia al comportamiento termodinámico de las bombas de calor aire-aire, las partes principales, el ciclo termodinámico del equipo y el elemento más crítico para el presente estudio el cual es el helicoidal del condensador. De igual forma, se hace referencia a los antecedentes relacionados con la aplicación de sistemas de calefacción para galpones de pollos de engorde a través del uso de bombas de calor, la necesidad del uso de sistemas de generación de energía más limpios y las ventajas de aplicación de una bomba de calor.

Por otra parte, se recopila una serie de características de los fluidos refrigerantes tratados en la investigación y su comportamiento dentro de una bomba de calor.

Este capítulo tiene como objetivo reconocer las diferentes clasificaciones de condensadores más comunes disponibles en el mercado, así como ejemplos aplicativos de las bombas de calor. Además, se busca describir la clasificación y características de los fluidos refrigerantes utilizados en sistemas de calefacción y su aplicación para galpones de pollos.

1.1 Estado del arte

1.1.1 Condicionantes medioambientales para la generación de energía

Los problemas ambientales que se han dado a la par del desarrollo social, tecnológico e industrial de la humanidad tales como, el consumo excesivo de energía eléctrica y el efecto invernadero en la atmosfera son algunos de los desafíos que deben afrontar las actuales generaciones (siglo XXI) [2].

De acuerdo a un artículo publicado por Martins et al. [3] los países europeos no poseen abundantes reservas de combustibles fósiles. Un análisis fue llevado a cabo para 29 países europeos en el cual se analizó el decaimiento de los combustibles fósiles, su relación con otras variables y la

conformidad de energías reutilizables en el consumo terminal bruto de energía. En este análisis se concluyó que muchos países del continente europeo tienen una gran dependencia de este tipo de combustibles y que para el 2050 únicamente quedará alrededor del 14 % de las reservas de petróleo, 72 % de las de carbón y 18 % de las de gas. Es evidente que el abuso de los recursos naturales no renovables llevará a la escasez y eventual extinción de los mismos por lo cual es urgente replantear sistemas de producción de energía renovable.

Por dichas razones, la necesidad de sistemas de energía de alta rendimiento está aumentando cada vez más, con la finalidad de utilizar de manera eficiente los recursos limitados y poder frenar un gran problema como es la crisis del calentamiento global. En los últimos años, los sistemas de bombas de calor han atraído más interés debido a su bajo consumo energético con una relación 1/3 menor a cualquier otro sistema de calefacción [2].

1.1.2 Bomba de calor, su eficiencia y relación con el medioambiente

Según Chua et al. [4] señalan que, la bomba de calor ha avanzado tecnológicamente hasta el punto de consolidarse como una tecnología madura durante las últimas dos décadas además, la aplicación eficiente de la energía en operaciones de uso intensivo como la refrigeración, calefacción urbana y el secado es fundamental para disminuir el uso neto de energía además de la emisión de gases no deseados.

Por otra parte, un estudio desarrollado por Yoshiaki Shibata [5] cuantifica la cantidad de energía aerotérmica que es aprovechada por bombas de calor se puede mencionar que, este tipo de energía producida a través del aire es categorizada como una energía renovable en la Unión Europea por lo cual, posee el respaldo necesario para ser implementada dentro de un sistema que busca tener un menor impacto medio ambiental. También menciona que las bombas de calor con un COP anual promedio mayor que 2.7 garantizan consumir menor energía eléctrica. Además, recalca que aquellas bombas de calor con un COP anual promedio mayor que 3.7 son capaces de capturar más energía aerotérmica que la energía primaria que consumen. Es importante mencionar que este autor aporta un dato por más técnico el cual es que en el 2007, alrededor de 5000 [kTOE] de energía

aerotérmica la cual equivale al 40 % del suministro de energía renovable actual, fue utilizada para los sistemas de calefacción en el sector residencial japones.

Con este antecedente, se puede afirmar, que mientras mayor sea el COP_{BC} de la bomba de calor, menor será el consumo eléctrico para su funcionamiento, lo cual para la problemática planteada (alto consumo de energía eléctrica) se traduce como una solución innovadora y amigable con el medio ambiente.

Por otra parte, Díaz et al. [6] demuestran en un estudio realizado a dos hoteles que, el consumo eléctrico a través del uso de energía aerotérmica generada por un sistema de bombas de calor para calentar agua es considerable. En el estudio se muestra un retorno de la inversión en los dos primeros años instalación y que en una proyección realizada a un periodo de 12 años se generaría € 1,179,737 de ahorros para el hotel número 1 con una producción de 8,780,005 kWh de energía aerotérmica mientras que para el hotel número 2, se estimó un ahorro de € 1,315,104 a través de la generación de 9,522,301 kWh también de energía aerotérmica.

Esto evidencia la factibilidad de la implementación de un sistema de bombas calóricas aire-aire para la concepción de calefacción independientemente de la aplicación que se le dé, debido a que el ahorro tanto energético como el financiero resultan ser atractivos para quienes se preocupan de las condiciones medioambientales de operación de sus sistemas industriales, al igual que por los ingresos y egresos que se generan dentro de sus negocios.

1.1.3 Fluidos refrigerantes dentro de la bomba de calor

De acuerdo con Mota-Babiloni et al. [7] los sistemas de bombas de calor contribuyen en gran escala con emisiones de gases invernaderos, por dicha razón se debería emplear dentro de los mismo, fluidos refrigerantes que posean un GWP bajo y un alto rendimiento.

De igual manera Kuo et al. [8] indican que, el refrigerante R410A es el refrigerante cero ODP más utilizado y actualmente es el principal reemplazo del R22. Es una mezcla de R32 y R125 (50 % en

masa) que presenta un comportamiento azeotrópico con un pequeño deslizamiento de temperatura de aproximadamente 0,1 °C. En un estudio realizado por estos autores se muestra que, la caída de presión de condensación del R410A fue aproximadamente un 30 % menor que la del R22. Las diferencias cuantitativas en las caídas de presión entre el R410A y el R22 se atribuyeron principalmente a las diferencias en la densidad de vapor de los dos refrigerantes demostrando así, que el R410A resulta ser una alternativa interesante cuando se selecciona un refrigerante para una bomba de calor. Además, Jaimes et al. [9] señalan que, el R410A es el refrigerante dominante en las bombas de calor residenciales aun que se recalca que a pesar de que no coopera al desgaste de la capa de ozono tiene un GWP de 1740 el cual es considerablemente alto.

Es importante recalcar que la elección del refrigerante es sensible debido a la variedad de sistemas en todo el mundo y la disponibilidad del fluido de trabajo. Por ejemplo, Pettersen et al. [10] comparan el rendimiento simulado de un prototipo R744 anterior con un sistema dividido sin ductos que utiliza refrigerante R22 diseñado para un clima típico de Japón y Richter et al. [11] elige un sistema típico de los que se utilizan en EE. UU: Un sistema split con una unidad exterior de compresor / condensador y un intercambiador de calor interior canalizado, seleccionando el sistema con el R410A como fluido de trabajo debido a que es lo suficientemente eficiente y tiene una mayor disponibilidad por el momento que los mencionados R744 y el R22.

En la actualidad, se ha propuesto al R32 como un sustituto al R410A principalmente por que posee un GWP de 677 el cual resulta ser mucho menor que el del R410A antes mencionado. El GWP del R32 se encuentra por debajo del límite de regulación de gases fluorados, además de que, según la norma ASHRAE 34, es menos inflamable que los hidrocarburos y la cantidad de carga permitida está por encima del nivel necesario para los equipos RAC. Además, se concluye que el R32 tiene buenas características de transferencia de calor y un rendimiento aceptable a bajas temperaturas de condensación. Este refrigerante tiene un rendimiento muy parecido al del R410A en todo el rango de operación por lo cual es lógico que se utilice más en los países que tengan como prioridad el admitir únicamente fluidos de trabajo con un GWP bajo [7].

El refrigerante R407C es otro fluido de trabajo el cual puede emplearse en un sistema de bomba de calor y si bien Pardo y Mondot [12] aseguran que, en la actualidad tanto este refrigerante como el

R32 y el R410A se encuentran bajo procesos de investigación para encontrar posibles reemplazos Sieres et al. [13] también recalcan que si bien esto es cierto, la tarea no es sencilla y aun no es del todo factible usar alternativas a estos refrigerantes como lo son el R513A, R454C o el R459B debido a que estos son flaméales o medianamente flaméales. Es importante mencionar también que el R407C posee un GWP de 1740 el cual, es similar que el R410A, pero mayor que el R32, lo cual, sitúa a este último como el mejor en sentido de contaminación

1.1.4 Energía calorífica generada para un galpón de pollos

Una bomba de calor geotérmica (GHP) es una fuente calorífica económica de galpones de pollos de engorde con un rendimiento de mejor producción [14].

Choi et al. [14] realizaron un análisis comparativo entre el sistema GHP y un sistema de calefacción convencional que usaba diésel como combustible. En total, se asignaron 34.000 pollos de engorde de un solo día de edad a dos galpones de pollos de engorde con cinco repeticiones en cada uno (3400 aves/corral de repetición) durante 35 días. Los resultados mostraron que, la ganancia final de peso corporal aumentó significativamente ($P < 0.05$) cuando los pollos se criaron en el galpón de engorde GHP en comparación con los pollos criados en el galpón convencional (1.73 vs 1.62 kg/ave).

El sistema de calefacción no afectó la mortalidad de los pollos durante las primeras cuatro semanas del período experimental, no obstante la mortalidad aumentó marcadamente en el galpón de pollos de engorde convencional durante la última semana del experimento [14]. Dicho estudio realizado demuestra la factibilidad del uso de sistemas de calefacción mediante el uso de bombas de calor, sentando un precedente de que la energía renovable es un camino para poner en marcha dichos sistemas en la industria avícola por lo cual, la energía aerotérmica es una posibilidad lógica dentro de este campo gracias a las bombas de calor.

Cabe recalcar que según estudios, la productividad óptima se logra con el uso de energía para el crecimiento, manteniendo a las aves en un rango de temperatura confortable, sin tener que gastar

energía para compensar las temperaturas frías o calientes[15]. Además, las aves mantienen una temperatura corporal constante cuando la temperatura ambiente es termo neutral [16].

Por último, en un análisis de un criadero de pollos que se realizó, se constató que la temperatura viviente de un pollo es aproximadamente 41 °C (106 °F). Cuando la temperatura sobrepasa los 35 °C (95 °F), es seguro que el pollo sufra estrés por derramamiento [17]. De igual manera, mediante estudios realizados por avícolas se conoce que, las aves no son capaces de ajustar su temperatura, hasta los 14 días de edad, en consecuencia, se recomienda una temperatura del aire de 30 °C (86 °F) [17]. La temperatura imparcial para la mejor optimización del pollo varía conforme a su crecimiento, por dicha razón es necesario ajustar acordeamente la temperatura del galpón [18]

1.2 Conceptos fundamentales del estudio

A continuación, se presenta algunos conceptos fundamentales, mismos que permitirán el desarrollo del presente capítulo.

1.2.1 Fluidos refrigerantes

Cuando se menciona el término fluido refrigerante se hace referencia a un líquido o un gas que funciona como un transmisor de calor desde un sistema hacia otro. Un intercambio de calor latente y/o un intercambio de calor sensible pueden producir dicha transmisión de energía. Estos fluidos pueden ser estudiados para diversas aplicaciones y ser utilizados, por ejemplo, como expansores para la producción de espumas de aerosoles o para sustituir a otros fluidos que ya no pueden ser utilizados en la industria de los solventes.[1].

1.2.2 Mezclas azeotrópicas

Mezclas que poseen dos o más componentes los cuales tienen volatilidad diferente y las cuales al usarse dentro de un sistema de refrigeración, no sufren un cambio en su composición, y tampoco en la temperatura de saturación que se puede dar en el evaporador. Además, tiende a condensarse a presión constante [18].

1.2.3 Mezclas zeotrópicas

Mezcla que se encuentra compuesta por diversos componentes, sin embargo, no se comporta como si fuera uno solo cuando es sometida a cambios de estado, debido a que cuando pasa al estado gaseoso, los distintos compuestos de la mezcla no cambian de estado al mismo tiempo [18].

1.2.4 Refrigerantes HFC

Refrigerantes los cuales se consideran que tienen un bajo impacto ambiental, siendo inofensivos hacia la capa de ozono. No son químicamente reactivos, además de tener una toxicidad baja. Este tipo de refrigerantes brinda una ventaja significativa la cual es que pueden reciclarse [19].

1.2.5 R410A

El refrigerante R410A es una mezcla azeotrópica la cual está compuesta por un 50 % en masa de R32 y R125 y que tiene un deslizamiento despreciable. Este refrigerante no es inflamable y se considera químicamente estable. En los sistemas de desescarche permite una mejor capacidad y reversibilidad del sistema gracias al deslizamiento casi inexistente que posee. Cabe recalcar que este refrigerante funciona a presiones de entre 50-70 % más altas que las del R22 y tiene mejores propiedades termo físicas [1].

1.2.6 Refrigerante R407C

El refrigerante R407C es una mezcla ternaria no azeotrópica que se encuentra constituida por los refrigerantes R32, R125 y R134A. Para las aplicaciones de este refrigerante es importante tener en consideración que al poseer un elemento químico inflamable en su composición no presenta riesgo alguno. También cabe recalcar que es químicamente estable, provoca un bajo impacto ambiental, tiene una toxicidad muy baja y buenas propiedades termodinámicas [1].

1.2.7 Refrigerante R32

Es un HFC puro. Tiene un ODP de 0 y un GWP bastante bajo el cual es de 675. Es empleado en estado puro en componentes de aire acondicionado y refrigeración nuevos. Por lo común es aprovechado como parte de los componentes de varias mezclas de tipo HFC. El R32 es adecuado para equipos nuevos que estén especialmente proyectados para este refrigerante, así como también en aplicaciones que normalmente habrían usado el refrigerante R410A [1].

1.2.8 Bomba de calor aire-aire

Equipo que sustrae la temperatura ambiente y luego mediante un ciclo de refrigeración inverso procede a transferir dicha temperatura con mayor intensidad, elevando la temperatura de un espacio específico.

Suelen ser más costosas que otros sistemas debido a su instalación y gastos primarios, sin embargo, a largo plazo tienden a ahorrar dinero al espacio aplicado. En Europa dicho sistema es adecuado para la crianza y engorde de los pollos los cuales se encontrarán dentro de un galpón [20].

1.2.9 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Proceso dentro del cual un fluido refrigerante empieza en un estado inicial y finaliza en el mismo. En este proceso fluye un refrigerante el cual pasa por distintas condiciones termodinámicas, llamándolos a esos cambios procesos.

La refrigeración es una aplicación de este proceso y es definida como la propagación de calor de una zona con temperatura menor hacia otra con una más alta [21].

El dispositivo que realiza lo contrario, es decir que transfiere calor de una temperatura menor a una mayor se llama bomba de calor. Estos equipos cumplen un ciclo de refrigeración inverso, lo cual satisface la demanda del usuario y su rendimiento se determina a través de su COP [21].

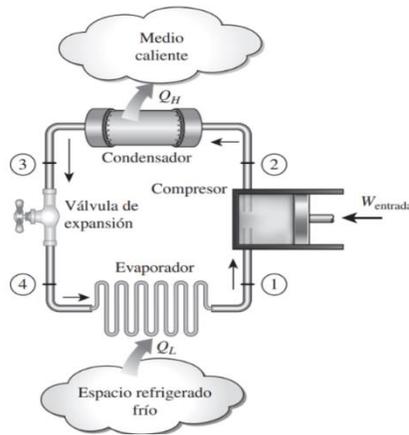


Figura 1. Proceso de condensación de vapor [20].

1.2.10 Tipos de condensadores

Los condensadores son empleados en instalaciones frigoríficas o para efectos de calefacción utilizando el ciclo inverso de refrigeración como aplicación para una bomba de calor.

Los diversos tipos de condensadores son categorizados generalmente según el medio de enfriamiento que estos utilicen, su función, y la geometría de su construcción [22].

Principalmente existen dos grandes grupos, uno de aire y otro de agua, de los cuales se subdividen una cantidad considerable. Los condensadores que utilizan aire se subdividen en dos categorías [22]: El primero, enfriado por aire en reposo y el segundo enfriado por aire forzado. Los condensadores que emplean aire en reposo son los más elementales, ya que, la circulación del aire se produce de manera natural, aunque el rendimiento que poseen no es tan elevado como otros tipos. En cambio, los que utilizan aire forzado son en esencia, una batería constituida por un tubo de cobre y aletas de aluminio, por el cual pasa el aire con la ayuda de un ventilador para lograr una mayor transferencia de calor convectiva.

En cuanto a los condensadores que usan agua, funcionan de igual manera que los anteriores a diferencia de cambiar el aire por agua, logrando así, una mayor capacidad para disipar calor por convección. Aunque muchos subtipos se derivan de esta clasificación, el más común es el condensador evaporativo.

En la figura 2 se indica una especificación ampliada de los diversos subtipos que se derivan de los grupos principales de los tipos de condensadores tradicionalmente conocidos.

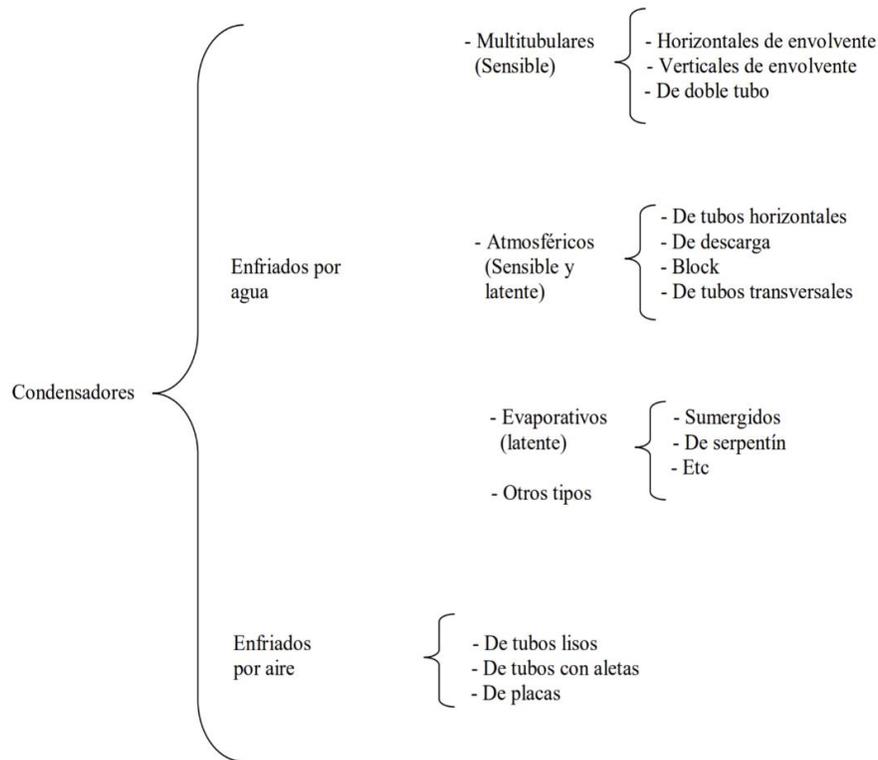


Figura 2. Clasificación general de los tipos de condensadores [23].

1.2.11 Coeficiente de transferencia de calor

Factor que indica la conductividad de transferencia de calor mediante una serie de medios resistentes. Se relaciona con el grosor y la conductividad térmica de los materiales. La transferencia de calor hacia el medio se genera de manera más sencilla mientras más alto sea el factor mencionado [24].

1.2.12 Crianza de pollos

Es un trabajo arduo el cual requiere recursos, materiales, estrategias técnicas y mano de obra, que brinden un ambiente apto para el desarrollo de las aves en cuanto a velocidad de crecimiento,

uniformidad, eficiencia alimenticia y rendimiento, sin perjudicar el estado de salud y su bienestar. La producción avícola ha tenido un incremento notable en los últimos años por el gran valor nutricional que aporta a la dieta de las personas, estas industrias se encuentran en manos de grandes organizaciones que abarcan todo el proceso de producción de pollo que dicta desde su nacimiento hasta su formación y finalmente destino que es la venta como alimento.

Sus derivados son alimentos altamente demandados tanto en Ecuador como en el mundo, volviéndolos muy rentables. Según estadísticas del año 2018, la producción avícola en todo el mundo se elevó en 1 % en comparación al año anterior, llegando a 91,3 millones de toneladas lo que generó grandes ingresos para países de América y de Europa, siendo Estados Unidos el país que más produce con 43 kg por cada persona [25].

1.2.13 Propiedades de los refrigerantes propuestos para la investigación

La tabla 1 indica las principales propiedades de los refrigerantes tratados en la investigación:

Tabla 1. Propiedades generales de los refrigerantes a estudiar [12].

| Refrigerante | Composición | GWP | Temperatura Crítica (C) | Punto de ebullición (C) | Deslizamiento (k) | Clasificación de seguridad |
|--------------|--------------------------------|------|-------------------------|-------------------------|-------------------|----------------------------|
| R410A | R32/R125 (50/50%w) | 2088 | 70.2 | -51.6 | 0.1 | A1 |
| R407C | R32/R125/R134a (23/25/52%w) | 1650 | 86.1 | -40.1 | 7.0 | A1 |
| R32 | R32 (100%w) | 677 | 78.0 | -52.0 | 0 | A2L |

1.3 Conclusiones del capítulo

- La bomba de calor posee una tecnología amigable para el medio ambiente y puede ser utilizada en la industria avícola. Por otra parte, el costo energético que ofrece es relativamente bajo debido a que, por cada kW de energía eléctrica consumido, se puede generar 4 kW de energía calorífica.
- Los refrigerantes R410A, R407C Y R32 poseen propiedades termodinámicas diferentes además de presentar un GWP distinto para cada uno. Además, el refrigerante R32 tiene un GWP de 677 lo cual lo hace el menos nocivo de los 3 analizados.
- Estudios experimentales muestran que los sistemas de calefacción para galpones de pollos mediante bombas de calor no afectan a la mortalidad de las aves en comparación de sistemas convencionales durante las primeras 4 semanas de crianza.

CAPÍTULO II

CÁLCULOS TERMODINÁMICOS PARA EL PROCESO DE COMPRESIÓN Y CONDENSACIÓN DE UN CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL

La finalidad del presente capítulo es plantear y analizar las ecuaciones matemáticas que se utilizarán para el condensador tipo helicoidal de la bomba, las cuales permitirán entender de manera analítica el problema propuesto. En este capítulo se realizará el análisis matemático de los tres refrigerantes propuestos R410A, R407C Y R32, para posteriormente calcular los siguientes factores: flujo másico, volumétrico, de calor, coeficiente U, entalpías de entrada y salida del condensador, entre otros.

2.1 Cálculos del ciclo de refrigeración

Empleando un ciclo ideal de refrigeración y las condiciones de entrada, se establece el análisis matemático de la bomba de calor haciendo un enfoque en los cálculos del compresor y condensador.

Por otra parte, para tener datos más precisos y reales se tomará el flujo volumétrico de un compresor rotativo por cada refrigerante, así como las propiedades termodinámicas de los mismos.

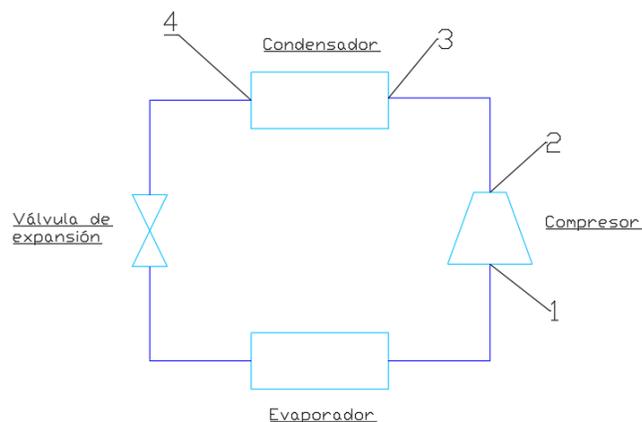


Figura 3. Diagrama representativo de una bomba de calor

A continuación, se mencionan las ecuaciones utilizadas en el ciclo de trabajo descrito:

2.1.1 Coeficiente de rendimiento (COP)

Viene definido por la siguiente ecuación [26]:

$$\text{COP}_{BC} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto}}} \quad (1)$$

Donde:

Q_H : Suministro de Calor [W]

W_{neto} : Trabajo neto de entrada [W]

COP_{BC} : Coeficiente de rendimiento de la bomba de calor

2.2.2 Razón de transferencia de calor por convección natural

Para obtener este factor se utiliza la expresión que se encuentra a continuación [27]:

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

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Tasa de transferencia de calor por convección [W]

A_s : Área de transferencia de calor [m^2]

h_c : Coeficiente de convección del fluido [W/m^2K]

2.1.3 Flujos másico y volumétrico

Es la masa que fluye por una determinada sección en un tiempo establecido y se representa a través de la siguiente ecuación [19].

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{v} \quad (3)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido [kg/m^3]

\dot{v} : Flujo volumétrico del fluido [m^3/s]

\dot{m} : Flujo másico en [kg/s]

2.1.4 Balance de Energía

Principio que indica que, la materia no se crea y tampoco se destruye, sino que más bien solo puede cambiar de forma. El balance viene dado por las siguientes relaciones [19].

$$q_h = \dot{m}_h(h_{h.i} - h_{h.o}) \quad (4)$$

$$q_c = \dot{m}_c(h_{c.o} - h_{c.i}) \quad (5)$$

Donde:

q : Flujo de calor [W]

\dot{m} : Flujo másico en [kg/s]

h : Entalpía [kJ/kg]

Sino existe un cambio de fase y se establece un C_p constante entonces, se obtienen las siguientes relaciones [28]:

$$q_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) \quad (6)$$

$$q_c = \dot{m}_c \cdot c_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \quad (7)$$

Donde:

C_p : Calor específico del fluido [$kJ/kg \cdot K$]

T : Temperatura del fluido [K]

Por otra parte, si se desea conocer las temperaturas de entrada y salida o los flujos másicos, se debe asumir que el flujo de calor es el mismo con lo cual, se puede igualar las ecuaciones 6 y 7 para obtener la siguiente expresión [24]:

$$\dot{m}_h \cdot c_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c c_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \quad (8)$$

2.1.5 Tasa de absorción de calor

Para la absorción de calor del ambiente más frío se aplica la siguiente ecuación [21]:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (9)$$

Donde:

Q_L : Tasa de calor rechazado [W]

h_1 : Entalpía de entrada al compresor [kJ/kg]

h_4 : Entalpía de salida de la válvula estranguladora [kJ/kg]

2.1.6 Potencia al compresor

Para determinar la potencia de ingreso hacia el compresor en un ciclo de refrigeración ideal se emplea la siguiente ecuación: [21]:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (10)$$

Donde:

\dot{W} : Rendimiento del compresor rotativo [W]

h_2 : Entalpía de entrada al condensador [kJ/kg]

2.1.7 Tasa de rechazo de calor

Para establecer cuanto calor que rechaza el refrigerante hacia un espacio específico se emplea la siguiente ecuación: [21]:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (11)$$

Donde:

Q_H : Suministro de calor [W]

h_3 : Entalpía de salida del condensador [kJ/kg]

2.1.8 Diferencia de temperatura promedio logarítmica

Determina la fuerza que rige la transferencia de calor de un sistema de intercambiadores de calor y se lo representa de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (12)$$

Donde:

ΔT_{ml} : Diferencia media logarítmica

ΔT_1 : Diferencia de temperaturas a la entrada [K]

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas a la salida [K]

2.1.9 Coeficiente total de transferencia de calor

Cantidad de calor que se conduce mediante convección de un material, y se lo define matemáticamente como:

$$U = \frac{Q_H}{A_s \cdot \Delta T_{ml}} \quad (13)$$

Donde:

U : Coeficiente total de transferencia de calor [W/m^2]

A_s : Área de transferencia de calor [m^2]

2.2 Especificaciones de los equipos para los refrigerantes R410A, R407C Y R32

Para el presente estudio se toma en consideración las características mecánicas de los siguientes equipos los cuales son: compresor rotativo y condensador, teniendo en cuenta un modelo por cada refrigerante, por otra parte, se considera las propiedades mecánicas del condensador debido a que se emplea la capacidad del flujo volumétrico del ventilador axial que dispone cada uno.

Tabla 2. Elementos principales para los refrigerantes a estudiar [29], [30].

| Elementos | Refrigerante usado | Modelo | Potencia | Caudal (CFM) | Rendimiento [W] |
|--------------------|--------------------|----------------|----------|--------------|-----------------|
| Compresor rotativo | R410A | ASM130V1VDZ | 1hp | 6.8 | 3760 |
| Condensador | R410A | CTR-00710 | 6 hp | 5800 | 21855 |
| Compresor rotativo | R407C | PG200M2A-4FTS1 | 1 ½ hp | 19.9 | 3360 |
| Condensar | R407C | CTR-00580 | 5 hp | 4500 | 16848 |
| Compresor rotativo | R32 | KSM135V1UFT | 1 hp | 8.9 | 3025 |
| Condensador | R32 | CTR-00710 | 6 hp | 5800 | 21855 |

2.3 Condiciones de trabajo de los refrigerantes

Con las presiones mínimas y máximas de trabajo de los refrigerantes, se determinan las propiedades físicas de los refrigerantes a 12 °C (temperatura ambiente) en la fase de vapor sobrecalentado, los cuales se utilizarán en los cálculos a realizar.

Tabla 3. Presiones máximas y mínimas de los refrigerantes [31], [32], [33].

| Refrigerantes | Presión de entrada (bar) | Presión de salida (bar) |
|---------------|--------------------------|-------------------------|
| R410A | 8.2737 | 23.4422 |
| R407C | 4.1368 | 15.8579 |
| R32 | 9.1010 | 25.7864 |

Con las presiones mencionadas con antelación se obtuvieron las posteriores resoluciones.

Tabla 4. Propiedades termodinámicas de los refrigerantes R410A, R407C y R32 [31], [32], [34].

| Refrigerante | Presión (kPa) | Calidad de vapor | Densidad (kg/m ³) | Entalpía (kJ/kg) | Entropía (kJ/kg.K) |
|--------------|---------------|------------------|-------------------------------|------------------|--------------------|
| R410A | 827.37 | 1 | 31.71 | 421.7 | 1.808 |
| R407C | 413.68 | 1 | 17.71 | 407.9 | 1.780 |
| R32 | 910.10 | 1 | 24.75 | 515.9 | 2.141 |

2.4 Cálculo de las temperaturas y entalpías de entrada al condensador

Con los datos de la tabla 4 y siguiendo con el proceso del ciclo de refrigeración usado, se procede a calcular con la ayuda del Software EES las temperaturas y las entalpías de entrada al condensador en la fase de sobrecalentado, el proceso consiste en tomar la entropía de baja igual a la entropía de alta debido a ser un proceso isentrópico de 1-2 y la presión de alta.

2.4.1 Caso R410A

Presión de alta de 2344.22 kPa y entropía de 1.808 kJ/kg·K

$$T = \text{Temperature}(\text{R410A}; P = 2344,22[\text{kPa}]; s = 1,808[\text{kJ/kg-K}])$$

$$T = 54,72 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R410A}; P = 2344,22[\text{kPa}]; s = 1,808[\text{kJ/kg-K}])$$

$$h = 449,9 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 4. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R410A (EES)

2.4.2 Caso R407C

Presión de alta de 1585.79 kPa y entropía de 1.780 kJ/kg·K

$$T = \text{Temperature}(\text{R407C}; P = 1585,79[\text{kPa}]; s = 1,780[\text{kJ/kg-K}])$$

$$T = 54,06 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R407C}; P = 1585,79[\text{kPa}]; s = 1,780[\text{kJ/kg-K}])$$

$$h = 440,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 5. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R407C (EES)

2.4.3 Caso R32

Presión de alta de 2578.64 kPa y entropía de 2.141 kJ/kg·K

$$T = \text{Temperature}(\text{R32}; P = 2578,64[\text{kPa}]; s = 2,141[\text{kJ/kg-K}])$$

$$T = 69,96 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R32}; P = 2578,64[\text{kPa}]; s = 2,141[\text{kJ/kg-K}])$$

$$h = 557,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 6. Temperatura y entalpía de entrada al condensador con R32 (EES)

2.5 Cálculo del flujo másico de los sistemas

Utilizando la ecuación (3), el flujo volumétrico de la tabla 5 y la densidad de la tabla 4 de cada refrigerante se determina el flujo másico de cada sistema.

Tabla 5. Flujo volumétrico del compresor de los refrigerantes R410A, R407C y R32 [31], [32], [34].

| Modelo de compresor rotativo | Refrigerante | Número de revoluciones | Cilindrada (cm ³ /rev)·10 | Flujo volumétrico (m ³ /s) |
|------------------------------|--------------|------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| ASM130V1VDZ | R410A | 730 | 6.8 | 0.000827499 |
| PG200M2A-4FTS1 | R407C | 730 | 19.9 | 0.002421651 |
| KSM135V1UFT | R32 | 730 | 10.180 | 0.001083050 |

2.5.1 Flujo másico del R410A

Flujo volumétrico del compresor rotativo ASM130V1VDZ 0.000827499 m³/s, densidad del refrigerante R410A a una presión de 827.37 kPa en vapor saturado 31.71 kg/m³.

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

$$\dot{m} = 31,71 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00827499 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,0262399 \text{ kg/s}$$

2.5.2 Flujo másico del R407C

Flujo volumétrico del compresor rotativo PG200M2A-4FTS1 0.002421651 m^3/s , densidad del refrigerante R407C a una presión de 413.68 kPa en vapor saturado 17.71 kg/m^3 .

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

$$\dot{m} = 17,71 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,002421651 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,0428874 \text{ kg/s}$$

2.5.3 Flujo másico del R32

Flujo volumétrico del compresor rotativo KSM135V1UFT 0.001083050 m^3/s , densidad del refrigerante R32 a una presión de 910.1 kPa en vapor saturado 24.75 kg/m^3 .

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

$$\dot{m} = 24,75 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,001083050 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,0268054 \text{ kg/s}$$

2.6 Cálculo de las temperaturas y entalpías de salida del condensador

Con las presiones de alta de cada refrigerante y una calidad de 0 (líquido-saturado), se calcula con el Software EES las temperaturas y las entalpías de salida del condensador, considerando el ciclo de trabajo mencionado previamente, proceso (2-3) de la figura 3.

2.6.1 Caso R410A

Presión de alta de 2578.64 kPa y calidad de 0.

$$T = \text{Temperature}(\text{R410A}; P = 2344,22[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$T = 38,6 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R410A}; P = 2344,22[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$h = 263,6 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 7. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R410A (EES)

2.6.2 Caso R407C

Presión de alta de 1585.79 kPa y calidad de 0.

$$T = \text{Temperature}(\text{R407C}; P = 1585,79[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$T = 36,04 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R407C}; P = 1585,79[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$h = 253,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 8. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R407C (EES)

2.6.3 Caso R32

Presión de alta de 2578.64 kPa y calidad de 0.

$$T = \text{Temperature}(\text{R32}; P = 2578,64[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$T = 41,64 \text{ [C]}$$

$$h = \text{Enthalpy}(\text{R32}; P = 2578,64[\text{kPa}]; x = 0)$$

$$h = 279,1 \text{ [kJ/kg]}$$

Figura 9. Temperatura y entalpía de salida del condensador con R32 (EES)

2.7 Flujo de calor

Se lo obtendrá con la ecuación (4) empleando el flujo másico de cada sistema y las entalpías de ingreso y salida de los diferentes condensadores.

2.7.1 Caso R410A

Para un \dot{m} de 0.0262399 kg/s y entalpías de 449.9 y 236.6 kJ/kg del condensador, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$q_h = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o})$$

$$q_h = 0.0262399 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(449.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 263.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$q_h = 4.8884933 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

2.7.2 Caso R407C

Para un \dot{m} de 0.0428874 kg/s y entalpías de 440.7 y 253.8 kJ/kg del condensador, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$q_h = \dot{m}_h(h_{h.i} - h_{h.o})$$

$$q_h = 0.0428874 \frac{kg}{s} (440.7 \frac{KJ}{kg} - 253.8 \frac{KJ}{kg})$$

$$q_h = 8.0156550 \frac{KJ}{s}$$

2.7.3 Caso R32

Para un \dot{m} de 0.0268054 kg/s y entalpías de 557.4 y 279.1 kJ/kg del condensador, se obtuvieron respectivamente, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$q_h = \dot{m}_h(h_{h.i} - h_{h.o})$$

$$q_h = 0.0268054 \frac{kg}{s} (557.4 \frac{kJ}{kg} - 279.1 \frac{kJ}{kg})$$

$$q_h = 7.4599428 \frac{KJ}{s}$$

2.8. Cálculo del flujo másico del ventilador axial del condensador

Utilizando la ecuación (8) y un C_p de 1.0048 kJ/kg·K, se calcula el flujo másico del aire a 12 °C.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_h}{c_{pc}(T_{co} - T_{ci})}$$

2.8.1 Flujo de aire para el R410A

Calor generado 4.8884933 kW, calor deseado a la salida 30 °C

$$\dot{m}_c = \frac{4.8884933 \text{ kJ/s}}{1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (30 - 12)\text{K}}$$

$$\dot{m}_c = 0.2702855 \text{ kg/s}$$

2.8.2 Flujo de aire para el R407C

Calor generado 8.0156550 kW, calor deseado a la salida 30 °C

$$\dot{m}_c = \frac{8.0156550 \text{ kJ/s}}{1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (30 - 12)\text{K}}$$

$$\dot{m}_c = 0.4431868 \text{ kg/s}$$

2.8.3 Flujo de aire para el R32

Calor generado 7.4599428 kW, calor deseado a la salida 30 °C

$$\dot{m}_c = \frac{7.4599428 \text{ kJ/s}}{1.0048 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (30 - 12)\text{K}}$$

$$\dot{m}_c = 0.4124614 \text{ kg/s}$$

2.9 Temperatura media logarítmica

Mediante el uso de la ecuación (12) y considerando los siguientes datos como: flujo paralelo, temperatura medioambiental de 12 °C y una temperatura deseada al galpón de pollos de 30 °C se obtuvieron los siguientes resultados:

2.9.1 Caso R410A

$$\Delta T_{ml} = \frac{42.72\text{ °C} - 8.6\text{ °C}}{\ln(42.72\text{ °C} - 8.6\text{ °C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 21.2863\text{ °C}$$

2.9.2 Caso R407C

$$\Delta T_{ml} = \frac{42.06\text{ °C} - 6.04\text{ °C}}{\ln(42.06\text{ °C} - 6.04\text{ °C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 18.5603\text{ °C}$$

2.9.3 Caso R32

$$\Delta T_{ml} = \frac{57.96\text{ °C} - 11.64\text{ °C}}{\ln(57.96\text{ °C} - 11.64\text{ °C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 28.8543\text{ °C}$$

2.10 Cálculo del coeficiente (U)

Empleando la ecuación (13) se determina el factor U, el cual variara para cada refrigerante, además de considerar los factores que son: flujo de calor, área superficial del condensador helicoidal y la diferencia media logarítmica.

2.10.1 Caso R410A

$$U = \frac{4888.4933 \text{ W}}{0.05670575 \text{ m}^2 \cdot 21.2863}$$

$$U = 4049.9321 \text{ W/m}^2$$

2.10.2 Caso R407C

$$U = \frac{8015.6550 \text{ kJ/s}}{0.05670575 \text{ m}^2 \cdot 18.5603}$$

$$U = 7615.9998 \text{ W/m}^2$$

2.10.2 Caso R32

$$U = \frac{7459.9428 \text{ W}}{0.05670575 \text{ m}^2 \cdot 28.8543}$$

$$U = 4559.2967 \text{ W/m}^2$$

2.3 Conclusiones del capítulo

- Al analizar el ciclo de trabajo seleccionado con los refrigerantes R410A, R407C y R32, se comprobó que, al poseer diferentes propiedades termodinámicas, los equipos de trabajo deben ser específicos para cada uno, además que en cada ciclo de refrigeración los cálculos que poseían grandes cambios fueron el flujo másico y el coeficiente (U)
- El flujo másico de cada refrigerante varía según sus propiedades termodinámicas y el compresor rotativo seleccionado, constatando de esa manera la diferencia que existe entre cada refrigerante utilizado en el estudio.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS Y VALIDACIÓN NUMÉRICA DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C Y R32 DEL CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL MEDIANTE SIMULACION CFD

A continuación, se describe el diseño de la geometría del condensador tipo helicoidal de una bomba de calor aire-aire. El condensador es el elemento en el cual se va a centrar el análisis del comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32.

De igual manera, se señalan las condiciones en las cuales el simulador CFD va a trabajar. Esto se realiza a partir de las condiciones de borde y los cálculos previamente realizados en el capítulo II. Además, se describe los modelos matemáticos que son utilizados por el software Ansys Fluent para realizar las simulaciones del condensador helicoidal con los refrigerantes antes mencionados.

Por último, se procederá a hacer una comparación entre los resultados analíticos obtenidos en el capítulo II con los numéricos del simulador con el objetivo de validar los resultados.

3.1 Dinámica de fluidos computacional

Es considerada de acuerdo a la comunidad científica de la actualidad como, la herramienta principal para resolver por métodos numéricos las ecuaciones que gobiernan el movimiento de cualquier fluido [35]. Es importante recalcar que las ecuaciones de Navier-Stokes son la base de cualquier software para resolver cualquier problema de mecánica de fluidos a través de CFD [36].

3.2 Ansys Fluent

Ansys Fluent es el paquete de software que realiza los cálculos que simulan el comportamiento e interacción de los fluidos de trabajo a través de una sección definida basándose en las condiciones de borde establecidas, así como las condiciones iniciales para diferentes casos [37].

3.3 Geometría del condensador helicoidal

Para la solución del problema expuesto en los capítulos anteriores se diseñó en 3D un condensador helicoidal por el cual circularan los refrigerantes R410A, R32 Y R407C. Dicho condensador tendrá las medidas indicadas en la tabla 6. El diseño propuesto funcionará como condensador dentro de una bomba de calor para generar el calor necesario que se otorgaría a un galpón de pollos de engorde.

Tabla 6. Dimensiones del condensador helicoidal [38].

| Constantes para el cálculo $T_{wall, o}$ | Dimensión |
|--|------------------------|
| Diámetro externo del tubo | 9.5 mm |
| Diámetro interno del tubo | 8.2 |
| Paso entre cada espira | 16.7 mm |
| Diámetro de la bobina | 95.3 mm |
| Longitud del condensador | 1.9 m |
| Área superficial | 0.05670 m ² |

En la figura 10 se visualiza la geometría descrita previamente.

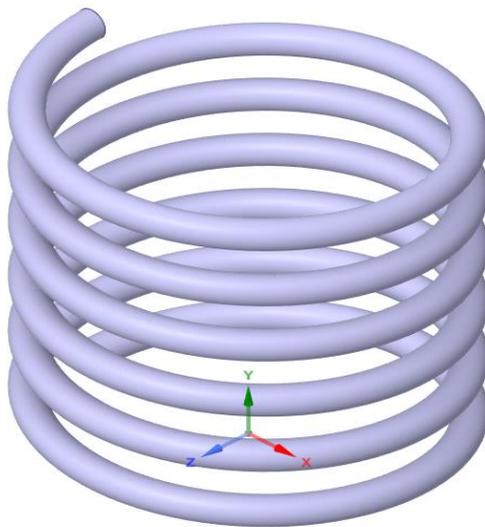


Figura 10. Geometría del condensador tipo helicoidal (ANSYS)

3.4 Configuración del mallado

Cuando se tiene el caso de una simulación CFD a ser resuelta con un software en particular, primero se genera un mallado computacional de la geometría de la cual se desea realizar cualquier análisis o estudio. Mientras mayor sea la turbulencia en la geometría de estudio, mayor es la necesidad de un mallado de mejor calidad [36].

A través de la herramienta Ansys Workbench y utilizando el paquete Ansys Meshing se puede generar el mallado con la calidad deseada y de esta forma obtener resultados más precisos acercándose en la mayor medida posible a la realidad. Es común que en muchos de los casos de estudio se necesite un refinamiento de malla para que esta alcance la calidad deseada o un estándar mínimo en el que se pueda definir que ha convergido [39]. En la figura 11 se puede visualizar el mallado generado para la geometría establecida del condensador helicoidal propuesto para este caso de análisis.

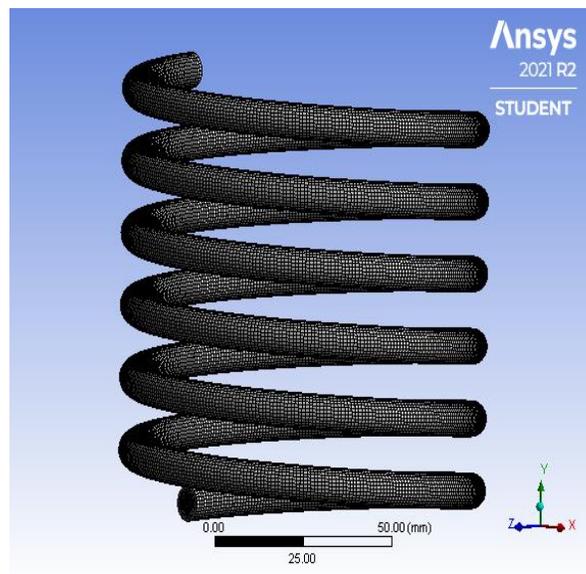
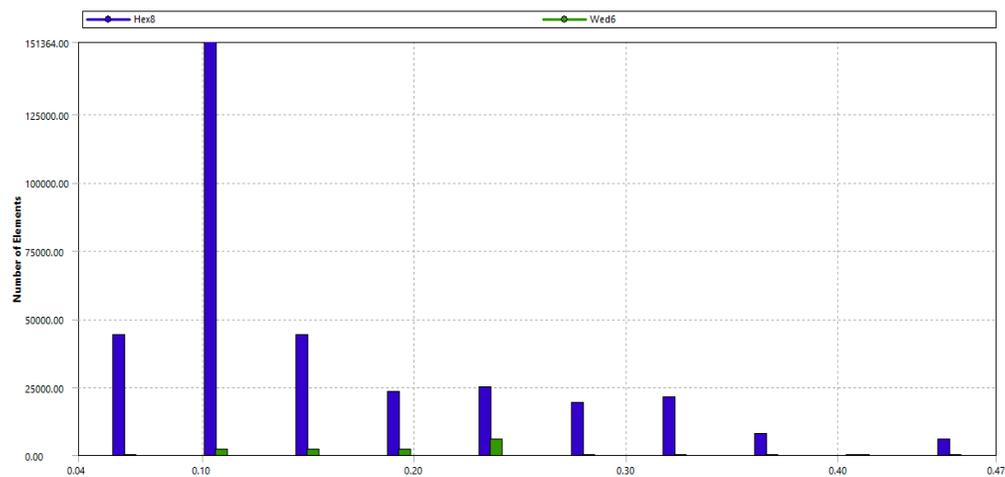


Figura 11. Mallado del condensador tipo helicoidal (ANSYS)

Para determinar si la malla converge, se debe hacer un análisis de la calidad de la malla y esto se lo hace mediante la herramienta Skewness del producto Ansys Meshing. El Skewness u oblicuidad en español, es el parámetro que mide la distorsión que se presenta en los elementos de una malla

[39]. Un valor próximo a 1 indica que la distorsión es alta y esto afecta la convergencia de la malla. Se establece que los elementos con valores que van de 0 hasta 0.25 tiene una buena calidad [39]. En el presente estudio se buscó que el parámetro de oblicuidad de la malla de la geometría presente un valor promedio de hasta 0.25 para asegurar la calidad de la misma. A continuación, se muestra en las figuras 12 (a) y (b) representan la calidad del mallado del condensador helicoidal con un valor promedio de 0.15757 para el Skewness.



(a)

| Quality | |
|---|--------------------|
| Check Mesh Quality | Yes, Errors |
| <input type="checkbox"/> Target Skewness | Default (0.900000) |
| Smoothing | High |
| Mesh Metric | Skewness |
| <input type="checkbox"/> Min | 4.1256e-002 |
| <input type="checkbox"/> Max | 0.47439 |
| <input type="checkbox"/> Average | 0.15757 |
| <input type="checkbox"/> Standard Deviation | 8.8079e-002 |

(b)

Figura 12. Resultados del mallado del condensador helicoidal (a) Distribución geometría del mallado, (b) Promedio del mallado por el método (Skewness) (ANSYS)

3.5 Ecuaciones de gobierno

Para la resolución de tomar como estudio el flujo volumétrico de cualquier fluido, la dinámica de fluidos computacional CFD generalmente utiliza varios métodos numéricos y algoritmos computacionales. Las ecuaciones de Navier-Stokes ayudan a resolver cualquier problema de CFD [40].

A través de las ecuaciones de Navier-Stokes, se genera un modelo independiente que permite predecir el lineamiento de los fluidos, mismas que se derivan de las leyes de movimiento de Newton siendo estas parciales las cuales son: ecuación de conservación de la energía, conservación de momento y conservación de la masa [39].

3.5.1 Ecuación general de conservación

Se han descrito antes que se expresan en cantidades por unidad de masa. La ecuación general de conservación se representa de forma conservativa a través de la ecuación (14) [41].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S \quad (14)$$

3.5.2 Ecuación de conservación de la energía

Aunque resulta bastante laboriosa, esta se puede conseguir al expresarla en términos conservativos a partir de la ecuación (14) dando como resultado la siguiente expresión [41].

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}h) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_p} \nabla h \right) + S_h \quad (15)$$

Debido a que el estudio presenta un procedimiento de convección forzada y además un intercambio de calor entre el fluido circundante que es aire y el fluido refrigerante se debe emplear la ecuación para conservarse la energía que el software Ansys brinda en el producto Set Up de Ansys Workbench [42].

3.5.3 Ecuación de conservación del momento

Teniendo en cuenta que la ecuación de conservación del momento muestra una relación entre las tensiones cortantes y la deformación siendo esta última incompresible (flujo divergente) se puede obtener la siguiente expresión [42]:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = \nabla \cdot (\mu\nabla\vec{v}) - \nabla p + \rho\vec{g} \quad (16)$$

Es la ecuación principal que ejerce en el balance de momento durante cada fase de la simulación y se aplica en todo el dominio del fluido [43].

3.5.4 Ecuación de conservación de la masa

Conocida también como ecuación de continuidad, es la que establece que en consecuencia del flujo neto de masa hacia un elemento fluido se produce un incremento de masa en el interior de dicho elemento. La expresión que determina esta relación es la siguiente [42].

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}) = 0 \quad (17)$$

Esta ecuación describe la transferencia de calor que se da fuera del tubo del helicoidal además de determinar el incremento y disminución de masa que se da cuando sucede el cambio de estado [44].

3.6 Métodos numéricos multifásicos de ANSYS

En esta sección, se detalla brevemente algunos de los modelos utilizados en la simulación CDF del software Ansys Workbench, mismos que explican de manera general la característica principal y uso de cada uno.

3.6.1 Modelo Euleriano

Debido a que cubre una amplia variedad de flujos multifase, el modelo Euleriano es considerado el más completo dentro del software Ansys debido a que, solventa las ecuaciones de conservación previamente descritas para cada fase en las que se involucran los flujos seleccionados para luego acoplarlas [44]. De acuerdo con Urrutia et al. [45] este modelo es el que se utiliza con más frecuencia en Ansys para procesos con multifase y es el que muestra mejores resultados en la simulación CFD cuando existe una interfaz con fluidos gaseosos y sólidos.

3.6.2 Modelo k-ε de renormalización de grupo (RNG)

Modelo que en esencia es similar al estándar de k-ε de Ansys, aunque este adiciona un término y una fórmula diferencial que se deriva por la viscosidad efectiva, lo cual, provee un mejor análisis de flujos forzados, así como de vórtices formados en la turbulencia [46]. Este modelo es comúnmente utilizado para describir el comportamiento de flujos turbulentos y es útil únicamente en regiones con turbulencia y un alto número de Reynolds [47].

3.6.3 Modelo de Lee

Dentro del software Ansys, este es el método por excelencia para análisis que involucren evaporación-condensación, es considerado como la transferencia de masa de un fluido en estado líquido a vapor y se representa a través de la siguiente ecuación de transporte de vapor [48].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (18)$$

3.6.4 Modelo de cambio de fase

Modelo utilizado dentro del paquete Ansys Fluent que analiza la tasa de calor mediante de efectos de relajación térmica. Basa su principio en cinco ecuaciones que se encuentran relacionadas entre sí por medio de una sola velocidad y presión, así como también de entropías y temperaturas. Un

sistema de ecuaciones es utilizado para resolver las ecuaciones planteadas usando las variables de estado de equilibrio. Las ecuaciones que usa el modelo descrito son las siguientes [49].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{pq}) + S_q \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{u}_q h_q) &= \alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \bar{\tau}_q : \nabla \bar{u}_q - \nabla \cdot \bar{q}_q + S_q \dots \\ &\dots + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) &= -\alpha_q \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \bar{g} \dots \\ &\dots + \sum_{p=1}^n [K_{pq}(\vec{v}_p - \vec{v}_q) + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}] + \dots \\ &\dots (\bar{F}_q + \bar{F}_{uftq} + \bar{F}_{u^2q} + \bar{F}_{ruq} + \bar{F}_{uq}) \dots \end{aligned} \quad (21)$$

3.7. Error relativo

Mediante la ecuación (22) se procederá a calcular el error que existe entre los resultados de la simulación con los calculados analíticamente en el capítulo previo.

$$\epsilon_{relativo} = \frac{Valor\ real - Valor\ obtenido}{Valor\ real} * 100\% \quad (22)$$

3.8 Condiciones iniciales de las simulaciones

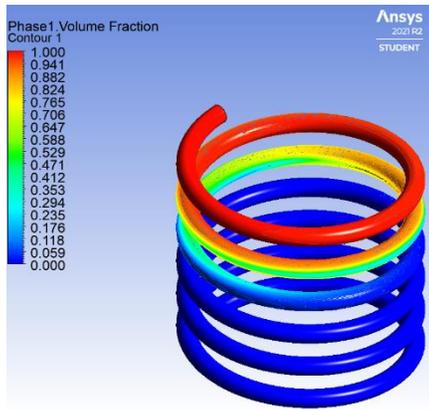
La tabla 7 indica las condiciones iniciales en las que se realizan las simulaciones con cada refrigerante considerando, el comportamiento termodinámico de estos a la misma temperatura ambiente, de igual forma se respeta las condiciones críticas de operación de cada uno, como son: las presiones de trabajo de alta y baja, además de la temperatura de saturación en vapor sobrecalentado.

Tabla 7. Condiciones iniciales de trabajo de los refrigerantes R410A, R407C y R32.

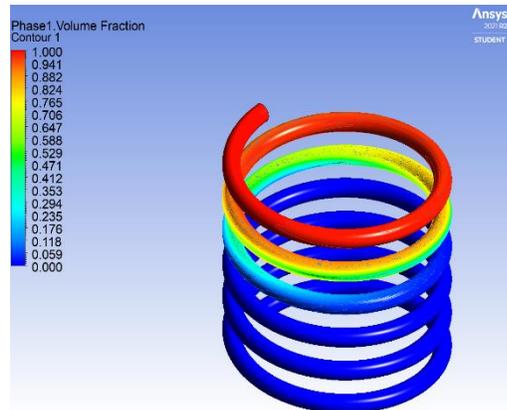
| Refrigerante | Flujo másico (kg/s) | Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² -k) | Presión de alta (kPa) | Temperatura de vapor sobrecalentado (°C) |
|--------------|------------------------|---|--------------------------|---|
| R410A | 0.0262 | 4049.9321 | 2344.22 | 54.72 |
| R407C | 0.0428 | 7615.9998 | 1585.79 | 54.06 |
| R32 | 0.0268 | 4559.2967 | 2578.64 | 69.96 |

3.8.1 Resultados del cambio de fase de los refrigerantes

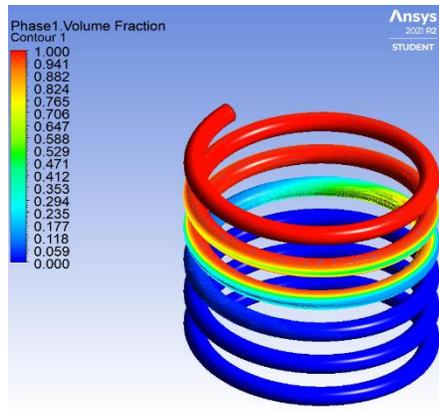
Los resultados obtenidos en cuanto al cambio de fase que sufrieron los tres refrigerantes propuestos indican que, en todos los casos, la fase de vapor sobrecalentado que ingresa al condensador helicoidal cambia en su totalidad a la fase de líquido saturado. La figura 13 indica los contornos de fracción de volumen de vapor sobrecalentado para cada refrigerante. El apartado (a) corresponde al refrigerante R410A, (b) al refrigerante R32 mientras que el apartado (c) representa el contorno del refrigerante R407C, esta designación se mantiene a lo largo de todas las figuras que muestren resultados de manera comparativa.



(a)



(b)



(c)

Figura 13. Contornos de fracción de volumen de vapor sobrecalentado de los refrigerantes propuestos (a) R410A, (b) R32, (c) R407C

3.8.2 Análisis del cambio de fase

De los contornos presentados, se puede apreciar que a la entrada del condensador helicoidal existe una fase de vapor sobrecalentado y que a la salida de este la fase ya ha cambiado por completo a líquido saturado. A medida que el fluido de trabajo avanza por la geometría del condensador, experimenta el cambio de fase antes mencionado. En las espiras donde se condensa por completo el refrigerante no existen anomalías que indiquen residuos de mezcla en dichas zonas, por lo que el proceso de condensación se llevó a cabo de manera gradual y total.

De igual manera, los tres refrigerantes muestran un proceso de condensación similar en el cual sufren un cambio de fase a líquido saturado a una determinada espira, sin embargo, el refrigerante R407C es el que logra alcanzar dicho cambio en una espira más. Lo realiza a partir de la cuarta espira tomando el ingreso del refrigerante como la primera, a diferencia del R410A y R32 que se lo realiza en la tercera espira. Cabe señalar que el refrigerante R32 y R410A presentan un comportamiento similar al momento de condensar el fluido dentro del condensador helicoidal. Finalmente, al momento de producirse la variación de vapor sobrecalentado a un estado de mezcla y posterior a líquido saturado se logra obtener la mayor temperatura (calor latente), misma que será analizada en el siguiente capítulo.

3.9 Validación de los resultados

Con los resultados de las simulaciones CFD de los refrigerantes del estudio, se procede a realizar una comparación de ciertos ítems que son: el flujo másico, presión de trabajo, y flujo de calor con los resultados analíticos, mismos que fueron planteados en el capítulo anterior, el objetivo de dicha comparación es verificar que el modelo experimental (condensador helicoidal) proporcione datos apegados a la realidad.

3.9.1 Principio de conservación de la masa

Siendo un principio fundamental de la naturaleza, nos ayuda a entender que la conservación de la masa se lo define como: *“la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo Δt es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante Δt ”* [21]. De igual manera se debe considerar que la masa técnicamente no se conserva con exactitud.

Considerando la descripción anterior, la figura 14 indica los resultados obtenidos en el simulador los cuales se obtienen en la consola del software Ansys Fluent con el comando Fluxes.

| Mass Flow Rate | [kg/s] | Mass Flow Rate | [kg/s] |
|----------------|---------------|----------------|---------------|
| inlet | 0.0262 | inlet | 0.0268 |
| outlet | -0.026199051 | outlet | -0.0267033 |
| Net | 9.4921909e-07 | Net | 9.6699964e-05 |

(a) (b)

| Mass Flow Rate | [kg/s] |
|----------------|--------------|
| inlet | 0.0428 |
| outlet | -0.042755304 |
| Net | 4.469587e-05 |

(c)

Figura 14. Flujo másico neto (a) R410A, (b) R32, (c) R407C

De la cual se puede constatar y verificar que el criterio de conservación de masa se está cumpliendo obteniendo una variación menor al 0.001% en todos los casos, misma que se encuentra en la tabla 8.

Tabla 8. Flujo másico a la entrada y salida del condensador, obtenida en las simulaciones CFD.

| Refrigerante | Flujo másico de entrada (kg/s) | Flujo másico de salida (kg/s) | Variación de masa (%) |
|--------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------|
| R410A | 0.0262 | 0.026199051 | 0.000036 |
| R407C | 0.0428 | 0.042755304 | 0.001044 |
| R32 | 0.0268 | 0.026703300 | 0.003608 |

3.9.2 Presión de trabajo de los refrigerantes

Como se había expuesto en el capítulo II, para el presente estudio se toma en consideración el ciclo ideal de refrigeración, del cual se conoce que en el proceso de rechazo de calor, la presión a la cual trabaja el condensador es constante [20]. Por dicha razón, se procede a calcular en la consola de

Ansys la presión de salida obtenida en las simulaciones con los diferentes refrigerantes, para posterior a ello hacer una comparación con los resultados analíticos realizados previamente.

La figura 15 indica la presión de salida obtenida en las simulaciones con los diferentes refrigerantes, la cual se la puede calcular con consola de Ansys.

```

mixture
Area-Weighted Average          [Pa]
-----
outlet                          2344237.3

```

(a)

```

mixture
Area-Weighted Average          [Pa]
-----
outlet                          2578656.7

```

(b)

```

mixture
Area-Weighted Average          [Pa]
-----
outlet                          1585851.2

```

(c)

Figura 15. Flujo másico neto (a) R410A, (b) R32, (c) R407C

Empleando los datos de la tabla 9 y la ecuación (22), se calculó el error relativo entre la presión de salida del condensador obtenida mediante simulación (CFD), con la presión de salida tomada analíticamente. Dando como resultado un error relativo menor al 0.003% en todos los casos.

Tabla 9. Presión de salida del condensador (analítico y numérico)

| Refrigerante | Presión de salida (analítica) [Pa] | Presión de salida (CFD) [Pa] | Error relativo (%) |
|--------------|---------------------------------------|---------------------------------|--------------------|
| R410A | 2344220 | 2344237.3 | 0.000738 |
| R407C | 1585790 | 1585851.2 | 0.003859 |
| R32 | 2578640 | 2578656.7 | 0.000648 |

De igual manera, considerando el flujo másico de cada refrigerante y su presión de salida tanto analítica como numérica se procede a realizar una gráfica comparativa, la cual ilustra la variación entre dichos resultados siendo esta invariable, misma que se visualiza en la figura 16.



Figura 16. Comparación de resultados analíticos vs numéricos.

3.9.3 Flujo de calor en los refrigerantes

Del apartado 2.7 se toma el flujo de calor calculado analíticamente, para cada refrigerante además del área superficial de la tabla 7, esto debido a que se calculará en la tabla 10 el flujo de calor por área generado por los mismos. Posteriormente con la ayuda de la consola de Ansys, se calcula el flujo de calor por área generado en cada simulación con los diferentes refrigerantes, además del error relativo.

La figura 17 señala el flujo de calor por área generado en las simulaciones con los diferentes refrigerantes.

| mixture Area-Weighted Average | [W/m ²] |
|----------------------------------|---------------------|
| wall | -89088.092 |

(a)

| mixture Area-Weighted Average | [W/m ²] |
|----------------------------------|---------------------|
| wall | -139140.78 |

(b)

| mixture Area-Weighted Average | [W/m ²] |
|----------------------------------|---------------------|
| wall | -136504.46 |

(c)

Figura 17. Flujo de calor por área [W/m²] (a) R410A, (b) R32, (c) R407C

En la tabla 10, se puede visualizar el flujo de calor por área calculado analíticamente como numéricamente en CFD, en la cual empleando la ecuación (22) se obtiene el error relativo. Cabe señalar que error relativo no supera el 5% de error, mismo que indica que los resultados obtenidos en las simulaciones son fiables.

Tabla 10. Flujo de calor por área (analítico y numérico)

| Refrigerante | Flujo de calor por área (analítico) [W/m ²] | Flujo de calor por área (CFD) [W/m ²] | Error relativo (%) |
|--------------|--|--|--------------------|
| R410A | 86216.8130 | 89088.092 | 3.33 |
| R407C | 141369.5767 | 139140.780 | 1.57 |
| R32 | 131568.6561 | 136504.460 | 3.75 |

De igual manera que en el apartado 3.9.2 se procede a realizar una gráfica comparativa, la cual indique la variación entre resultados analíticos con numéricos, misma que se ilustra en la figura 18.

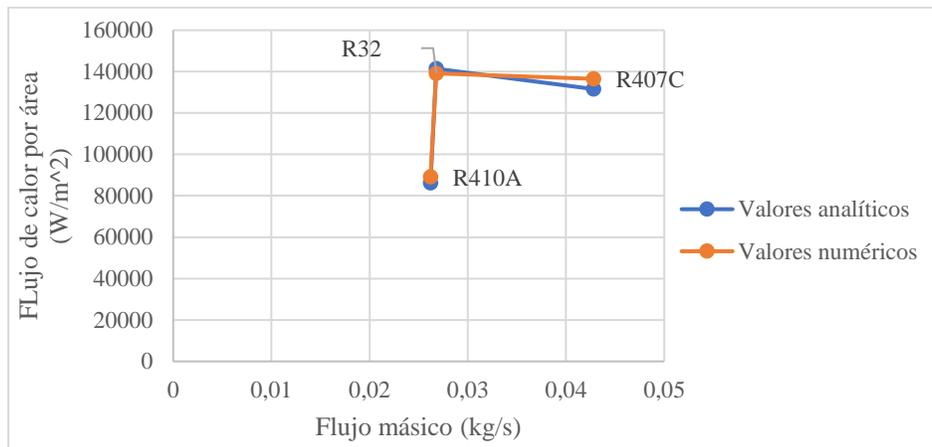


Figura 18. Comparación de resultados analíticos vs numéricos.

La dispersión entre los resultados analíticos con los numéricos tiende a visualizarse a diferencia de la figura 17 esto debido a que el error relativo entre ambos es alrededor del 5%, en comparación al 0.001 % que se obtenía anteriormente.

Por otra parte, en la sección de anexos se realizará un estudio que indica que el condensador helicoidal expuesto anteriormente, brinda resultados similares a los experimentales obtenidos por Zakeralhoseini et al [38] esto se realiza con el propósito de mostrar que el modelo de estudio utilizado brinda resultados apegados a la realidad.

3.10 Conclusiones del capítulo

- Las ecuaciones de gobierno y la calidad de mallada son esenciales para cualquier tipo de estudio mediante métodos numéricos computacionales (CFD), además que se debe cumplir con los parámetros de calidad de mallado sugeridos, independientemente se analice la oblicuidad o la ortogonalidad del mismo. Cabe mencionar que entre mejor refinamiento tengo el mallado, mejor serán los resultados a obtener, aunque esto último represente un gran recurso computacional. Por otra parte, en el presente estudio se obtuvo una calidad de 0.15757 en oblicuidad que de acuerdo a lo mencionado anteriormente cumple con una muy buena calidad de mallado.

- Las variables que se consideraron para la validación del estudio, las cuales se obtuvieron a través de simulaciones CFD indicaron que los resultados presentados no superaron un error relativo mayor al 5% con respecto a los resultados analíticos dentro del condensador helicoidal, lo cual indica que el modelo que se presentó es viable y proporciona resultados apegados a la realidad.

CAPÍTULO IV

COMPARACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LOS REFRIGERANTES R410A, R407C Y R32 DENTRO DEL CONDENSADOR TIPO HELICOIDAL

En el actual capítulo se realizará la discusión de los resultados de las distintas simulaciones CFD con los refrigerantes R410A, R407C y R32. Se colocará graficas que indique los siguientes ítems: contornos de la temperatura en la pared exterior del condensador helicoidal, contornos de cambio de fase usando una vista seleccionada y contornos del cambio de fase en función de la altura del condensador.

Finalmente, se lleva a cabo un análisis sobre cuál de los refrigerantes resultaría ser el más idóneo para la aplicación de calefacción de un galpón de pollos en base a las temperaturas promedio de la pared externa que se presentaron en cada caso de estudio bajo las condiciones de borde especificadas.

4.1 Comparación del comportamiento de los refrigerantes usados en el estudio

Enseguida, se presentará la discusión de los resultados obtenidos a partir de las simulaciones CFD para los refrigerantes R32, R410A y R407C, en los cuales se utilizaron contornos de temperatura en la pared externa del condensador, así como una vista seccionada de las espiras que muestra el cambio de fase y de igual forma una gráfica que relaciona la fracción de volumen de la fase de vapor sobrecalentado con la altura del condensador respecto del eje “y”. Adicionalmente se realiza un análisis para constatar la viabilidad del modelo propuesto aplicado a la calefacción en un galpón de pollos.

4.1.1 Comparación de los contornos temperatura en la pared externa del condensador

La figura 19 indica la temperatura externa del condensador con cada refrigerante, la información develada por los mismos indica que, en todos los casos propuestos, existe una mayor temperatura en la espira de la pared externa del condensador helicoidal donde el fluido de trabajo comienza a experimentar cambio de fase. Es decir, el área del condensador donde la fase de vapor empieza a cambiar a un estado de mezcla y posterior a líquido saturado es la que presenta una mayor temperatura en la pared externa. Esto se interpreta como el cambio de fase y la energía necesaria para cambiar del estado de vapor a líquido (calor latente). La entrada del condensador muestra una temperatura baja en la pared externa en todos los casos debido a que en esa zona no existe todavía el cambio de fase del fluido. De igual manera se puede visualizar que después de darse dicho cambio, la temperatura vuelve a disminuir nuevamente hasta alcanzar su punto más bajo en la salida del condensador.

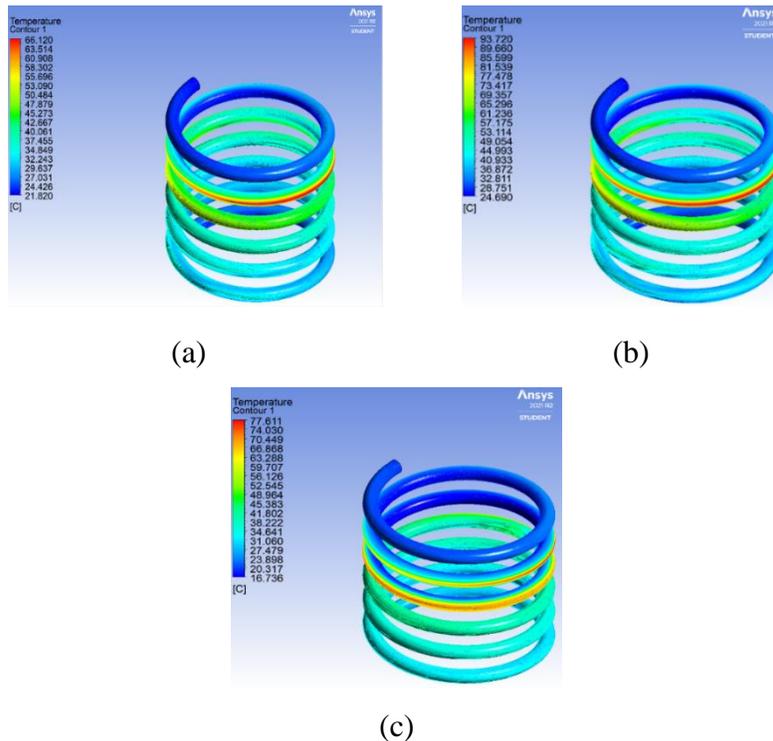


Figura 19. Comparativo de los contornos de temperatura obtenidos para los refrigerantes propuestos (a)R410A, R32(b), R407C(c).

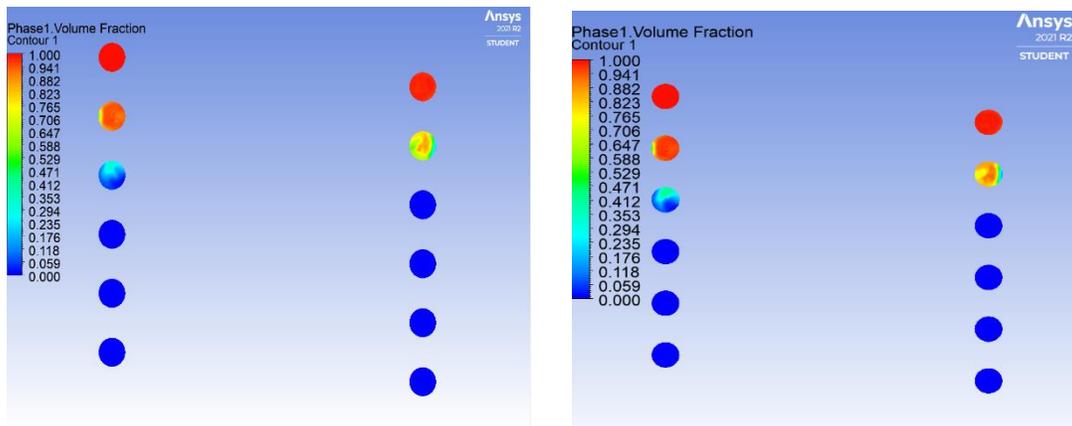
4.1.2 Comparación de los contornos de cambio de fase

Para la comparación del cambio de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado para cada uno de los refrigerantes usados en el estudio, se utilizó una vista seccionada de corte la cual permite observar e interpretar el comportamiento de cambio de fase que se da al interior de las espiras del condensador helicoidal la cual se muestra en la figura 20.

De estos resultados se puede observar que los refrigerantes R410A y R32 muestran comportamientos similares en cuanto al cambio de fase con respecto a lo que indica el R407C. El refrigerante R410A es el que muestra un cambio más rápido respecto a los demás debido a que en la segunda espira existe alrededor de un 25 % de fracción de volumen de vapor sobrecalentado y un 15% en estado de mezcla, teniendo al final de la tercera espira un estado de líquido saturado.

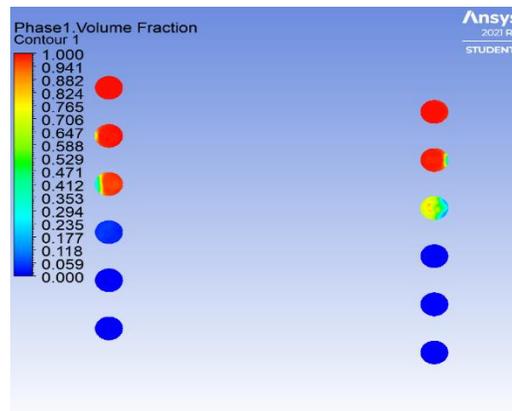
El refrigerante R32 se comporta similar al R410A. Alrededor de un 30 % de fracción de volumen de vapor sobrecalentado se encuentra en la segunda espira con un 17 % en estado de mezcla de igual manera al final de la tercera espira, la fase ya ha cambiado completamente.

El refrigerante R407C muestra un comportamiento que dista considerablemente de los otros dos analizados, el volumen de fracción de vapor sobrecalentado presente en la tercera espira es alrededor del 41% con un 17 % en estado de mezcla y, por otra parte, no es hasta el final de la cuarta espira donde el refrigerante ha cambiado completamente de fase.



(a)

(b)



(c)

Figura 20. Comparación de los contornos de fracción de volumen obtenidos para los refrigerantes propuestos (a)R410A, R32(b), R407C(c).

4.1.3 Comparación del cambio de fase en función de la altura del condensador

La figura 21 indica las gráficas de la fracción de volumen de vapor sobrecalentado y mezcla con respecto a la altura de la geometría del condensador para los tres casos de análisis presentados. Las gráficas indican que, para los refrigerantes R410A y R32 una fracción de volumen entre vapor sobrecalentado y mezcla permanece en el condensador helicoidal sobre los 0.06 m de altura del condensador. Es decir, dicho cambio no se da a una altura menor a los 60 mm respecto del eje de referencia. El refrigerante R407C es el que condensa a una altura más baja en su geometría,

apartado (c), se puede visualizar que no fue hasta los 40 mm que cambio completamente la fase de vapor sobrecalentado a liquido saturado. Cabe recalcar que ninguno de los tres refrigerantes analizados mostró una fracción de mezcla luego que se haya producido el cambio de fase a líquido saturado.

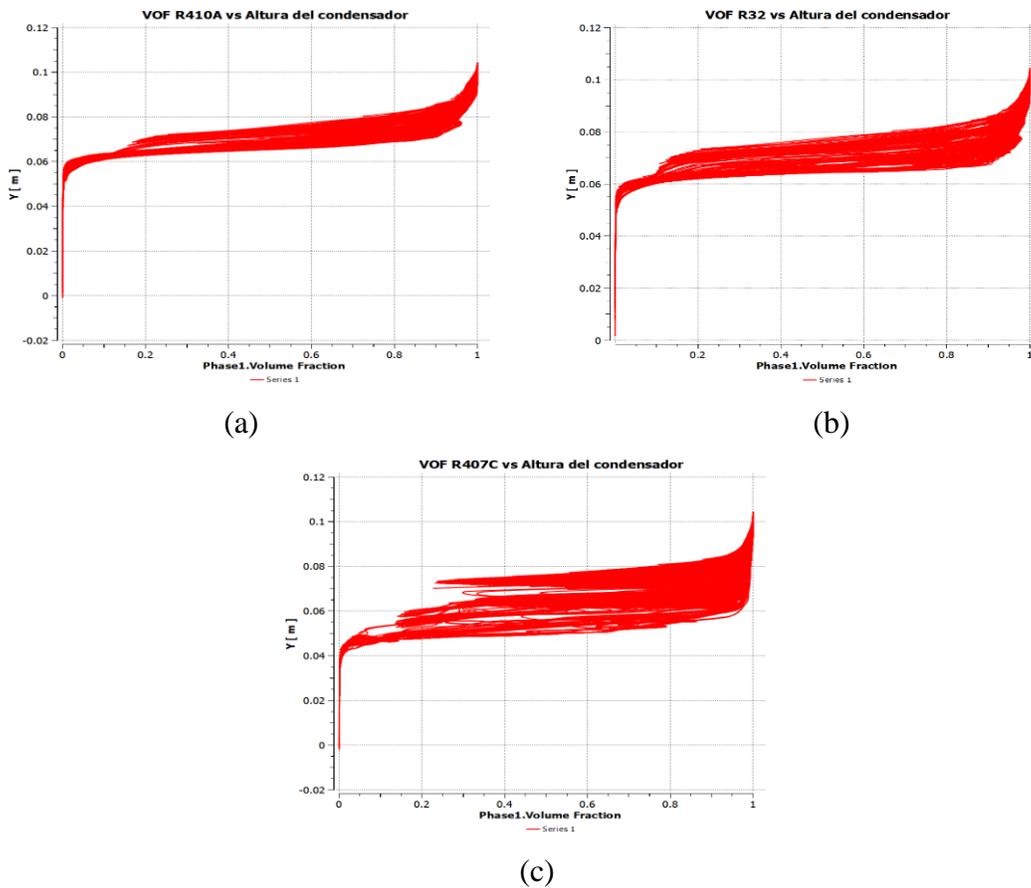


Figura 21. Fracción de volumen de vapor sobrecalentado respecto de la altura del condensador(a)R410A, R32(b), R407C(c).

4.1.4 Comparación de las temperaturas promedio de pared externa del condensador

Con la finalidad de realizar una comparación numérica de las temperaturas de pared externa que se hallaron a través de las simulaciones realizadas para cada refrigerante, se tomó como punto indispensable de discusión, los 30 °C que necesitan las aves de engorde en su primera semana de crianza [17]. y se lo relaciono con los resultados obtenidos.

La tabla 11 señala las temperaturas promedio de pared externa que se obtuvieron mediante las simulaciones.

Tabla 11. Temperaturas promedio de pared externa obtenidas para cada refrigerante.

| Refrigerante | $T_{\text{wall, o}}$ promedio de la simulación °C |
|--------------|---|
| R32 | 42.936 |
| R410A | 34.261 |
| R407C | 32.623 |

Del estudio bibliográfico desarrollado en el capítulo I, se conoce que, para tener una crianza adecuada de pollos de engorde en un galpón, es necesario que el espacio donde estos se encuentran, este ambientado a unos 30 °C durante la primera semana.

Partiendo de ese análisis, se puede observar en la tabla 11 que los tres refrigerantes de este estudio, cumplen con una temperatura mayor a la necesaria, lo cual es beneficioso para la aplicación, esto debido a que existen dispositivos de regulación en las bombas de calor capaces de calibrar la temperatura a los 30 °C mencionados.

Por otra parte, se conoce que, los galpones de pollos cuentan con sistemas de enfriamiento en caso de que la temperatura de ingreso sea mayor de la deseada permitiendo regular la temperatura de entrada al galpón por lo cual, el uso de los refrigerantes R410A, R407C y R32 resulta factible para la industria avícola.

4.2 Conclusiones del capítulo

- En ninguna de las simulaciones se presentó flujo reverso, es decir que en las regiones donde el fluido de trabajo condensa completamente no presenta fracciones de mezcla o vapor sobrecalentado.
- En todos los casos, el cambio de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado se presentó por debajo de los 40 mm de altura de la geometría del condensador.

- La pared externa del condensador presento la temperatura más alta en la espira donde se manifiesta el cambio de fase del fluido de ocupado (calor latente).
- Los refrigerantes analizados en el estudio mostraron temperaturas mayores a 32 °C en todos los casos. Si bien se presentó un diferencial de temperatura que supera a la ideal de 30 °C para la crianza de pollos durante la primera semana, esto no repercute de manera fundamental en la viabilidad de la aplicación debido a que los galpones poseen sistemas de enfriamiento que regulan la temperatura de ingreso.

CONCLUSIONES

- Mediante la investigación bibliográfica llevada a cabo, se determinaron conceptos fundamentales. Entre dichos conceptos fundamentales se encuentran los beneficios energéticos de un sistema de calefacción a través de una bomba de calor, el impacto ambiental de los refrigerantes de estudio, las condiciones de operación de los fluidos refrigerantes y las ecuaciones que gobiernan una simulación CFD. De igual manera, se constató que las bombas de calor pueden generar ahorros energéticos importantes, estas pueden producir 4kW de energía calorífica por cada kW de energía eléctrica consumida.
- El modelo del condensador helicoidal propuesto indicó un funcionamiento adecuado dentro del proceso de condensación de un ciclo de refrigeración inverso ideal. Esto debido a que en las simulaciones CFD realizadas, los fluidos refrigerantes no mostraron comportamientos anormales o inestables durante su cambio de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado. De igual forma las condiciones de operación de cada refrigerante son distintas, destacando las temperaturas y presiones de alta y baja con las cuales los fluidos trabajan dentro de un sistema. La presión de alta del refrigerante R32 es la más elevada 25.78 bar y es similar a la del R410A la cual es de 23.44 bar. El R407C trabaja con una presión de alta menor que los otros 2 refrigerantes del estudio con 15.85 bar.
- A través de simulaciones CFD, se desarrolló el modelo de un condensador tipo helicoidal en el cual se plantearon las condiciones de borde mencionadas en el capítulo III, obteniendo resultados que al ser comparados con los cálculos analíticos del capítulo previo no sobrepasaron un margen de error del 5%, por ende, se constató que el modelo de estudio planteado brinda confiables resultados los cuales son muy apegados a la realidad.
- A través de las simulaciones CFD realizadas, se pudo comparar el comportamiento termodinámico de los refrigerantes R410A, R407C y R32 en un condensador tipo helicoidal. Los resultados de dichas simulaciones mostraron que, para todos los casos analizados, los fluidos refrigerantes cambian su fase completamente ya que su volumen de

fracción de vapor sobrecalentado disminuye hasta 0, es decir hasta llegar a líquido saturado y no es hasta bajo los 0.4 m de altura de la geometría que se presentó una condensación total del fluido de trabajo. De igual forma se constató que la temperatura alcanzada por los refrigerantes R410A, R407C y R32 fueron de 34.26 °C, 32.62 °C y 42.93°C respectivamente mismas que están por encima de los 30 °C la cual es la temperatura ideal para la crianza de pollos en la primera semana.

RECOMENDACIONES

- Proponer y analizar otros refrigerantes dentro de la geometría propuesta para de esa manera analizar otras alternativas, las cuales no repercutan al funcionamiento del condensador helicoidal y la aplicación propuesta (calefacción de un galpón de pollos de engorde).
- Variar las dimensiones de los diámetros tanto externo como interno del tubo del helicoidal, así como el diámetro de la bobina, para de esa manera estudiar los efectos en la condensación y temperaturas externas de la pared del condensador.
- Ampliar el estudio bibliográfico acerca de las condiciones de temperatura las cuales los pollos de engorde necesitarían en un galpón durante toda su etapa, con la finalidad de establecer un promedio de temperaturas necesarias.

LISTA DE REFERENCIAS

- [1] W. Grassi, *Heat Pumps: Fundamentals and Applications*. 2018.
- [2] J. Sim, H. Lee, and J. H. Jeong, “Optimal design of variable-path heat exchanger for energy efficiency improvement of air-source heat pump system,” *Appl. Energy*, vol. 290, p. 116741, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116741>.
- [3] F. Martins, C. Felgueiras, M. Smitkova, and N. Caetano, “Analysis of Fossil Fuel Energy Consumption and Environmental Impacts in European Countries,” *Energies*, vol. 12, no. 6, 2019, doi: [10.3390/en12060964](https://doi.org/10.3390/en12060964).
- [4] K. J. Chua, S. K. Chou, and W. M. Yang, “Advances in heat pump systems: A review,” *Appl. Energy*, vol. 87, no. 12, pp. 3611–3624, 2010, doi: [10.1016/j.apenergy.2010.06.014](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014).
- [5] Y. Shibata, “Aerothermal Energy Use by Heat Pumps in Japan,” *Inst. Energy Econ. Japan*, pp. 1–13, 2011.
- [6] F. J. D. Perez, D. Chinarro, M. R. P. Otín, and R. Díaz, “Reduction of Energy Consumption in Hotels with Aerothermal Energy. Case Study: Canary Islands (Spain),” 2018.
- [7] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, P. Makhnatch, and F. Molés, “Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 80, pp. 1031–1042, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.216>.
- [8] W. S. Kuo, Y. M. Lie, Y. Y. Hsieh, and T. F. Lin, “Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 25, pp. 5205–5220, 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.023>.
- [9] J. Sieres, I. Ortega, F. Cerdeira, and E. Álvarez, “Drop-in performance of the low-GWP alternative refrigerants R452B and R454B in an R410A liquid-to-water heat pump,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 182, p. 116049, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116049>.
- [10] J. Pettersen, A. Hafner, G. Skaugen, and H. Rekstad, “Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 3, pp. 180–193, 1998, doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00013-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00013-9).

- [11] M. R. Richter, S. M. Song, J. M. Yin, M. H. Kim, C. W. Bullard, and P. S. Hrnjak, “Experimental results of transcritical CO₂ heat pump for residential application,” *Energy*, vol. 28, no. 10, pp. 1005–1019, 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(03\)00065-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(03)00065-3).
- [12] P. Pardo and M. Mondot, “Experimental evaluation of R410A, R407C and R134a alternative refrigerants in residential heat pumps,” 2018.
- [13] J. Sieres, I. Ortega, F. Cerdeira, and E. Álvarez, “Influence of the refrigerant charge in an R407C liquid-to-water heat pump for space heating and domestic hot water production,” *Int. J. Refrig.*, vol. 110, pp. 28–37, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.10.021>.
- [14] H. C. Choi *et al.*, “Effect of heating system using a geothermal heat pump on the production performance and housing environment of broiler chickens,” *Poult. Sci.*, vol. 91, no. 2, pp. 275–281, 2012, doi: <https://doi.org/10.3382/ps.2011-01666>.
- [15] P. G. de Abreu, V. M. N. Abreu, A. Coldebella, F. R. F. Jaenisch, and D. P. de Paiva, “Evaluation of litter material and ventilation systems on poultry production: II. thermal comfort,” *Rev. Bras. Zootec.*, vol. 40, pp. 1356–1363, 2011.
- [16] J. S. Welker, A. P. Rosa, D. J. de Moura, L. P. Machado, F. Catelan, and R. Uttpatel, “Broiler body surface temperature in function of different thermal control systems in broiler housing,” *Rev. Bras. Zootec.*, vol. 37, no. 8, pp. 1463–1467, 2008.
- [17] Aviagen Incorporated, “Guía de Manejo del Pollo de Engorde,” 2009.
- [18] R. J. Dossat, *Principles of refrigeration*. 1978.
- [19] Y. A. Cengel and A. Ghajar, *Transferencia de Calor y Masa, Cuarta Edición, Ed. Mexico: McGraw-Hill SA*, 2011.
- [20] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Termodinámica*. McGraw-Hill, 2015.
- [21] C. Yunus and A. BolesMichael, *Termodinámica*. 2009.
- [22] M. Romero Domínguez, “Diseño de una instalación de refrigeración industrial,” Universitat Politècnica de Catalunya, 2014.
- [23] C. R. Anfuso, “EVAPORADORES y CONDENSADORES DE REFRIGERACION. TIPO Y SELECCIÓN.,” 2015.
- [24] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2011.
- [25] Aviagen Incorporated, “Manual de manejo de la reproductora ROSS,” 2018.

- [26] Y. A. Çengel and M. A. Boles, “Eficiencia en la conversión de energía,” *Termodinámica*, vol. 736, no. ISBN 978-607-15-0743-3, p. 1040, 2014.
- [27] Y. Cengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer*. 2011.
- [28] M. Boles and Y. Cengel, “An Engineering Approach,” *New York McGraw-Hill Educ.*, 2014.
- [29] Thermo-Coil, “Thermo-Coil Intercambiadores de calor,” 2015.
- [30] GMCC, “Rotary compressor.,” 1979.
- [31] GASSERVEI, “Ficha Técnica R-32,” 2021.
- [32] GASSERVEI, “Ficha Técnica R-407C,” 2021.
- [33] GASSERVEI, “Ficha Técnica R-410A,” 2021.
- [34] C. Borgnakke and R. E. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*. 2019.
- [35] J. Xamán, *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. Palibrio, 2016.
- [36] J. M. C. Sánchez and L. G. C. Elsitdié, “Consideraciones del mallado aplicadas al cálculo de flujos bifásicos con las técnicas de dinámica de fluidos computacional,” *Jorn. Introd. a la Investig. la UPCT. Fuente Álamo, España*, 2011.
- [37] L. E. Laura del Carmen and C. R. Rodrigo Amir, “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.,” 2018.
- [38] S. Zakeralhoseini, B. Sajadi, M. A. Akhavan Behabadi, S. Azarhazin, and H. Fazelnia, “Experimental investigation of the heat transfer coefficient and pressure drop of R1234yf during flow condensation in helically coiled tubes,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 157, no. September 2019, 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106516.
- [39] H. C. T. Tomas and J. A. Parra Chilama, “Comparación numérica mediante CFD (Computacional Fluid Dynamics) del proceso de condensación en intercambiadores de tipo helicoidal y espiral con R134A y R600A,” 2021.
- [40] Z. Jiandong, T. Hanzhong, and C. Susu, “Numerical simulation for structural parameters of flat-plate solar collector,” *Sol. Energy*, vol. 117, pp. 192–202, 2015, doi: 10.1016/j.solener.2015.04.027.
- [41] J. M. Fernández Oro, “Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos,” 2012.
- [42] T. Wen, L. Lu, W. He, and Y. Min, “Fundamentals and applications of CFD technology on

- analyzing falling film heat and mass exchangers: A comprehensive review,” *Appl. Energy*, vol. 261, no. January, p. 114473, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114473.
- [43] A. M. N. Elmekawy, A. A. Ibrahim, A. M. Shahin, S. Al-Ali, and G. E. Hassan, “Performance enhancement for tube bank staggered configuration heat exchanger – CFD Study,” *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, vol. 164, no. September 2020, p. 108392, 2021, doi: 10.1016/j.cep.2021.108392.
- [44] P. fernando Carreño Barrera and C. M. Jadán Lucero, “Estudio del comportamiento termodinámico del refrigerante R134-a modificando su composición química,” 2013.
- [45] 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.” p. 20, 2013, [Online]. Available: http://www.aaiq.org.ar/SCongresos/docs/04_025/papers/04c/04c_1401_359.pdf.
- [46] E. T. Dávalos Fassler, “Modelo Numérico CDF del túnel de carga, tubería a presión y distribuidores utilizando el paquete computacional Ansys Fluent. Caso de aplicación proyecto Hidroelectrico sopladora,” 2020.
- [47] Mayank Bholá, Mr. Vinod Kumar, and Dr. Satyendra Singh, “Heat Transfer Enhancement in Concentric Tube Heat Exchanger in ANSYS FLUENT,” *Int. J. Eng. Res.*, vol. V4, no. 04, pp. 375–379, 2015, doi: 10.17577/ijertv4is040092.
- [48] D. Blanco Palencia, “Análisis Termohidráulico del Proceso de Condensación por Contacto Directo de un Flujo de Vapor Inyectado en Agua con ANSYS Fluent,” 2016.
- [49] J. Zhang, “A simple and effective five-equation two-phase numerical model for liquid-vapor phase transition in cavitating flows,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 132, p. 103417, 2020, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2020.103417.

ANEXOS

Estudio del modelo numérico con el R1234yf

A continuación, se presenta el estudio realizado por Zakeralhoseini et al [38] de cual se utiliza la geometría del condensador tipo helicoidal y mediante simulaciones CFD se obtienen los resultados experimentales de la investigación, utilizando datos como: el coeficiente de transferencia global de calor y la temperatura externa de la pared del condensador.

Condiciones del modelo

Para obtener los resultados experimentales indicados en el estudio, los autores utilizan el refrigerante R1234yf con una temperatura de saturación de 20 °C como el fluido cálido y agua como el fluido frío. Consideran que la temperatura promedio de la pared externa del condensador se mantiene a una temperatura entre 4 °C a 7 °C por debajo de la temperatura de saturación. Posteriormente, mediante pruebas realizadas con termocuplas y caudalímetros reflejaron los resultados del coeficiente de calor obtenido dentro del condensador de tipo helicoidal a diferentes calidades de mezcla del refrigerante mencionado.

Otro parámetro que se tiene en cuenta es la temperatura de salida del refrigerante la cual es idéntica a la temperatura de la pared, debido a que esa diferencia de temperaturas se considera despreciable. En la tabla 12 se puede observar el coeficiente de transferencia de calor obtenido a diferentes calidades de mezcla las cuales el autor toma para su estudio.

Tabla 12. Coeficiente de transferencia del calor vs calidad de mezcla del R1234yf [38].

| Calidad de mezcla R1234yf | Coeficiente de transferencia de calor (W/m ² k) |
|---------------------------|---|
| 0.525 | 3400 |
| 0.41 | 3025 |
| 0.275 | 2700 |
| 0.18 | 1900 |

Por otra parte, se utiliza la geometría de la tabla 7 y las propiedades del refrigerante R1234yf a 20°C en calidad de vapor de 0 (líquido saturado) de la tabla 13.

Tabla 13. Propiedades termodinámicas del R1234yf en líquido saturado.

| Propiedades termodinámicas R1234yf | Dimensión |
|------------------------------------|------------------------|
| Temperatura | 20 °C |
| Calidad de vapor | 0 |
| Presión | 591.7 kPa |
| Densidad | 1110 kg/m ³ |
| Cp | 1328 kJ/kg-k |
| Viscosidad | 0.006477 kg/m-s |
| Masa molecular | 114 kg/kmol |
| Entalpia i ₃ | 225.6 kJ/kg |

Fórmulas empleadas para la transferencia de calor en el modelo

Las ecuaciones utilizadas por los autores para obtener valores analíticos de transferencia de calor son las siguientes:

$$\bar{T}_{wall,o} = \bar{T}_{wall,i} \quad (23)$$

Donde:

$\bar{T}_{wall,o}$: Temperatura de la pared externa

$\bar{T}_{wall,i}$: Temperatura de la pared interna

$$q = \dot{m}_r(i_2 - i_3)/A \quad (24)$$

Donde:

q : Flujo de calor durante la condensación del refrigerante

\dot{m}_r : Flujo másico del refrigerante

$i_2 - i_3$: Diferencia de entalpías entre el estado 2 – 3

A : Área superficial

$$h_{tp} = q / (\bar{T}_{sat} - \bar{T}_{wall,i}) \quad (25)$$

Donde:

h_{tp} : Coeficiente de transferencia de calor

\bar{T}_{sat} : Temperatura de saturación del refrigerante

Resultados obtenidos del modelo de validación mediante métodos numéricos

Para calcular las temperaturas superficiales obtenidas por los autores se realizó un proceso inverso, el cual consiste en simular mediante métodos numéricos (CFD) el refrigerante R1234yf a distintas calidades de vapor dentro del condensador tipo helicoidal mencionados en la tabla 12, además se toma el coeficiente de transferencia de calor a las mismas condiciones y de esa manera se obtiene la temperatura a la salida de la pared.

Posteriormente se compara la temperatura calculada experimentalmente con la temperatura arrojada por el simulador obteniendo un error relativo no mayor del 5%.

Todos estos procesos son llevados con un flujo masico de refrigerante de 0.01 kg/s debido a que, con ese valor los autores determinaron los coeficientes de transferencia de calor de manera experimental.

La tabla 14 indica las propiedades termodinámicas del refrigerante R1234yf a diferentes calidades de vapor, mismas que irán dentro del simulador.

Tabla 14. Propiedades termodinámicas del R1234yf a distintas calidades de vapor.

| Propiedades | Calidad de vapor | | | | |
|-------------------------------|------------------|---------|---------|---------|---------|
| | 0.18 | 0.275 | 0.41 | 0.525 | 0.75 |
| T _{sat} uración °C | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| T _{ambiente} °C | 15 | 15 | 13 | 12.35 | 11 |
| Presión kPa | 591.7 | 591.7 | 591.7 | 591.7 | 591.7 |
| Densidad kg/m ³ | 160.8 | 110.8 | 76.82 | 60.92 | 43.35 |
| Cp J/kg-k | 1024 | 1024 | 1024 | 1024 | 1024 |
| Viscosidad kg/m-s | 0.01323 | 0.01323 | 0.01323 | 0.01323 | 0.01323 |
| Masa molecular kg/kmol | 114 | 114 | 114 | 114 | 114 |
| Entalpia i ₂ kJ/kg | 252.7 | 266.9 | 287.2 | 304.5 | 338.3 |

En la tabla 15 mediante la ecuación (24) se procede a calcular el calor rechazado por el refrigerante hacia el ambiente, mismos resultados serán empleados posteriormente para el cálculo de la temperatura de salida experimentalmente.

Tabla 15. Flujo de calor durante la condensación para diferentes calidades de vapor.

| Calidad de vapor | Flujo de calor durante la condensación kW/m ² |
|------------------|--|
| 0.525 | 13.913 |
| 0.41 | 10.863 |
| 0.275 | 7.238 |
| 0.18 | 4.779 |

Resultados de las simulaciones numéricas CFD

Para el análisis e interpretación de los resultados obtenidos a partir de la simulación numérica del modelo, se utilizan los contornos de cambio de fase, así como el valor promedio de la temperatura de la pared del condensador calculado por el simulador.

Contornos de cambio de fase

La figura 22 indica los resultados del cambio de fase del refrigerante R1234yf de vapor sobrecalentados a líquido saturado, con cada una de las calidades mencionadas anteriormente. En todas se puede comprobar y denotar que el cambio de fase se realizó con éxito y en su totalidad hasta llegar a la fase de líquido saturado.

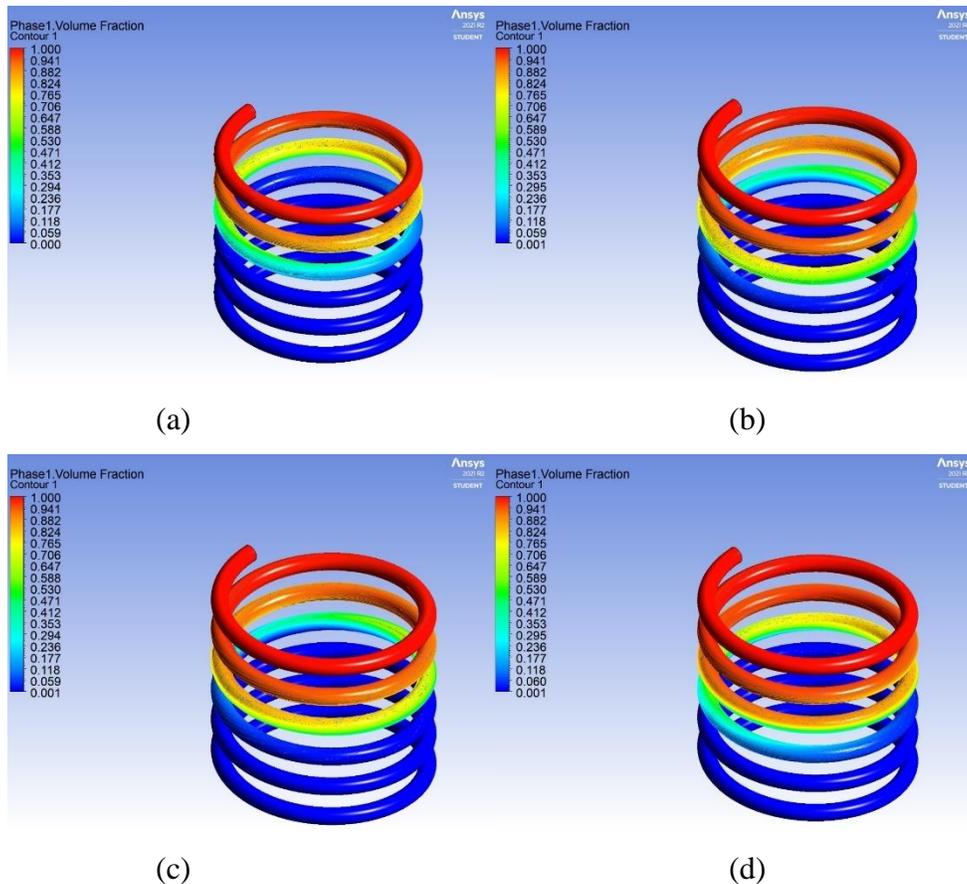


Figura 22. Contorno de parte del volumen de la fase de mezcla de vapor del refrigerante R1234yf a una calidad de (a) 0.18, (b) 0.275 (c) 0.41 y (d) 0.525.

De igual manera en la figura 23 se puede visualizar la temperatura de salida de la pared del condensador, la cual se selecciona en la consola del programa de Ansys.

| | | | |
|--------------------------------------|-----------|--------------------------------------|-----------|
| mixture Area-Weighted Average [C] | | mixture Area-Weighted Average [C] | |
| ----- | ----- | ----- | ----- |
| wall | 17.650135 | wall | 17.67213 |
| (a) | | (b) | |
| mixture Area-Weighted Average [C] | | mixture Area-Weighted Average [C] | |
| ----- | ----- | ----- | ----- |
| wall | 16.614233 | wall | 16.413123 |
| (c) | | (d) | |

Figura 23. Temperatura promedio de la pared del condensador después de la condensación del refrigerante R1234yf a una calidad de (a) 0.18, (b) 0.275, (c) 0.41 y (d) 0.525

Cabe recalcar que debido a que en el estudio experimental no se especifica las presiones de trabajo, se tomó un factor de seguridad de hasta el 20 % para garantizar el funcionamiento del modelo, a pesar de que, como se puede ver en la tabla 16, el error relativo no supera el 5%.

Tabla 16. Error relativo obtenido para las temperaturas promedio de pared,

| Calidad | $T_{\text{wall, o experimental}}$ calculada °C | $T_{\text{wall, o simulación}}$ °C | Error relativo % |
|---------|---|------------------------------------|------------------|
| 0.525 | 15.907 | 16.413 | 3.17 |
| 0.275 | 17.302 | 17.672 | 2.13 |
| 0.41 | 16.408 | 16.614 | 1.25 |
| 0.18 | 17.484 | 17.650 | 0.946 |

Finalmente, en la figura 24 se realizó una gráfica comparativa en la cual se puede apreciar de manera visual el error relativo antes mencionado y calculado, misma que fue obtenida con los datos de la tabla 16.

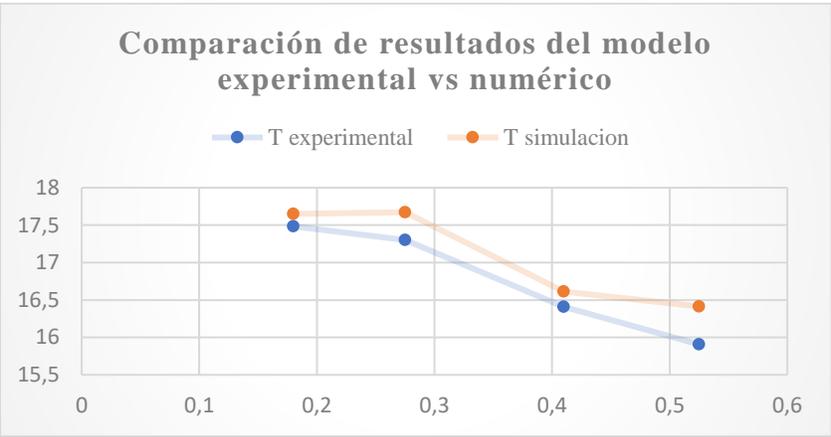


Figura 24. Comparación de resultados del modelo experimental vs numérico.

Tablas de los compresores rotativos para los refrigerantes R410A, R 32 y R407C

定速压缩机 -R410A(1φ-60Hz-208/230V) FIXED FREQUENCY COMPRESSOR

| 系列 Series | 代表机型 Typical Model | 排量 Displ. (cm ³ /rev) | 制冷量 Cooling Capacity (W) (Btu/h) | 功率 Power (W) | 能效比 COP (W/W) | 电容 Capacitor (μF/V) | 压缩机高度 Compressor Height (mm) | 排气管内径 Discharge Pipe ID (mm) | 回气管内径 Suction Pipe ID (mm) | 备注 Remark |
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|

R410A

1φ-60Hz-208/230V

测试条件 Test Condition: ASH

| | | | | | | | | | | | |
|-----------------|-----------------|------|-------|-------|------|--------|--------|-----|------|------|------|
| SK | ASK46N1UZZY | 4.6 | 1350 | 4606 | 505 | 2.68 | 15/370 | 203 | 6.5 | 9.8 | ---- |
| | ASN68N1UDZ | 6.8 | 2035 | 6943 | 667 | 3.05 | 20/370 | 251 | 8.1 | 9.8 | ---- |
| SN | ASN76N1VDZ1 | 7.6 | 2580 | 8803 | 630 | 4.08 | 20/370 | 251 | 8.1 | 9.8 | GX |
| | ASN82N1UDZ | 8.2 | 2475 | 8445 | 825 | 3.00 | 25/370 | 251 | 8.1 | 9.8 | ---- |
| | ASN82N1UZZ1 | 8.2 | 2480 | 8462 | 820 | 3.02 | 25/370 | 251 | 6.5 | 9.8 | ---- |
| | ASN82N2VDZ1 | - | - | - | - | - | - | - | 8.1 | 9.8 | ▲ |
| | ASN89N1UDZ | 8.9 | 2700 | 9212 | 870 | 3.10 | 25/370 | 251 | 8.1 | 9.8 | ---- |
| SM | ASM106N1VDZ | 10.6 | 3655 | 12471 | 850 | 4.30 | 35/370 | 292 | 8.1 | 9.8 | GX |
| | ASM106N1VEZ | 10.6 | 3685 | 12573 | 848 | 4.35 | 35/370 | 292 | 9.8 | 12.9 | GX |
| | ASM113N1UDZ | 11.3 | 3355 | 11447 | 1065 | 3.15 | 40/370 | 292 | 8.1 | 9.8 | ---- |
| | ASM130N1UDT | 13.0 | 3845 | 13119 | 1240 | 3.10 | 40/370 | 292 | 8.1 | 9.8 | ---- |
| | ASM135N1UEZ | 13.5 | 4025 | 13733 | 1265 | 3.18 | 40/370 | 292 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | ASM140N1UFT | 14.0 | 4135 | 14109 | 1335 | 3.10 | 40/370 | 292 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| M2 | PA150M2AS-3KU | 15.0 | 4450 | 15183 | 1445 | 3.08 | 45/370 | 325 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA155M2A-3ETL | 15.5 | 5465 | 18647 | 1285 | 4.25 | 50/370 | 303 | 9.8 | 12.9 | GX |
| | PA160M2A-3ET | 16.0 | 4745 | 16190 | 1545 | 3.07 | 45/400 | 303 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA160M2A-3ETL | 16.0 | 5565 | 18988 | 1295 | 4.25 | 45/400 | 303 | 9.8 | 12.9 | GX |
| | PA165M2C-3ETU | 16.5 | 4820 | 16446 | 1625 | 2.97 | 40/370 | 303 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA165M2A-3ETL | 16.5 | 5690 | 19414 | 1330 | 4.28 | 45/400 | 303 | 9.8 | 12.9 | GX |
| | PA170M2A-3ETL | 17.0 | 5862 | 20003 | 1370 | 4.28 | 45/400 | 303 | 9.8 | 12.9 | GX |
| | PA170M2C-3ETU | 17.1 | 5025 | 17145 | 1690 | 2.97 | 40/370 | 303 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA170M2A-3FT1 | 17.1 | 5055 | 17248 | 1645 | 3.07 | 40/370 | 303 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA200M2CS-3MUU1 | 19.8 | 5800 | 19790 | 1940 | 2.99 | 50/370 | 344 | 9.8 | 16.2 | ---- |
| | PA210M2C-3ETU2 | 20.8 | 6160 | 21018 | 2035 | 3.03 | 50/370 | 322 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA210M2CS-3KTU2 | 20.8 | 6155 | 21001 | 2015 | 3.05 | 50/370 | 322 | 9.8 | 12.9 | ---- |
| | PA225M2A-3MTU1 | 22.4 | 6650 | 22690 | 2180 | 3.05 | 55/370 | 322 | 9.8 | 16.2 | ---- |
| | PA240M2A-3MTU2 | 24.0 | 7160 | 24430 | 2365 | 3.03 | 55/370 | 344 | 9.8 | 16.2 | ---- |
| PA250M2CS-3MUU1 | 25.0 | 7445 | 25402 | 2500 | 2.98 | 60/370 | 344 | 9.8 | 16.2 | ---- | |

T3压缩机

TROPICAL TYPE COMPRESSOR

| 系列 Series | 代表机型 Typical Model | 排量 Displ. (cm ³ /rev) | 制冷量 Cooling Capacity (W) (Blu/h) | 功率 Power (W) | 能效比 COP (W/W) | 电容 Capacitor (μ FV) | 压缩机高度 Compressor Height (mm) | 排气管内径 Discharge Pipe ID (mm) | 回气管内径 Suction Pipe ID (mm) | 备注 Remark |
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|

R407C

1 ϕ -50Hz-230V

测试条件 Test Condition: ASH

| | | | | | | | | | | | |
|----|----------------|------|------|-------|------|------|--------|-----|-----|------|-----|
| M2 | PG200M2A-4FTS1 | 19.9 | 3360 | 11464 | 1100 | 3.05 | 35/370 | 292 | 8.1 | 12.9 | --- |
| | PG330G2C-7KTS | 32.8 | 5590 | 19073 | 1805 | 3.10 | 55/400 | 324 | 9.8 | 12.9 | --- |
| G2 | PG400G2C-7FTS | 39.8 | 6815 | 23253 | 2200 | 3.10 | 60/400 | 344 | 9.8 | 12.9 | --- |

1 ϕ -60Hz-230V

测试条件 Test Condition: ASH

| | | | | | | | | | | | |
|----|---------------|------|------|-------|------|------|--------|-----|-----|------|-----|
| G2 | PG240G2C-3KTS | 23.9 | 4930 | 16821 | 1600 | 3.08 | 55/370 | 310 | 9.8 | 12.9 | --- |
| | PG270G2C-3KTS | 27.0 | 5500 | 18766 | 1760 | 3.13 | 55/370 | 310 | 9.8 | 12.9 | --- |
| | PG330G2C-3KTS | 32.8 | 6750 | 23031 | 2130 | 3.17 | 55/400 | 310 | 9.8 | 12.9 | --- |

环保冷媒压缩机

GREEN REFRIGERANT COMPRESSOR

| 系列 Series | 代表机型 Typical Model | 排量 Displ. (cm ³ /rev) | 制冷量 Cooling Capacity (W) (Blu/h) | 功率 Power (W) | 能效比 COP (W/W) | 压缩机高度 Compressor Height (mm) | 排气管内径 Discharge Pipe ID (mm) | 回气管内径 Suction Pipe ID (mm) | 备注 Remark |
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|
|--------------|-----------------------|--|--|--------------------|---------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|--------------|

R290

DC Inverter

测试条件 Test Condition: SEER60

| | | | | | | | | | | |
|----|--------------|------|------|-------|-----|------|-----|-----|-----|-----|
| SM | DSM180D19UDZ | 15.8 | 2750 | 9381 | 670 | 4.10 | 285 | 8.1 | 9.8 | --- |
| | DSM180D19UDZ | 17.9 | 3100 | 10575 | 760 | 4.10 | 285 | 8.1 | 9.8 | --- |

R32

DC Inverter

测试条件 Test Condition: SEER60

| | | | | | | | | | | |
|----|--------------|------|------|-------|------|------|-----|-----|------|-----|
| SM | KSM108D10UEZ | 10.8 | 3385 | 11548 | 885 | 3.82 | 283 | 8.1 | 9.8 | --- |
| | KSM108D9UFZ2 | 10.8 | 3425 | 11686 | 855 | 4.00 | 283 | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSM135D23UFZ | 13.5 | 4272 | 14575 | 1090 | 3.92 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSM89D10UEZ | 8.9 | 2810 | 9588 | 735 | 3.82 | 259 | 8.1 | 9.8 | --- |
| | KSM89D16UFZ2 | 8.9 | 2785 | 9502 | 730 | 3.82 | 259 | 8.1 | 12.9 | --- |
| SN | KSN108D22UFZ | 10.8 | 3455 | 11788 | 881 | 3.92 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSN108D32UFZ | 10.8 | 3455 | 11788 | 875 | 3.95 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSN89D22UFZ | 8.9 | 2782 | 9500 | 710 | 3.92 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSN89D32UFZ | 8.9 | 2650 | 9042 | 670 | 3.95 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSN96D22UFZ | 9.8 | 3050 | 10406 | 778 | 3.92 | - | 8.1 | 12.9 | --- |
| | KSN96D32UFZ | 9.8 | 3050 | 10406 | 772 | 3.95 | - | 8.1 | 12.9 | --- |