



Institución Universitaria

**Secado de café pergamino con tambor
rotatorio usando deshumidificación con
bomba de calor y con compresor tipo
Inverter**

Jonathan Díaz Ortiz

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingeniería

Medellín, Colombia

2017

Secado de café pergamino con tambor rotatorio usando deshumidificación con bomba de calor y con compresor tipo Inverter

Jonathan Díaz Ortiz

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

Magister en Gestión Energética Industrial

Director:

Msc, Químico Bernardo Argemiro Herrera Múnera

Línea de Investigación:

Eficiencia Energética

Grupo de Investigación:

MATyER

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de Ingenierías

Medellín, Colombia

2017

“A Dios que me dio la oportunidad de hacer la maestría, A mi Familia, que a través de los años le han dado sentido a mi vida, impulsando a seguir con la labor y por acompañarme en el trasegar de la vida, los retos y desafíos a los que enfrento cada día”

Agradecimientos

Agradezco a mis Padres Humberto y Ruth por darme la vida, a mis hermanos, por su amor, ánimo, solidez y apoyo incondicional, A mi esposa Yamile Jiménez por sus comentarios y críticas constructivas. A mis compañeros de Maestría por los jornadas de estudio y momentos gratos durante este el tiempo de investigación. Al Ingeniero Juan Carlos Quevedo por los espacios y tiempos, para poder realizar este trabajo de investigación, Al Servicio Nacional de aprendizaje SENA Centro de la Tecnología de la Manufactura Avanzada Regional Antioquia, por el espacio para la construcción del sistema y evaluación de la eficiencia del equipo. Al Ingeniero Fernando Isaza Restrepo por su contribución Monetaria a través de su empresa Airenet, a los estudiantes de pregrado Juan Guillermo Cossio y Alexander Zuleta por el apoyo en la implementación del proyecto. Al Msc, Químico Bernardo Argemiro Herrera Múnera por las asesorías para la realización de este trabajo, y a todas las personas que hicieron posible la realización de este proyecto para una vida profesional exitosa.

Resumen

Se realizó la evaluación de la eficiencia de un sistema de secado de café pergamino al cual se le incorporaron elementos de última tecnología como un compresor tipo inverter que permiten mejorar el rendimiento energético y un tambor rotativo que logra que el secado del café pergamino sea homogéneo. Se implementó simulación con el módulo CFX del software Ansys 17.0®, lo que permitió predecir el comportamiento fluido dinámico del aire en el paso a través de los serpentines y cámara de secado con tambor rotativo. Se determinó su efecto sobre la distribución de la temperatura, velocidad y caídas de presión. La construcción se realizó basado en las simulaciones y se le incorporaron los elementos de control del sistema inverter para el compresor. Los resultados muestran que las modificaciones en los serpentines fueron adecuadas ya que el flujo del aire pasa por toda la superficie de estos. La temperatura de secado y la temperatura del grano fue homogénea con 47,8°C y 41,6 °C respectivamente, lo que permite conservar las condiciones estructurales de la semilla sin presentar daños. Se presentó una ineficiencia del proceso de deshumidificación del 63%, haciendo que el costo de energía fuera alto comparado con otros combustibles. La eficiencia de la bomba de calor tuvo un COP de 4,47, mejorando los valores medios del mercado. Se concluye que el secado de café pergamino con tambor rotatorio usando deshumidificación con bomba de calor y con compresor tipo Inverter, bajo las condiciones de estudio de este trabajo, no es una alternativa viable para secar café pergamino debido al alto costo, comparado con otras tecnologías de secado.

Palabras clave: (Bomba de calor; secado por bomba de calor; Café pergamino; deshumidificación).

Abstract

Evaluation of the efficiency of a system of drying of parchment coffee was carried out. Elements of last technology were incorporated such an inverter-type compressor that allows to improve the energetic efficiency and a rotating drum which improves homogeneity in the drying of the parchment coffee. Numerical simulation was implemented with the CFX module of the Ansys 17.0® software, which allowed to predict the dynamic fluid behavior of the air in the passage through the coils and drying chamber with the rotary drum. Its effect on the distribution of temperature, speed and pressure drops was determined. The construction of the prototype was carried out based on the simulations and the control elements of the inverter system were incorporated into the compressor. The results show that the modifications in the coils were adequate as the air flow passes through the entire surface of these coils. The drying temperature and the grain temperature were homogeneous with 47.8 ° C and 41.6 ° C respectively, allowing the preservation of the structural conditions of the seed without damage. There was an inefficiency of the dehumidification process of 63%, making the cost of energy high compared to other fuels. The efficiency of the heat pump was COP 4.47, improving average market values. It was concluded that parchment coffee drying with rotary drum using heat pump dehumidification and Inverter type compressor may be a viable alternative once the dehumidification process is improved.

Keywords: (heat pump, heat pump drying; parchment coffee; dehumidification).

Contenido

	Pág.
Resumen	IX
Lista de figuras.....	XIII
Lista de tablas.....	XV
Lista de Símbolos y abreviaturas.....	XVI
Introducción	1
1. Marco Teórico y Estado del Arte.....	7
1.1 Ciclo Real de Refrigeración por Compresión de Vapor	7
1.2 Bombas de calor.....	9
1.2.1 Clasificación de las bombas de Calor	12
1.2.2 Compresor.....	13
1.3 Secado de productos agrícolas.....	15
1.4 Curva de secado	24
1.5 Estado del arte	25
1.5.1 Secado por Bombas de Calor	25
1.5.2 Incorporación de tecnología en las bombas de calor	28
1.5.3 Evaluación de bomba de calor	29
1.5.4 Ventajas y desventajas en el uso del secado con bombas de calor.....	35
2. Metodología.....	37
2.1 Simulación	37
2.1.1 Geometría	37
2.1.2 Técnica de discretización	41
2.2 Implementación de la cámara de secado	44
2.2.1 Cálculos y dimensionamiento	44
2.2.2 Diseño de la implementación.....	53
2.2.3 Instrumentos de medición	60
2.2.4 Puesta a punto	61
2.2.5 Recolección y custodia de la muestra	63
2.2.6 Diseño del experimento	64
3. Resultados	67
3.1 Comportamiento fluido dinámico y térmico de la bomba de calor mediante simulación CFD.....	67
3.1.1 Comportamiento fluido dinámico.....	67
3.2 Evaluación del sistema de secado.....	74
3.2.1 Análisis de resultados.....	75
4. Conclusiones y recomendaciones	87
4.1 Conclusiones	87
4.2 Recomendaciones	88

XII Secado de café pergamino con tambor rotatorio usando deshumidificación con bomba de calor y con compresor tipo inverter

Bibliografía89

Lista de figuras

	Pág.
Figura 0-1-1	Volumen de las exportaciones colombianas de café – anual [14] 3
Figura 0-1-2	Volumen de las exportaciones colombianas de café según destino – anual [14] 4
Figura 1-1	El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [15] .. 8
Figura 1-2	Objetivo de la bomba de calor [15]..... 9
Figura 1-3	Comparación entre un Compresor Convencional y un Compresor Tipo Inverter [17] 14
Figura 1-4	Secador por banda [19]..... 19
Figura 1-5	Secado de convección en bandejas 20
Figura 1-6	Esquema Secador rotativo 21
Figura 1-7	Secador de tambor rotativo indirecto..... 22
Figura 1-8	Secador rotativo para café y otros granos [20]..... 23
Figura 1-9	Secado con bomba de calor [22]..... 23
Figura 1-10	Curva de secado [24]..... 24
Figura 1-11	Esquema: sistema de secado por bomba de calor [26] 27
Figura 2-1	Detalle del serpentín simulado Fuente: Autor 38
Figura 2-2	Detalle del tambor rotativo, unidades en mm Fuente: Autor 39
Figura 2-3	Vistas del tambor rotativo Fuente: Autor 39
Figura 2-4	Detalle de entrada y salida del aire del tambor Fuente: Autor 40
Figura 2-5	Mallado del sistema de bomba de calor. Fuente: Autor..... 41
Figura 2-6	Mallado del tambor rotativo de secado Fuente: Autor..... 42
Figura 2-7	Ciclo de refrigeración Fuente: Autor 52
Figura 2-8	Detalles del tambor y aspas Fuente: Autor 54
Figura 2-9	Ensamble del Tambor rotativo Fuente: Autor..... 54
Figura 2-10	Compresor modelo ASN98D32UEZ Fuente: Autor..... 55
Figura 2-11	Bomba de calor de tipo aire – aire fuente: autor 57
Figura 2-12	Simulación del Ensamble de los subsistemas fuente: autor 58
Figura 2-13	Ensamble de los subsistemas, montaje real fuente: autor 59
Figura 2-14	Detalles de la medición del equipo Fuente: Autor..... 61
Figura 2-15	Instrumentación y Recolección de los datos Modificada por Autor 61
Figura 2-16	Multímetro digital marca Lovato referencia DMK32 [50]..... 62
Figura 2-17	Diseño esquemático de experimentación Fuente: Autor 65
Figura 3-1	Perfiles de velocidad en la cámara y serpentines Fuente: Autor 68
Figura 3-2	Detalle del serpentín con la cámara Fuente: autor 68
Figura 3-3	Detalle del serpentín (a) serpentín modificado, (b) serpentín anterior Fuente: Autor 69
Figura 3-4	Perfiles de velocidad en la cámara y serpentines modificado. Fuente: Autor 70
Figura 3-5	Líneas de corriente cámara de secado Fuente: Autor 71

Figura 3-6	Distribución de la temperatura al interior de la cámara de secado en distintos instantes de tiempo. a) 0 segundos. b) 5 segundos. c) 10 segundos. d) 60 segundos. Fuente: Autor	72
Figura 3-7	Termograma, Sistema completo de Secado Fuente: Autor	76
Figura 3-8	Termograma del café pergamino Fuente Autor	77
Figura 3-9	Curva de secado experimental con bomba de calor y tambor rotativo.	79
Figura 3-10	Superposición las curvas de secado Fuente Autor	80
Figura 3-11	Ciclo de refrigeración real Fuente: Autor.....	84
Figura 3-12	COP de diferentes configuraciones de bomba de calor [26]	85
Figura 3-13	Termograma Compresor Inverter	86

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1-1	Investigaciones de secado con bomba de calor para diferentes productos [28] 31
Tabla 1-2	Estudios realizados sobre secado con bomba de calor [44] 32
Tabla 2-1	Características serpentín CT-00092 Fuente: Autor 37
Tabla 2-2	Características del modelo Fuente: Autor 41
Tabla 2-3	Definición de las condiciones de frontera Fuente: Autor 43
Tabla 2-4	Caracterización de café Fuente Autor 45
Tabla 2-5	Cálculos del sistema de secado Fuente: Autor 50
Tabla 2-6	Datos Ciclo Bomba de Calor Fuente: Autor 51
Tabla 2-7	Valores de los puntos el ciclo de refrigeración Fuente: Autor 51
Tabla 2-8	Características del compresor [49] 55
Tabla 2-9	Características serpentín Fuente: Autor 56
Tabla 2-10	Características del refrigerante R410A 57
Tabla 2-11	Instrumentos de medición Fuente: Autor 60
Tabla 3-1	Valores por replica peso inicial, peso final y humedad del grano Fuente. Autor 78
Tabla 3-2	Valores promedio de las replicas 79
Tabla 3-3	Costo de combustibles para secado 81
Tabla 3-4	Datos ciclo de la bomba de calor Fuente: Autor 83
Tabla 3-5	Valores de los puntos el ciclo de refrigeración Fuente: Autor 83

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
Q	Calor	kW	DF
m	Masa	kg	DF
T	Temperatura	$^{\circ}C$	Grado Celsius
$C_{p,m}$	Calor específico masa acondicionar	$kJ.kg^{-1}K^{-1}$	Ec. 2-1
$C_{p,air}$	Calor específico del aire	$kJ.kg^{-1}K^{-1}$	Ec. 2-11
w	Trabajo eléctrico	kW	Ec.1-1
E	Energía eléctrica	$kW.h$	DF
C_h	Contenido de humedad inicial del grado	%	Ec. 2-2
H_{bh}	Humedad en base húmeda		Ec. 2-3
H_{bs}	Humedad en base seca		Ec. 2-4
E	Velocidad de evaporación	$Kg.s^{-1}$	Ec. 2-5
\dot{m}	Flujo másico del producto seco	$Kg.s^{-1}$	Ec. 2-5
V_c	Volumen de la cámara	m^3	Ec. 2-10
h	Entalpía	$kJ.kg^{-1}$	DF
s	Entropía	$kJ.kg^{-1} K^{-1}$	DF
P	Presión	bar	DF

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
λ	Calor latente de evaporación	$kW.kg^{-1}$	Ec. 2-6
$\rho_{c\text{air}}$	Densidad de aire	$kg_{air}m^{-3}$	Ec. 2-10
@	Arroba de café pergamino seco	1	

Subíndices

Subíndice	Término
<i>HP</i>	<i>Heat pump - Bomba de calor</i>
<i>R</i>	<i>Refrigeración</i>
<i>H</i>	<i>Alta</i>
<i>L</i>	<i>Baja</i>
<i>f</i>	<i>Final</i>
<i>i</i>	<i>Inicial</i>
<i>w</i>	<i>Masa de agua</i>
<i>s</i>	<i>Masa se materia seca</i>
<i>t</i>	<i>Masa total</i>

Superíndices

Superíndice	Término
'	<i>Temperatura de bulbo húmedo</i>

Abreviaturas

Abreviatura	Término
<i>FNC</i>	<i>Federación Nacional de Cafeteros de Colombia</i>
<i>CENICAFÉ</i>	<i>Centro Nacional de Investigaciones de Café</i>
<i>COP</i>	<i>Coficiente de Operación</i>
<i>MATyER</i>	<i>Grupo de investigación de Materiales y Energía</i>
<i>ITM</i>	<i>Instituto Tecnológico Metropolitano</i>
<i>BTU</i>	<i>Unidad térmica británica</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i> <i>Dinámica Computacional de Fluidos</i>
<i>EER</i>	<i>Índice de Eficiencia Energética</i>

Abreviatura	Término
<i>SEER</i>	<i>índice estacional de la eficiencia energética</i>
<i>MER</i>	<i>Moisture Extraction Rate</i> Tasa de extracción de la humedad
<i>SMER</i>	<i>Specific Moisture Extraction Rate</i> Tasa específica de extracción de humedad
<i>DF</i>	<i>Dimensión fundamental</i>
<i>BC</i>	<i>Bomba de calor</i>
<i>HP</i>	<i>Heat pump –bomba de calor</i>
<i>CA</i>	<i>Corriente alterna</i>
<i>DC</i>	<i>Corriente continua</i>
<i>PID</i>	<i>Controlador Proporcional Integral Derivativo</i>
<i>CFM</i>	<i>Pie cubico por minuto</i>
<i>DT</i>	<i>Delta de temperatura</i>
<i>SEC</i>	<i>consumo específico de energía</i>
<i>RPM</i>	<i>Revoluciones por minuto</i>
<i>3 ~ DC</i>	<i>Trifásico corriente continua</i>
<i>cps</i>	<i>Café pergamino seco</i>

Introducción

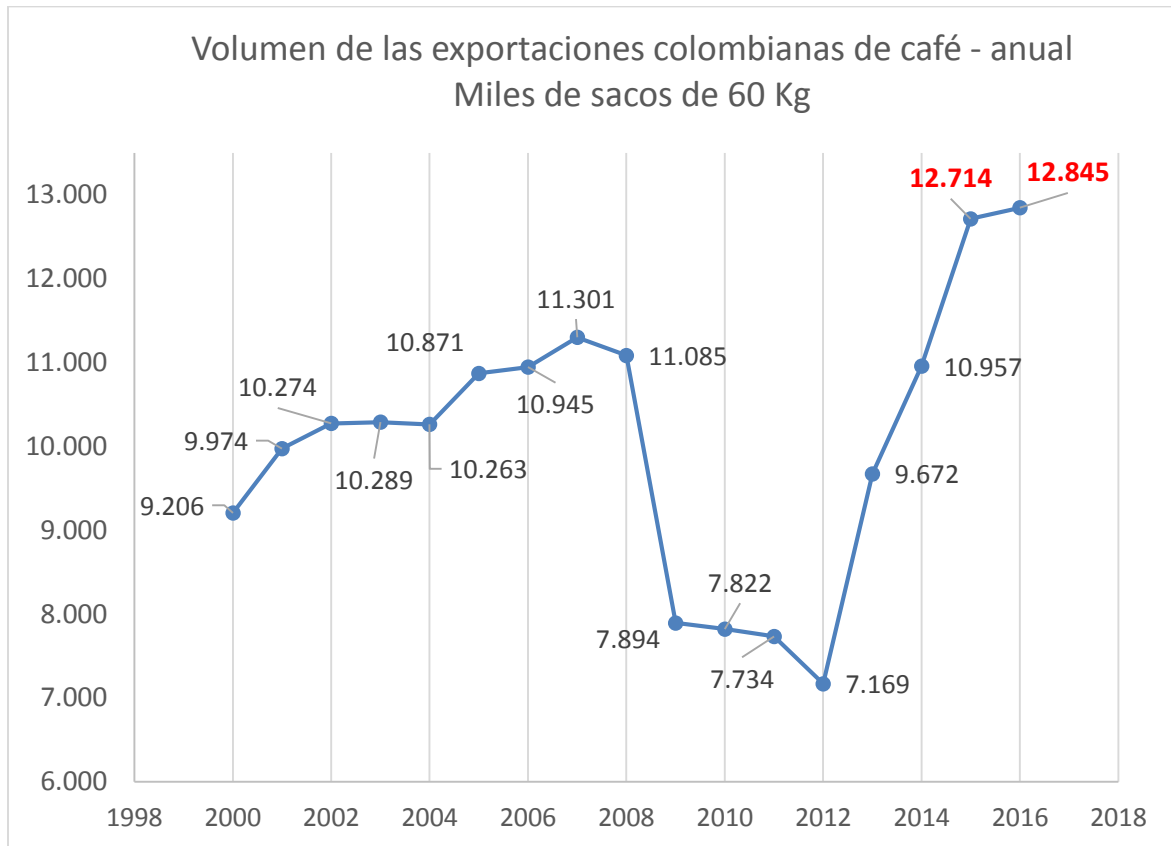
De acuerdo con la historia de la agricultura en Colombia, la ingeniería ha jugado un significativo papel en el desarrollo de nuevas tecnologías que en los últimos años han permitido a los campesinos mejorar la producción, con la reducción de costos, mejor manejo y aprovechamiento del suelo y el agua, mejorando las buenas prácticas de manufactura y el desarrollo de nuevos insumos. En la caficultura Colombiana se busca reducir los costos de producción por lo cual las investigaciones de Centro Nacional de Investigaciones de Café Cenicafé y la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia están concentradas en los procesos de cosecha, beneficio y secado.

Una vez terminado el proceso de lavado, los granos de café presentan un contenido de humedad promedio del 53%, estado que los hace muy sensibles al ataque de microorganismos que pueden causar algunos daños, como la calidad física y los organolépticos [1]–[4]. El secado en Colombia se realiza tradicionalmente mediante dos métodos secado solar y secado mecánico por convección, siendo el secado solar la práctica tradicional más empleada por los pequeños caficultores colombianos (Un gran porcentaje de los caficultores del país tienen plantaciones de café menores a 5 hectáreas y tamaño promedio de los cultivos de café en el país apenas superó las 1,6 hectáreas), ya que les permite garantizar en un alto porcentaje los estándares de calidad exigidos por la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia, logran reducir la humedad hasta el rango establecido para su comercialización que está por el orden del 10% – 12% de humedad [1], [4]–[6], por lo tanto, el secado solar es un el método económico y ambientalmente amigable. Organizaciones como la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia (FNC) y el Centro Nacional de Investigación del Café (CENICAFÉ) en su interés por garantizar la calidad del grano ponen a disposición de los caficultores métodos para la medición del contenido de humedad [2], [7], [8].

Los caficultores anteriormente utilizaban métodos de medición del contenido de humedad basados en el color y la firmeza de la almendra del café, aspectos que pueden llevar a comercializar café por fuera de los rangos establecidos por la Federación Nacional de Cafeteros. Es por esto que CENICAFÉ ha desarrollado una metodología detallada que le indica al pequeño caficultor el momento ideal para que éste comercialice el grano, y de esta manera acceda a mayores beneficios económicos y permita mantener la calidad del café de Colombia [2], [7], [8].

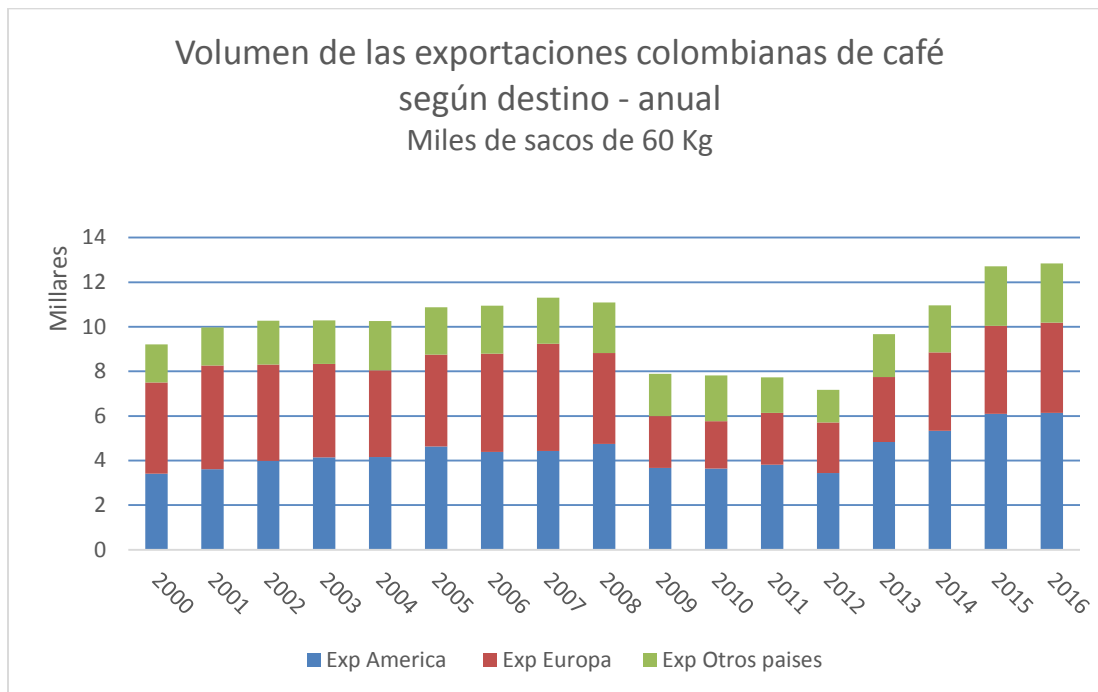
Otro método de realizar el secado en Colombia, es mediante secadores mecánicos por convección de capa fija, debido que, en la gran parte de las regiones cafeteras las condiciones climáticas en la época de cosecha no son favorables para el secado solar, dado a las bajas temperaturas, alta humedad relativa y bajo brillo solar, aumentando el tiempo de secado con el riesgo que la calidad del producto se vea afectada; debido a esto, se utilizan los secadores mecánicos los cuales pueden constar de una, dos o tres cámaras con pisos perforados, donde se deposita el café, un calentador del aire de tipo indirecto, un ventilador que forza el aire caliente a pasar por las capas de café y un dispositivo para el suministro de combustible (carbón, cisco, madera, ACPM). Adicionalmente puede contar con dispositivos como termostatos y termómetros para mantener la temperatura durante el secado en rangos adecuados entre 45°C y 52°C [1],[3],[5],[9],[10],[11]. Este sistema de secado puede satisfacer producciones superiores a las 2000 arrobas de café pergamino por año [11], en este proceso se emiten gases de efecto invernadero, lo cual hace que el café sea poco competitivo en mercados donde se requiere bajas emisiones de gases como dióxido de carbono (CO₂) y cero huella de carbono.

La Federación Nacional de Cafeteros de Colombia superó los inconvenientes del pasado y llegó a un nivel récord de 14,2 millones de sacos de café de 60 kg al cierre de 2015. Una cifra que le ha costado 23 años de trabajo a más de medio millón de familias recolectoras que vieron cómo hace una década el Gobierno decidió convertir “la nación cafetera” en “un país petrolero” [12]. En el 2015, se exportaron 12,7 millones de sacos algo que no se lograba desde los años 90, en el 2016 se exportaron 12,84 millones de sacos (Figura 0-1-4-1, Figura 0-1-2). A todo ello se sumó una devaluación del 37% en la tasa de cambio que ayudó a recuperar los bolsillos de los caficultores, gracias a un dólar que hoy supera los \$ 3000. Tanto que el valor de la cosecha del 2015 fue de \$6,24 billones, \$1,05 billones más que la del 2014, lo cual es un reflejo de esa mejor rentabilidad, tras años difíciles entre 2009 y 2012 que llevaron a centenares de cultivadores a cambiar de actividad [13]. Pero, el café representa el 6% de las exportaciones totales y un 0,8% en el producto interno bruto (PIB), según datos de la Dirección Nacional de Planeación. Lejos quedan los años veinte en los que el grano copaba el 80% de las exportaciones y Colombia representaba el 10% de la producción mundial.[12].

Figura 0-1-4-1 Volumen de las exportaciones colombianas de café – anual [14]

Durante los últimos 10 años los ingresos de los cafeteros se han visto muy afectados por la revaluación del peso. La Federación Nacional de Cafeteros de Colombia llegó a un acuerdo en 2010 con el Gobierno para renovar el sector en cinco años. A través del Centro Nacional de Investigaciones de Café (Cenicafé) se produjeron nuevas semillas resistentes a las plagas. Además, entre 80.000 y 90.000 hectáreas han cambiado café viejo por nuevo para conseguir una caficultura de una edad promedio que ha pasado de once (11) a siete (7) años. Con la finalidad de cuanto más joven sea la planta, más cantidad produce [12].

De acuerdo con la Figura 0-1-2, El 47,96% de las exportaciones del 2015 y 2016 fue para el mercado Americano, ventas realizadas principalmente para los Estados Unidos con un 86,88% para un total 5298 millones de sacos de 60 kg, el 31,02% de las exportaciones es para el mercado Europeo donde Alemania fue el principal comprador con un 28,12% para un total de 1109 millones de sacos de 60 kg, y el 21,03 % fue vendido a otros países donde Japón compró 1330 millones de sacos de 60 kg representando un 49,79 %.

Figura 0-1-2 Volumen de las exportaciones colombianas de café según destino – anual [14]

De acuerdo con las ventas reportadas en estos dos años anteriores por FNC, se puede esperar que la implementación del secado de café pergamino con tambor rotativo y bomba de calor sea una nueva opción de negocio en este crecimiento del mercado cafetero.

El grupo de investigación MATyER del ITM, ha participado en el desarrollo e investigación de varios procesos de secado y aplicaciones de las bombas de calor como: construcción, puesta a punto y operación de secador mecánico de café con acoplamiento de bomba de calor, secado mecánico de café con deshumidificación por bomba de calor, diseño del control de temperatura para una secadora de café, tendencias técnico - económicas del uso de tecnologías para el secado de maderas por medio de bomba de calor como deshumidificador, desarrollo de un modelo matemático para la determinación de parámetros de secado mecánico de uchuva, entre otros.

El grupo MATyER del ITM, cuenta con la experiencia de investigación en el tema, por esto se planteó la investigación en la evaluación de la eficiencia y aplicación del secado de café pergamino por bomba de calor y tambor rotativo, incorporando elementos de última tecnología como los compresores tipo inverter, los cuales permiten mejorar el rendimiento energético del sistema de secado, logrando mejorar los tiempos de secado con cero emisiones de gases y cero huella de

carbón, con el tambor rotativo se lograra un secado homogéneo del café pergamino, logrando mantener los sabores y aromas deseados en el mismo, mejorando la calidad y permitiendo que este sea competitivo en mercados donde la huella de carbón esperada en el proceso sea cero.

Se propuso como Objetivo General la Evaluación de la eficiencia de un sistema de secado de café pergamino con tambor rotatorio usando deshumidificación con bomba de calor y con compresor tipo inverter, para lograr el objetivo general se propusieron tres Objetivos específicos el primero es analizar el comportamiento fluidodinámico y térmico del aire en un sistema de deshumidificación con bomba de calor mediante simulación CFD. Una vez simulado se realiza la implementación de una cámara de secado de café pergamino con tambor rotatorio, usando deshumidificación con bomba de calor y con compresor tipo inverter. El tercer objetivo es la evaluación la eficiencia de secado de café pergamino de la cámara con tambor rotatorio y bomba de calor con compresor tipo inverter.

Esta investigación se dividió en capítulos en los cuales se detallan los aspectos importantes para lograr los objetivos.

En el capítulo 1. Se realizará una descripción de los conceptos teóricos relacionados con el secado del café y la operación de la bomba de calor, al igual que se reportarán los principales trabajos técnicos y teóricos de la aplicación de la deshumidificación por bomba de calor para el secado de productos agrícolas.

En el capítulo 2. Se trata en detalle sobre la metodología, que incluye el diseño experimental que se seleccionó para el análisis de los resultados, se realizaron simulaciones empleando la técnica Dinámica de Fluidos computacional (CFD Computational Fluid Dynamics), Se simuló la cámara de secado con los serpentines evaporador y condensador de la bomba de calor, el tambor rotatorio y los sistemas de refrigeración, se realizó la implementación y puesta a punto de sistema.

En el capítulo 3. Se muestran los resultados de la investigación, donde se logró evidenciar los cambios de la temperatura del aire a través de la cámara de secado con tambor rotativo en las simulaciones (CFD), en el proceso de secado se obtuvieron temperaturas que están dentro de lo recomendado en la literatura.

En el capítulo 4 se mencionan las conclusiones en la cual se detalla los aspectos logrados con esta investigación, hallazgos importantes dentro del sector cafetero y se realizan las recomendaciones correspondientes para trabajos de investigación futuros.

1. Marco Teórico y Estado del Arte

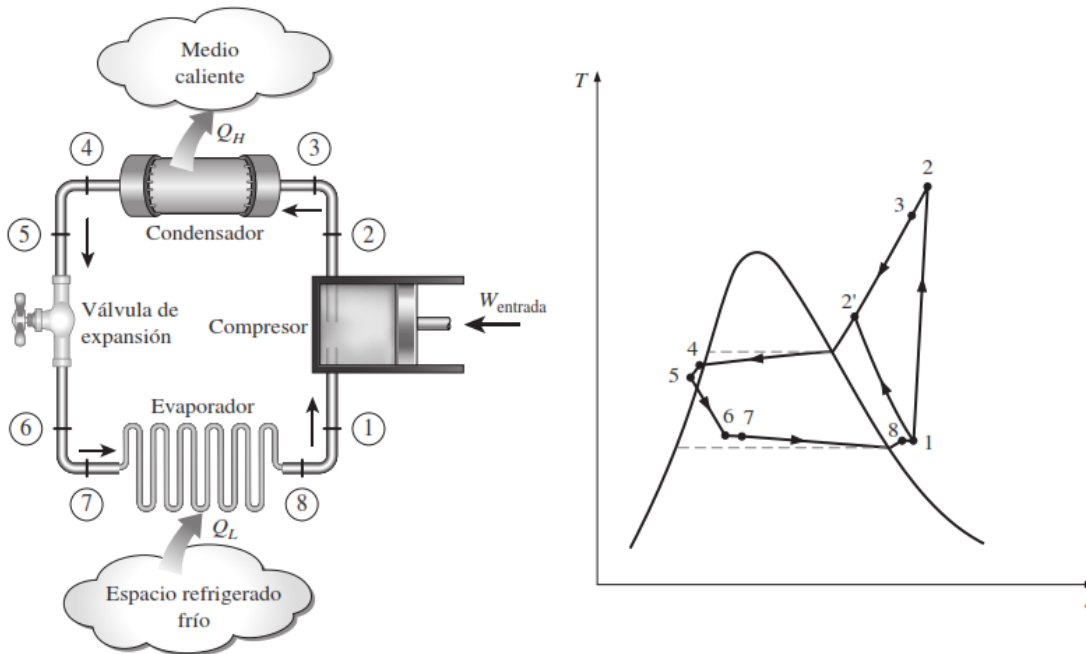
Este capítulo comienza con la conceptualización teórica sobre el sistema de refrigeración por compresión de vapor y su aplicación como bomba de calor. El compresor tipo inverter, luego se mencionan los sistemas de secado. Finalmente se hace la presentación del estado del arte en forma de tablas sobre los estudios realizados de la aplicación del secado de productos con la implementación de la bomba de calor.

1.1 Ciclo Real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión), y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, se muestra en la Figura 1-1.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante puede ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

Figura 1-1 El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [15]



El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo [15].

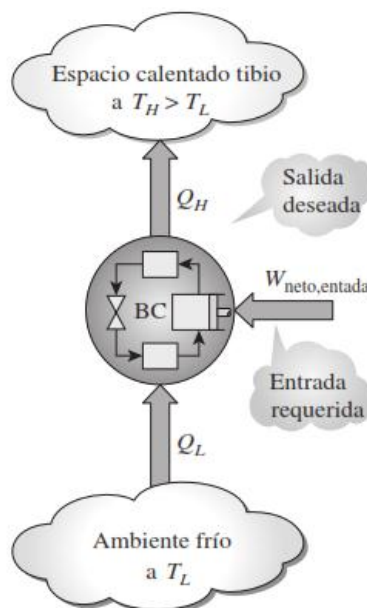
En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la

válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña [15].

1.2 Bombas de calor

Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, pero difieren en sus objetivos. El propósito de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja eliminando calor de éste. Descargar este calor hacia un medio que está a temperatura menor es solamente una parte necesaria de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor, sin embargo, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja, por ejemplo, agua de pozo o aire frío exterior en invierno, y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa (Figura 1-2).

Figura 1-2 Objetivo de la bomba de calor [15]



La medida de desempeño de una bomba de calor también se expresa en términos del Coeficiente de Desempeño COP_{HP} , definido como se muestra en la ecuación (1.1).

$$COP_{HP} = \frac{\text{Salida Deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{w_{\text{neto,entrada}}} \quad (1.1)$$

También se puede definir como se muestra en la ecuación (1.2)

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{Q_H}{1 - \frac{Q_H}{Q_L}} \quad (1.2)$$

Una comparación de las ecuaciones (1.1) y (1.2), revela que para valores fijos de Q_L y Q_H , esta relación indica que el coeficiente de desempeño de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva. Ecuación (1.3)

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (1.3)$$

La mayor parte de las bombas de calor utilizan el aire frío exterior como fuente de calor en invierno, y se conocen como bombas de calor de fuente de aire. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3, en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye en forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación. En esos casos se pueden emplear las bombas de calor geotérmicas (conocidas también como de fuente de tierra) que usan el suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 m y 2 m, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta 45 % más que las bombas de calor de fuente de aire). El COP de las bombas de calor de fuente de tierra puede ser tan alto como $COP= 6$ en el modo de enfriamiento[15].

El desempeño de acondicionadores de aire y bombas de calor se expresa con frecuencia en términos del Índice de Eficiencia de la Energía (EER, por sus siglas en inglés) o el índice estacional de eficiencia energética (SEER, por sus siglas en inglés), determinada por las siguientes normas de

prueba. La SEER es la relación de la cantidad total del calor disipado por un acondicionador de aire o por una bomba térmica durante una estación normal de enfriamiento (en BTU) con respecto a la cantidad total de electricidad consumida (en watt-horas, Wh), y es una medida del desempeño estacional del equipo de enfriamiento.[15].

La EER, por otro lado, es una medida de la eficiencia energética instantánea, y se define como la relación de la tasa de remoción de calor del espacio enfriado por el equipo de enfriamiento con respecto a la tasa de consumo de electricidad en operación uniforme.

Por lo tanto, tanto la EER como la SEER tienen la unidad Btu.W.h^{-1} . Si se considera que $1 \text{ kW.h}=3412 \text{ BTU}$ y por ende que $1 \text{ W.h} = 3,412 \text{ BTU}$, una unidad que elimina 1 kW.h de calor del espacio frío por cada kW.h de electricidad que consume ($\text{COP} = 1$), tendrá un EER de 3,412. Por lo tanto, la relación entre EER (o SEER) y COP es (ver ecuación ((1.4)).

$$EER = 3,412 * COP \quad (1.4)$$

Para promover el uso eficiente de energía, los gobiernos de todo el mundo han decretado normas mínimas para el desempeño de equipo que consume energía. La mayoría de los acondicionadores de aire o bombas de calor en el mercado tienen valores SEER de 13 a 21, lo cual corresponde a valores COP de 3,8 a 6,2. El mejor desempeño se logra usando unidades provistas de unidades motrices de velocidad variable (que también se conocen como “inversores”). Mediante un microprocesador, los compresores y ventiladores de velocidad variable permiten que la unidad opere a su máxima eficiencia para distintas necesidades de calentamiento y enfriamiento en determinadas condiciones climáticas. Por ejemplo, en el modo de acondicionamiento de aire operan a velocidades mayores en días cálidos y a velocidades menores en días más fríos, así que se mejora la eficiencia y el confort.

El EER o COP de un refrigerador disminuye con la decreciente temperatura de refrigeración, por lo tanto no es económico refrigerar a una temperatura menor a la necesaria. Los valores de COP para los refrigeradores están en el intervalo de $\text{COP}=2,6$ a $\text{COP}=3,0$ para áreas de edición y preparación; $\text{COP}=2,3$ a $\text{COP}=2,6$ para carne, embutidos, lácteos y frutas; $\text{COP}=1,2$ a $\text{COP}=1,5$ para alimentos congelados, y $\text{COP}=1,0$ a $\text{COP}=1,2$ para unidades de helados. Observe que el COP de los

congeladores es casi la mitad del de los refrigeradores para carne, por lo tanto cuesta el doble enfriar productos a base de carne con aire refrigerado que está lo suficientemente frío para alimentos congelados. Una buena práctica de conservación de Energía es usar sistemas de refrigeración separados para satisfacer diferentes necesidades de refrigeración [15].

1.2.1 Clasificación de las bombas de Calor

Las bombas de calor son equipos que toman energía del medio ambiente, aire, suelo o agua, y la transforman en energía utilizable en calefacción. Habitualmente están alimentadas con corriente eléctrica y en menor medida con motores a gas. La ventaja es que, por ejemplo, una bomba de calor con un coeficiente de eficiencia $COP=4,0$ genera 4 W de energía en calefacción utilizando solamente 1 W de energía eléctrica sin costes adicionales [16].

Las bombas de calor constituyen una alternativa muy eficiente, especialmente cuando se combinan con elementos emisores de baja temperatura adecuadamente dimensionados (superficies radiantes –suelos, paredes, techos-, fancoils, radiadores de baja temperatura, etc.), que no precisan temperaturas de salida muy elevadas y trabajan en periodos continuados y de alta inercia [16]. A continuación se describen los tipos más comunes de bombas de calor.

Bombas de calor tierra/agua

Utiliza un líquido, generalmente agua y anticongelante, para extraer el calor del subsuelo y transferirlo después al agua de calefacción. Alcanzan elevados rendimientos anuales (COP), claramente por encima de $COP=5$, y muy por encima en el caso de realizar enfriamiento gratuito aprovechando directamente la temperatura del terreno. Cuentan con tuberías dispuestas vertical u horizontalmente que toman el calor del suelo o los potenciales térmicos del agua subterránea. Este tipo de bombas de calor están disponibles con o sin acumulador de agua caliente sanitaria incorporado. Gracias a las funciones de refrigeración pasiva o activa también se pueden aprovechar para refrigerar estancias sobrecalentadas en verano [16].

Para la tubería de tierra se entiende una distribución uniforme de tubos plásticos o de cobre, en un plano horizontal, que se colocan entre 1,2 m y 1,5 m bajo tierra en el jardín. La distancia entre los

tubos es de 0,5 m a 0,8 m. La regla empírica dice que 25 m² de superficie resultan suficientes para un kilovatio de potencia en calefacción. Una vez colocados los colectores se vuelve a cubrir el terreno. Generalmente no se perjudica el crecimiento de plantas, siempre que se evite plantar árboles de raíces profundas [16].

Bombas de calor agua/agua

Dado que este tipo de bomba de calor aprovecha el nivel prácticamente constante de la temperatura del agua subterránea, alcanza máximos índices anuales de funcionamiento superiores incluso al anterior grupo, dada la mayor capacidad de intercambio del agua frente al terreno. Se requiere para ello un evaporador especialmente resistente a la corrosión. Este tipo de bombas de calor se ofrecen también con o sin acumulador de agua caliente, incluyendo en ocasiones como opción la función de refrigeración [16].

Bombas de calor aire/agua

Este tipo de bomba de calor aprovecha el aire para trasladar el calor del medio ambiente a la instalación de calefacción. Alcanzan unos índices anuales de rendimiento superiores a COP=4 y resultan ideales para la reforma y mejora de la calefacción disponible en un edificio, prescindiendo de fuentes de calor adicionales, teniendo en cuenta que el rendimiento medio estacional depende de las condiciones climáticas exteriores. Los equipos reversibles permiten refrigerar mediante la inversión del ciclo [16].

Las bombas de calor que aprovechan el aire exterior ofrecen una ventaja muy importante: el aire está disponible en todas partes y no requiere de una instalación específica para su aprovechamiento. Se suprimen las excavaciones sujetas a permisos. Por ello, esta variante resulta ideal para reformas de instalaciones existentes. Los aparatos pueden montarse tanto en el exterior como en el interior, siempre que se conduzca el aire desde el exterior a través de un sistema de conductos [16].

1.2.2 Compresor

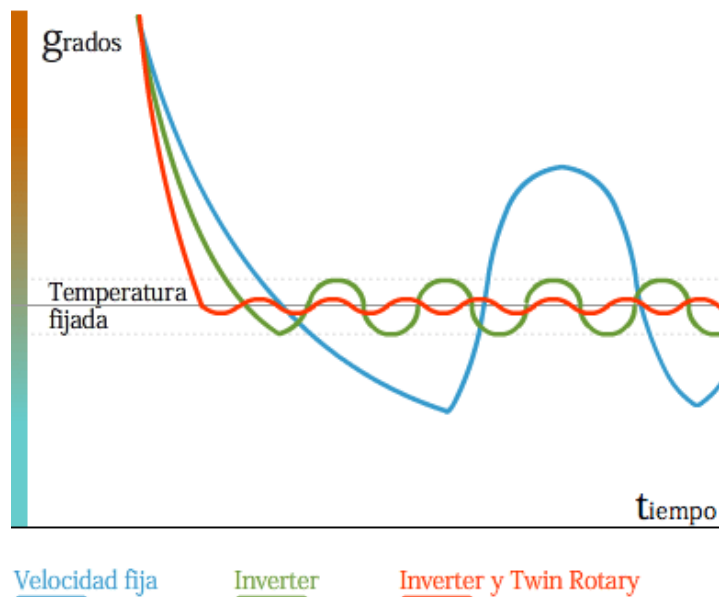
Un compresor es una máquina cuya función principal es aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles como lo son los gases. Esto se realiza a través de un intercambio

de energía entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir. Durante el proceso de compresión el fluido de trabajo sufre cambios la presión del gas aumenta, el volumen del gas se reduce y la temperatura del gas se eleva.

Compresor Inverter

Cuando se utilizan equipos que manejan un termostato para el control de temperatura, este solo realiza dos mediciones, hay presencia de temperatura y ausencia de temperatura, el sistema es conocido como todo o nada, es decir, el equipo está funcionando al 100 % de sus posibilidades o está apagado, no existiendo en este caso opción intermedia. Con el sistema Inverter se puede trabajar con una gran variedad de temperaturas las cuales utiliza para realizar el control del ambiente y los equipos utilizados no realicen arranques o paros en su funcionamiento. (Ver Figura 1-3).

Figura 1-3 Comparación entre un Compresor Convencional y un Compresor Tipo Inverter [17]



El principio se basa en regular la capacidad de mantener la temperatura requerida en su sistema para esto se requiere controlar la frecuencia con el fin de variar la velocidad de rotación del compresor. Si aumentamos la frecuencia generamos aumento de la velocidad de rotación del

compresor, lo que realiza es un aumento de circulación de refrigerante, ocasionando un mayor intercambio de calor hasta un 130%. Pero cuando la frecuencia disminuye la velocidad de rotación el compresor baja sus revoluciones y produce una reducción de la circulación de refrigerante, consiguiéndose un menor intercambio de calor hasta un 30% de su capacidad. Se le conoce a la tecnología Inverter al dispositivo electrónico que realiza la regulación del voltaje, la corriente y frecuencia de alimentación es decir, la tecnología Inverter es un circuito electrónico de conversión de energía eléctrica a la generación de energía calórica, que depende de la función que desempeñará el aparato”

[17].

Aplicado a los sistemas de aire acondicionado el dispositivo electrónico inverter lo que hace es modificar la corriente eléctrica que alimenta al compresor y de esta manera modificando la frecuencia, intensidad o voltaje de la corriente de alimentación del compresor, se puede conseguir también variar las revoluciones de funcionamiento del mismo y por ende del caudal de refrigerante que circula por el circuito. Con ello se podrá conseguir que el compresor pueda girar a distintas velocidades en función de las necesidades de carga térmica de cada momento, permitiendo además al sistema adaptarse más eficazmente y de forma más rápida a la demanda de cada instante y reduciendo también, como se verá más adelante, el consumo eléctrico.

1.3 Secado de productos agrícolas

El secado es una operación en la cual se elimina parcial o totalmente, por evaporación, el agua de un sólido o un líquido. El producto final es siempre sólido lo cual diferencia el secado de la evaporación. En esta última, aunque hay eliminación de agua, se parte siempre de un líquido para obtener uno más concentrado. Aún cuando el objetivo principal no sea secar un alimento [18], hasta un valor en el cual los microorganismos no se proliferen y el alimento se conserve por más tiempo, el secado puede producirse cuando se efectúan otras operaciones de tratamiento o conservación. Algunos ejemplos: Cocción, Almacenamiento a temperatura ambiente, Conservación frigorífica, Congelación, en el secado pueden producirse cambios no esperados que afectan tanto la calidad como la aceptación del producto, lo cual es deseable controlarlo [18].

Los objetivos del secado básicamente son:

- 1.- Conservación para prolongar vida de anaquel
- 2.- Reducción de peso y volumen para facilitar empaque y transporte
- 3.- Presentación de alternativas de consumo [18].

El secado ocupa un lugar importante dentro de la cadena de transformación y conservación de productos agroalimentarios ya que se realiza sobre un gran número de alimentos. Existen varios tipos de productos agrícolas que requieren un secado intenso o ligero según su grado de humedad. Los productos agrícolas poco hidratados o deshidratado son aquellos que pueden requerir, según las condiciones meteorológicas, un secado complementario para estabilizarlos o estandarizarlos antes de ser sometidos a un tratamiento industrial, por ejemplo, maíz, trigo, otros cereales, oleaginosas. Los productos agrícolas muy hidratados o húmedos, por su parte deben secarse para estabilizarlos y facilitar su transporte, tal es el caso de la leche destinada al consumo humano y a la cría de becerros, alfalfa, planta de maíz destinada a alimentación animal; las legumbres para utilización industrial como: papa, zanahoria, cebolla, espárrago, jitomate, hongos comestibles; las especias o aromatizantes como: perejil, ajo, canela, vainilla, clavo para uso doméstico o industrial; las frutas como ciruela, durazno, uvas, entre otros; las carnes rojas y pescados para preparaciones deshidratadas y saladas o deshidratadas y ahumadas. Los productos de transformación industrial son productos que se secan para estabilizarlos o proporcionar diferentes presentaciones para el consumo. Entre otros: extractos de té y café, pastas alimenticias, productos de cárnicos como jamones y salchichones secos, quesos, azúcar, gluten caseína, malta.

Los Subproductos industriales son productos derivados de un proceso que se destinan generalmente al consumo animal. Subproductos de la industria azucarera, Subproductos de la industria cervecera, Suero de leche subproducto de la industria de fabricación de queso [18], Para lograr el secado se dispone de varios métodos según la transferencia de calor como lo es el secado directo o por convección:

Los secaderos directos transfieren el calor por contacto del producto con un gas calentado, normalmente aire caliente. La mezcla de gas y vapor obtenida se puede someter a un lavado y filtrado en el caso de que el producto contenga partículas sólidas perjudiciales en suspensión para

el ser humano y el medio ambiente. Además, es a menudo ventajoso combinar la molienda con el secado directo en una sola unidad. Esto hace ahorrar espacio y reduce el tamaño de las partículas alimentadas al secador, con lo que se optimizan la transferencia de calor y la evaporación [19].

Secado indirecto o por conducción: Los secaderos indirectos transfieren calor al producto mediante el contacto con una superficie calentada por aire, vapor o un líquido térmico. Pueden utilizarse camisas (intercambiadores) para aportar el calor. El fluido de calentamiento, después de evaporar el agua del producto, pasa por un condensador, se vuelve a calentar para utilizarse de nuevo y seguir el proceso de secado en un circuito cerrado. Las únicas emisiones a la atmósfera son la de los gases procedentes de los focos de emisión de calor que se emplean en el intercambiador. Es un proceso de mayor eficacia medioambiental indicado para productos con sustancias volátiles de alta toxicidad.

En la clasificación de secaderos, se debe observar que el medio de transferencia de calor es también el medio de secado para los secaderos de secado directo, pero no para los secaderos de secado indirecto. Los secaderos de secado directo son generalmente más eficientes. La excepción viene cuando no se pone aire en un secadero de secado indirecto y la humedad es venteadada del secadero como vapor o recuperada para servir las necesidades de calentamiento. Los secaderos de secado directo no son convenientes para todos los materiales por ejemplo polvorientos y finos (para los cuales se recomienda los secaderos indirectos) [19].

Secaderos por radiación: Se aporta energía al material a través de ondas electromagnéticas: infrarrojos o microondas. No está muy extendido su uso a nivel industrial para biomasa, pero sí para aplicaciones donde tiene gran importancia la calidad del producto. Entre sus ventajas están que el secado es más rápido, el calentamiento es más uniforme, es más eficiente energéticamente y existe un mejor control del proceso.

Para lograr un secado más adecuado para el producto se debe tener en cuenta Temperatura de secado ya que se puede hablar de media y baja temperatura para estos secaderos porque el secado a alta temperatura no sería un secado en sí ya que tendría lugar el auto combustión del material.

Secadero a media temperatura: En este grupo se engloban la mayoría de las tecnologías de secado térmico convencional. El calor necesario para el secado se aporta quemando gas, gasóleo u otro combustible, de forma que, el material es sometido a temperaturas de 120 °C a 150 °C.

Secadero a baja temperatura: En este sistema el material es sometido a temperaturas límites de 70 °C en un túnel de secado continuo, donde el calor necesario se aporta con sistemas que trabajan a baja temperatura. Dentro de este grupo se encuentran los sistemas de transferencia de calor (bomba de calor) en circuito cerrado. Con el sistema de bomba de calor, se consigue un material con humedad final inferior al 15% y el residuo del proceso es agua condensada. Esta técnica se encuadra dentro de las técnicas de ahorro energético, dado que la mayor parte de energía del proceso se consigue recuperando el calor residual de la propia agua evaporada. También se pueden utilizar sistemas de cogeneración y aprovechar el calor residual de los motores de combustión. [19].

Tipos de secadores

De acuerdo a la clasificación de la operación de secado encontramos los siguientes tipos de equipos

Secaderos de calentamiento directo.

a) Equipos discontinuos

Secaderos de bandejas con corriente de aire.

Secaderos de lecho fluidizado.

Secaderos con circulación a través del lecho sólido.

b) Equipos continuos

Secaderos de túnel o banda.

Secaderos neumáticos o flash.

Secaderos ciclónicos.

Secaderos de lecho chorreado.

Secaderos de lecho vibratorio.

Secadero de lecho fluidizado.

Secaderos sprays.

Secaderos de tipo turbina.

Secaderos rotatorios.

Secaderos de calentamiento indirecto:

a) Equipos discontinuos

Secaderos de bandejas a vacío.

Secaderos de bandejas a presión atmosférica.

Secaderos por congelación.

b) Equipos continuos

Secaderos de tambor.

Secaderos de paletas.

Secaderos con circulación a través del lecho [19].

A continuación se detallan algunos ejemplos de secadores.

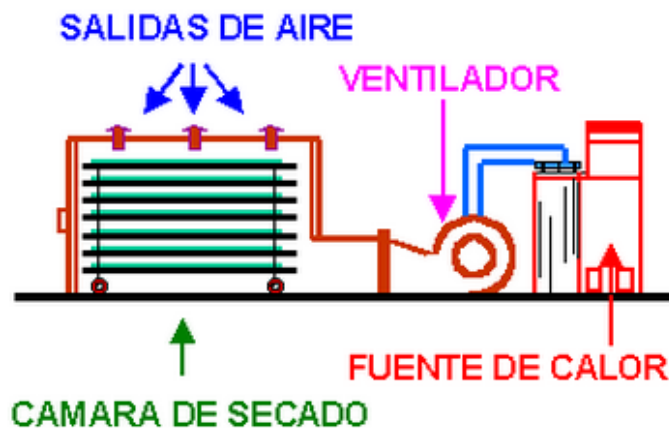
Secado de convección por banda. El sistema de secado de cinta o banda tiene como fundamento el secado de productos a baja temperatura (entre 55°C – 70°C) en un túnel continuo, por lo que también es conocido como secado a baja temperatura. El material orgánico se introduce previamente en un granulador para aumentar la superficie de intercambio. A continuación el material se dispone sobre bandas transportadoras dónde se someten a una corriente de aire caliente en paralelo o perpendicularmente a su sentido de desplazamiento (Figura 1-4).

Figura 1-4 Secador por banda [19]



Secado de convección en bandejas. Los alimentos son acomodados en unas charolas o bandejas, y estas se apilan dentro de la cámara de secado en uno o varios bastidores; el aire caliente será ingresado y pasara a través de los alimentos deshidratándolos y siendo expulsado naturalmente o forzado mediante un ventilador. El aire es calentado en serpentines de vapor, de gas, en resistencias eléctricas o por contacto directo donde puede ser filtrado para reducir sus partículas contaminantes derivadas de la combustión. Son óptimos para secar cualquier producto, pero son de producción baja y se requiere cambiar cada ciclo las bandejas. El problema principal con estos secadores es que es difícil alcanzar un secado uniforme dentro de las bandejas. (Figura 1-5).

Figura 1-5 Secado de convección en bandejas

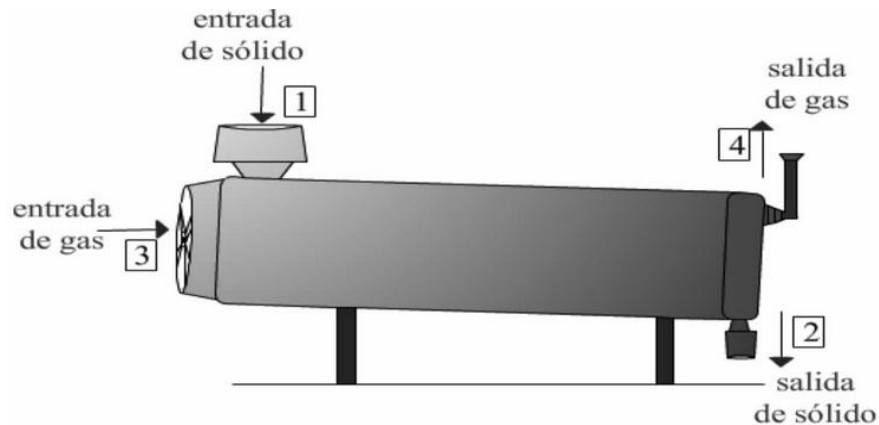


Secado por convección de tambor rotativo. El secado directo rotativo es la tecnología de secado más conocida. Su elemento más característico es el tambor. Un aparato cilíndrico fabricado normalmente en metal galvanizado, con una ligera inclinación que permite el avance del producto durante el secado en el interior del secadero y la caída progresiva del residuo según se va secando.

El secado se efectúa por una circulación de aire caliente, en el mismo sentido o sentido opuesto del material orgánico, que se obtiene de un quemador de combustible y que entra al tambor impulsado por un ventilador. La temperatura de secado es muy variable, puede ser hasta de 730°C en los gases calientes, aunque para restos orgánicos oscila entre 250°C y 400°C, permitiendo secar desde el 20% al 95% de materia seca. Presenta la ventaja de bajos costos y gran capacidad, pero la

desventaja de aglomerar material en zonas de la carcasa, con lo que su eficiencia disminuye [19] (Figura 1-6).

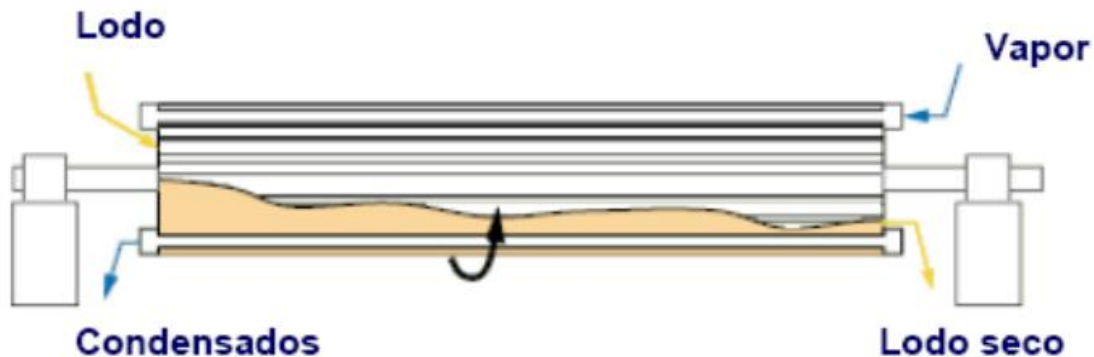
Figura 1-6 Esquema Secador rotativo



Secador de tambor rotativo indirecto. Están constituidos por un cilindro giratorio con un eje inclinado para favorecer la proyección del material. La rotación lenta del tambor parcialmente llenado asegura la renovación del producto sobre la superficie de intercambio. En este caso, el proceso se centra en el concepto de secar en un ciclo cerrado donde el agua evaporada y otras sustancias evaporadas del producto, se van purgando del circuito cerrado.

Por otro lado, la energía liberada en este proceso se utiliza como energía de combustión adicional en el intercambiador, para el proceso de secado. Un aspecto a tener en cuenta es asegurar el contacto de las partículas del producto con la superficie portadora del calor sin que se produzcan sobrecalentamientos locales, para permitir así una óptima transmisión del calor y evitar que el producto se quemé.[19].

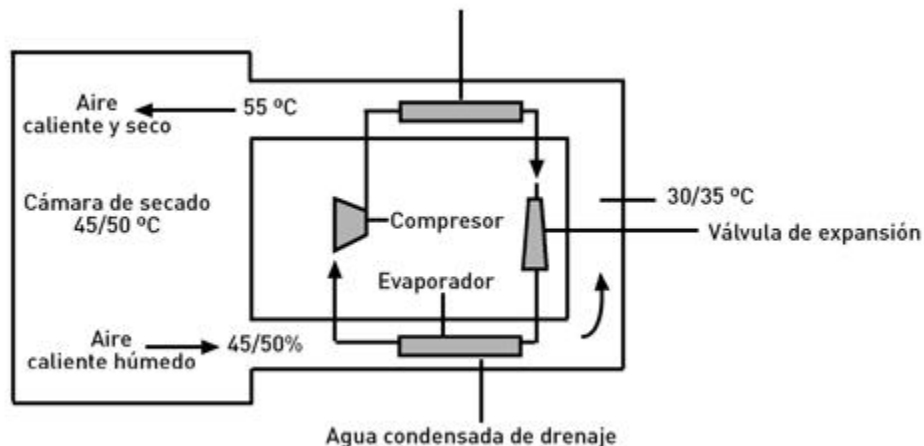
Figura 1-7 Secador de tambor rotativo indirecto



En Brasil utilizan otros modelos de secadores rotativos con diferentes opciones como Hornalla de fuego indirecto o directo, elevador para carga y descarga, tolva de espera para alimentación de la secadora. En cada una de sus variaciones tienen como fin secar eficaz y rápidamente café, además es comercializado para secar granos como cacao, soja, frijoles, maíz, pimienta y otros. La Secadora Rotativa para Café y Otros Granos, es la secadora ideal para el cafetalero de pequeño, mediano y gran porte. Recibe el café directamente del campo o del labrador, propiciando un secado rápido y uniforme. Las puertas para carga y descarga del producto proporcionan rapidez en estas operaciones. Su mejor aprovechamiento de calor, resulta en mejor desempeño de secado, economía de combustible y lo más importante, secado uniforme. Secan con eficiencia, rapidez y uniformidad café pergamino, Arábica y Robusta. [20] (Figura 1-8).

Figura 1-8 Secador rotativo para café y otros granos [20]

Secado con bomba de calor. Este es un tipo especial de secado por convección a temperaturas bajas, consiste en una cámara para secado convencional al cual se le ha agregado circuito de refrigeración-calefacción, un ciclo de bomba de calor por compresión mecánica. El aire se deshumidifica al pasar por los serpentines fríos (evaporador), y ya más seco se calienta en los serpentines calientes (condensador), este proceso reduce el tiempo de secado del producto a la vez que se tiene un consumo menor de energía. El rendimiento de un secador bomba de calor se expresa en la cantidad de agua que puede remover por kW.h, (SMER Specific Moisture Extraction Rate) y se tienen valores entre 1 kg.kWh^{-1} y 4 kg.kWh^{-1} con promedio de 2.5 kg.kWh^{-1} . [21] (Figura 1 9).

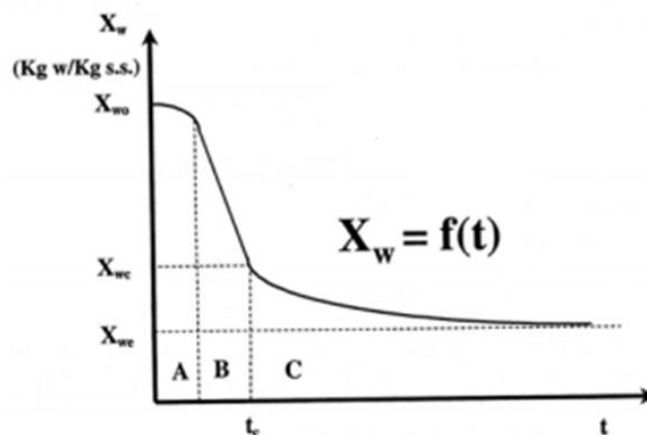
Figura 1-9 Secado con bomba de calor [22]

El proceso de secado de café comprende una serie de operaciones como clasificación, lavado, despulpado, remoción de mucílago y secado, De todas estas etapas, la más importante es el secado, que tiene como finalidad disminuir el contenido de humedad del café de 53% en base húmeda a un rango que oscile entre el 10% y 12% de humedad a una temperatura de 50°C, el cual pueda ser apto para su comercialización [2], [5], mientras que Mujumdar [23] plantea que las condiciones de secado del café son un porcentaje de humedad inicial de 65% y porcentaje de humedad final 11% con temperatura de secado de 45°C-50°C.

1.4 Curva de secado

La curva de secado es la evolución del contenido de humedad presente en el producto en el transcurso del tiempo y se representa como el contenido de humedad del producto vs el tiempo transcurrido desde que se inicia la operación de secado. (Figura 1 10).

Figura 1-10 Curva de secado [24]



En la curva de secado se observan 3 zonas características

Zona A: En la zona en la cual la pendiente de la curva aumenta ligeramente y se conoce con el nombre de periodo inicial o periodo de inducción, acá se inicia el proceso de secado, el producto tiene una temperatura inferior a la del aire que se encuentra a su alrededor y la presión de vapor de agua en la superficie del producto es débil. De manera que el producto se calienta y aumenta la temperatura de la interface, produciéndose una adaptación del material a las condiciones de

secado. Este periodo depende también de numerosos factores y su duración será función del contenido inicial de humedad del sólido, de su temperatura y de la velocidad del aire. [25].

Zona B: En la cual la pendiente de la curva es constante y se conoce como Periodo de velocidad constante, esta zona se presenta en productos donde la resistencia externa a la evaporación de agua de su superficie es mucho mayor que la resistencia interna, es decir la velocidad con que se elimina agua de la superficie del sólido es menor que la velocidad con que llega a ella desde el interior del mismo. Por esta razón la velocidad de secado es igual a la velocidad de evaporación del agua, que a su vez es proporcional a la velocidad de flujo de calor que llega desde los alrededores al sólido. En estas condiciones la temperatura de la interface será constante y el calor que llega al sólido se invierte totalmente en evaporar el líquido. A medida que transcurre el tiempo, el sólido se va secando y llega un momento en el que la velocidad con que el agua llega a la superficie se hace menor que la velocidad de evaporación y es el punto en donde se requiere de toda la energía que llega del aire para evaporar agua del alimento.

Zona C: En la cual la pendiente disminuye con el tiempo y se conoce como periodo de velocidad decreciente, esta zona se observa una disminución en magnitud de la velocidad de secado con respecto al período constante. Se supone que la evaporación del agua que contiene el material continúa produciéndose en la misma forma que en el periodo de velocidad constante, conforme el contenido de humedad disminuye por abajo del punto crítico, la fuerza impulsora ejercida por la diferencia de presiones de vapor decrece y esto origina una reducción en la velocidad de secado y por consiguiente, el alimento comienza a absorber calor e incrementa su temperatura y comienzan a aparecer zonas secas. Al irse reduciendo, la velocidad de secado en este período, se incrementa notablemente el tiempo de deshidratación, por lo que este fenómeno tiene un efecto importante sobre el tiempo total de secado. [24].

1.5 Estado del arte

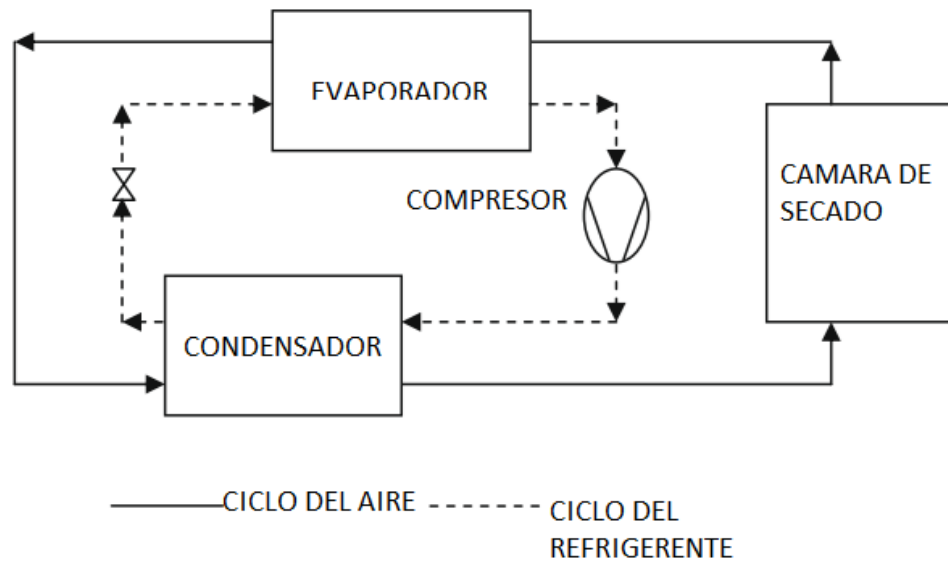
1.5.1 Secado por Bombas de Calor

Los sistemas de secado por bomba de calor consisten principalmente en dos subsistemas; un sistema de bomba de calor (HP) y una cámara de secado, las bombas de calor pueden transferir

calor a partir de fuentes de calor naturales en los alrededores, como el aire, el suelo o el agua, a partir de residuos industriales o domésticos, y la cámara de secado se puede conformar como una bandeja, lecho fluidizado, tambor rotatorio o de banda transportadora continua [26].

Los principales componentes mecánicos de una bomba de calor son: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se muestra en la Figura 1-11, en un sistema de secado por bomba de calor, el fluido de trabajo (llamado refrigerante) ingresa subenfriado a baja temperatura y presión en el evaporador y se vaporiza por el calor que absorbe del aire de secador procedente de la cámara de secado (aire húmedo), de allí es succionado al compresor el cual eleva la entalpía del refrigerante y lo descarga como vapor sobrecalentado a alta temperatura y presión al condensador, el fluido de trabajo procedente del condensador es pasado y estrangulado a la línea de baja presión (usando una válvula de expansión) y entra en el evaporador para completar el ciclo. En el sistema de secado se permite que el aire caliente que pasó por el condensador pase a través de la cámara de secado donde gana calor latente del producto a secar por la diferencia de humedades (aire seco + aire húmedo), de allí este aire es pasado por el evaporador donde se extrae el calor cedido por el producto y es regresado a la cámara de secado [26].

El aire caliente y húmedo en la salida de la cámara de secado se hace pasar a través del evaporador donde la temperatura desciende por debajo de la temperatura del punto de rocío y se genera la condensación de la humedad presente en el aire, presentándose el secado del producto [26]. Las modificaciones del secado por bomba de calor desde 1970 hasta el año 2013 han sido la implementación de nuevos refrigerantes que no afecten la capa de ozono, mezcla de refrigerantes, compresores con mejores rendimientos energéticos, sistemas de control de temperatura, humedad y velocidad el aire para el secado, diseño y selección de ventiladores.

Figura 1-11 Esquema: sistema de secado por bomba de calor [26]

Debido a su alta eficiencia energética las bombas de calor desde la década de los 70s han sido utilizadas en industrias de la madera y el secado de alimentos principalmente y ahora se realizan estudios para aplicar dicha tecnología en otros procesos. pero realmente desde el siglo XIX, se viene hablando del principio de funcionamiento de la bomba de calor, pero es sólo hasta que el ingeniero Willis Carrier (1906) desarrollara la técnica del tratamiento de aire y dejara escritos los antecedentes y los principios el aire acondicionado, los cuales utilizó para resolver problemas que ocasionaba la humedad en los procesos de impresión en la litográfica Buffalo en Brooklyn, Estados Unidos, es importante resaltar el estudio de propiedades psicométricas ya que al agregar o extraer calor, agregar o sacar masa de agua, se puede conseguir calentamiento, enfriamiento, humificación y deshumificación de un espacio o un producto, esto se realiza para lograr las condiciones finales deseadas para procesar el producto.

El secado por bomba de calor presenta ventajas comparativas con respecto a otros secadores en cuanto a eficiencia energética, secado continuo de alimentos y reducción de los tiempos de secado, debido a los altos coeficientes de rendimiento que presenta esta tecnología [27], Goh et al. [28], establecen que el proceso de secado por bomba de calor ayuda a preservar en buenas condiciones el producto ayudando a mejorar la producción ya que se pueden hacer cosechas tempranas, almacenar más tiempo sin que se pierdan las propiedades nutricionales de algunos productos y reducir el espacio de almacenamiento, adicionalmente, indica que se debe mejorar la estructura

de los secadores por bomba de calor para reducir los costos de operación, la eficiencia energética del secado con bomba de calor puede llegar a ser cerca de dos veces mayor en comparación con el secador de aire caliente, ya que este sistema recupera los calores sensible y latente por condensación de la humedad del aire aportado por el producto a secar, esta recuperación la logra con temperaturas en el evaporador y condensador cerca de 20°C y 60°C respectivamente [29].

1.5.2 Incorporación de tecnología en las bombas de calor

Las bombas de calor para secadores por convección de aire han sido investigadas ya que cuentan con un gran potencial de ahorro hasta un 50% o más de la energía primaria utilizada, esto se ha logrado por el desarrollo en los rendimientos de los compresores, mejoras en los materiales y control de los caudales de aire en el proceso [30]. Por ejemplo, en el secado de la madera, el secador de bomba de calor ahorra la energía primaria entre el 42% y 45% en comparación con secadores de aire caliente que utilizan gas o carbón como combustible [27]. Así mismo, se ha desarrollado y estudiado una mejor tecnología para el compresor, como la implementación y cambios en el sistema de compresión de sistemas recíprocos a sistemas rotativos o sistemas Scroll [31], los cuales por no contar con las válvulas de succión y descarga dan una mayor fiabilidad además porque tienen menos partes móviles lo que entrega un potencial de reducir el consumo de energía de los sistemas de bomba de calor hasta en un 80% comparados con los de pistón adicional el compresor Scroll pueden funcionar mejor bajo condiciones de golpe de líquido [32], mientras que Aprea et al. [33] han realizado estudios en los que concluye que utilizar un compresor Scroll ha obtenido un ahorro de energía medio del 25% comparado con un recíproco, además afirma que en el futuro será interesante conseguir un modelo teórico para establecer la frecuencia óptima para la velocidad nominal de trabajo del compresor, el propósito de este estudio fue identificar la frecuencia ideal del compresor que optimiza la energía, exergía, y la economía en términos de tasas de destrucción de exergía, descuento de amortización y el ahorro energético. En la otra investigación tomaron un sistema de aire acondicionado que originalmente operaba en modo de velocidad constante, fue forzado a trabajar con un inversor de frecuencia en el cual investigaron el potencial de ahorro de energía de un compresor de CA de velocidad variable controlado con un controlador proporcional integral derivativo (PID) observaron que el ahorro de energía que se logró fue 25.3% con un ajuste de temperatura de 22,1° C, [34] , los datos reportados son importantes ya que dejan como precedente que para lograr el ahorro este depende de la temperatura.

Cuando el compresor velocidad variable opera a baja frecuencia, la lubricación empeora ya que estos sistemas no tienen bomba de lubricación y aumenta las pérdidas de calor por fricción, resultando en un mal rendimiento en el compresor accionado por inversor, adicionalmente resaltan que la eficiencia volumétrica se incrementa cuando trabaja a alta frecuencia por el sobrecalentamiento en el gas en la línea de succión [35]. Por su parte Roh et al. [36] mencionan que cuando la temperatura de descarga del compresor supera o incrementa a unos 120°C se pueda degradar el aceite o puede dañar el compresor por falta de lubricación, pero en el interior del compresor también se presentan altas temperaturas lo cual afecta la vida útil del aceite y es desfavorable para la miscibilidad con el refrigerante. El compresor velocidad variable de DC tiene una bajas temperaturas en la descarga y en la superficie del compresor debido a las bajas velocidades de funcionamiento, por lo que la velocidad variable es ventajosa en este aspecto [37], Gomes et al. [38] en su estudio concluyen que el efecto de recuperación de la inversión de sistemas de aire acondicionado con compresor velocidad variable puede ser peor que el efecto de amortización de los acondicionadores de aire tradicionales ya que pueden imponer alta demanda de potencia en caso que se exija un rango de trabajo diferente a los especificados por los fabricantes, por lo tanto se debe tener cuidado en el diseño de estrategias del controlador con el fin de evitar efectos no deseados en cuanto a los costos para el usuario final.

A esto se suma la incorporación de los modelos matemáticos y la adecuada selección de los componentes del sistema con lo cual se hace más ágil esta operación [39]–[42]; esto último es fundamental para determinar el buen uso y predecir el rendimiento de los sistemas de secado por bomba de calor, pero se deben seleccionar bien los modelos ya que se debe hacer por etapas: uno para el sistema de bomba de calor y otro para la cámara de secado [43], sin embargo, los autores no plantean los cálculos para la cámara de secado, ni se encuentran recomendaciones relacionadas sobre los diferentes tipos, como una bandeja, lecho fluidizado, tambor rotatorio o de banda transportadora continua.

1.5.3 Evaluación de bomba de calor

Lee & Kim [27], en sus investigaciones obtienen resultados interesantes en el ciclo de bomba de calor mejorando el rendimiento COP hasta en 3,75; en sus experimentos utilizaron un evaporador el cual transfiere calor a una tasa de 11.0 kW. En este proceso con las variables controladas

determinaron las condiciones de trabajo así: El aire de secado calentado en el condensador entra en la cámara de secado a 44,7 °C y sale de la cámara a 28,5 °C, el aire luego lo deshidratan (deshumidifican), y a su vez lo enfrían en el evaporador con lo cual la humedad relativa del aire disminuye a 24,7%, concluyen que la tasa de flujo volumétrico del aire varía ligeramente debido al cambio de densidad con la temperatura, pero la tasa de flujo de masa se mantiene constante porque el sistema de flujo de aire está cerrado, ciclo continuo. Lee & Kim [29] en otro de sus experimentos analizan otras variables, como la temperatura, humedad relativa, entalpía, en un sistema combinado de dos ciclos de bomba en los cuales consideraron los intercambiadores de calor, tuberías, las corrientes de aire. Es interesante como describen los cambios de temperatura, presión y contenido calorífico de todo el sistema, el cual sirve como precedente para diseñar un sistema de bomba de calor para secado.

Goh et al [28] en su revisión muestran una tabla realizada sobre secados de productos por bomba de calor, en la cual los autores exponen la temperatura ideal de secado para varios tipos de productos y el tipo de tecnología (Tabla 1-1), en el cual se observan 47 investigaciones, de los cuales 12 investigaciones son con bomba de calor por aire, en estos las temperaturas alcanzadas para el secado oscilaron desde 25°C hasta 130°C, 9 investigaciones por Ciclo compresión de vapor con condensador Dual en los cuales se observa que la temperatura de secado promedio es de 60°C, en las otras investigaciones emplean tecnología como Bomba de calor con lecho fluidizado, Bomba de calor con nido de abeja para la distribución homogénea del aire y Bomba de calor Solar.

Tabla 1-1 Investigaciones de secado con bomba de calor para diferentes productos [28]

Aplicación	Producto	Sistema de secado	Temperatura de secado (°C)
Agricultura	Flor de Brócoli	Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	60
	Chile	Bomba de calor por vacío	50–65
	Pimienta	Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	35
	Hojas de Kaffir		40–60
	setas	Bomba de calor por vacío	50–65
	Hojas de Olivo	Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	53.43
	Arroz	Ciclo compresión de vapor asistido solar	30.8–34
	Limón	Ciclo compresión de vapor	60
	Tomate	Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	40–50
	Nuez de Macadamia	Bomba de calor por aire	50
	Chiles rojos	Bomba de calor congelador Atmosférico	–3 a 20
	Granos (cereal)	Bomba de calor por aire	
	Vegetales	Bomba de calor por aire	
	Cosechas especiales	Bomba de calor con cama de flujo	30–45
	Frutas	Hojas de mente	Bomba de calor asistido por tierra
Habichuela		Bomba de calor Solar	40, 45, 50
Uva		Ciclo de compresión de Vapor	50–60
Manzanas		Ciclo de compresión de Vapor	40
Manzanas		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	60–80
Guayaba		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	60–80
Guayaba		Bomba de calor de dos etapas	30–35
Banano		Bomba de calor de dos etapas	30–35
Papaya		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	55
Mango		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	55
Banano			50
Frijoles		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	20–60
Zapote		Ciclo compresión de vapor con condensador Dual	40–60
Durazno		Bomba de calor por aire	25
Hierbas		Jengibre	Ciclo de compresión de Vapor
	Jew's mallow	Bomba de calor con nido de abeja para la distribución homogénea del aire	45–55
	Menta verde		
	Perejil		
Productos marinos	Hojas de Laurel	Bomba de calor asistido por tierra	40–50
	Jurel		20–30
Comidas	Queso	Secado por Bomba de calor con baja temperatura	12
	Comida Instantánea (arándolo + papas)	Secado por bomba de calor por CO ₂	–10 a 30
Madera	Carne de pollo	Bomba de calor por alta temperatura	55
	Madera	Bomba de calor por aire	82.2–93.3
	Viruta de madera	Bomba de calor por absorción	40–43
	Madera	Bomba de calor por aire	
	Madera timber	Bomba de calor por aire	
Otros	Papel	Bomba de calor por aire	
	Espuma de caucho	Bomba de calor por aire	
	Comida Granular y biotecnología	Bomba de calor con lecho fluidizado	–20 a 50
	Cerámica	Bomba da calor química	75
	Proteína	Bomba de calor congelador Atmosférico	–5
	Lodo	Bomba de calor Solar	35
	Lana	Bomba de calor por aire	60
	Lana	Bomba de calor por aire	60
Ropa	Bomba de calor por aire	80–130	

En la Tabla 1-2, se presenta un resumen de 25 investigaciones analizados por Colak & Hepbasli et al [44], allí los más representativos son 19 investigaciones que evidencian la aplicación de bomba de calor por aire logrando temperaturas de secado de 50°C en promedio, 3 de secado por Bomba de calor con atmósfera modificada con temperatura de secado de 45°C en promedio, los otros dos estudios relacionados con tecnologías como Bomba de calor congelador Atmosférico.

Tabla 1-2 Estudios realizados sobre secado con bomba de calor [44]

Investigador	Tipo de secado por bomba de calor	Tipo	Producto a secar		Velocidad (m/s)	Aire	
			Contenido de humedad inicial (%)	Contenido de humedad final (%)		Temperatura (C)	Humedad relativa (%)
Rossi et al.	Secado por bomba de calor	Vegetable					
Birchall	Secado por bomba de calor	Jengibre	82–85	12	1.8	35, 45, 55	–
Britnell	Secado por bomba de calor	Papa	80	10	1.3–3	55	
	Secado por bomba de calor					<50	
Van Blarcom and Mason	Secado por bomba de calor de aire	Nuez de Macadamia	20	1.5	–	50	10
Payne	Secado por bomba de calor	Mango	85	16	1.5	35, 45, 55	–
Strommen and Kramer	Secado por Bomba de calor con atmosfera	Pescado	–	–	0–3	–20 a 50	20–90
Wood	Secado por bomba de calor	Jengibre	–	–	0.25, 1	35, 45, 55	–
Hawlder et al.	Secado bomba de calor por aire	Ñame	–	–	1	40, 45, 50	30, 40, 50
Alves-Filho et al.	Secado por bomba de calor de aire	Manzana	95	34	–	–	–
Prasertsan and Saen- Sabv Chua et al.	Secado por bomba de calor	Madera Banano			2.5	30–35	19.8–43.2
Ho et al.	Secado por bomba de calor de aire	Papa	4.2	1.0	1.6	25, 30, 40	32–44
Perera	Secado por bomba de calor de aire	Manzana	–	–	–	–	–
Cardona et al.	Secado por bomba de calor de aire	LAB	–	–	1.71	10–40	21.7
Dandamrongrak et al.	Secado por bomba de calor	Banano	–	25 (db)	3.1	50	–
Namsanguan	HPD and SSD	Camarón	30, 40 (wb)	20 (wb)	0.91	50	–
Hawlder et al.	Secado por Bomba de calor con atmosfera modificada	Guayaba	–	–	0.7	45	10
	Secado por Bomba de calor con atmosfera modificada	papaya					
Hawlder et al.	Bomba de calor con atmosfera modificada	Jengibre	–	–	0.7	45	10
Hawlder et al.	Secado por Bomba de calor con atmosfera modificada	Manzana	–	–	0.7	45	10
Alves-Filho et al.	Bomba de calor congelador Atmosférico	Pimiento rojo	27.78(db)	0.75 (db)	1.5–2.5	–3, -5, -10, 20	–

Tabla 1-2 (Continuación)

Nathakaranakule et al.	SSD and HPD	Carne de pollo	43, 67 (db)	0.11 (db)	–	55	
Stawczyk et al.	Bomba de calor congelador Atmosférico	Cubos de manzana	–	–	–	–4, -8, -12,	–
Sunthonvit et al.	Secado por bomba de calor de aire	Nectarines	–	18–20 (wb)	1.6	25	10
Jangam et al.	Secado por bomba de calor de aire	Zapote	68–73 (db)	6–7 (db)	1	40	15
Coogan and Wills	Secado por bomba de calor de aire	rábano blanco	–	<10	–	–	–
Alves-Filho et al.	Secado por bomba de calor de aire	Proteínas	85	–	1, 2.3	–5, 25	–

En el Tabla 1-, se presenta un resumen de 50 investigaciones analizadas por Colak et al [44], de los cuales los más representativos son 42 investigaciones en los cuales analizan el secado con bomba de calor por aire, 3 de secado por Bomba de calor con atmósfera modificada, en esta tabla se tienen en consideración más aspectos como son, 6 estudian los costos de utilizar este tipo de tecnología, 6 estudian la exergía, 14 estudian la energía, 6 el consumo específico de energía, 19 el COP, 31 estudian la extracción de humedad dando una guía a ser tenida en cuenta en el desarrollo de esta investigación.

En la revisión que realiza Colak et al [44], no relacionan estudios aplicados al secado de café con este tipo de tecnología, los estudios acerca del secado de café están relacionados con otro tipo de tecnología como cámaras de convección gas [26], [44], [45].

Tabla 1-3 Clasificación de los sistemas de secado por bomba de calor [44]

Investigador del Sistema	tipo de secado por bomba de calor					Producto	rendimiento						
	ASHP	GSHP	CHP	FB	B		C	SMER	COP	SEC	E	Ex	Cost
Geerarert	X				X	Madera					X		
Hodgett	X				X	—	X						
Oliver	X				X	Textiles, arcilla,	X		X				
Tai et al.	X				X	—					X		
Zylla et al.							X						
Cunney and Williams	X					Granos					X		
Jolly et al.	X					—	X						
Meyer and Greyvenstein						Granos							X
Rossi et al.	X					Vegetales					X		
Birchall	X					Jengibre papa					X		
Clements et al.	X					Goma de caucho	X						
Jia et al.	X					Goma de caucho rodajas de	X	X					
Hesse	X				X	—	X		X				
Birchall	X				X	Jengibre y papa	X				X		
Strommen and Kramer	X			X		Comida Granular	X	X					
Barneveld et al.	X					—	X						
Strommen and Jonassen	X			X		—	X						
Abrahamsson et al.	X					X	Papel		X		X		
Bannister et al.	X				X	Madera	X				X		
Hawladar et al.	X				X	Ñame	X						
Hawladar et al.	X				X	—		X					
Prasertsan and Saen-saby	X				X	Madera aserrada	X	X					
Schmidt et al.	X					X	Lavandería	X	X			X	
Soponronnarit et al.	X				X	Papaya glace	X	X			X		X
Achariyaviriya et al.	X				X	Papaya glace	X	X					
Ho et al.	X				X	Papa					X		
Klocker et al.	X				X	Lavandería	X	X	X				
Adapa et al.	X					X	Cultivos	X					
Alves-Filho	X			X		Mezcla Arándano	X						
Braun et al.	X				X	Ropa	X						
Hawladar et al.	X				X	Granos		X					
Oktay	X				X	Lana	X	X					
Oktay and Hepbasli	X				X	Lana	X	X					
Sosle et al.	X				X	Manzana	X			X			
Teeboonma et al.	X				X	Papaya and							X
Ameen and Bari	X				X	Ropa				X			
Fernandez-Golfin Seco et al.	X				X	Madera	X						
Ogura et al.			X			X	Cerámica				X		X
Queiroz et al.	X				X	Tomates		X					
Zhang et al.	X			X		Cubitos de	X						
Adapa and Schoenau	X					X	Cultivos	X			X		
Colak and Hepbasli		X			X	Manzana						X	
Chua and Chou	X				X	—	X	X					
Fatouh et al.	X				X	Malva, menta,			X				
Hawladar and Jahangeer	X				X	Habichuela	X	X					
Soylemez	X				X	—		X					X
Ceylan et al.	X				X	Madera	X	X			X	X	
Hancioglu and Hepbasli		X			X	Hoja de Laurel						X	
Hancioglu and Hepbasli		X			X	Hoja de Laurel	X	X				X	
Shi et al.	X				X	Jurel	X						
Hawladar et al.	X				X	—					X		
Lostec et al.	X					X	Madera aserrada		X				X
Colak et al.		X			X	Hojas de menta						X	

Nota: SMER= tasa de extracción de la humedad, COP= coeficiente de operación. SEC= consumo específico de energía, E= análisis de energía. Ex= análisis de exergía, Costo= análisis de costos

1.5.4 Ventajas y desventajas en el uso del secado con bombas de calor

Kivevele et al. [46] establecen las siguientes ventajas y desventajas de las bombas de calor con respecto a otros sistemas:

Ventajas

- Generan una reducción hasta 60% en costos de energía en comparación con las tecnologías tradicionales de secado, lo que da como resultado una alta eficiencia energética.
- Se evidencia un mayor control del proceso ya que implementan sensores y controladores avanzados para ajustar y controlar el perfil de temperatura en el condensador y del evaporador, con el fin de satisfacer los requisitos del producto, obteniendo temperaturas de secado adecuadas, que no son posibles con los métodos tradicionales de secado.
- Permiten controlar la velocidad de los ventiladores para conseguir un flujo de aire óptimo.
- Ayudan a la reducción en las emisiones de sustancias químicas emitidas como resultado de secado de algunos productos y una reducción hasta el 60% de las emisiones CO₂.
- Permiten un alto potencial de producción ya que las bombas de calor pueden funcionar 24 horas al día, comparado con los métodos de secado tradicional (secado solar)
- Mejor calidad del producto por el control de todas las variables para cumplir con los requisitos específicos.

Desventajas

- Mayores costos iniciales: estos pueden ser más altos que los de los métodos tradicionales de secado. Los costos son asociados a los controladores, compresor, intercambiadores de calor. Algunos autores, afirman que si el periodo de uso es de más de 1 año, el retorno de la inversión se recibe en un plazo corto
- Fugas de refrigerante, ocasionando paros del sistema
- Costos de Mantenimiento, principalmente los intercambiadores de calor (condensadores y evaporador).

De la revisión se encontró que la principal implementación de bombas de calor para el secado de alimentos se encuentra en países como Malasia, Canadá, Corea, Singapur, Turquía, Alemania, entre otros. La bomba de calor (HP) ha evolucionado hasta convertirse en una tecnología madura en las

últimas dos décadas. Sin embargo, no se aplica tan ampliamente como debería o podría ser. Los costos iniciales, los diseños de los sistemas y la integración quedan por desafiar los problemas del mercado, para ofrecer las bombas de calor de gran escala [32].

Con relación a los trabajos retomados como punto de análisis en el uso de las bombas de calor se evidencia una ausencia en la aplicación del secado de café con la implementación de bomba de calor. Sin embargo, es notable un gran avance en la implementación de este tipo de tecnología para el secado industrial de maderas, arroz y plantas aromáticas, ya que las cosechas se presentan durante todo el año. Finalmente, se ha avanzado en el desarrollo de nuevos compresores para la implementación y mejora de la eficiencia energética con reducciones hasta el 50% comparado con otros métodos de secado, es por ello que con la implementación de las bombas de calor para el secado de café se propone desarrollar un método más eficiente, rentable y disponible para los productores de café de Colombia.

.

2. Metodología

En el capítulo anterior se realizó una revisión bibliográfica para partir de elementos conceptuales que se requieren como soporte a la investigación, así como también se esbozó una descripción técnica del contexto actual del secado de café. En este capítulo se presenta la metodología que se empleó para la obtención de la información de esta investigación y lograr los objetivos.

2.1 Simulación

Para el desarrollo del primer objetivo se realizaron simulaciones empleando la técnica Dinámica de Fluidos computacional (CFD Computational Fluid Dynamics), la cual consiste en el análisis de sistemas relacionados con el flujo de fluidos, transferencia de calor, energía entre otros. Se simuló la cámara de secado con los serpentines evaporador y condensador de la bomba de calor, el tambor rotatorio.

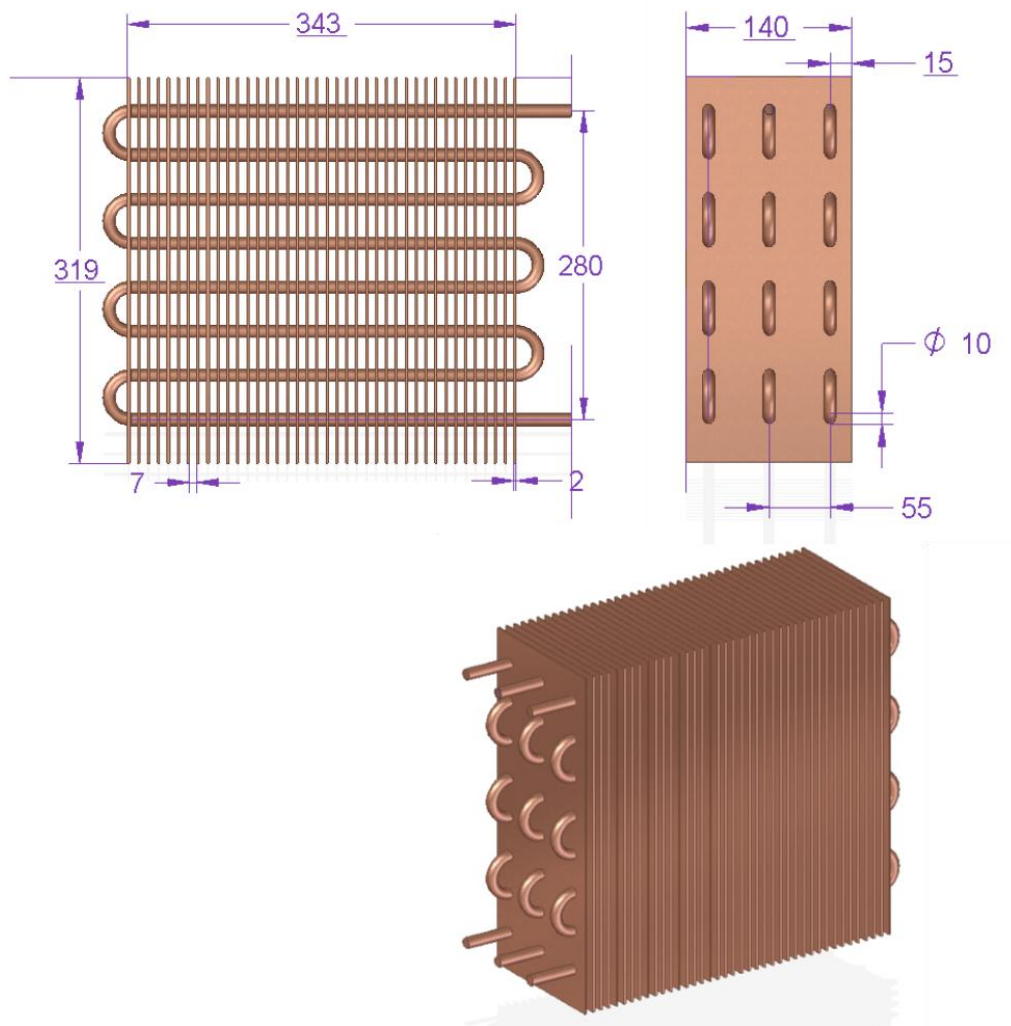
2.1.1 Geometría

Se realizaron las geometrías en el software Solid Edge ST7. La selección de los serpentines partió de la disponibilidad comercial del compresor rotativo tipo de inverter de 12000 BTU.h⁻¹, marca GMCC, modelo ASN98D32UEZ, se realizó la consulta con varios fabricantes hasta encontrar los serpentines más indicados para este trabajo por su capacidad frigorífica y su tamaño, el modelo de serpentín utilizado fue el CT-00092 Marca Thermo-Coil, con una capacidad frigorífica nominal de 9220 BTU.h⁻¹ con características que se muestran en la Tabla 2-1, Se realizaron las geometrías de los serpentines evaporador y condensador basado en la ficha técnica del fabricante, como se muestra en la Figura 2-1.

Tabla 2-1 Características serpentín CT-00092 Fuente: Autor

Modelo	Referencia Comercial	Medidas (mm)			Flujo de aire (CFM)	Ventilador Nx θ inch	Rendimiento BTU.h ⁻¹
		largo	Alto	Ancho			
CT-00092	3/4 HP	343	319	140	700	1x12	9220

Figura 2-1 Detalle del serpentín simulado Fuente: Autor



El tambor rotativo utilizado fue tomado de una secadora de ropa eléctrica marca KENMORE, Modelo 110, Serie F82352609, la cual se midió y se realizó un levantamiento de su geometría para poderla simular, como se muestra en la Figura 2-2. En la Figura 2-3 se muestra los detalles en 3D del tambor rotativo, luego se realizó el ensamble del tambor rotativo, se definió la ubicación de los serpentines (evaporador y condensador), y los demás detalles para la construcción, se definió la entrada y salida del aire como se muestra en la Figura 2-4, la ubicación del tambor rotativo y la forma de las paredes de la bomba de calor.

Figura 2-2 Detalle del tambor rotativo, unidades en mm Fuente: Autor

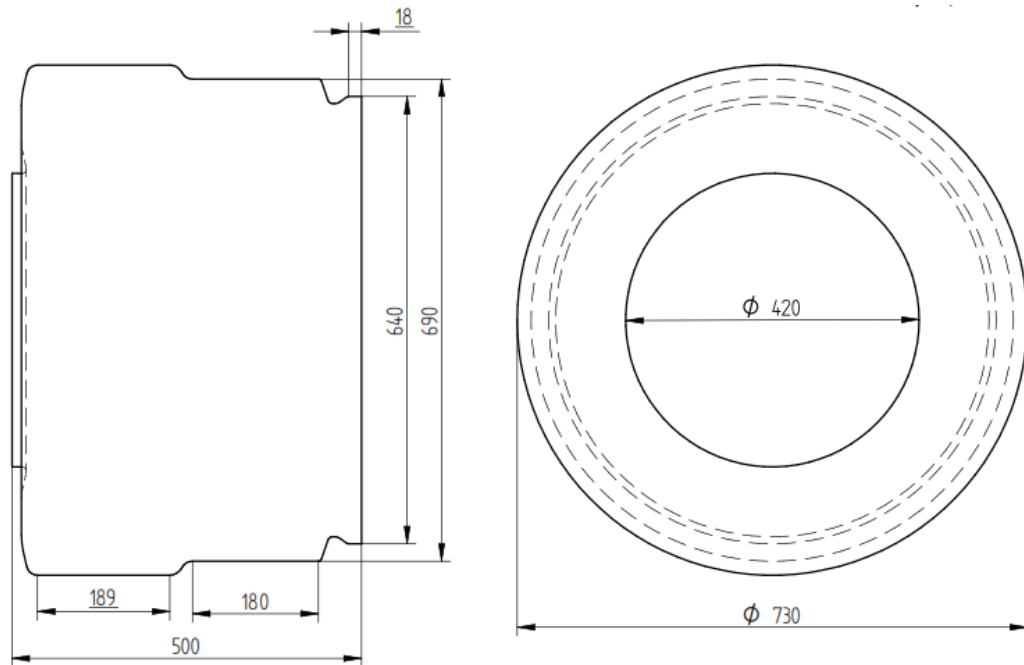


Figura 2-3 Vistas del tambor rotativo Fuente: Autor

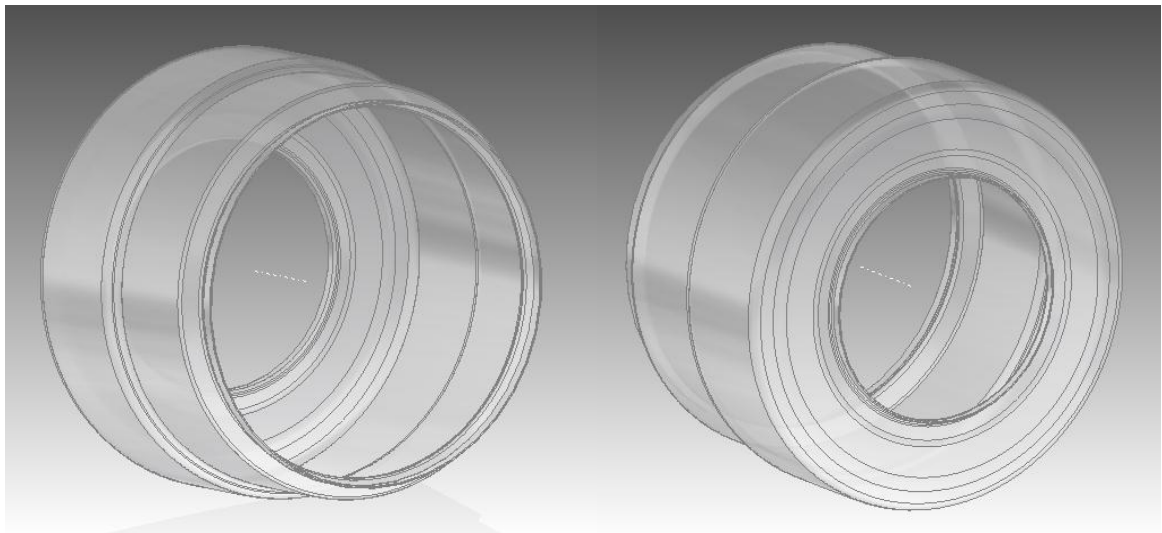
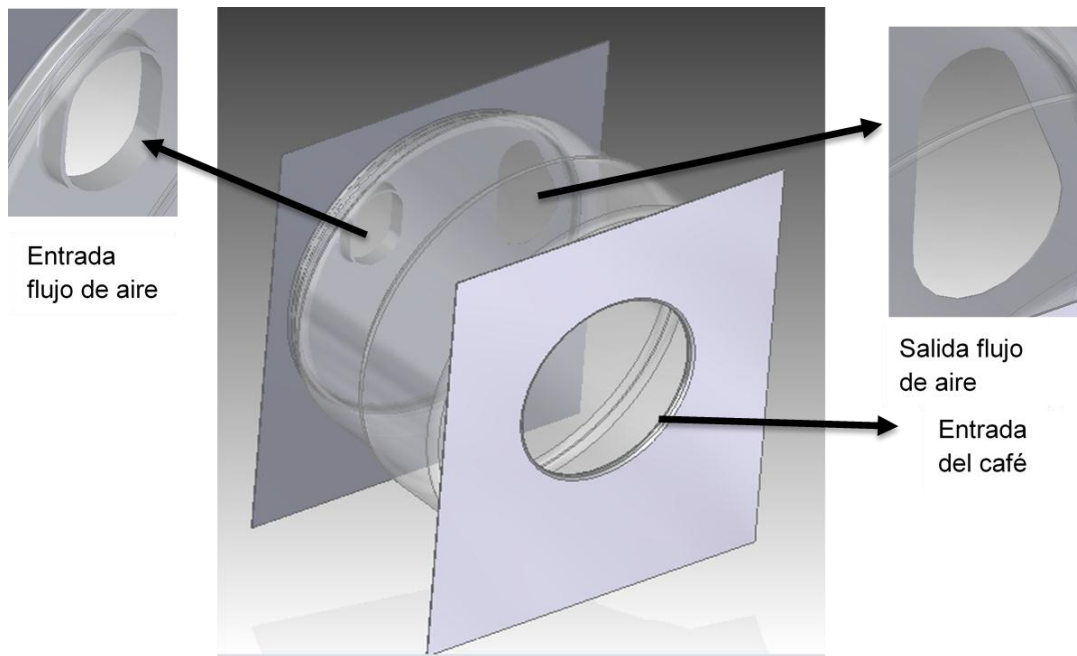


Figura 2-4 Detalle de entrada y salida del aire del tambor Fuente: Autor



Los planos esquemáticos de las cámaras simuladas pueden tener algunas diferencias con la construcción real, ya que fue necesario realizar algunas pequeñas modificaciones para lograr la funcionalidad de la misma. Las modificaciones no afectan los resultados de la simulación. Sin embargo, esta geometría preliminar permitió identificar algunos problemas importantes antes de la construcción del prototipo real como se mostrará en el capítulo de resultados. Se emplearon simulaciones transitorias en el módulo CFX del software Ansys17.0[®], ya que permiten realizar diseños para compararlos con las instalaciones reales y de esta forma evaluar cambios significativos sin tener que realizar inversiones grandes de dinero a la construcción de prototipos.

Una vez se obtuvo la geometría del ensamble en Solid Edge ST7, se exportó al software módulo CFX del software Ansys 17.0[®], Una vez en este espacio se definieron las fronteras de entrada (in), salida (out) y las condiciones en las paredes (Walls) y en los serpentines (evaporador, condensador). Para el modelo se utilizaron operaciones booleanas que permite combinar diferentes objetos mediante operaciones lógicas como adición, sustracción, entre otras.

2.1.2 Técnica de discretización

En la Figura 2-5, se presenta el mallado de la bomba de calor, esta simulación se ha realizado para determinar el comportamiento fluido dinámico del aire en su recorrido a través de la cámara y el serpentín, partiendo desde una zona de entrada, hasta la sección de salida, allí definidas, en la Tabla 2-2, se presentan los parámetros de las métricas de mallado seleccionadas para la simulación.

Figura 2-5 Mallado del sistema de bomba de calor. Fuente: Autor

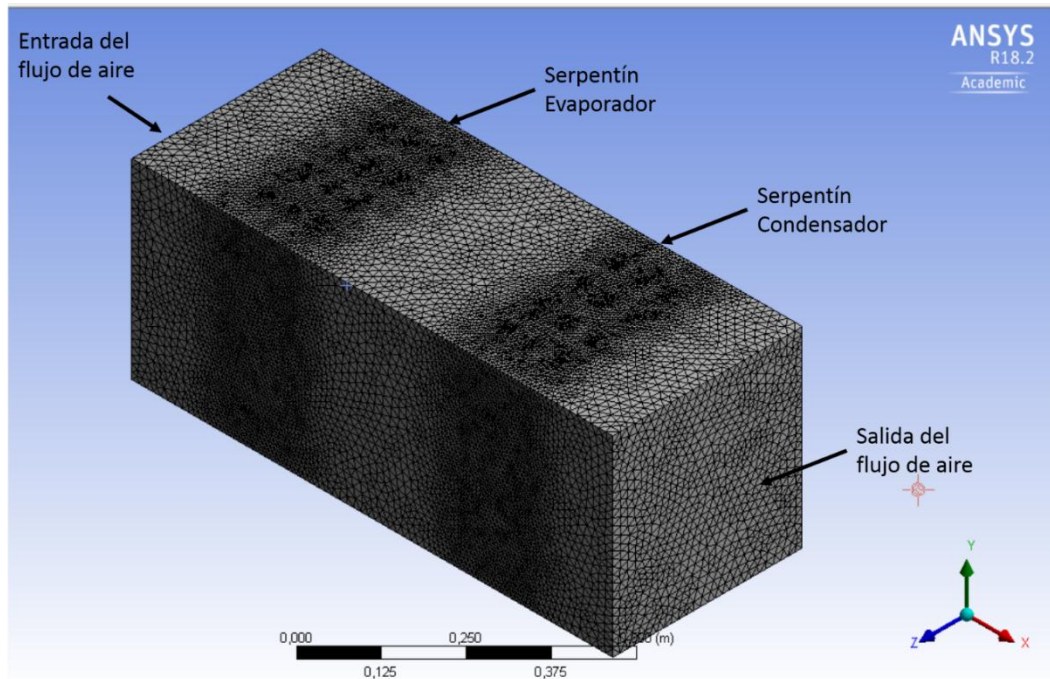


Tabla 2-2 Características del modelo Fuente: Autor

Parámetro	Valor
Método de solución	Fluent
Relevancia	100
Tipo de elemento celdas tetraédricas	3.694.392
Nodos	818.373
Elementos	3.694.392
Oblicuidad máxima	0,948
Relación de aspecto máxima	14,36
Calidad ortogonal máxima	0,99

En la Figura 2-6, Presenta el mallado del tambor rotatorio, esta simulación se ha realizado para determinar el comportamiento fluido dinámico del aire en su recorrido a través del tambor rotatorio, partiendo desde una zona de entrada, hasta la sección de salida, allí definidas, la Figura 2-6, muestra la discretización del dominio con una predominancia de elementos tetraédricos para tal fin. En la Tabla 2-3 se presentan la definición de las condiciones de frontera seleccionadas para la simulación.

Figura 2-6 Mallado del tambor rotatorio de secado Fuente: Autor

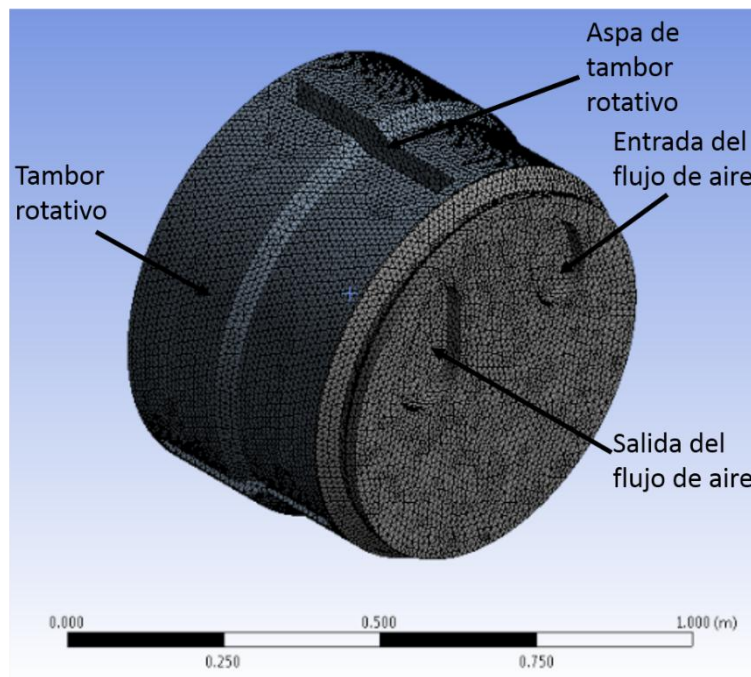


Tabla 2-3 Definición de las condiciones de frontera Fuente: Autor

Variable	Valor	Unidad
Velocidad de entrada	4	m.s ⁻¹
Temperatura de entrada	60	°C
Presión de salida	0	kPa
Temperatura de salida	25	°C
Tipo de análisis	Transitorio	-
Tiempo total analizado	60	s
Tamaño del paso de tiempo	0,01	s
Modelo de turbulencia	Shear Stress Transport	-
Modelo de transferencia de calor	Total Energy	-
Interface	Conexión general	-
Velocidad de rotación	2	RPM
Nodos	466.876	-
Elementos	2'597.761	-
Oblicuidad máxima	0,79943	-
Relación de aspecto máxima	9,6265	-
Calidad ortogonal máxima	0,99021	-

El desarrollo de estas simulaciones se basó en las ecuaciones de Navier Stokes de masa, energía y momento para realizar las simulaciones, ya que es complejo resolverlas analíticamente. Para el logro de este objetivo se contó con el laboratorio de simulación CADD del ITM en el cual se encuentra instalado el software Ansys fluent, esta simulación se realizó usando un equipo único con un tiempo de simulación de 70 horas aproximadamente.

2.2 Implementación de la cámara de secado

Para la implementación de la cámara de secado se realizaron los cálculos matemáticos para determinar la masa máxima de café que se puede tratar con el equipo, fijar las mermas máximas para que el café quede con las condiciones de compra y valores por parte de la Federación Nacional de Cafeteros.

2.2.1 Cálculos y dimensionamiento

Se inició calculando la cantidad de calor que requiere aportar al producto para liberar la humedad y llevarlo a condiciones de compra por cooperativa cafetera así:

Calor aportado al producto seco

Se calculó como se muestra en la ecuación (2.1).

$$Q_s = m C_{p,m} (T_f - T_i) \quad (2.1)$$

Q_s es el Calor al producto seco

m es la masa a acondicionar

$C_{p,m}$ es el calor específico de la masa a acondicionar

T_f es la temperatura de final del a la masa seca

T_i es la temperatura de inicial de la masa seca

Para poder realizar los cálculos del sistema de secado se precisa conocer cuál es el calor específico del café pergamino, en la Tabla 2-4, se presenta los valores de calor específico de diferentes tipos de café de acuerdo con la literatura

Tabla 2-4 Caracterización de café Fuente Autor

Investigador	Método	Rango de humedad del grano	Ecuación de C_p	Unidad Variedad
Montoya (1989) ¹	Mezclas	11% - 45%	1,3556+5,7859CH	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$
			1,6275-5,0006x ²	$\text{kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ Catuai
			2,0567-10,8243x ²	$\text{kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ Catuai amarelo
Borém et al [47]	Mezclas	9,05%-48,73%	1,4771-3,1934x ²	$\text{kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ Catuai Vermelho
			1,9008-7,1889x ²	$\text{kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ Acaíá
			1,6013-1,0543x ²	$\text{kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ Rubi

Del estudio de Borém et al.[47], se concluye que el calor específico varía de $1 \text{ kJkg}^{-1}\text{C}^{-1}$ hasta $3 \text{ kJ kg}^{-1}\text{C}^{-1}$ para todas la variedades y con contenidos de humedad promedio de 9,72% hasta 47,51%. Para el caso el $C_{p,m}$ = calor específico de la masa a acondicionar Se consideró de acuerdo a la ecuación de Montoya (1989), ya que esta ecuación es la utilizada por el centro de investigación de CENICAFÉ para el café pergamino, para el caso colombiano ecuación (2.2)

$$C_{p,m} = 1,3556 + 5,7859 C_h \quad (2.2)$$

El C_h = es el contenido de humedad inicial del grado, se considera de 53% [1], [6], [10], [48].

Humedad en base húmeda

Se define como la cantidad de agua que tiene el grano en total, es decir, sobre su peso de materia seca más agua como se muestra en la ecuación (2.3), la humedad se consideró del 53% [1], [6], [10], [48], que es la media reportada

¹ Montoya, E. C. *Optimización operacional del secador intermitente de flujos concurrentes para café pergamino*. Pereira: Facultad de Ingeniería Industrial/Universidad Tecnológica de Pereira, 1989, 116p (Doctoral dissertation, Tesis MSc).

$$H_{bh} = \frac{m_w}{m_w + m_s} = \frac{m_w}{m_t} \quad (2.3)$$

H_{bh} es la humedad en base húmeda

m_w es la masa de agua

m_s es la masa se materia seca

m_t es la masa total

Humedad en base seca

Ésta es definida como la cantidad de agua que tiene el grano en relación solamente a la cantidad de materia seca. Se muestra en la ecuación (2.4),

Humedad final = Agua en el pergamino final / Peso total

$$H_{bs} = \frac{m_w}{m_s} \quad (2.4)$$

H_{bs} es la humedad en base seca

m_w es la masa de agua

m_s es la masa se materia seca

Calor de evaporación

Representa la mayor parte de la energía consumida que se emplea en la evaporación del agua, este es el calor más significativo. Para este cálculo primero se debe calcular cual es la velocidad de evaporación para la secadora en base a los parámetros de humedad establecidos para el café como se muestra en la ecuación (2.5).

$$E = \dot{m}(H_{bs \text{ entrada}} - H_{bs \text{ salida}}) \quad (2.5)$$

E: Velocidad de evaporación, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$

\dot{m} : Flujo másico del producto seco

H_{bs} Es la humedad en base seca

El calor de evaporación: Se calcula como se muestra en la ecuación (2.6).

$$Q_e = E\lambda \quad (2.6)$$

Q_e :es el Calor de la evaporación

E : Velocidad de evaporación, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$

λ es el calor latente de evaporación

Calor al líquido,

Es el calor que recibe el líquido para su precalentamiento. Se considera que el secado es a temperatura de bulbo húmedo del aire, esto quiere decir que el líquido alcanza esa temperatura antes de evaporarse. Se calcula como se muestra en la ecuación (2.7).

$$Q_l = m H_{bh,in} (C_{p,w}) (T'_{ent} - T_{i,in}) \quad (2.7)$$

Q_l es el Calor que recibe el líquido

m es la masa a acondicionar

H_{bh} es la humedad en base húmeda a la entrada

$C_{p,w}$ es el calor específico del agua es estado líquido

T'_{ent} es la temperatura de bulbo húmedo entrada del aire

$T_{i,in}$ es la temperatura de inicial (entrada) de la masa seca

Calor al vapor de agua

Se lo denomina a este calor también como sobrecalentamiento y se calcula en base a la diferencia de la temperatura de secado y la temperatura del aire de salida. Se calcula como se muestra en la ecuación (2.8).

$$Q_v = E(2.510)(T_{f,sal} - T'_{ent}) \quad (2.8)$$

Q_v es el Calor que recibe el vapor

E: Velocidad de evaporación, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$

$T_{f, \text{sal}}$ es la temperatura de salida del aire

T'_{ent} es la temperatura de bulbo húmedo entrada del aire

Calor de la humedad residual

Es el calor que adquiere el agua dentro del producto pero que nunca se evapora y se calcula como se muestra en la ecuación (2.9).

$$Q_e = mH_{bs}(C_{p,w})(T_f - T_i) \quad (2.9)$$

Q_e es el Calor residual

m es la masa a acondicionar

H_{bs} es el contenido de humedad del producto en base seca

$C_{p,w}$ es el calor específico del agua es estado líquido

T_f es la temperatura de final del a la masa seca

T_i es la temperatura de inicial de la masa seca

Masa del aire de la cámara

Se calcula como se muestra en la ecuación (2.10)

$$m_a = \rho_c V_c \quad (2.10)$$

m_a es el flujo másico de aire kg

ρ_c es la densidad de aire de la cámara a la entrada $\text{kg}_{\text{air}}/\text{m}^3$

V_c es el volumen de la cámara m^3

Flujo másico del aire

Se calcula como se muestra en la ecuación (2.11)

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_{p,air}(T_f - T_i)} \quad (2.11)$$

\dot{m} :es el flujo de masa a acondicionar

Q es el Calor aportado al aire

$C_{p,air}$ es el calor específico del aire

T_f es la temperatura de salida del aire

T_i es la temperatura entrada del aire

Humedad del aire a la salida.

Se asume que la humedad de salida es tal que no excederá la de saturación, se calcula como se muestra en la ecuación (2.12)

$$W_{out} = W_{in} + \frac{E}{\dot{m}} \quad (2.12)$$

W_{out} es el contenido de humedad del aire a la salida

W_{in} es contenido de humedad del aire a la entrada

\dot{m} :es el flujo de masa a acondicionar

E: Velocidad de evaporación, kg/s

Se realizó el cálculo de la carga térmica para proceder con la implementación del sistema de secado con tambor rotativo y determinar la carga máxima (masa de café pergamino), que soporta el mismo como se muestra en la Tabla 2-5

Tabla 2-5 Cálculos del sistema de secado Fuente: Autor

Datos		Cálculos:	
Temperatura final del grano[°C]	45	Humedad entrada del café [Hbs]	1,127
Temperatura inicial del grano[°C]	21	Humedad salida del café [Hbs]	0,136
Calor específico del café [kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹]	4,42	Masa de café a la salida del secador [kg]	29,5
Volumen Real tambor rotativo [m ³]	0,1840	Masa agua a evaporar [kg]	20,5
Calor específico del agua [kJ.kg ⁻¹ C ⁻¹]	4,18	Calor aportado al producto seco [kW]	0,869
Calor latente evaporación agua [kJ.kg ⁻¹]	2270	Calor de evaporación [kW]	18,43
Masa a secar de café pergamino [kg]	50	Calor al líquido [kW]	0,320
Humedad entrada del café [%]	53	Calor al vapor de agua [kW]	0,189
Humedad final del café [%]	12	Calor de la humedad residual [kW]	0,112
Temperatura entrada del aire [°C]	50	Calor total [kW]	19,93
		Masa del aire de la cámara [kg]	0,163
		Flujo másico del aire [kg.s ⁻¹]	1,75
		Humedad del aire a la salida[kg _w .kg _a ⁻¹]	0,00011
		Capacidad de la bomba de calor [KW]	3,5
		Tiempo en horas estimado [h]	5,69

De acuerdo con los cálculos realizados se puede inferir que con el equipo de refrigeración para la implementación de la bomba de calor que se tiene para realizar el secado de 50 kg de café pergamino tardaría 5,69 horas en promedio, y la capacidad del tambor rotativo utilizado quedaría con el 46,62% de su capacidad total.

Ciclo de refrigeración

Se calculó el ciclo de refrigeración teórico, basado en la investigación de Lee & Kim [27] utilizando el software CoolPack, CoolPack es una colección de modelos de simulación para sistemas de refrigeración. Cada uno de los modelos tiene un propósito específico, Análisis de ciclo, dimensionamiento de componentes principales, análisis y optimización de energía. CoolPack es desarrollado por el Departamento de Ingeniería Mecánica (MEK), Sección de Ingeniería de Energía (ET) de la Universidad Técnica de Dinamarca (DTU).

En la Tabla 2-6, se muestra los valores utilizados para la simulación y en la Tabla 2-7 se muestran los resultados del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Tabla 2-6 Datos Ciclo Bomba de Calor Fuente: Autor

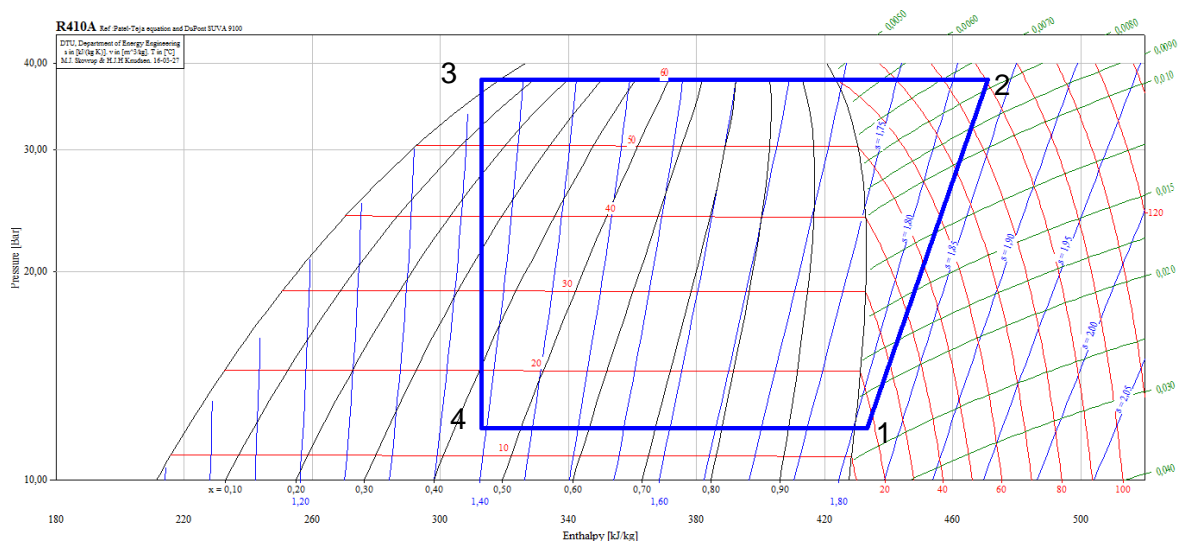
Datos		Cálculos:	
Te [°C]	13,30	Qe [kJkg ⁻¹]	3,510
Tc [°C]	60,00	Qc [kJkg ⁻¹]	4,614
DT subcooling [K]	2,00	W [kJkg ⁻¹]	1,104
DT superheat [K]	4,00	COP _R [-]	3,18
Isentropic efficiency	0,85	COP _{HP} [-]	4,17
Refrigerant	R410A	Pressure ratio [-]	3,186

Tabla 2-7 Valores de los puntos el ciclo de refrigeración Fuente: Autor

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ kg ⁻¹]	h [kJkg ⁻¹]	s [kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
1	17,309	11,900	0,02283	433,168	1,8147
2	90,569	37,908	0,00770	471,001	1,8304
3	57,852	37,908	N/A	312,836	1,362
4	13,204	11,900	0,01030	312,836	1,395

En la Figura 2-7, se presenta un diagrama de p-h, para el ciclo de refrigeración trabajando con refrigerante R410A, es posible observar el ciclo de refrigeración donde los valores de temperatura de condensación son 60°C, y la temperatura de vaporación de 13,30 °C en un ciclo ideal.

Figura 2-7 Ciclo de refrigeración Fuente: Autor



En la Figura 2-7, es posible observar el ciclo de refrigeración, donde los valores la temperatura de descarga del compresor están cercanos a los 90 °C, (punto 2); zona donde pierde calor sensible el refrigerante y va reduciendo la temperatura, una vez ingresa al condensador la temperatura de condensación se reduce a 60°C, el refrigerante pierde calor latente a lo largo del condensador para cambiar de fase gaseosa a fase líquida, transfiriendo este calor al aire el cual va a realizar el secado del café pergamino, se tiene un subenfriamiento del refrigerante (punto 3), ingresa al evaporador luego de su paso por el dispositivo de expansión en una condición isoentálpica a baja presión, con una temperatura de evaporación de 13,30 °C (punto 4), una vez ingresa al evaporador el refrigerante gana calor latente a lo largo de la superficie para cambiar de fase líquida a fase de vapor, el calor ganado por el refrigerante es el calor retirado del agua y al producto a secar alojado en el tambor rotativo. Una vez sale del evaporador se sobrecalienta el refrigerante con el fin de evitar que llegue al compresor en estado líquido y pueda dañar el sistema de compresión (punto1), allí mismo ingresa al compresor que es el encargado de elevar la presión y la temperatura al refrigerante para continuar el ciclo. Al compresor se le suministra potencia eléctrica para realizar el trabajo.

Usando los valores anteriores se realizó el cálculo del ciclo termodinámico del sistema y particularmente el coeficiente de desempeño COP_{HP} de la bomba de calor teórico, definido por la ecuación (2.13)

$$COP_{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (2.13)$$

También se puede definir como se muestra en la ecuación (2.14)

$$COP_{HP} = \frac{q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.14)$$

Donde $h_1 = h_{g \text{ a } P_1}$ y $h_3 = h_{f \text{ a } P_3}$ para el caso ideal.[15]

Q_L = calor del espacio refrigerado

Q_L = calor rechazado

$W_{\text{neto,entrada}}$ = trabajo neto

h_1 = entalpia salida del evaporador

h_2 = entalpia entrada de condensador

h_3 = entalpia salida del condensador

h_4 = entalpia entrada de evaporador

Una vez se calculó, se implementó la cámara de secado con el compresor inverter y se realizó la validación experimental para determinar la eficiencia del secado.

2.2.2 Diseño de la implementación

Para el desarrollo del segundo objetivo se construyó una cámara de secado de café pergamino con tambor rotatorio y compresor tipo inverter.

Tambor Rotativo

El tambor rotativo utilizado fue tomado de una secadora de ropa eléctrica marca KENMORE, Modelo 110, Serie F82352609, alimentación eléctrica 110V, el cual consta de una coraza cilíndrica, usualmente construida de acero, dentro de la cual se ingresa el material a secar; además cuenta con una configuración de 3 aletas que levantan el material al rotar para dejarlos caer como una cascada y revolverlo para mejorar el secado, como se muestra en la Figura 2-8, el sistema de

tambor rotativo fue preparado y pintado para mejorar la apariencia y la asepsia del sistema, se ensambló reemplazando los elementos defectuosos como tornillos y rodamientos, se adicionó un reductor de velocidad para que el giro del tambor rotativo sea de 1RPM La configuración definitiva se muestra en la Figura 2-9.

Figura 2-8 Detalles del tambor y aspas Fuente: Autor

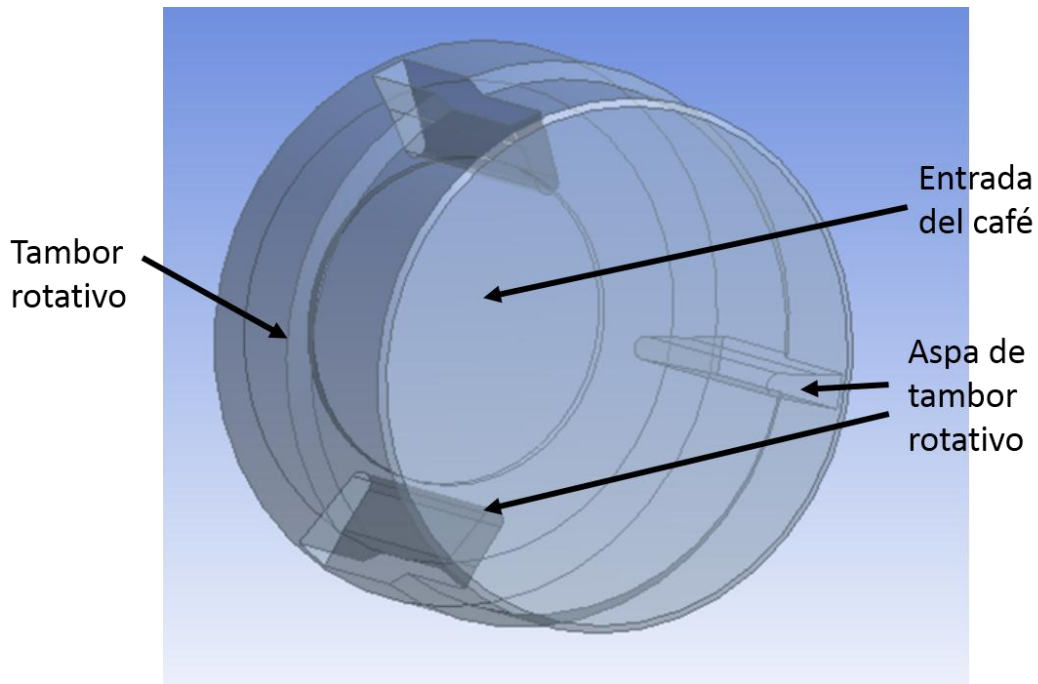


Figura 2-9 Ensamble del Tambor rotativo Fuente: Autor



Compresor Inverter

La bomba de calor fue equipada con un compresor comercial rotativo marca GMCC, modelo ASN98D32UEZ de $9963 \text{ BTU}\cdot\text{h}^{-1}$, (2.92 kW) [49], (Figura 2-10), en la Tabla 2-8 se muestra las características del compresor, el compresor eléctricamente mide $1,11\Omega$ (20°C) entre todos sus bornes.

Figura 2-10 Compresor modelo ASN98D32UEZ Fuente: Autor



Tabla 2-8 Características del compresor [49]

Marca	GMCC
Modelo	ASN98D32UEZ
Desplazamiento ($\text{cm}^3\text{rev}^{-1}$)	9,7
Capacidad frigorífica (W)	2920
Capacidad frigorífica ($\text{BTU}\cdot\text{h}^{-1}$)	9963
Potencia eléctrica (W)	740
Eficiencia (COP)(W/W)	3,95
Altura del compresor (mm)	250
Diámetro tubería descarga (mm)	8,1
Diámetro tubería succión (mm)	12,9
Refrigerante	R410A
Tipo de compresor	Rotativo de Cilindro simple
Alimentación eléctrica	3 ~ DC Inverter

Intercambiadores de calor

Los intercambiadores instalados fueron 2, los modelos CT-00092 Marca Thermo-Coil, con una capacidad frigorífica nominal de 9220 BTU h^{-1} , en la Tabla 2-9, se muestra las características de los intercambiadores de calor

Tabla 2-9 Características serpentín Fuente: Autor

Modelo	Referencia	Medidas (mm)			Flujo de aire (CFM)	Ventilador Nx θ inch	Rendimiento BTU.h $^{-1}$
	Comercial	largo	Alto	Ancho			
CT-00092	3/4 HP	343	319	140	700	1x12	9220

Dispositivo de expansión

El dispositivo de expansión instalado en el equipo fue un tubo capilar de 1/8" Diámetro externo y 0,8 metros de longitud, seleccionado para operar con una capacidad máxima de 12000 BTU.h $^{-1}$ cuando el compresor tipo Inverter alcance el 130% en su funcionamiento en un rango de temperaturas de evaporación comprendido entre 3°C y 12°C

Refrigerante

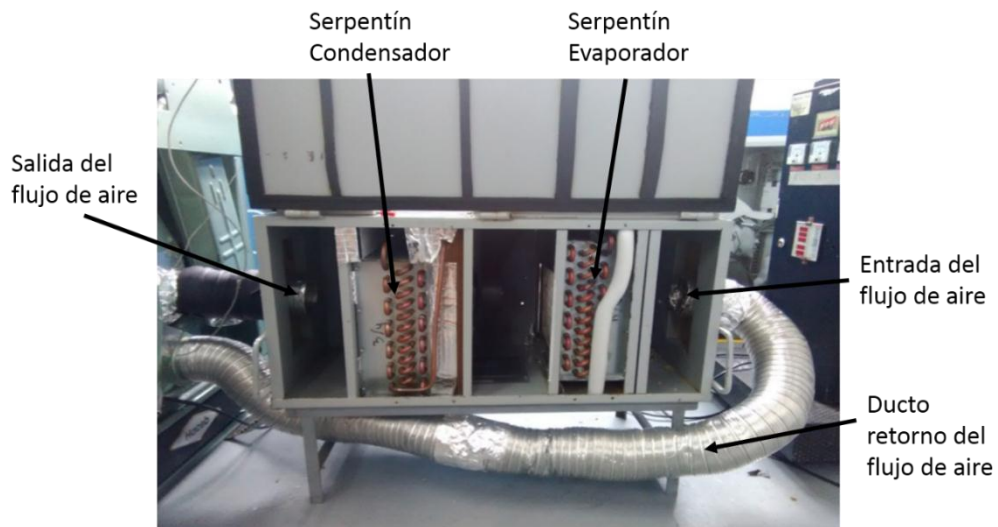
En cuanto al refrigerante empleado en la prueba fue el R410A que es el refrigerante adecuado para trabajar con el compresor seleccionado con una masa de 520 g, además es un refrigerante que dentro de sus beneficios están: un menor impacto ambiental, mejora el desempeño de los equipos. El refrigerante R-410A se vende bajo las denominaciones comerciales de Forane 410A, Puron, EcoFluor R410, Genetron R410A y AZ-20, es una mezcla casi azeotrópica de dos gases HFC o hidrofluorocarbonados: diflorometano (llamado R-32) y pentafluoroetano (llamado R-125), el cual es usado como refrigerante en equipos de aire acondicionado.(Tabla 2-10).

Tabla 2-10 Características del refrigerante R410A

Clasificación	HFC
Mezcla binaria	R31/R125
Composición %	50/50
Grupo de seguridad	A1
Temperatura de ebullición (1,1013 bar)	-51,58 °C
Temperatura crítica	72,13 °C
Presión crítica	49,26 Bar
Densidad crítica	488,9 kg.m ⁻³
Toxicidad (AEL)	1000 ppm
OPD	0
GWP	2088

Bomba de calor

La unidad experimental de referencia fue una bomba de calor de tipo aire – aire (Figura 2-11) fabricada a necesidad de construcción compacta, aplicable para sistemas de secado por deshumificación y con compresor tipo inverter con una capacidad frigorífica nominal de 9963 BTU.h⁻¹ utilizando como refrigerante el R410A.

Figura 2-11 Bomba de calor de tipo aire – aire fuente: autor

Se consideró el sistema de control de un aire acondicionado de 12000 Btu^h⁻¹, Inverter Marca Confortfresh, Modelo TAC-12CSA/ZI2, Código 109946, Serie 11336NG7780G90500179 (ver anexo), al aire acondicionado se realizó el proceso de recuperación de refrigerante R410A, luego se le extrajo el compresor y los componentes electrónicos, a la bomba de calor diseñada se le instaló la tarjetas de potencia, tarjeta control, los sensores, ventiladores y demás periféricos para proceder a poner a punto el sistema.

Una vez se ensamblaron los dos subsistemas por separado se modeló el ensamble como se observa en la Figura 2-12, para determinar la mejor ubicación de los elementos, se trató de seguir las especificaciones simuladas, en la Figura 2-13, se presenta el ensamble completo de la bomba de calor y el tambor rotativo.

Figura 2-12 Simulación del Ensamble de los subsistemas fuente: autor

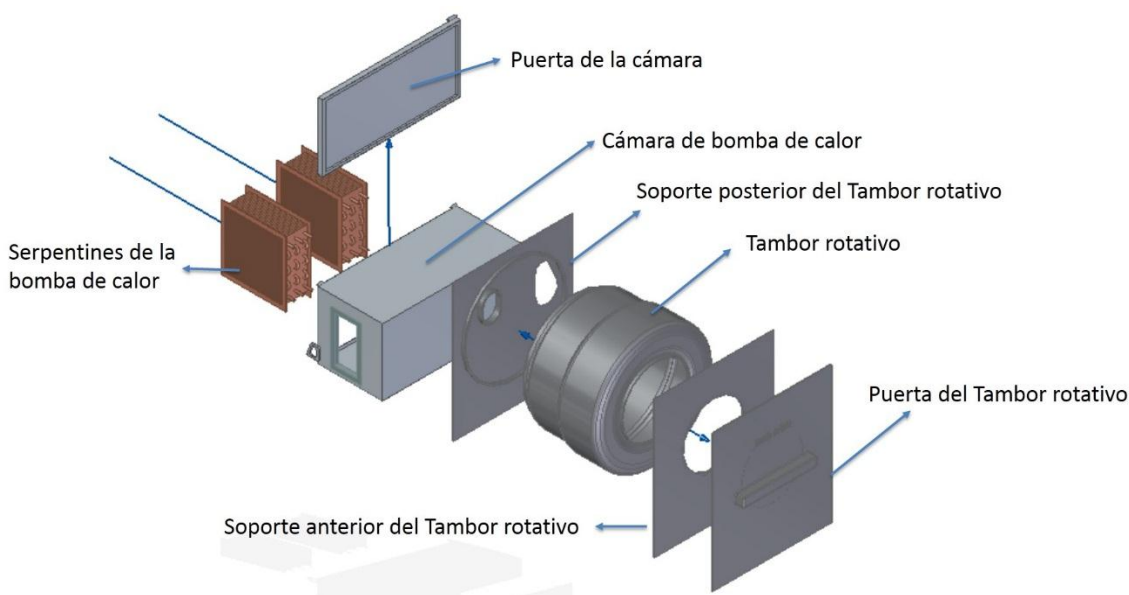


Figura 2-13 Ensamble de los subsistemas, montaje real fuente: autor



2.2.3 Instrumentos de medición

Para la medición de las variables se dispuso de diferentes instrumentos los cuales se referencian en la Tabla 2-11

Tabla 2-11 Instrumentos de medición Fuente: Autor

Sistema	Variable	Característica o referencia	Marca
Café	Peso	Balanza electrónica CC220	CPS
	Temperatura	Termocuplas tipo K Multímetro 116	Fluke
Cámara Termográfica T200		Flick	
Tambor rotativo	Humedad relativa	Termo higrómetro datalogger	UNI-T
		UT330B y UT330C	
	Velocidad del aire	Anemómetro Airmeter 975	Fluke
Serpentines	Temperatura	Multímetro UT61C con Termocupla tipo K	UNI-T
		Presión	Manómetro digital para refrigeración
Sistema de secado	Energía eléctrica	Sman3	
		Multímetro digital DMK32	Lovato electric
Compresor	Temperatura	Cámara Termográfica T200	Flick
		Presión	Manómetro digital para refrigeración
Condiciones ambientales	Temperatura	Sman3	
		Humedad relativa	Manómetro digital para refrigeración
Condiciones ambientales	Temperatura	Termohigrometro 971	Fluke
		Humedad relativa	Termohigrometro 971

En la Figura 2-14 y Figura 2-15, se muestra el detalle de la medición del equipo y la ubicación de cada uno de los instrumentos en el equipo.

Figura 2-14 Detalles de la medición del equipo Fuente: Autor

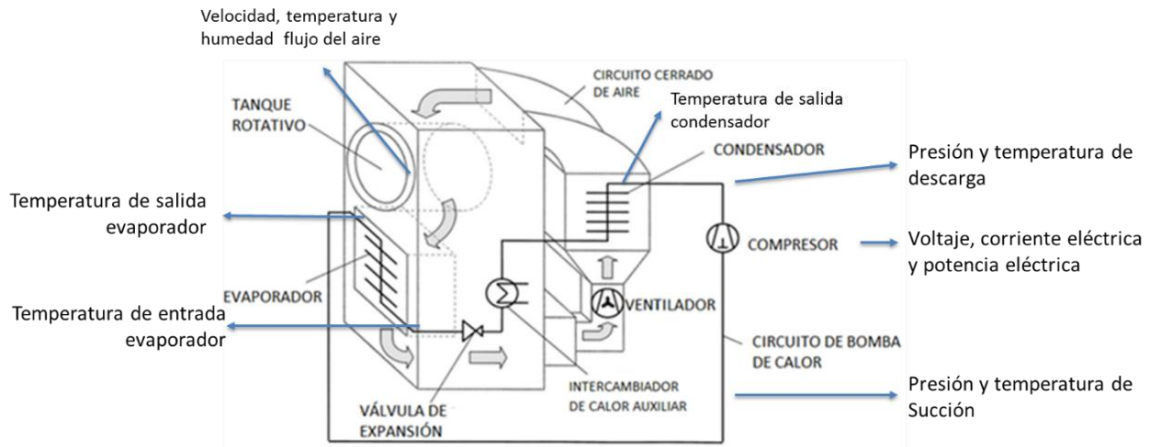
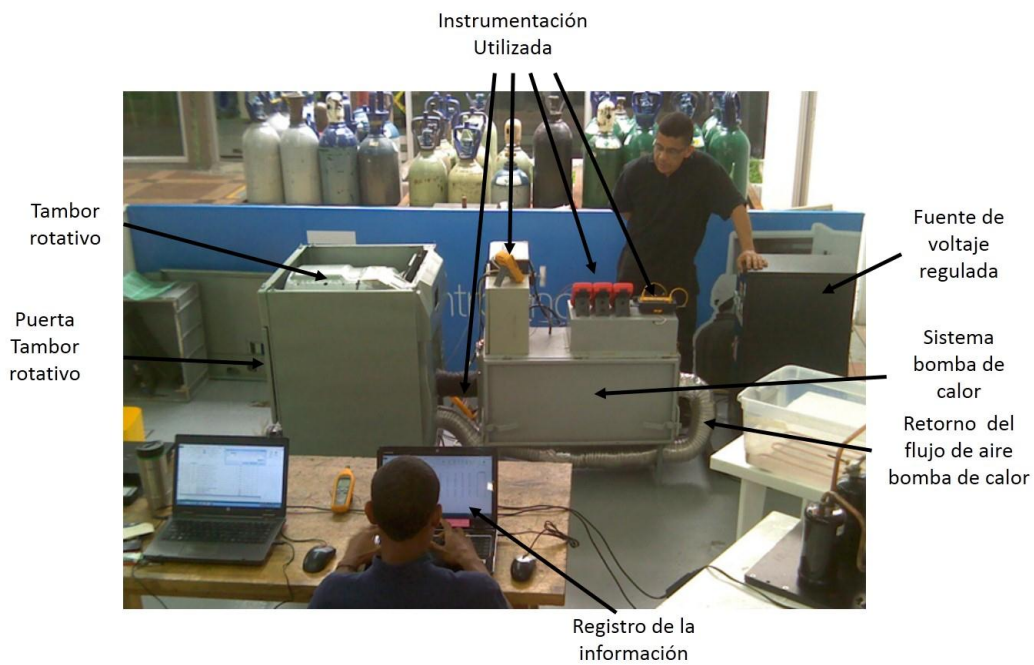


Figura 2-15 Instrumentación y Recolección de los datos Modificada por Autor



Una vez se realizó la instrumentación de todo el sistema, se encendieron los instrumentos y después de la puesta a punto se procedió a tomar las lecturas de datos cada 5 minutos.

2.2.4 Puesta a punto

El sistema de alimentación eléctrica implementado fue una fuente de energía regulada trifásica, a la cual se adaptó un multímetro digital marca Lovato referencia DMK32 (Figura 2-16) el cual

permite medir simultáneamente voltaje, corriente eléctrica, potencia, coseno θ , entre otras, y almacenamiento de la información como la energía eléctrica demanda por el proceso (kWh)

Figura 2-16 Multímetro digital marca Lovato referencia DMK32 [50]



La alimentación de todo el sistema se realizó en dos partes: el sistema de bomba de calor fue alimentado a 208V, y el tambor rotativo a 110V teniendo control eléctrico independiente de los dos procesos.

La bomba de calor una vez se energiza, su sistema de control tiene un retraso de 1 minuto para el arranque inicial del compresor Inverter y los demás componentes y de hasta 3 minutos de retraso para casos como fallos en el circuito. El módulo Inverter se autoprotege contra corriente, voltaje y temperatura. Si alguna de estas protecciones se activa, mostrará en el display el código de protección el cual se debe consultar en el manual de fabricante del equipo [51]

En la puesta a punto, se inició energizando la bomba de calor desde el control remoto con un set point de 16°C, temperatura deseada en el espacio, en su aplicación como aire acondicionado. La tecnología inverter, compara la temperatura del aire al ingreso al evaporador con la del set point, conforme a este delta, hace que el compresor revolucione más rápido o más lento, variando la potencia eléctrica. Una vez alcanzó la temperatura a la salida del condensador de 47°C, inmediatamente se encendió el tambor rotativo para que se transfiriera el calor a la superficie del tambor. Teniendo en cuenta que el flujo del aire transita en un circuito cerrado entre la bomba de calor y el tambor rotativo, el aire solo se remueva en la apertura de la puerta, al estar en un circuito

cerrado permitió alcanzar las temperaturas deseadas en un tiempo 20 minutos promedio en el inicio de la réplica. Una vez se estabilizó la temperatura del sistema se procedió a ingresar la masa de café pergamino a secar. En todo momento la estabilización del sistema se realizó con el propósito de tener un diferencial más alto entre las temperaturas del aire y la masa a secar para que la transferencia de calor fuese más rápida, evidenciándose en este proceso la segunda ley de la termodinámica.

2.2.5 Recolección y custodia de la muestra

El café que se utilizó para la evaluación del sistema de secado fue la variedad Catimor, el señor Juan Diego Tamanis Vélez, en sus buenas prácticas agrícolas utiliza el método RR [52], recoger y repasar, esto con el fin de recolectar de forma oportuna frutos maduros, haciendo los pases necesarios y para evitar que los frutos queden en la planta y se conviertan en hospedantes de la broca. La finca está ubicada en la vereda Santa Rita sector Yarumal del municipio de Andes, Antioquia.

El café fue recolectado, despulpado y dejado en agua para fermentar aproximadamente 24 horas, luego fue movido con el fin de separar el grano vano y el grano pasilla del grano pergamino, se realizó el proceso de lavado con agua limpia para poder cumplir con la condiciones exigidas por la cooperativa en el momento de la compra.

El método para determinar la humedad del grano seleccionado fue el Gravimet, [1], [2], [4], [8], basado en la relación en peso del café en los estados de lavado y seco. El método consiste en poner en una canastilla plástica con volumen fijo una muestra de 200 g de café sano y limpio, y registrar la evolución de su peso utilizando una balanza digital de bajo costo y cuando el peso del café está entre 104 g a 106 g su humedad deberá estar entre 10% y 12% (bh) [2]. El Gravimet es el método recomendado por la FNC y CENICAFÉ, para que el caficultor colombiano pueda hacer las mediciones y evite que el café que se está procesando sufra algún defecto como el sobre secado o que la humedad sea más alta de lo exigido para la comercialización. En el procedimiento de secado con el método del Gravimet se utilizó la ecuación (2.15). [1], [2], cada hora midiendo la masa total del café pergamino para determinar la humedad del grano.

$$Chf = \left[1 - \frac{P_i * (1 - Chi)}{P_f} \right] 100 \quad (2.15)$$

P_i = masa inicial del café,

Chi = Contenido inicial de humedad, %, b.h. (53% constante)

P_f = masa final,

Chf = contenido final de humedad estimada %, bh con el método Gravimet

La cadena de custodia de la muestra de café después del lavado se guardó en una caja de icopor, fue transportado a la ciudad de Medellín a las instalaciones del Centro de la Tecnología de la Manufactura Avanzada del Sena regional Antioquia donde se realizaron las mediciones. Una vez en el sitio de la evaluación se pesó la masa del café pergamino húmedo, con un total 23,84 kg, este se dividió en tres muestras iguales para hacer las réplicas de secado, cada muestra se separó y se dejó reposar 4 horas para escurrir el agua residual del proceso de lavado. Una vez cumplido este tiempo se pesó nuevamente y se ingresó al tambor rotativo el cual había sido estabilizado en su puesta a punto. Se optó por secar cada muestra de forma intermitente por periodos de 4 horas para validar el comportamiento de la bomba de calor (ver Tabla 3-1).

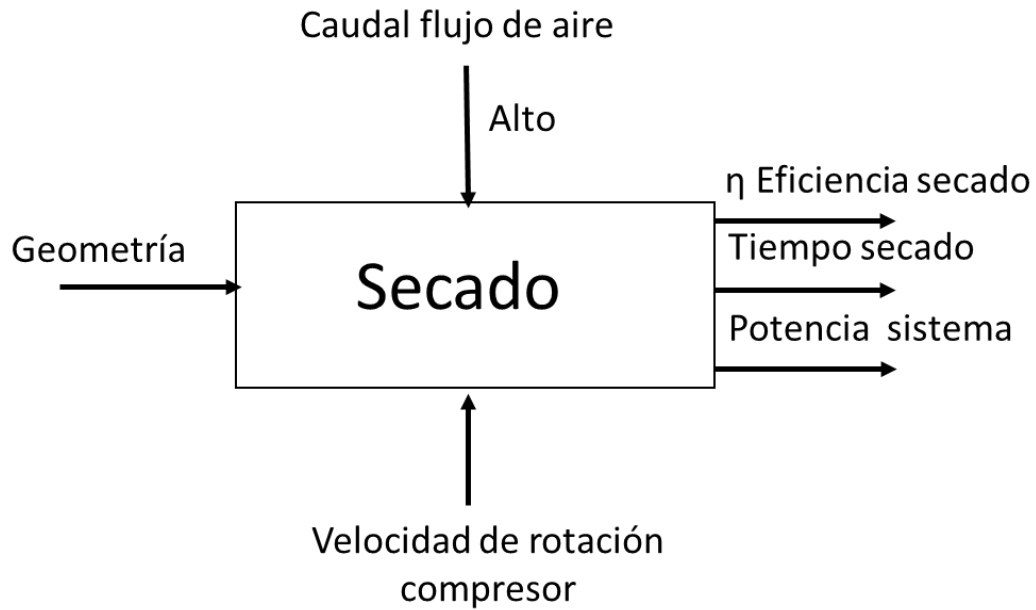
Se almacenó cada muestra en cajas de icopor debidamente identificada, mientras se volvía a introducir en el tambor rotativo para continuar secándolo. Siguiendo el método Gravimet, cada hora se extrajo la masa total de café para ser pesada e ir calculando la humedad final del grano recomendada para la comercialización (ver ecuación (2.15)).

2.2.6 Diseño del experimento

En la Figura 2-17 se muestra un esquema experimental. Allí se aprecia que las condiciones de entrada fueron la geometría del sistema de secado, el flujo de aire constante y la velocidad de rotación del compresor Inverter, el cual se presenta como variable no controlable ya que depende de los algoritmos de las tarjetas de control de acuerdo con las temperaturas en cada uno de sus sensores. Las variables de salida que se evaluaron fueron la eficiencia de secado, el tiempo de secado y el consumo eléctrico del sistema. Se realizó el experimento con un solo tratamiento, ya

que el sistema inverter varía la velocidad del compresor y del motoventilador en el condensador dependiendo de la temperatura de cada uno de los sensores.

Figura 2-17 Diseño esquemático de experimentación Fuente: Autor



3. Resultados

En el capítulo anterior se esbozó la metodología empleada para la obtención de la información de esta investigación y lograr los objetivos. En este capítulo se presentan los resultados obtenidos para cada uno de los objetivos.

3.1 Comportamiento fluido dinámico y térmico de la bomba de calor mediante simulación CFD

Se realizó el análisis fluido dinámico de un secador de café pergamino para predecir el comportamiento del aire en el interior del tambor rotativo, para tal fin fueron efectuadas simulaciones transitorias en el módulo CFX del software Ansys 17.0[®]. La geometría y la velocidad de entrada favorecen la presencia de turbulencia permitiendo que el aire llegue a la parte baja del tambor con una distribución homogénea de la temperatura.

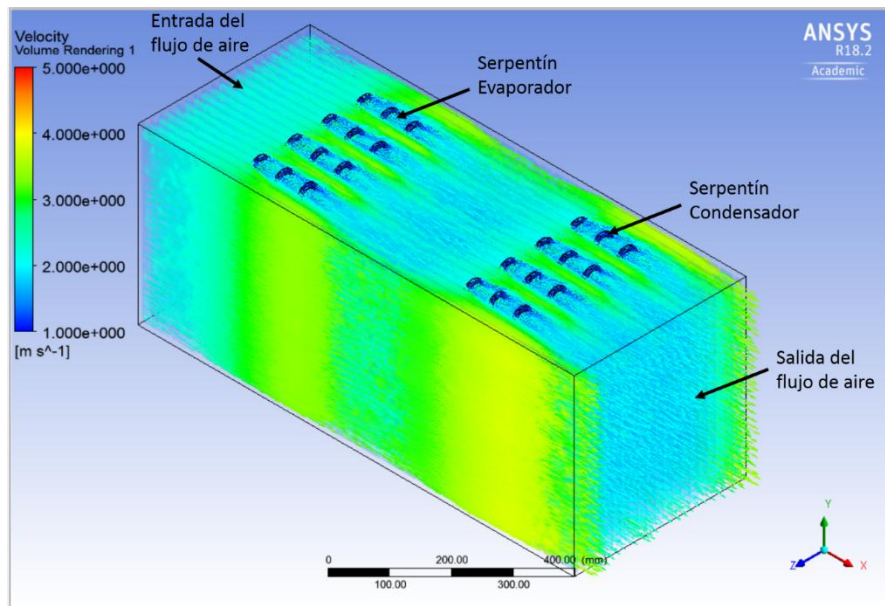
3.1.1 Comportamiento fluido dinámico

En la Figura 3-1, presenta comportamiento fluido dinámico el recorrido del aire, que fluye a través de la cámara donde se alojan los serpentines del evaporador y el condensador, partiendo desde una zona de entrada hasta la sección de salida, allí definidas. En el lado izquierdo superior de la Figura 3-1, es posible observar la leyenda, la cual, por medio de una escala de colores, expone la velocidad asociada a las distintas secciones de las líneas de corriente del flujo del aire.

En la Figura 3-1, es posible observar que el flujo de aire entra con valores de velocidad cercanos a $2,5 \text{ ms}^{-1}$ en forma lineal, además se observa que al entrar en contacto con los serpentines va cambiando la trayectoria y la dirección, pasando entre la pared de la cámara y el serpentín del evaporador donde se alcanzan valores de velocidad cercanos a $3,5 \text{ ms}^{-1}$, una vez sale de allí cambia su velocidad disminuyendo cerca $2,5 \text{ ms}^{-1}$, luego se ve que al pasar entre la pared de la cámara y el serpentín del condensador alcanza valores de velocidad cercanos a $4,5 \text{ ms}^{-1}$.

Finalmente, se puede inferir que los valores menores de velocidad son alcanzados en la zona de entrada de la cámara, y se puede observar como el flujo del aire sigue las trayectorias libres de obstáculos en la geometría, se asocian los valores de acuerdo a los colores mostrados en la leyenda.

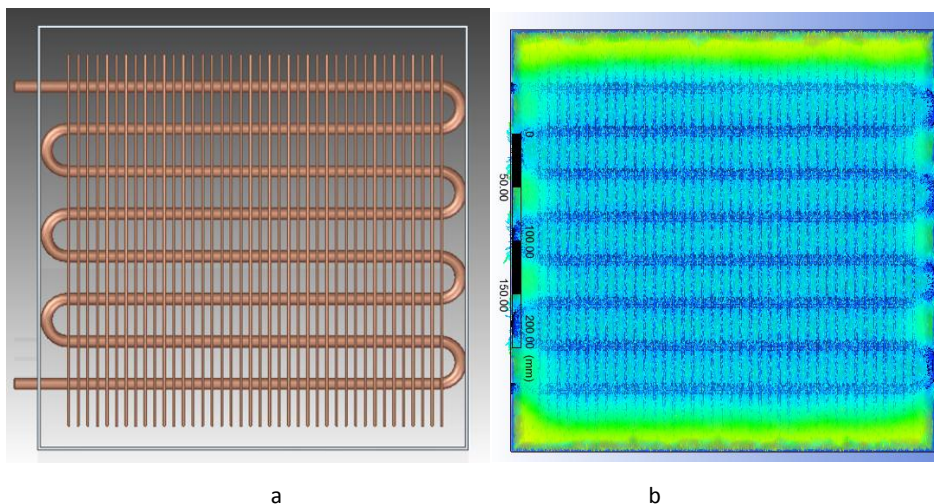
Figura 3-1 Perfiles de velocidad en la cámara y serpentines Fuente: Autor



Luego de evaluar los primeros resultados se determinó que se debían realizar cambios en la geometría del serpentín como se muestra en la Figura 3-2.

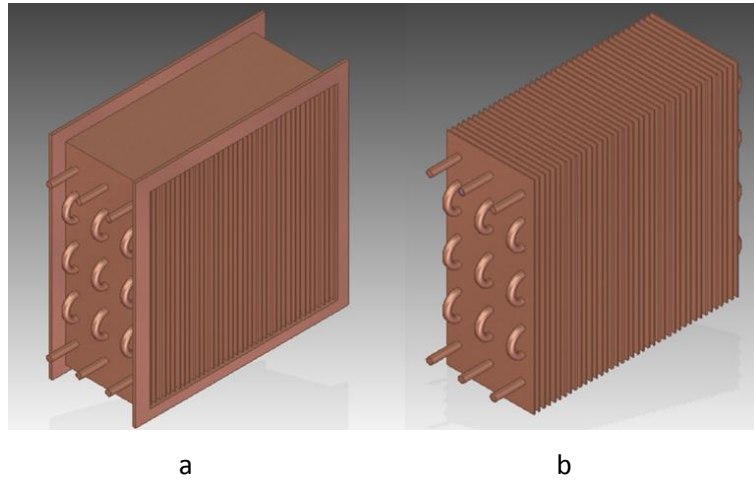
En la Figura 3-2a. Se presentan el detalle del serpentín y la cámara, en la Figura 3-2b. Se presenta la velocidad de flujo de aire en su paso a través del sistema, en la cual se puede observar que el flujo del aire pasa con mayor velocidad por el espacio que hay entre las paredes de la cámara y el serpentín, debido a que el serpentín no cubre completamente la superficie de la cámara.

Figura 3-2 Detalle del serpentín con la cámara Fuente: autor



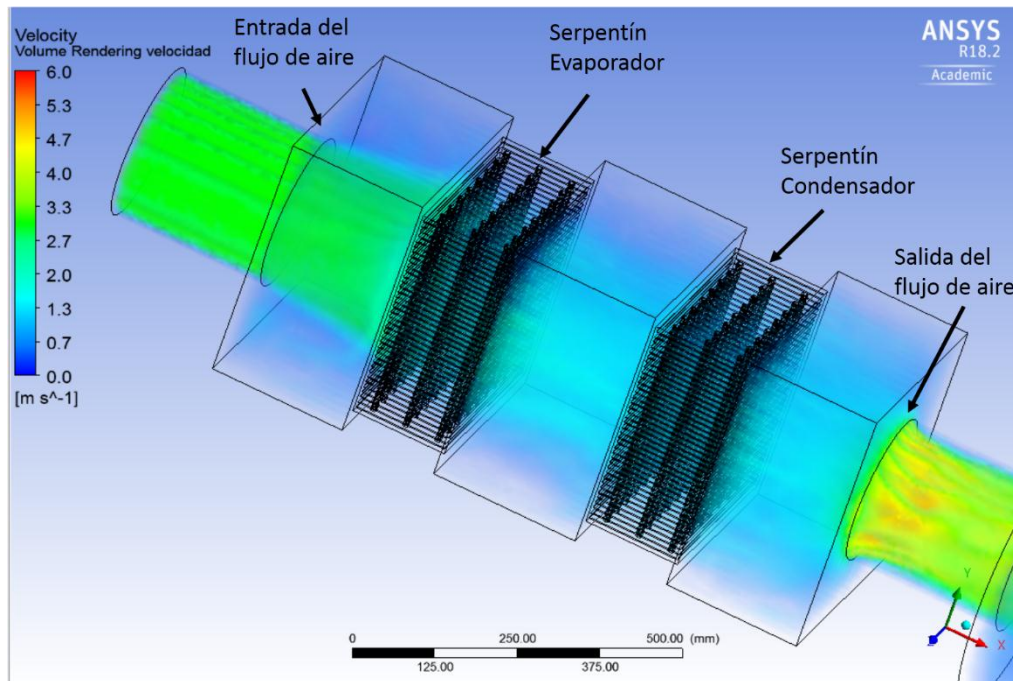
En la Figura 3-3. Se presenta el detalle del serpentín modificado (Figura 3-3a), al cual se le añadieron dos marcos y dos láminas de tal forma que envolviera toda la superficie del serpentín, y de esta manera garantizar que el flujo del aire realice el intercambio de calor más efectivo con el refrigerante, en la Figura 3-3b, se presenta el detalle del serpentín anterior en la cual se observa que el serpentín no cubre completamente su superficie con láminas.

Figura 3-3 Detalle del serpentín (a) serpentín modificado, (b) serpentín anterior Fuente: Autor



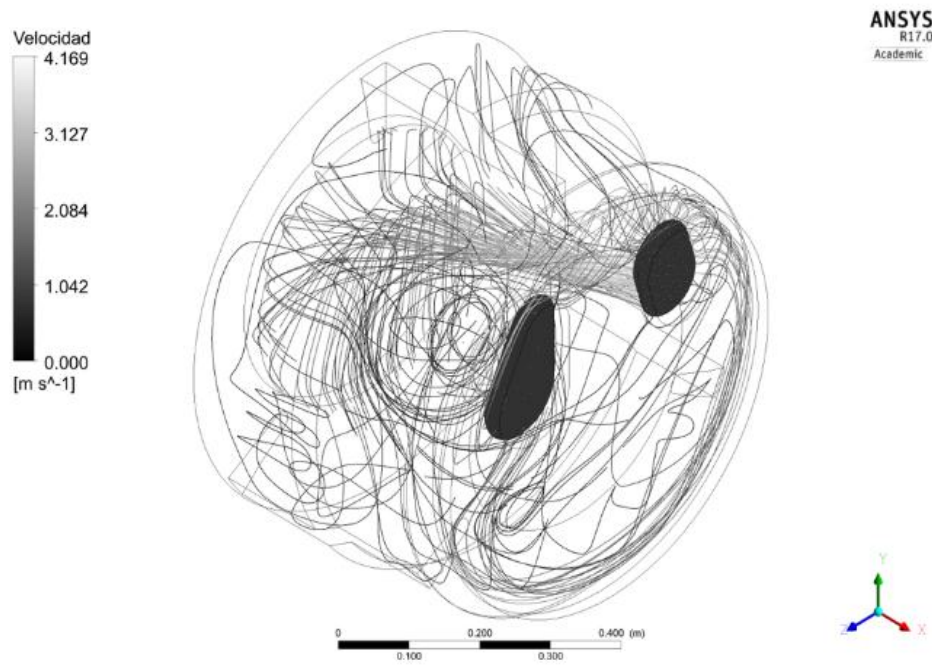
En la Figura 3-4, se muestra los resultados con el serpentín modificado, la entrada y la salida del flujo de aire, es posible observar que el flujo de aire entra con valores de velocidad cercanos a 3 ms^{-1} en forma lineal, además se observa que el flujo del aire entra en contacto con toda la superficie de los serpentines con valores de velocidad cercanos a $2,0 \text{ ms}^{-1}$, garantizando que en la implementación haya transferencia de calor, una vez sale de allí su velocidad cambia aumentando a $4,5 \text{ ms}^{-1}$.

Figura 3-4 Perfiles de velocidad en la cámara y serpentines modificado. Fuente: Autor

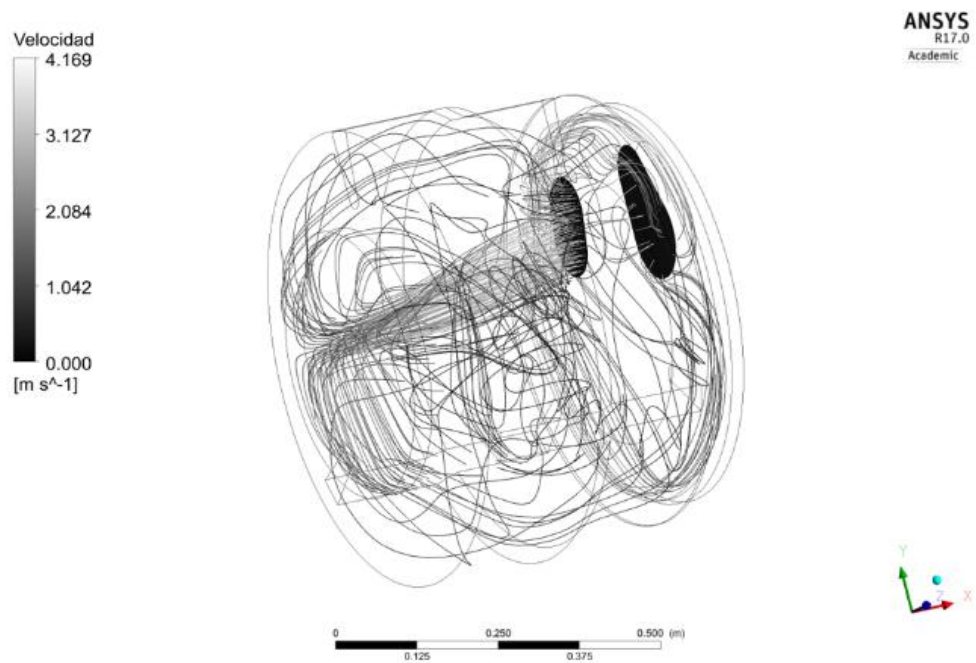


La Figura 3-5. Muestra los resultados obtenidos a través de las simulaciones fluido dinámicas, las líneas de corriente del aire viajando al interior del tambor rotatorio, en el costado izquierdo de la figura es expuesta la leyenda en escala de grises, donde las mayores velocidades se encuentran asociadas a las tonalidades más claras. Allí también son mostradas las regiones de entrada y salida de aire acordes a la nomenclatura empleada previamente en la Figura 2-4.

En la Figura 3-5, Las líneas de corriente mostradas parten de la región de entrada con una velocidad del orden de 4 ms^{-1} , hasta chocar con la pared posterior del tambor rotatorio, lo cual les obliga a cambiar su direccionamiento y reducir la magnitud de su velocidad hasta en un 56%, aumentando así el tiempo de residencia del aire caliente al interior de la cámara de secado, además dicho cambio de direccionamiento combinado con la rotación del tambor, ayuda a que el aire recorra todo el dominio, favoreciendo el intercambio de calor con el café pergamino.

Figura 3-5 Líneas de corriente cámara de secado Fuente: Autor

a) Vista isométrica



b) vista lateral

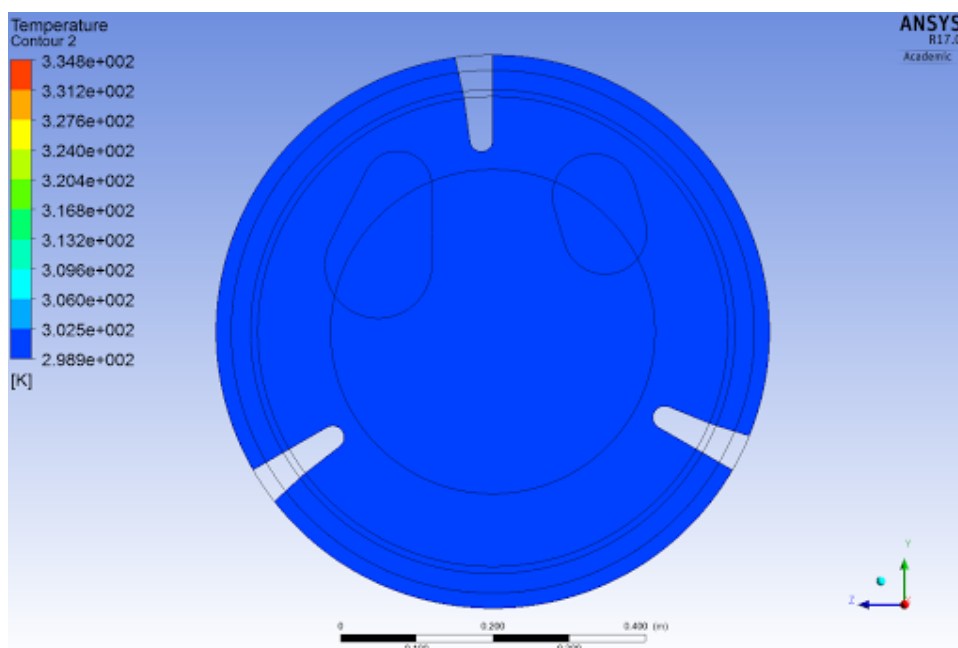
El cambio de direccionamiento del fluido caliente se presenta por la alta velocidad lineal de entrada en la cámara aumentando de dicha manera la turbulencia interna en el dispositivo, lo cual finalmente favorece la transferencia de calor y por ende mejora el comportamiento del dispositivo.

La Figura 3-6. Muestra el proceso de homogenizado de la temperatura al interior de la cámara de secado con el paso del tiempo, cada uno de sus numerales posee su respectiva leyenda en escala de colores, en la cual las mayores temperaturas, están asociadas a las tonalidades más rojas.

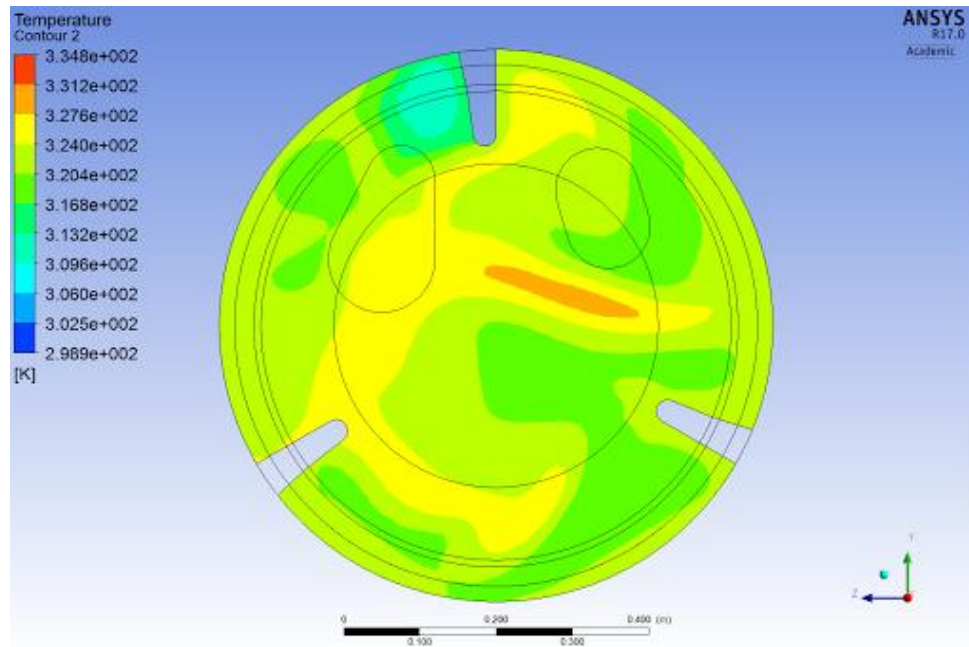
En la Figura 3-6, es posible observar que inicialmente la temperatura de toda la cámara es del orden de 300 K (27°C), luego a medida que avanza el tiempo, dicha temperatura al interior de la misma empieza a aumentar, alcanzando sus mayores valores en la zona cercana a la región de entrada de aire, con los menores valores de temperatura en la parte inferior de la cámara.

Finalmente se alcanza una temperatura de 335 K (62°C) homogénea al interior del dispositivo. Lo que permite predecir que el café pergamino se secará de forma homogénea.

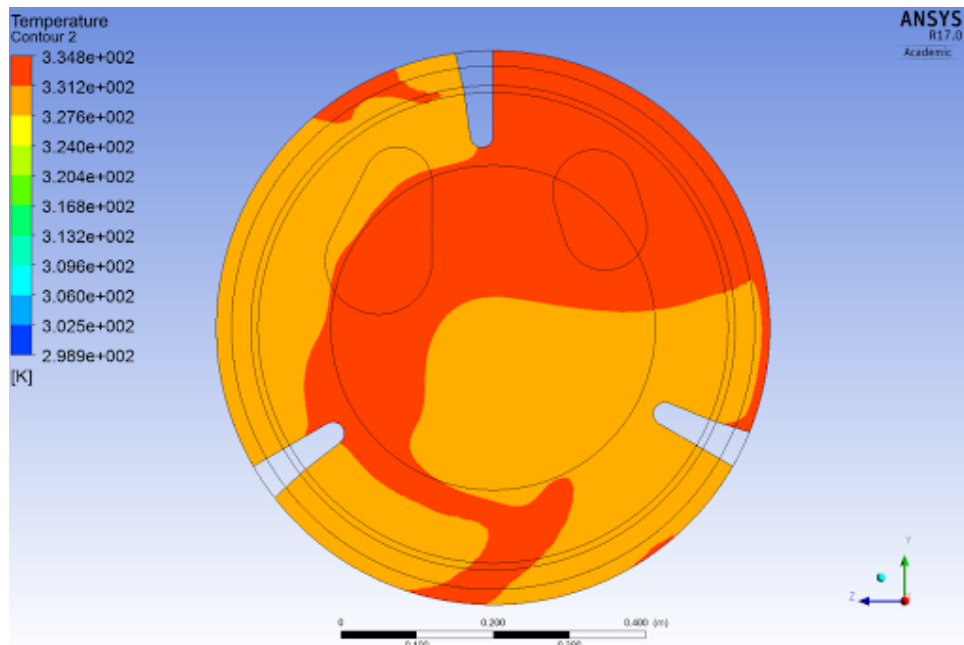
Figura 3-6 Distribución de la temperatura al interior de la cámara de secado en distintos instantes de tiempo. a) 0 segundos. b) 5 segundos. c) 10 segundos. d) 60 segundos. Fuente: Autor



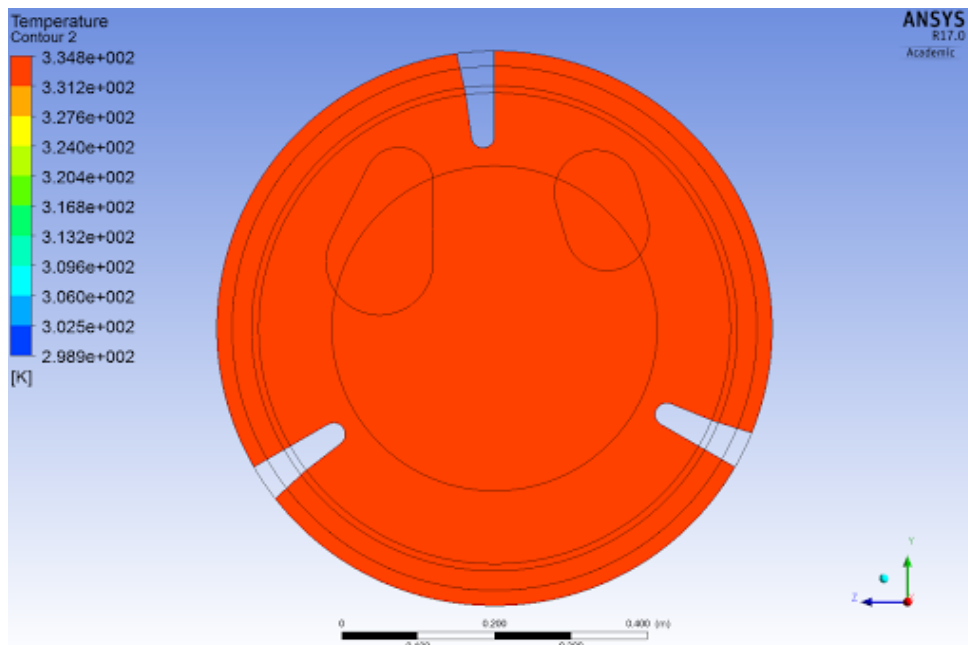
a) 0 segundos



b) 5 segundos



c) 10 segundos



d) 60 segundos.

La homogenización de la temperatura al interior de la cámara con tambor rotativo, se debe a varios factores, el primero de ellos es la alta velocidad de entrada del fluido caliente y la rotación del dominio, lo cual favorece el desplazamiento del aire a todas las regiones internas del dispositivo, el otro factor decisivo es la caída de velocidad en su interior, puesto que dicho comportamiento aumenta su tiempo de residencia, finalmente, el delta de temperatura inicial favorece la transferencia de calor hasta que se alcanza el estado de equilibrio térmico.

3.2 Evaluación del sistema de secado

Se realizó la evaluación del sistema de secado custodiando la muestra desde el lavado hasta el final del proceso de secado. Se evaluó el sistema de secado evidenciando que puede servir como una alternativa en el proceso de producción de café. La muestra se guardó en una caja de icopor, fue transportado a la ciudad de Medellín a las instalaciones del Centro de la Tecnología de la Manufactura Avanzada del Sena regional Antioquia donde se realizaron las mediciones. Una vez en el sitio de la evaluación se pesó la masa del café pergamino húmedo, con un total 23,84 kg, este se divido en tres muestras iguales para hacer las réplicas de secado, cada muestra se separó y se dejó reposar 4 horas para escurrir el agua residual del proceso de lavado. Una vez cumplido este tiempo

se pesó nuevamente y se ingresó al tambor rotativo el cual había sido estabilizado en su puesta a punto. Se optó por secar cada muestra de forma intermitente por periodos de 4 horas para validar el comportamiento de la bomba de calor (ver Tabla 3-1).

Se almacenó cada muestra en cajas de icopor debidamente identificada, mientras se volvía a introducir en el tambor rotativo para continuar secándolo. Siguiendo el método Gravimet, cada hora se extrajo la masa total de café para ser pesada e ir calculando la humedad final del grano recomendada para la comercialización (ver ecuación (2.15)).

3.2.1 Análisis de resultados

Temperatura de secado

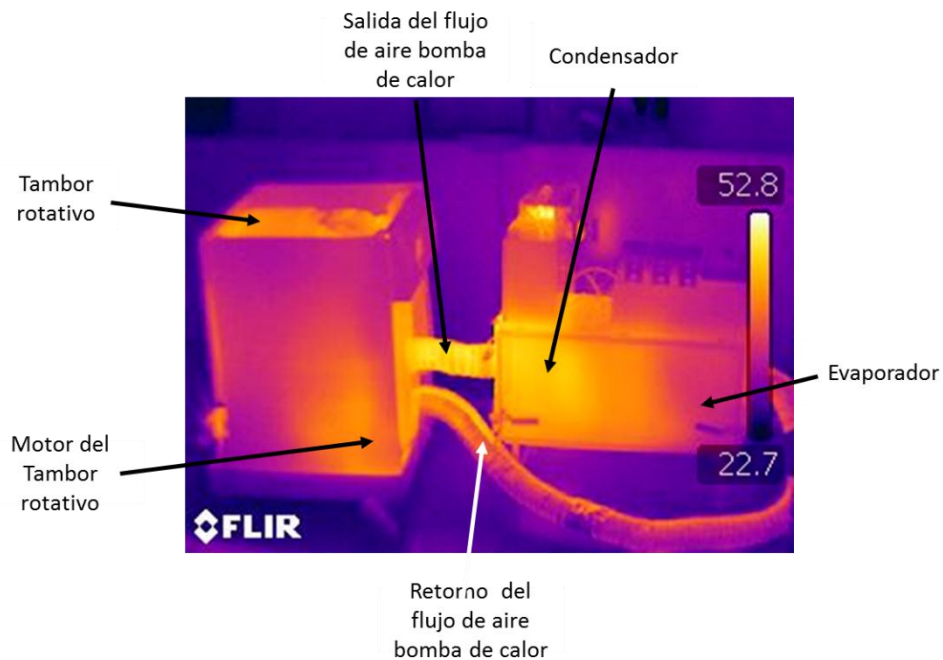
En la Figura 3-7 se presenta un termograma del sistema de secado con tambor rotativo y bomba de calor con compresor rotativo tipo Inverter. Es posible observar que la temperatura de la salida de la bomba de calor hacia el tambor rotativo alcanzo valores de 47,8 °C en promedio , temperatura que se utilizó para el secado del café pergamino, se observa además que en la zona del evaporador hay una baja temperatura (9,8 °C en promedio en el interior de la bomba de calor), ideal para que se dé el proceso de deshumidificación del aire, que luego es calentado nuevamente en el condensador hasta 47, 8 °C y es llevado al tambor rotativo.

Finalmente, el sistema de secado con tambor rotativo y bomba de calor con compresor tipo Inverter es una alternativa para el secado de café pergamino ya que se logran las temperaturas de salida del condensador de 47,8 °C promedio según los resultados.

Las temperaturas encontradas en este trabajo son consecuentes con otros trabajos experimentales reportados para el secado de café, Álvarez-Hernández et al. [9] mencionan que la temperatura de secado estuvo entre 45°C y 50°C para una cámara de secado con un área de 1 m², una altura de 1 m, con capacidad para 10 @c.p.s./, Gutierrez Florez et al [5] afirman que el secado mecánico utiliza una fuente externa de calentamiento para aumentar la temperatura del aire hasta 50°C e impulsarlo por un ventilador a través de la capas de café, temperatura que González-Salazar et al. [10] afirman que es la temperatura máxima a la cual pueden someterse los granos de café, sin

experimentar daños irreversibles en la estructura interna, el secador utilizado fue con dos cámaras de secado en serie, con un área de 6,6 m² cada una. Oliveros-Tascón et al. [1] utilizaron la temperatura de secado, 50±3°C, propuesta para secado de café en silos. Buitrago Bermudez et al. [11] en sus pruebas alcanzo temperaturas de secado promedio desde 46,4°C y 52,08°C, en un carro de secado solar modificado a secador mecánico.

Figura 3-7 Termograma, Sistema completo de Secado Fuente: Autor



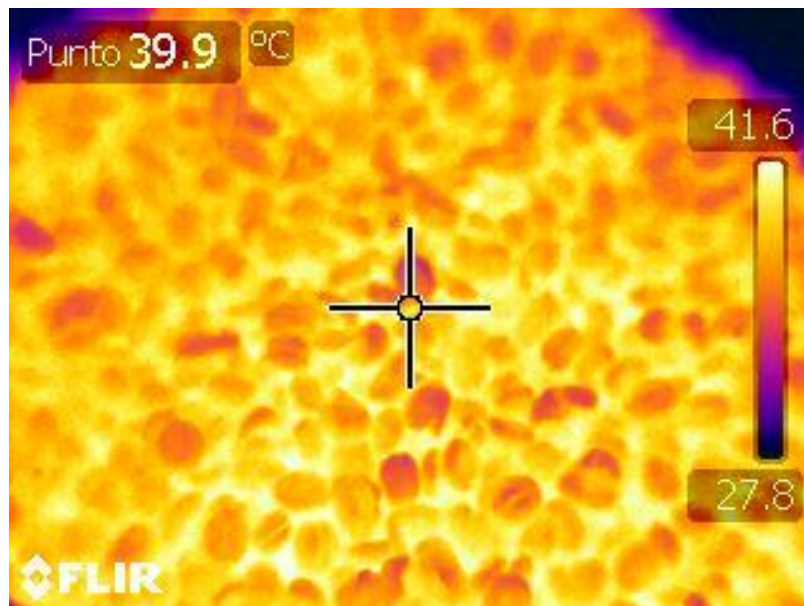
Con la tecnología inverter no es posible subir la temperatura experimental de 47,8°C a 62°C como se mostró en la simulación, porque cuando se pretendía subir la temperatura en la condensación, se subía la temperatura de descarga del compresor a más de 105°C ocasionando un error en el funcionamiento del sistema inverter (ver Figura 3-13), el modo de protección que tiene el sistema inverter de estos valores de temperatura es para evitar que el refrigerante R410A llegue a su temperatura crítica en el sistema(ver Tabla 2-10).

Temperatura del grano de café

En la Figura 3-8, es posible observar que la temperatura del grano es homogénea de 41,6°C, se observa además que los granos superficiales empiezan a perder temperatura al abrir el tambor rotativo. Finalmente, se puede concluir por el termograma del café pergamino, que al tener una temperatura homogénea este tipo de tecnología es una alternativa de secado a tener en cuenta por los productores porque la temperatura alcanzada por los granos de café es adecuada para conservar las condiciones estructurales y que no presenta daños en la semilla.

Henaó [53] reporta en su estudio que la temperatura máxima alcanzada por los granos de café al final del proceso fue 45°C, con una temperatura del aire de 50°C en secadoras tipo silo de tres mallas con capacidad para 5@ de café, lo que significa que la temperatura se mantiene dentro de los límites establecidos para evitar daños estructurales en la semilla. Ospina et al [54] reportan que la temperatura media del grano en sus ensayos fue 38,8°C hasta 53°C, con una media entre todos sus datos de 47,7°C, el tiempo de secado reportado fue de 26 h a 32 h durante la evaluación de un secador intermitente de flujos concurrentes (IFC) para café.

Figura 3-8 Termograma del café pergamino Fuente Autor



Curva de secado

En la Tabla 3-1 y Tabla 3-2, se puede observar que el sistema de secado con bomba de calor con compresor tipo Inverter y tambor rotativo, demoró cerca de 14 horas para secar el café pergamino en cada una de las réplicas. El proceso se inició con 7,94 kg café lavado y escurrido con 53% de humedad en base húmeda [1], [6], [10], [48], del cual se obtuvo 4,2 kg de café pergamino seco con una humedad promedio de 11,73 % b.h.

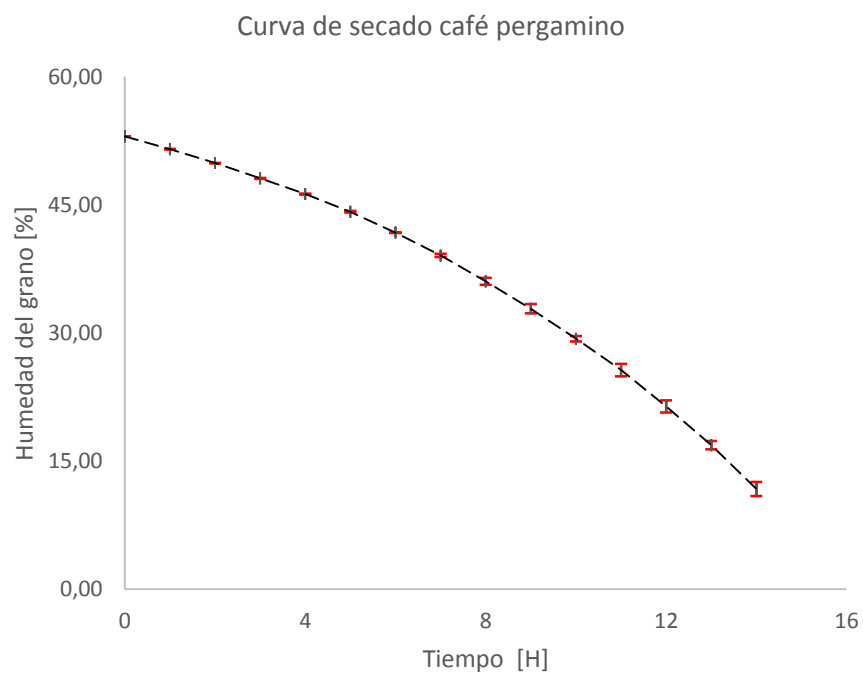
En la Figura 3-9, es posible observar como cambió la humedad del grano en relación con el tiempo dentro del tambor rotativo, en la Figura 3-9, se representó la desviación estándar calculada para cada uno de los datos, se aprecia en los valores que la desviación es pequeña, lo que indica que la precisión y la técnica de medición se realizaron coherentemente y sin introducción de alto error experimental.

Tabla 3-1 Valores por replica peso inicial, peso final y humedad del grano Fuente. Autor

Tiempo	Replica 1			Replica 2			Replica 3		
	Peso inicial	Peso Final	Humedad método Gravimet [%]	Peso inicial	Peso Final	Humedad método Gravimet [%]	Peso inicial	Peso Final	Humedad método Gravimet [%]
[h]	[kg]	[kg]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[kg]	[kg]	[%]
			53,00			53,00			53,00
1	7,94	7,70	51,54	7,94	7,69	51,47	7,94	7,70	51,50
2	7,70	7,45	49,91	7,69	7,44	49,84	7,70	7,45	49,88
3	7,45	7,20	48,13	7,44	7,18	48,03	7,45	7,19	48,08
4	7,20	6,93	46,18	7,18	6,95	46,31	7,19	6,94	46,24
5	6,93	6,67	44,05	6,95	6,70	44,30	6,94	6,69	44,18
6	6,67	6,41	41,78	6,70	6,40	41,69	6,69	6,41	41,74
7	6,41	6,15	39,29	6,40	6,10	38,82	6,41	6,12	39,06
8	6,15	5,88	36,53	6,10	5,79	35,55	6,12	5,84	36,04
9	5,88	5,61	33,48	5,79	5,50	32,15	5,84	5,56	32,82
10	5,61	5,31	29,72	5,50	5,25	28,92	5,56	5,28	29,32
11	5,31	5,09	26,68	5,25	4,98	25,06	5,28	4,99	25,21
12	5,09	4,81	22,42	4,98	4,72	20,94	4,99	4,72	20,85
13	4,81	4,52	17,44	4,72	4,49	16,89	4,72	4,46	16,23
14	4,42	4,19	12,91	4,49	4,20	11,15	4,46	4,20	11,15

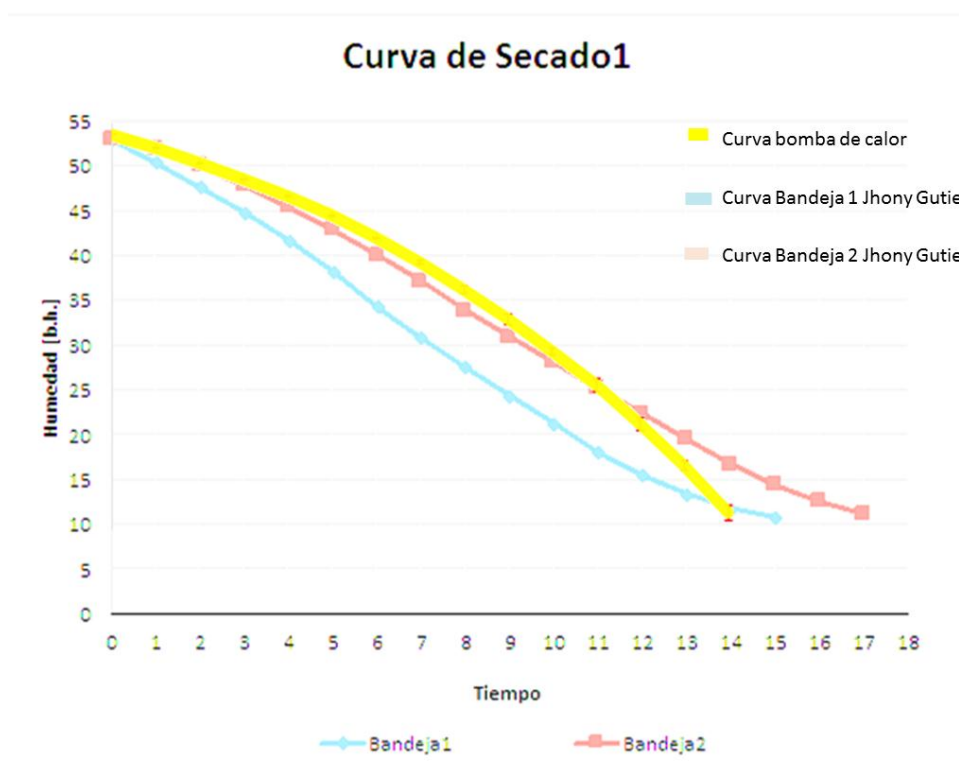
Tabla 3-2 Valores promedio de las replicas

Tiempo [h]	Peso inicial [kg]	Promedio		Humedad método Gravimet [%]
		Peso Final [kg]		
				53
1	7,94	7,70		51,50
2	7,70	7,45		49,88
3	7,45	7,19		48,08
4	7,19	6,94		46,24
5	6,94	6,69		44,18
6	6,69	6,41		41,74
7	6,41	6,12		39,06
8	6,12	5,84		36,04
9	5,84	5,56		32,82
10	5,56	5,28		29,32
11	5,28	5,02		25,65
12	5,02	4,75		21,40
13	4,75	4,49		16,85
14	4,46	4,20		11,73

Figura 3-9 Curva de secado experimental con bomba de calor y tambor rotativo.

Gutiérrez [55] en un secador tipo bandeja reporta que procesó 131,3 kg de café con 53% de humedad en base húmeda en dos bandejas, para obtener 69,5 kg de café pergamino seco con una humedad de 10,8% b.h. para la primera bandeja y de 11,2% b.h. para la segunda. En la Figura 3-10 se presenta también una comparación con las curvas de secado reportadas por Gutiérrez [55] Las curvas de secado de este trabajo presentan un comportamiento similar y se observa que el secado con bomba de calor es similar a la bandeja 2 experimentado por Gutiérrez [55]

Figura 3-10 Superposición las curvas de secado Fuente Autor



Costo de secado

Para este proceso se requirió de una potencia eléctrica promedio del equipo de secado de 1,077 kW y de acuerdo con la ISO 5151 La energía eléctrica requerida para el proceso de secado para cada replica fue de 10,16 kWh. Con un costo de energía de 340 \$/kWh. El costo de energía por replica fue de \$ 3658,4, el costo específico de \$871,04/kg de cps. El costo total de energía para todo el proceso de secado fue de \$10.975,2.

Gutierrez [55] en un secador tipo bandeja reporta que requirió 11,78 litros de etanol para un costo específico de \$508/kg de cps. Botero et al [56] en su trabajo reportan el costo de secar una carga de café con distintos tipos de combustible, lo cual se puede ver en la Tabla 3-3.

Tabla 3-3 Costo de combustibles para secado

Combustible	Costo @cps	Año	Autor
Carbón mineral	\$ 240,00	2004	FNC [57]
ACPM	\$ 2380,00	2004	FNC [57]
Gas propano	\$ 1500,00	2004	FNC [57]
Carbón mineral granulado	\$ 498,24	2008	Oliveros et al [3]
Cisco de café	\$ 473,95	2008	Oliveros et al [3]
Carbón mineral	\$ 962,70	2012	Botero et al [56]
Carbón coque	\$ 681,80	2012	Botero et al [56]
Gas	\$ 1851,20	2012	Botero et al [56]
ACPM	\$ 3818,10	2012	Botero et al [56]
Cisco de café	\$ 472,72	2012	Botero et al [56]
Energía Eléctrica	\$ 2220,80	2012	Botero et al [56]
Etanol 95%	\$ 4314,40	2014	Gutiérrez [55]
GLP	\$ 1800,00	2014	Gutiérrez [55]
Cisco de café	\$ 352,00	2014	Gutiérrez [55]
Cisco de Café	\$ 530,00	2017	Cossio et al [58]
Carbón Mineral	\$ 1172,00	2017	Cossio et al [58]
Energía eléctrica	\$ 9877,10	2017	En esta investigación

Los costos experimentales de secado de café con bomba de calor demuestran que el producto desarrollado es económicamente más costoso con un 128,9 %, que el más costoso reportado en el mercado nacional por Gutiérrez [55]. Por lo tanto, con base en los resultados obtenidos en este trabajo, el secado por deshumidificación con bomba de calor, bajo las condiciones exploradas en este trabajo, no es una alternativa económica viable para los caficultores.

Eficiencia de secado

Colak et al[44], concluye en su estudio que el método ampliamente utilizado para determinar la eficiencia del sistema de secado con bomba de calor (HPD) es la tasa específica de extracción de humedad SMER (Specific moisture extraction rate), Mivea [30] explica que la eficiencia de secado es una medida de la cantidad de energía utilizada para eliminar una unidad de masa de agua del producto, normalmente medida en $\text{kJkg}^{-1}_{\text{agua}}$ o $\text{kWhkg}^{-1}_{\text{agua}}$. En su estudio expone la ecuaciones para determinar el SMER, y Kivevele et al [46] afirma que el SMER es la única medida de rendimiento que considera tanto el sistema de secado como el de bomba de calor y que para sistemas de secado bien diseñados los valores son $\text{SMER}=1,0 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{kWh}^{-1}$ a $\text{SMER}=4,0 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}\text{kWh}^{-1}$

La humedad retirada del grano de café pergamino fue 3,74 kg de agua en las 14 horas para cada una de las réplicas y con una energía eléctrica total promedio de 10,16 kWh. La tasa específica de extracción de humedad con bomba de calor fue $\text{SMER} = 0,37 \text{ kg}_w.\text{kWh}^{-1}$ con una tasa de extracción de la humedad $\text{MER} = 0,267 \text{ kg}_w.\text{h}^{-1}$.

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, se concluye que el equipo presentó una ineficiencia del 63% respecto al límite inferior de lo reportado en la literatura [46]. Una de las causas probables que provocó que los tiempos de secado de café con deshumidificación por bomba de calor fueran largos, es la rápida evaporación del refrigerante, lo que no permitió que se inundara adecuadamente la superficie del evaporador, evitando que la superficie de este llegara a la temperatura de punto de rocío para que se diera la condensación del agua presente en el aire para el secado.

Eficiencia del Ciclo de refrigeración

En la Tabla 3-4 y Tabla 3-5, se presentan los datos promedio del ciclo de refrigeración para la bomba de calor. En la Figura 3-11 se muestra el ciclo de refrigeración real. Los resultados muestran que el rendimiento en ciclo de refrigeración fue $\text{COP}_R = 3,47$, con una tasa de evaporación de 2,920 kW, comparado con el rendimiento del fabricante del compresor $\text{COP}_R = 3,95$ [49] en el ciclo de refrigeración, el COP_R de la bomba de calor bajó un 13,83%, esto debido a que la potencia eléctrica requerida para el trabajo aumentó de 740 W hasta 841 W.

En comparación con el reporte del fabricante del equipo del aire acondicionado Inverter, Marca Confortfresh, Modelo TAC-12CSA/Z12 [59], cuyo $COP_R = 3,79$, el sistema bajó un 9,22%. Se puede indicar que aunque se realizaron modificaciones al equipo para adaptarlo a trabajar en otras condiciones, el resultado es favorable para el proceso de secado con bomba de calor.

En comparación con lo expuesto en la metodología, y la simulación de trabajo del equipo basado en la investigación de Lee & Kim [27] $COP_R = 3,18$, el equipo con un $COP_R = 3,47$, mejoró en un 9,11%

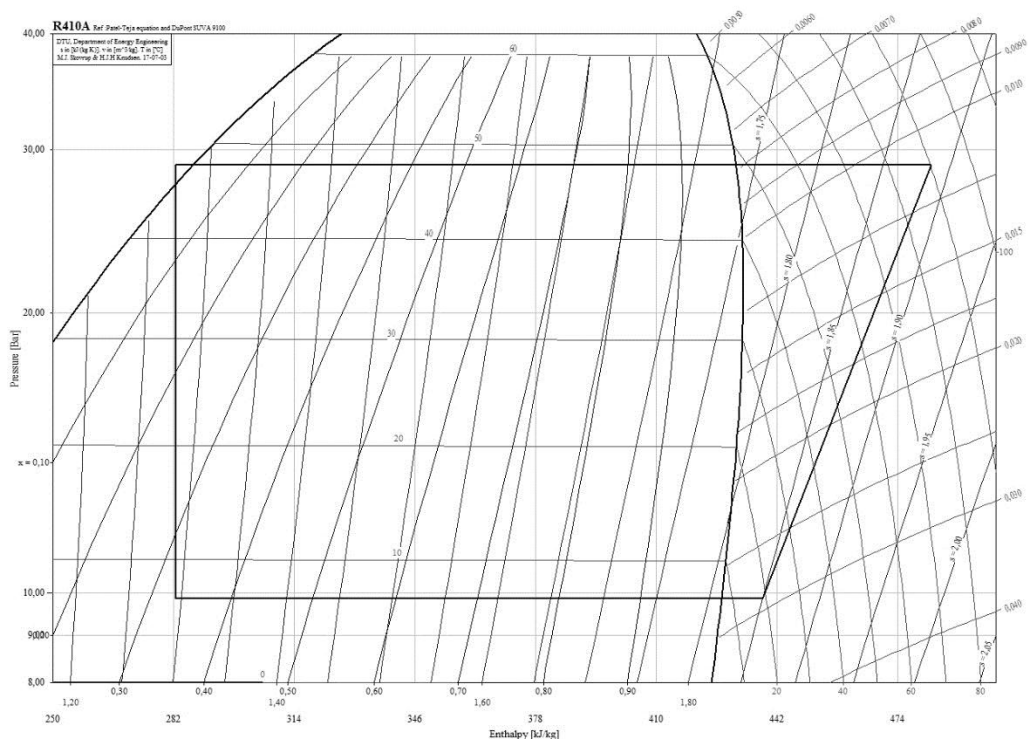
Tabla 3-4 Datos ciclo de la bomba de calor Fuente: Autor

Datos			
Te [°C]	6,85	Qe [kJkg ⁻¹]	2,920
Tc [°C]	47,91	Qc [kJkg ⁻¹]	3,761
Sub enfriamiento [K]	2,00	W [kJkg ⁻¹]	0,841
Sobre calentamiento [K]	12,00	COP_R [-]	3,47
Eficiencia Isentrópica	0,85	COP_{HP} [-]	4,47
Refrigerante	R410A	Pressure ratio [-]	2,935

Tabla 3-5 Valores de los puntos el ciclo de refrigeración Fuente: Autor

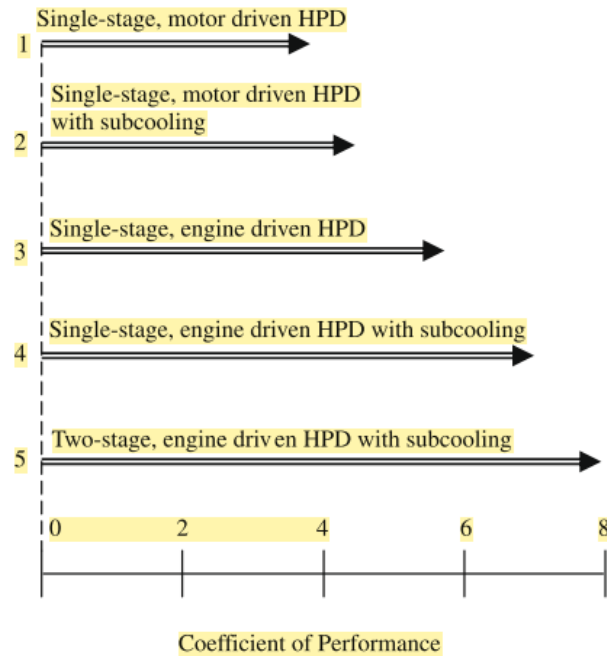
Punto	T [°C]	P [bar]	h [kJkg ⁻¹]	s [kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
1	18,845	9,85	438,068	1,849
2	90,252	28,91	482,811	1,885
3	45,741	28,91	282,732	1,295
4	6,85	9,85	282,732	1,295

Figura 3-11 Ciclo de refrigeración real Fuente: Autor



Eficiencia de la bomba de calor

El rendimiento de la bomba de calor fue $COP_{HP} = 4,47$, en comparación con lo expuesto en el marco teórico y estado del arte, donde se reportaron valores COP de 3,8 a 6,2. En la metodología se realizó la simulación de trabajo del equipo basado en la investigación de Lee & Kim [27], quienes tuvieron un COP_{HP} de 4,17. Colak et al [26], presenta en su estudio una figura donde muestra el COP_{HP} para diferentes configuración de secado con bomba de calor (Figura 3-12).

Figura 3-12 COP de diferentes configuraciones de bomba de calor [26]

Conforme a los valores que se muestran en la Figura 3-12, el valor alcanzado en el secado de café con bomba de calor de $COP_{HP} = 4,47$, se encuentra un 11,75% por encima de la media reportado en esta investigación [26]

Se concluye que el COP alcanzado por el sistema en su ciclo de bomba de calor, mejoró el desempeño esperado y está por encima de los valores aceptables de trabajo para este tipo de tecnología. El compresor con tecnología inverter fue fundamental para lograr los valores del COP, ya que mantiene la temperatura requerida en el sistema controlando la frecuencia con el fin de variar la velocidad de rotación del compresor haciendo que la potencia eléctrica requerida sea menor.

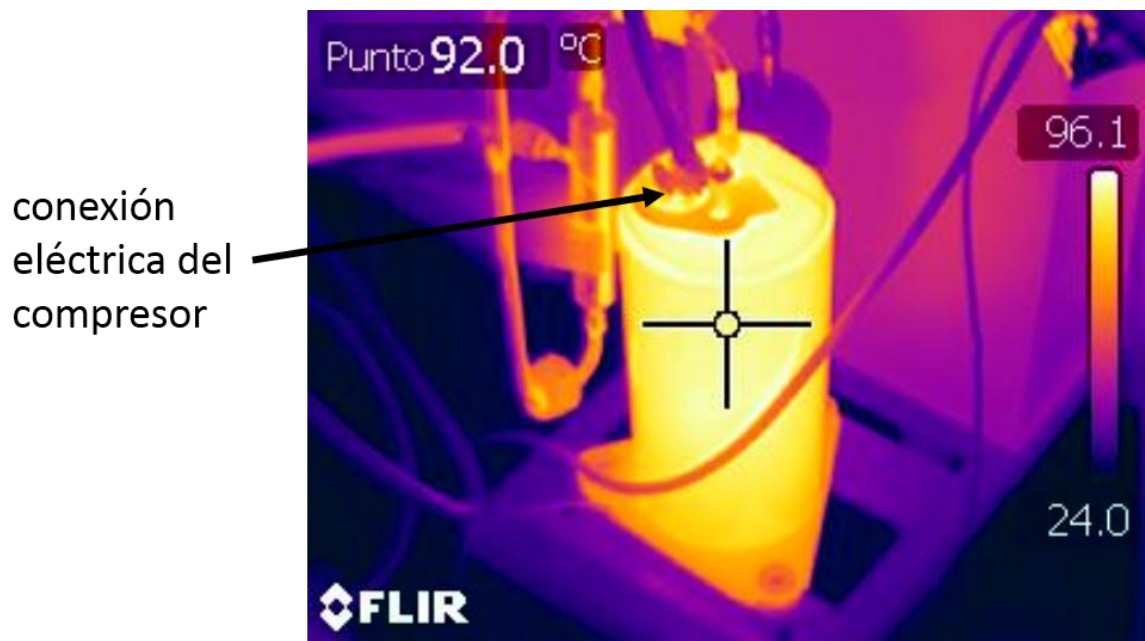
Temperatura del compresor

En la Figura 3-13, es posible observar que la temperatura en el centro del compresor es homogénea 92°C , además se observa que en la parte superior llega a 96°C , zona donde se realiza la conexión eléctrica del compresor a la tarjeta de control del sistema inverter.

Lee et al. [27] reportan en su investigación una temperatura de descarga del compresor de 95,02 °C. Roh et al. [36] manifiestan que cuando la temperatura de descarga aumenta más de 120°C, el aceite de lubricante se puede degradar y el motor en el compresor puede ser dañado.

Finalmente, se puede concluir que los valores máximos de 96°C son menores a los valores establecidos en los sensores de protección, que se encuentran en la tubería de la descarga del compresor que son de 105°C. Si el compresor inverter durante el trabajo experimental hubiese llegado a estos límites de temperatura el equipo por su tecnología, se protege sacando un error P4 en el display, lo que detiene el funcionamiento de la bomba de calor hasta poder reestablecer su funcionamiento, haciendo que el sistema funcione de forma intermitente, lo cual es indeseable en este tipo de implementación.

Figura 3-13 Termograma Compresor Inverter



4. Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

Las simulaciones fluido dinámicas transitorias muestran la obtención de una temperatura de 62°C, homogénea al interior de la cámara rotatoria de café pergamino. Su obtención se debe a la reducción de la velocidad al interior de la cámara de secado de un 56%, lo cual aumenta el tiempo de residencia del aire caliente en su interior, favoreciendo la transferencia de calor hacia el café y por ende el secado del mismo. La tecnología inverter no permite subir la temperatura experimental de 47,8°C a 62°C como se mostró en la simulación, porque el modo de protección que tiene el sistema inverter es de 60°C para evitar que el refrigerante R410A llegue a su temperatura crítica.

El flujo del aire que pasa por el serpentín disminuye un 40% su velocidad, ya que el aire pasa los laterales, haciendo que este no realice un trabajo adecuado de transferencia de calor, y no entre en contacto con la superficie. Por su parte, la velocidad en el tambor rotativo disminuye hasta un 56%, porque hay una caída de presión y un Impigement haciendo que el tiempo de residencia del aire sea mayor, y tenga mayor contacto con la masa a secar.

El sistema de secado con tambor rotativo y bomba de calor con compresor tipo Inverter es una alternativa para el secado de café pergamino ya que se logran las temperaturas de salida del condensador de 47, 8 °C, que se encuentra en cada uno de los rangos de los autores referenciados. La temperatura homogénea del grano de 41,6°C, es adecuada para conservar las condiciones estructurales y que no presenta daños en la semilla.

Los costos experimentales de secado de café con bomba de calor demuestran que el producto desarrollado es un 128, 9 % más costoso que el reportado en el mercado nacional. Por lo tanto, con base en los resultados obtenidos en este trabajo, el secado por deshumidificación con bomba de calor no es una alternativa económicamente viable para los caficultores colombianos.

El sistema de secado con bomba de calor y tambor rotativo presentó una ineficiencia del secado del 63%, respecto al límite inferior de lo reportado en la literatura. $SMER = 0,37 \text{ kg}_w \cdot \text{kWh}^{-1}$ con

una tasa de extracción de la humedad $MER = 0,267 \text{ kg}_w \cdot \text{h}^{-1}$. constante. Una de las causas probables que provocó que los tiempos de secado de café con deshumidificación por bomba de calor fueran largos, es la rápida evaporación del refrigerante, lo que no permitió que se llenara adecuadamente la superficie del evaporador, evitando que la superficie de este llegara a la temperatura de punto de rocío para que se diera la condensación del agua presente en el aire para el secado.

El COP alcanzado por el sistema en su ciclo de bomba de calor mejoró el desempeño esperado y está por encima de los valores aceptables de trabajo para este tipo de tecnología $COP_{HP} = 4,47$, el COP alcanzado por el sistema en su ciclo de refrigeración está dentro de los valores aceptables de trabajo $COP_R = 3,47$.

4.2 Recomendaciones

Realizar el mejoramiento del proceso de deshumidificación de la bomba de calor, controlando el llenado de refrigerante en el evaporador dividiendo el flujo de refrigerante en varios ramales en el evaporador, lo que aumentaría la superficie de transferencia de calor mejorar el proceso de extracción de humedad y el consumo energético.

Se recomienda hacer un estudio de viabilidad económica de la tecnología de secado con bomba de calor y compresor tipo inverter, con el fin de determinar bajo qué escenarios de subsidios o bonos verdes por bajas emisiones de gases de efecto invernadero, la barrera del costo puede ser superada.

Bibliografía

- [1] C. E. Oliveros-Tascón, L. López-Valencia, C. Marcela Buitrago, and E. León Moreno-Cárdenas, "DETERMINACIÓN DEL CONTENIDO DE HUMEDAD DEL CAFÉ DURANTE EL SECADO EN SILOS," *Cenicafé*, vol. 61, no. 2, pp. 108–118, 2010.
- [2] J. M. Jurado-Chaná, E. C. Montoya-Restrepo, C. E. Oliveros-Tascón, and J. García-Alzate, "MÉTODO PARA MEDIR EL CONTENIDO DE HUMEDAD DEL CAFÉ PERGAMINO EN EL SECADO SOLAR DEL CAFÉ," vol. 60, no. 2, pp. 135–147, 2009.
- [3] C. E. Oliveros Tascón, J. R. Sanz Uribe, C. A. Ramírez Gómez, and A. E. Peñuela Martínez, "APROVECHAMIENTO EFICIENTE DE LA ENERGÍA EN EL SECADO MECÁNICO DEL CAFÉ," *Av. Técinos*, vol. 380, p. 8, 2009.
- [4] C. E. Oliveros Tascón, A. Peñuela Martínez, and J. ; Pabón Usaquén, "GRAVIMET SM Tecnología para medir la humedad del café en el secado en silos," vol. 433, 2013.
- [5] J. M. Gutierrez Florez and H. Copete Lopez, "Hacia la mejora del secado mecánico del café en Colombia," *Rev. TECNOLÓGICAS*, no. 23, 2009.
- [6] C. E. Oliveros Tascón, A. E. Peñuela Martínez, and J. M. J. Chana, "Fondo Nacional del Café," 2009.
- [7] FNC, "Secado del café, otra de las claves para que el Café de Colombia sea de alta calidad," *Café de Colombia*, 2012. [Online]. Available: www.cafedecolombia.com.
- [8] C. E. Oliveros Tascón, A. E. Peñuela Martínez, and J. M. J. Chana, "CONTROLE LA HUMEDAD DEL CAFÉ EN EL SECADO SOLAR, UTILIZANDO EL MÉTODO GRAVIMET," vol. 387, 2009.
- [9] J. R. Álvarez-Hernández and D. Goretty Martínez-Tovar, "APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA CALÓRICA DE ESTUFAS CAMPESINAS PARA EL SECADO DEL CAFÉ Gerencia Técnica / Programa de Investigación Científica / Diciembre de 2007."
- [10] C. A. González-Salazar, J. R. Sanz-Uribe, and C. E. Oliveros-Tascón, "CONTROL DE CAUDAL Y TEMPERATURA DE AIRE EN EL SECADO MECÁNICO DE CAFÉ," *Cenicafé*, vol. 61, no. 4, pp. 281–296, 2010.
- [11] O. Buitrago Bermudez, J. E. Ospina M, and J. Alvarez G, "Implementación del secado mecánico de café en carros secadores," *Ing. e Investig.*, pp. 3–9, 1991.
- [12] A. Marcos, "El despertar del café en la Colombia petrolera," *El País*, 2016. [Online]. Available: <http://economia.elpais.com/>. [Accessed: 19-Oct-2016].

- [13] Redacción de El País, “Volvió la buena hora del café colombiano,” *El País*, 2016. [Online]. Available: www.elpais.com.co. [Accessed: 19-Oct-2016].
- [14] FNC, “Volumen según destino - anual desde 2000,” *Federación Nacional de Cafeteros de Colombia*, 2010. [Online]. Available: https://www.federaciondefcafeteros.org/particulares/es/quienes_somos/119_estadisticas_historicas/.
- [15] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Termodinámica, Séptima Edición*, McGRAW-HILL. México, 2012.
- [16] M. Kiryk, Ralf; Cervera Tuesta, “Sistemas eficientes de climatización y uso de energías renovables,” *Fegeca*, vol. 2011.
- [17] P. Rivas, “Bomba de Calor Inverter. Sistemas VRV-VRF. Ahorro Energético,” 2015. [Online]. Available: <http://instalacionesyeficienciaenergetica.com/bomba-de-calor-inverter-sistema-vrv-vrf/>. [Accessed: 30-Jun-2017].
- [18] Tecante, “FUNDAMENTOS DE SECADO, EXTRACCION SOLIDO-LIQUIDO Y DESTILACION.”
- [19] Agrowaste, “Secado Térmico,” 2013. [Online]. Available: <http://www.agrowaste.eu/wp-content/uploads/2013/02/SECADO-TERMICO.pdf>.
- [20] Palini & Alves Ltda, “SECADOR ROTATIVO PARA CAFÉ E OUTROS GRÃOS,” *PA-SR*, 2013. [Online]. Available: <http://www.cafepoint.com.br>.
- [21] A. Baeza Zamora, “Deshidratador de Tomates utilizando Energía Geotérmica Para Ensenada B.C,” *Univ. Nac. Autónoma México*, 2009.
- [22] “Secaderos industriales - Empresa Eficiente.” [Online]. Available: <http://www.empresaeficiente.com/blog/sectores/secaderos-industriales/>. [Accessed: 03-Jul-2017].
- [23] A. S. Mujumdar, “Handbook of Industrial Drying, Third Edition,” *CRC Press.*, no. 1420017616, 9781420017618, p. 1312, 2006.
- [24] J. M. Maupoey, Pedro; Grau, Ana M ; Albors , Ana María ; Barat Baviera, *Introducción al secado de alimentos por aire caliente*. 2001.
- [25] G. W. Scherer, “Theory of Drying,” *J. Am. Ceram. Soc.*, vol. 73, no. 1, pp. 3–14, Jan. 1990.
- [26] N. Colak and A. Hepbasli, “A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2180–2186, Sep. 2009.

- [27] K. H. Lee and O. J. Kim, "Investigation on Drying Performance and Energy Savings of the Batch-Type Heat Pump Dryer," *Dry. Technol.*, vol. 27, no. 4, pp. 565–573, Mar. 2009.
- [28] L. J. Goh, M. Y. Othman, S. Mat, H. Ruslan, and K. Sopian, "Review of heat pump systems for drying application," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 9, pp. 4788–4796, Dec. 2011.
- [29] K. H. Lee, O. J. Kim, and J. Kim, "Performance Simulation of a Two-Cycle Heat Pump Dryer for High-Temperature Drying," *Drying Technology*, vol. 28, no. 5, pp. 683–689, 2010.
- [30] V. Minea, "Drying heat pumps – Part II: Agro-food, biological and wood products," *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 3, pp. 659–673, May 2013.
- [31] P. Byrne, R. Ghouali, and J. Miriel, "Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants," *Int. J. Refrig.*, vol. 41, pp. 1–13, May 2014.
- [32] 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, Dec. 2010.
- [33] C. Aprea, R. Mastrullo, and C. Renno, "Determination of the compressor optimal working conditions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 10, pp. 1991–1997, Jul. 2009.
- [34] C. Aprea, R. Mastrullo, and C. Renno, "Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 10, pp. 983–992, Jul. 2006.
- [35] S. Shao, W. Shi, X. Li, and H. Chen, "Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data," *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 8, pp. 805–815, Dec. 2004.
- [36] C. W. Roh and M. S. Kim, "Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater," *Int. J. Refrig.*, vol. 38, pp. 168–177, Feb. 2014.
- [37] O. Ekren, S. Celik, B. Noble, and R. Krauss, "Performance evaluation of a variable speed DC compressor," *Int. J. Refrig.*, vol. 36, no. 3, pp. 745–757, May 2013.
- [38] A. Gomes, C. H. Antunes, and J. Martinho, "A physically-based model for simulating inverter type air conditioners/heat pumps," *Energy*, vol. 50, pp. 110–119, Feb. 2013.
- [39] T. Defraeye, "Advanced computational modelling for drying processes – A review," *Appl. Energy*, vol. 131, pp. 323–344, Oct. 2014.
- [40] M. A. Hossain, K. Gottschalk, and M. S. Hassan, "Mathematical Model for a Heat Pump Dryer for Aromatic Plant," *Procedia Eng.*, vol. 56, pp. 510–520, Jan. 2013.
- [41] Q. Shi, Y. Zheng, and Y. Zhao, "Mathematical modeling on thin-layer heat pump drying of

- yacon (*Smallanthus sonchifolius*) slices,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 71, pp. 208–216, Jul. 2013.
- [42] T. Zhao, J. Zhang, L. Ma, C.-L. Zhang, H. Yuan, Z. Yang, E. Zhu, Z. Zhu, J. J. Wang, S. Li, Y. Xiaohui, Z. Yufeng, D. Na, C. Chengmin, M. Iijun, D. Lipin, Z. Yan, W. Wongsuwan, S. Kumar, P. Neveu, F. Meunier, P. Vocale, G. L. Morini, M. Spiga, Q. Shi, Y. Zheng, Y. Zhao, S. Şevik, P. Russo, G. Adiletta, M. Di Matteo, C. O. Perera, M. S. Rahman, U. S. Pal, M. K. Khan, V. Minea, J. Madiouli, J. Sghaier, D. Lecomte, H. Sammouda, M. Liu, J. Yan, D. Chong, J. Liu, K. H. Lee, O. J. Kim, K. Kwak, C. Bai, T. Kivevele, Z. Huan, J. K. Kim, J. H. Jeong, M. A. Hossain, K. Gottschalk, M. S. Hassan, C. L. Hii, C. L. Law, M. C. Law, A. E. Gürel, İ. Ceylan, L. J. Goh, M. Y. Othman, S. Mat, H. Ruslan, K. Sopian, C. Ghiaus, X. Feng, T. Berntsson, H. Fan, S. Shao, C. Tian, Z. Erbay, A. Hepbasli, T.-T.-H. Do, H. Schnitzer, T.-H. Le, N. Djendoubi Mrad, N. Boudhrioua, N. Kechaou, F. Courtois, C. Bonazzi, J. Demierre, D. Favrat, J. Schiffmann, J. Wegele, N. Colak, K. J. Chua, S. K. Chou, W. M. Yang, H. Cheung, J. E. Braun, M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill, J.-L. Peureux, P. Byrne, R. Ghoubali, J. Miriel, E. Barati, J. A. Esfahani, M. Aziz, T. Oda, T. Kashiwagi, M. Aghbashlo, H. Mobli, S. Rafiee, and A. Madadlou, “Calculation Steps for the Design of Different Components of Heat Pump Dryers Under Constant Drying Rate Condition,” *Int. J. Refrig.*, vol. 30, no. 3, pp. 864–872, Jul. 2014.
- [43] U. S. Pal and M. K. Khan, “Calculation Steps for the Design of Different Components of Heat Pump Dryers Under Constant Drying Rate Condition,” *Dry. Technol.*, vol. 26, no. 7, pp. 864–872, Jul. 2008.
- [44] N. Colak and A. Hepbasli, “A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 - Applications and performance assessments,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 9, pp. 2187–2199, 2009.
- [45] V. Minea, “Improvements of high-temperature drying heat pumps,” *Int. J. Refrig.*, vol. 33, no. 1, pp. 180–195, Jan. 2010.
- [46] T. Kivevele and Z. Huan, “A review on opportunities for the development of heat pump drying systems in South Africa,” *South African Journal of Science*, vol. 110, no. 5–6. National Research Foundation, 2014.
- [47] F. M. ; Borém, P. C. ; Ribeiro, Ruben César de Maria Souza ; Corrêa, D. M. ; Ribeiro, and O. Resende, “Specific heat and thermal conductivity of pulped cherry from five coffee

- varieties," *II Simpósio Pesqui. dos Cafés do Bras.*, 2001.
- [48] E. M. López Fontal, "Secado de café en lecho fluidizado," *Rev. Ing. E Investig.*, 2006.
- [49] GMCC COMPANY, "ASM High efficiency Compressor (Low Noise)-Product," 2016. [Online]. Available: <http://www.gmcc-welling.com/Homeen/Product/detail/id/14.html>. [Accessed: 22-Jun-2017].
- [50] Lovato, "DMK32 Lovato Electric." [Online]. Available: <http://www.lovatoelectric.com/DMK32/DMK32/snp>. [Accessed: 24-Jun-2017].
- [51] Confortfresh Air Conditioner, "Manual de instrucciones acondicionador de aire tipo Splir." p. 26.
- [52] FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS; CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES DE CAFÉ, "Recolección de café." [Online]. Available: http://www.cenicafe.org/es/publications/cartilla_19_recoleccion_de_cafe.pdf. [Accessed: 16-Jul-2017].
- [53] J. Henao Arismendy, "Evaluación del proceso de secado del café y su relación con las propiedades físicas, composición química y calidad en taza," Universidad Nacional de Colombia, 2015.
- [54] J. E. Ospina Machado, F. Alvarez Mejía, and G. Roa-Mejía, "Evaluación de un secador intermitente de flujos concurrentes (IFC) para café," *Rev. Fac. Nal. Agr. Medellin.*, vol. 44, pp. 51–79, 1991.
- [55] J. M. Gutierrez Florez, "Desarrollo de un secador mecánico de café con empleo de alcohol carburante obtenido de los subproductos del proceso de beneficio húmedo," INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO, 2014.
- [56] J. C. Botero and W. H. Betancur Sanchez, "Buenas prácticas agrícolas en el beneficio del café en Colombia," *reponameRepositorio Inst. la Univ. Nac. Abierta y a Distancia*, Nov. 2012.
- [57] FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS; CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES DE CAFÉ, "Beneficio del café. 2. Secado del café pergamino," 2004.
- [58] J. G. Cossio Restrepo and A. A. Zuleta Gaviria, "SECADO DE CAFÉ PERGAMINO CON TAMBOR ROTATORIO USANDO DESHUMIDIFICACION CON BOMBA DE CALOR Y CON COMPRESOR TIPO INVERTER," INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO, 2017.

[59] TCL Air Conditioner, “性能试验报告 Performance testing report,” 2016.