

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño de un Sistema Híbrido para la Deshidratación de Frutas”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Nathaly Carolina Arce Navas

Raúl Eduardo Reyna Aldás

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

## DEDICATORIA

A mis padres:

Martha Navas Vélez

Eduardo Arce Ordoñez

A mi abuelita Teresa

A mi madre y a mi hermana:

Alexandra Aldás Heredero

Romina Reyna Aldás

A mis tías, aquí y allá.

A Donnie

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, a mis padres, por ser un apoyo constante durante todos los años de estudio. A mi tutor de tesis, el Dr. Juan Manuel Peralta y mi profesora de tesis, la Dr. Emérita Alexandra Delgado, por todos los conocimientos impartidos en el proceso, su humildad y paciencia. A la ESPOL, por permitirme recorrer sus pasillos durante 5 años de mi vida, en los cuales pude fortalecer mi carácter y aprender que sin sacrificio no hay victoria. A mis grandes amigos politécnicos; Keller, Raúl, Jonathan, Christopher; con los que compartí largas jornadas de estudio pero también risas, permitiendo que todo este camino sea menos arduo.

A mi madre, a mis tías y a mi hermana por ser mi luz y soporte dentro y fuera de la Espol. A la Espol por juntarme con los doctores Peralta, Delgado, Espinoza y Rigail, excelentes profesores y admirables personas. A las personas que conocí y pude llamar amigos: Allison, Nathaly, Sebastián, Giovanni, Keller, Paulina, Christopher y Diego; que espero sean para toda la vida. Y a la vida misma por darme la oportunidad de ser lo que quiero ser.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Nathaly Carolina Arce Navas* y *Raúl Eduardo Reyna Aldás* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



---

Nathaly Carolina Arce  
Navas



---

Raúl Eduardo Reyna  
Aldás

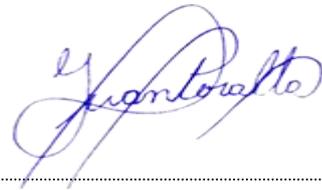
## EVALUADORES

EMERITA  
ALEXANDR  
A DELGADO  
PLAZA

Firmado digitalmente por  
EMERITA ALEXANDRA DELGADO  
PLAZA  
Nombre de reconocimiento (DN):  
c=EC, o=SECURITY DATA S.A. 1,  
ou=ENTIDAD DE CERTIFICACION  
DE INFORMACION,  
serialNumber=280920191019,  
cn=EMERITA ALEXANDRA  
DELGADO PLAZA  
Fecha: 2021.05.13 15:23:33 -05'00'

---

**PhD. Emérita Delgado Plaza**  
PROFESORA DE LA MATERIA



---

**PhD. Juan Peralta Jaramillo**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

En el contexto ecuatoriano, los procesos de secado de productos alimenticios conllevan grandes costos relacionados al consumo energético por red eléctrica o combustibles fósiles. Por esta razón, el presente trabajo tiene como objetivo diseñar un prototipo de sistema híbrido sostenible capaz de deshidratar productos alimenticios en la costa ecuatoriana para productores agrícolas medianos y pequeños. Inicialmente, el diseño se orientó al mango en la provincia de Santa Elena. Así, se obtuvieron las condiciones para procesar la fruta y las características del entorno para estimar el requerimiento energético para secar 50 kg de producto. En este punto, se dimensionó una cámara aislada para secar la fruta apoyándose en una simulación en un software CAM/CAD para cuantificar sus parámetros de operación. Además, se seleccionaron 8 colectores solares de 2.14 m x 1.03 m ordenados en 4 filas en paralelo con 2 colectores cada una y un intercambiador de aerogeotermia enterrado de 5.50 m conformado por tubos de PVC para regular la temperatura de entrada a la cámara. En definitiva, el proyecto presenta una innovación tecnológica en el diseño de un sistema híbrido empleando dos fuentes sostenibles: solar y geotérmica; aplicando destrezas ingenieriles para cumplir con los requerimientos de operación.

**Palabras Clave:** Secado, sostenible, colector solar, aerogeotermia, híbrido.

## **ABSTRACT**

*In the Ecuadorian context, the drying processes of food products imply large costs related to energy consumption both from conventional electricity or fossil fuels. For this reason, the present work aims to design a sustainable hybrid system prototype capable of dehydrating food products on the Ecuadorian coast for medium and small agricultural producers. Initially, the design was oriented to the mango in the province of Santa Elena. Thus, the fruit processing conditions and the environment characteristics were obtained to estimate the energy requirement to dry 50 kg of product. At this point, an isolated chamber was dimensioned to dry the fruit employing a simulation in a CAM/CAD software to quantify its operating parameters. In addition, an ensemble of 8 solar collectors of 2.14 m x 1.03 m were selected and arranged in 4 parallel lines with 2 devices each to supply the required heat and a 5.50 buried aerogeothermal exchanger made of PVC pipes to regulate the inlet temperature to the chamber was designed. In short, the project presents a technological innovation in designing a hybrid system using two sustainable sources: solar and geothermal; and applying engineering skills to meet its operational requirements.*

*Keywords: Drying, sustainable, solar collector, aerogeothermal, hybrid.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	V
SIMBOLOGÍA .....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
CAPÍTULO 1 .....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	1
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos .....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Principios de secado de alimentos .....	3
1.4.2 Variables que influyen en el secado .....	4
1.4.3 Agricultura en la costa ecuatoriana .....	5
1.4.4 Localidad Provincia de Santa Elena .....	6
1.4.5 Características de las frutas a secar .....	8
1.4.6 Mango .....	9
1.4.7 Parámetros térmicos del mango.....	10
1.4.8 Cinética de Secado .....	11
1.4.9 Abastecimiento energético renovable en procesos de secado .....	13
1.5 Secadores solares .....	17
1.5.1 Categorías de secadores solares .....	17
CAPÍTULO 2 .....	18
2. Metodología.....	18
2.1 Requerimientos del cliente .....	18
2.1.1 Parámetros objetivos del proceso .....	18
2.2 Selección del secador solar.....	18
2.2.1 Alternativas de solución de secadores solares .....	19
2.2.2 Matriz de selección del secador solar .....	20

2.3	Selección del sistema auxiliar de abastecimiento energético .....	20
2.3.1	Alternativas de solución del sistema auxiliar de abastecimiento energético.....	21
2.3.2	Matriz de selección de la fuente auxiliar energética .....	22
2.4	Estimación de requerimiento energético del secador .....	23
2.5	Determinación de las dimensiones de la cámara de secado .....	25
2.6	Dimensionamiento del colector solar .....	26
2.6.1	Proceso de cálculo iterativo para $T_{pm}$ y $Fr$ .....	29
2.7	Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado.....	30
2.8	Normas .....	31
2.8.1	Materiales .....	32
2.9	Proceso de simulación .....	32
CAPÍTULO 3 .....		33
3.	Resultados y Análisis .....	33
3.1	Dimensionamiento de la cámara de secado .....	33
3.2	Ángulo de inclinación óptimo del colector solar .....	34
3.3	Requerimiento energético de la cámara de secado. ....	35
3.4	Dimensionamiento del colector solar. ....	36
3.4.1	Selección de colectores y diseño del arreglo. ....	39
3.5	Diseño del sistema de aerogeotermia de baja entalpía. ....	39
3.6	Comportamiento del fluido en la cámara .....	40
3.6.1	Análisis de flujo y velocidad del fluido. ....	41
3.6.2	Análisis de temperatura del fluido.....	42
3.7	Flujograma de trabajo .....	43
3.8	Análisis de costos. ....	44
3.8.1	Costo de materiales .....	44
3.8.2	Costo de los equipos .....	45
3.8.3	Costos de manufactura .....	45
3.8.4	Costo Total .....	46
CAPÍTULO 4 .....		47
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	47
4.1	Conclusiones .....	47
4.2	Recomendaciones .....	48
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
CAM/CAD	Diseño asistido por computadora/Manufactura asistida por computadora (traducido).
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
HR	Humedad Relativa
INEN	Servicio ecuatoriano de normalización

## SIMBOLOGÍA

$m$	Metro
$W$	Watt
$J$	Joules
$^{\circ}C$	Grados Celsius
$K$	Grados Kelvin
$kg$	Kilogramo
$m_p$	Masa de mango a secar
$l_b$	Separación entre bandejas
$v_{a,c}$	Velocidad del aire dentro de la cámara
$M_p$	Humedad del producto
$C_p$	Calor específico
$T_{sec}, T_i, T_a$	Temperatura de secado, inicial y ambiental.
$w$	Humedad específica
$h$	Entalpia
$G_T$	Irradiación solar promedio
$Q_u$	Calor útil
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire
$\epsilon_{cr,pl}$	Emisividad del vidrio / placa absorbente
$\alpha$	Absortividad
$\tau$	Transmitancia
$A_c$	Área del colector
$U_{tot}$	Coefficiente global de transferencia de calor
$T_{pm}$	Temperatura media de placa
$\Delta T_{ml}$	Temperatura media logarítmica
$D$	Diámetro de tubería
$L$	Longitud de tubería

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Ubicación de la Provincia de Santa Elena (INEC 2010) .....	7
Figura 1.2 Hectáreas cultivadas en Santa Elena. (“Santa Elena es un granero agrícola con alto potencial   El Comercio,” n.d.-b) .....	8
Figura 1.3 Valores nutricionales de la fruta de mango y mango seco (Y. H. Hui, 2008) .....	10
Figura 1.4 Curva de secado del mango bajo método de convección a diferentes temperaturas. (Lupien & Roberston, 2008) .....	12
Figura 1.5 Clasificación de geotermia a partir de la tecnología empleada.(Energy & Low, 2015) .....	15
Figura 1.6 Clasificación de geotermia a partir de la temperatura del suelo. (Energy & Low, 2015) .....	15
Figura 1.7 Relación entre temperatura y profundidad del suelo. (“Qué es la energía geotérmica,” n.d.).....	16
Figura 2.1. Esquema del proceso de secado mostrando entradas y salidas del sistema (Adaptado de (Ikem, Nyong, & Takim, 2016)). .....	24
Figura 2.2. Gráfico para determinar transmitancia del vidrio. ....	27
Figura 3.1. Diseño de forma de la cámara usado para simulación de fluidos. ....	33
Figura 3.2. Trayectorias de flujo mostrando velocidad de fluido dentro de la cámara. ..	41
Figura 3.3. Gráfico de contorno de la cámara mostrando velocidad en diferentes regiones. ....	42
Figura 3.4. Trayectorias de flujo mostrando temperatura de fluido dentro de la cámara. ....	42
Figura 3.5 Gráfico de contorno de la cámara mostrando temperatura en diferentes regiones. ....	43
Figura 3.6. Flujograma de operación .....	44

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Matriz de selección del colector solar. ....	20
Tabla 2.2 Matriz de decisión del sistema auxiliar energético.....	23
Tabla 3.1. Dimensiones de la cámara de secado .....	34
Tabla 3.2. Parámetros usados para determinar el calor útil de la cámara. ....	35
Tabla 3.3. Parámetros usados para dimensionamiento de los colectores solares. ....	37
Tabla 3.4. Condiciones de operación del sistema de colectores solares.....	38
Tabla 3.5. Parámetros usados para el dimensionamiento del sistema de aerogeotermia.....	39
Tabla 3.6 Costos de los materiales a usar. ....	45
Tabla 3.7 Costos y modelos de los equipos usados .....	45
Tabla 3.8 Costos de ensamble y construcción.....	46
Tabla 3.9 Costo total del proyecto .....	46

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

En la deshidratación de alimentos, es fundamental realizar un correcto proceso de secado, debido a que ocurrirán transformaciones físicas, químicas y bioquímicas que pueden afectar la calidad del producto. Un caso particular, es la cristalización durante el secado y que puede provocar cambios en el mecanismo de la transferencia de masa y calor dentro del material, usualmente de maneras impredecibles. (Guiné, 2018)

Los procesos de secado en el sector agrícola son dependientes a las condiciones climáticas y que además pueden generar un impacto ambiental al emplearse combustibles fósiles para la generación de calor durante la combustión. Los productores agrícolas pequeños y medianos incurren en considerables gastos energéticos y monetarios empleando secadores artesanales que funcionan con combustibles fósiles, que en la práctica son de baja eficiencia en el aprovechamiento de calor y los diseños no cumplen criterios técnicos e ingenieriles. (Fito Maupoey, M. Andrés Grau, Albors Sorolla, & Barat Baviera, 2001). Por otra parte, es necesario contar con un sistema de generación de calor constante que permita realizar un secado homogéneo del producto. En este escenario, la energía renovable puede actuar como un sistema auxiliar y complementario en los procesos de secado de productos agrícolas, contribuyendo a la reducción de consumo de combustibles fósiles; aportando de esta manera al fomento de la sostenibilidad en el sector agro-productivo. Sin embargo, en el Ecuador no existe una política de fomento para sistemas híbridos de energías distribuidos lo que afecta directamente en la capacidad económica y productiva del sector agrícola, en especial del secado.

### 1.2 Justificación del proyecto

Los procesos de secado implican un considerable dispendio energético, llegando a representar el 15% del consumo de energía en la industria (Kumar, Karim, & Joardder, 2014). Generalmente, este proceso se

caracteriza por sus bajas eficiencias térmicas durante la operación, entre el 20 y 50%, por lo que es necesario abastecerse por medio de la red eléctrica convencional o empleando combustibles fósiles para la generación de calor, lo que conlleva un alto costo económico y consumo energético (Chua, Mujumdar, Hawlader, Chou, & Ho, 2001). En Ecuador se utilizan secadores tipo artesanales y semi artesanales para el secado de productos agrícolas que emplean diferentes fuentes para la generación de calor, principalmente combustibles fósiles. Cabe considerar, por otra parte, que es posible emplear sistemas de generación de calor basados en energías renovables sin afectar el tiempo de secado, la calidad y las variables organolépticas, disminuyendo los costos de operación por el cambio de fuente de energía. (Delgado-Plaza et al., 2019).

El proyecto se alinea con el séptimo objetivo de desarrollo sostenible (ODS) que trata sobre la energía renovable y no contaminante. En esta perspectiva, la meta a alcanzar apunta a cambiar el abastecimiento energético actual por uno de bajo impacto ambiental. Adicionalmente, el octavo ODS sobre trabajo decente y crecimiento económico se refleja en mejorar los niveles de productividad modernizando la tecnología para obtener energía útil en el secado. Finalmente, el proyecto se relaciona con el noveno ODS de industria, innovación e infraestructura. En este proyecto se busca promover el uso de infraestructura sostenible y de calidad para apoyar al desarrollo de los agricultores.

Por tal razón, cualquier iniciativa tecnológica que contribuya al ahorro energético y económico mejorará la calidad de vida al agricultor dentro del contexto nacional y además aporta a las medidas de mitigación por medio del cambio tecnológico en la matriz energética con el objetivo de reducir los efectos de los cambios climáticos. (Carrasco, Ayala, Álvarez, & Miranda, 2020)

Adicionalmente el diseño del sistema de secador híbrido se basará considerando los parámetros físicos y químicos del mango derivado a que es un producto muy demandado a nivel internacional (“Ecuador exporta el 92% de su mango a Estados Unidos - eComercio Agrario,” n.d.). Sin embargo, el

diseño propuesto podrá manejar o secar otro tipo de frutas con similares propiedades y contenido de humedad.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un prototipo de secador de productos agrícolas para la provincia de Santa Elena basado en un sistema híbrido de abastecimiento energético empleando fuentes renovables de energía.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Analizar soluciones actuales que se aplican en el secado de frutas enfocado en los aspectos que influyen en la sostenibilidad y economía del productor.
- Estimar la demanda de calor del prototipo de secador híbrido por medio del análisis térmico del sistema y su interacción con el producto seleccionado.
- Desarrollar el sistema de generación de calor híbrido empleando fuentes renovables de energía.
- Desarrollar la simulación de la cámara de secado empleando análisis de fluido computacional
- Elaborar el diseño final detallado de la solución obtenida con su respectivo estudio de pre-factibilidad tecnológica.

### **1.4 Marco teórico**

#### **1.4.1 Principios de secado de alimentos**

El secado es un procedimiento para remover parte del contenido de agua de un alimento mediante transferencia de calor y masa entre un fluido de trabajo y la superficie del producto. Para frutas y vegetales es un método de preservación, pues minimiza el deterioro por parte de bacterias gracias a su bajo nivel de agua (Bourdoux, Li, Rajkovic, Devlieghere, & Uyttendaele, 2016). En primer lugar, se evapora el agua en la superficie del sólido húmedo, depositándose en el entorno. Luego se da la difusión

del agua interna del material a secar hacia la superficie debido al gradiente de presión entre el agua y el fluido exterior (Khan, Farrell, Nagy, & Karim, 2018). Para conseguir que ambos fenómenos ocurran es necesaria una considerable cantidad de energía, entre 15 y 50 MJ/kg en el caso de las frutas, donde el alto consumo está directamente relacionado al calor latente de vaporización del agua (Nwakuba, Asoegwu, & Nwaigwe, 2016a). El proceso depende tanto de factores del fluido, como su velocidad de circulación, temperatura y humedad, y de las características del producto, como su tamaño, contenido de agua y composición. El principio del secado se resume en la ecuación 1.1 que permite obtener el flujo de vapor que escapa de la superficie (Skovgaard, 2009):

$$N_v'' = h_m(\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}) \quad (1.1)$$

Donde  $N_v''$  es el flujo de vapor durante el secado [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ];  $h_m$  es el coeficiente de transferencia de masa [ $\text{m}/\text{s}$ ];  $\rho_{v,s}$  es la densidad del vapor en la superficie del material húmedo y  $\rho_{v,\infty}$  es la densidad del vapor en el entorno [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

## 1.4.2 Variables que influyen en el secado

### 1.4.2.1 Parámetros Ambientales

Una de las condiciones del ambiente que más influyen en el secado de productos es la humedad del aire. La humedad relativa del aire es un dato porcentual que identifica que tan húmeda es una mezcla de aire y agua, donde 0% indica inexistente contenido de agua en el medio y 100% refleja un medio saturado de agua o en su punto de rocío. Se puede calcular con la siguiente ecuación basada en presiones parciales (Boles Yunus, A. Çengel, 2009): (Poner 2017)

$$HR = \frac{P_{v,H_2O}}{P_{v,H_2O}^*} @T \quad (1.2)$$

Donde  $HR$  es la humedad relativa del medio;  $P_{v,H_2O}$  es la presión de vapor del agua a una temperatura dada [ $\text{Pa}$ ] y  $P_{v,H_2O}^*$  es la presión de

vapor de equilibrio del agua a la misma temperatura [Pa]. A partir de esta ecuación se entiende que la humedad se relaciona con la temperatura del ambiente, siendo esta otra característica importante.

#### **1.4.2.2 Parámetros del Producto**

Dependiendo del producto se va a tener un valor diferente de su humedad a retirar, que viene dada por la humedad inicial y final del material. El contenido de humedad del sólido  $M$  se determina principalmente comparando pesos o densidades del producto, pues el volumen del mismo va a cambiar a lo largo del proceso de secado. Este valor de humedad se puede expresar en función de la masa inicial de la muestra  $W$  y la masa seca del material  $W_f$  [kg] (M. I. H. Khan, Chandan Kumar, 2017):

$$M = \frac{W - W_f}{W} \quad (1.3)$$

Finalmente, la temperatura máxima a la que se puede secar el producto es otro factor para considerar, pues indica el límite que se puede secar empleando calor sin que el producto pierda sus principales características.

#### **1.4.3 Agricultura en la costa ecuatoriana**

En el territorio ecuatoriano se han destinado 800 Km para la agricultura y existen alrededor de 2 millones de trabajadores dedicados a esta labor, dato entregado por el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEC). Los tipos de cultivo característicos de la región Litoral son el transitorio y permanente. (“La labor agrícola se concentra en la costa | Revista Líderes,” n.d.) Se entiende como cultivo transitorio, al cultivo el cual su crecimiento tarda alrededor de menos de un año; mientras que el cultivo permanente es aquel cultivo en el que su edad productiva es larga y una vez realizada la recolección, no se vuelven a plantar. El 61.36% del sembrío transitorio y 70.04% del sembrío permanente nacional, se encuentra en la región litoral.(INEC, 2014)

#### **1.4.3.1 Deshidratación de frutas en Ecuador**

Ecuador es conocido por ser un país productor de diferentes tipos de frutas a lo largo de todo el año, debido a la calidad de suelos de cultivo de la región y su diversidad climática. Las exportaciones agroindustriales son consideradas como la actividad que genera más ingresos al PIB total del país. Por este motivo la deshidratación de frutas en el mercado ha ido creciendo con el paso del tiempo, y busca competir con mercados internacionales, aprovechando su potencial de producción de calidad. (“Seis empresas exportarán frutas deshidratadas | Noticias Agropecuarias,” n.d.) Las frutas deshidratadas son ingredientes principales de granolas y barras energéticas, debido a las vitaminas, azúcares y minerales que poseen.

En el consumo ecuatoriano, las frutas deshidratadas no presentan un mercado importante de consumo, debido al poco conocimiento del producto y los beneficios que aportan a la salud. En su mayoría, debido a recomendaciones médicas, son personas con enfermedades como diabetes o con algún problema digestivo, las que consumen esta clase de productos. (“Estudio afirma frutas deshidratadas ayudan a controlar la glucosa en sangre,” n.d.) Aun así, es posible encontrar en los distintos súper mercados del país esta clase de productos.

En el año 2012, Ecuador exportó 229.4 toneladas de frutas deshidratadas, siendo el 75% de dichas toneladas, destinadas al continente europeo. (Revista Lideres- El Comercio, 2012)

#### **1.4.4 Localidad Provincia de Santa Elena**

La provincia de Santa Elena se encuentra ubicada en la costa ecuatoriana, a 120 km al este de la ciudad de Guayaquil, con un área total de 3690.17 km<sup>2</sup>. Es reconocida a nivel internacional por sus playas, basando su comercio en el turismo y la pesca. Según el último censo realizado en el Ecuador, en el año 2010, la provincia de Santa Elena consta de una población total de 205969 habitantes. (INEC, 2010)

Esta provincia presenta un clima seco, siendo el promedio anual de la temperatura es 25°C, siendo los meses con más precipitación febrero y marzo.

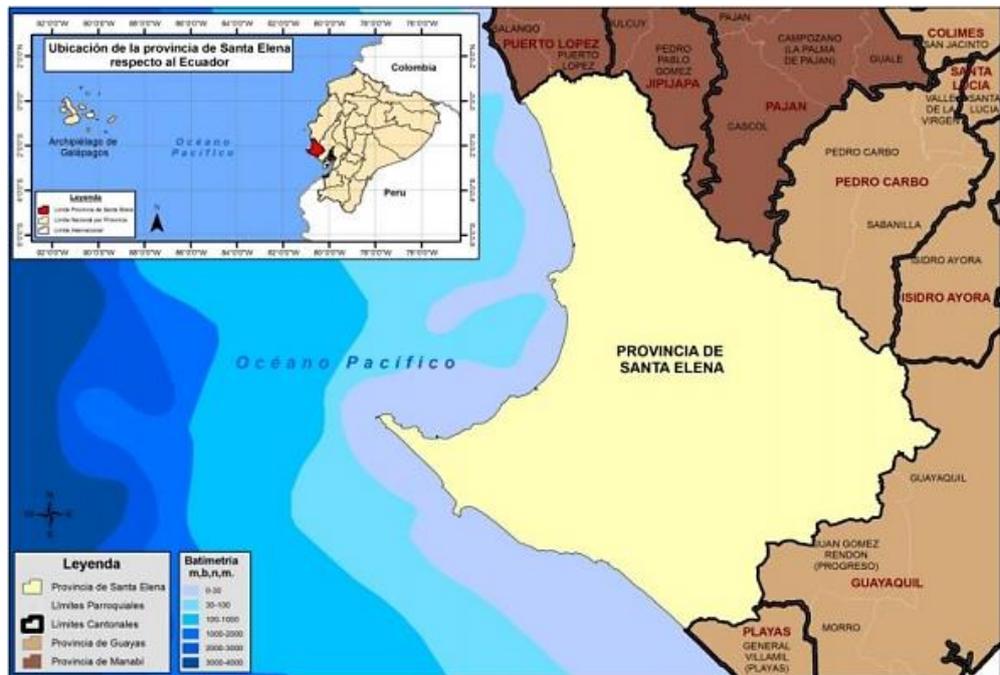


Figura 1.1 Ubicación de la Provincia de Santa Elena (INEC 2010)

#### 1.4.4.1 Agricultura en la provincia de Santa Elena

A pesar de la escasez de lluvias en la zona y suelo seco de la provincia de Santa Elena, la agricultura se ha convertido en una de las principales fuentes de ingreso para sus habitantes, gracias al Plan Hidráulico, el cual consiste en un sistema de trasvase, donde el río Daule proporciona agua a la provincia. Debido al crecimiento de la matriz productiva, los habitantes de la zona aprendieron cómo manejar cultivos, causando así un cambio cultural. (“Santa Elena también es tierra fértil para el desarrollo agrícola | El Comercio,” n.d.)

En Santa Elena, se conoce que existen 20 haciendas grandes, las mismas que se encargan de cultivar mango, uvas, cacao, banano orgánico, palma de coco y aguacate, principalmente. (“Santa Elena es un granero agrícola con alto potencial | El Comercio,” n.d.-a) Estas

haciendas poseen un total de 12514 hectáreas, de las cuales 5670 han sido utilizadas para las plantaciones de diferentes productos, tal como se detalla en la figura 1.2

Cultivos	Hectáreas
Maíz	3 390
Aguacate	878
Banano orgánico	595
Plátano	285
Cacao	130
Uva	100
Palma de coco	83
Mango Tommy	40
Teca	40
Melón	30
Café	30
Moringa	23
Guanábana	15
Pimiento	5
Maracuyá	4
<b>Total</b>	<b>5 670</b>

**Figura 1.2 Hectáreas cultivadas en Santa Elena.**  
 ("Santa Elena es un granero agrícola con alto potencial | El Comercio," n.d.-b)

#### 1.4.5 Características de las frutas a secar

Cada variedad de frutas necesita diferentes condiciones de operación en relación a su secado. Las condiciones más influyentes en el secado se relacionan con la evaporación del agua de la superficie del producto. La evaporación de agua bajo procesos que impliquen calor se debe realizar a temperaturas menores a la máxima que soporte el alimento. El secado de frutas afectara principalmente las características físicas, nutricionales y microbiológicas de las frutas (Rahman, 2015).

La humedad final por obtenerse también depende de cada alimento. Existen frutas cuyo contenido de humedad será bajo (3-8%) o alto (16-18%) (Y. H. Hui, 2008) dependiendo de la estructura del alimento y su proceso. La velocidad a la que se sequen también dependerá del tipo de fruta a tratar y se verá reflejada en la respectiva curva de secado.

#### 1.4.6 Mango

El mango es una fruta jugosa, acida en épocas tempranas y dulce en su madurez, con forma redonda achatada dependiendo de las diferentes variedades existentes. Se cultiva en muchas partes del mundo, predominando en zonas intertropicales asiáticas (de donde es nativa, India) y americana (Colombia, Perú, Venezuela y Ecuador). En la provincia del Guayas y Santa Elena se cultiva en un 65% la variedad Tommy Atkins, y en un 35% las variedades Haden, Kent y Keitt (Armas Moreno & Soto Valenzuela, 2019). Se considera que en Santa Elena la producción y exportación de frutas exóticas, entre ellas el mango, conforman un importante rubro en la actividad productiva al igual que otras fuentes agrícolas, agropecuarias y de la pesca (Cruzaty & Cruzaty, 2017). Las comparaciones entre las propiedades de la fruta de mango y el mango seco se muestran en la siguiente figura.

La exportación de mango a Estados Unidos capta un papel muy importante para el Ecuador, debido a que sólo en el 2019 fueron enviadas 13 millones de cajas de 4 kilos a este país. La cosecha del mango de coloración amarilla comienza a partir del mes de septiembre, mientras que para el de coloración roja, comienza las primeras semanas de octubre, arrancando de esta manera con la exportación del mango tipo Tommy Atkins.

En Ecuador existen 100 fincas con aproximadamente 5500 hectáreas destinadas al cultivo de mango para exportación de las variedades Kent, Tommy Atkins y Ataúlfo. Debido a los estrictos requerimientos de Estados Unidos para evitar la propagación de plagas, esta fruta debe pasar por rigurosos controles fitosanitarios antes de su exportación. (“Ecuador arranca sus exportaciones de mango y espera enviar 12,5 millones de cajas de 4 kilos | Economía | Noticias | El Universo,” n.d.)

Nutrientes	Mango Fruta	Mango Deshidratado
Calorías (Kcal)	65.0	331
Grasa total (g)	0.27	0.78
Grasa saturada (g)	0.066	0.2
Grasa Polinsaturada (g)	0.051	0.2
Grasa Monoinsaturada (g)	0.101	0.4
Colesterol (mg)	0.0	<0.1
Sodio (mg)	2.0	24.0
Potasio (g)	156.0	182.0
Carbohidratos totales (g)	17.0	83.1
Fibras totales (g)	1.8	6.1
Azúcar total (g)	14.8	75.6
Proteínas (g)	0.51	0.67
Calcio (mg)	10.0	28.0
Hierro (mg)	0.13	0.83
Vitamina C (mg)	27.7	262.0
Vitamina A (IU)	768.0	1554

Figura 1.3 Valores nutricionales de la fruta de mango y mango seco (Y. H. Hui, 2008)

#### 1.4.7 Parámetros térmicos del mango

Para los procesos de secado de las frutas se necesitan recopilar información sobre las propiedades que interactúan con los fenómenos de transferencia de calor y masa del secador. En primer lugar, se tiene el contenido de agua o humedad inicial de la fruta, además de la humedad objetivo del secado. Es vital para el diseño determinar el valor máximo permisible de temperatura del proceso para la fruta a procesar. Adicionalmente se recomienda conocer los valores de calor específico y conductividad térmica en condiciones normales de las frutas.

##### 1.4.7.1 Humedad del mango

Generalmente el mango se obtiene con una humedad relativa entre 80 y 85% (%w.b.). Los objetivos del secado buscan colocar al mango entre 12 y 18%, sin embargo, se han encontrado fuentes donde logran posicionarlo hasta el 10% de humedad de bulbo húmedo. (Omda, Akoy, Ayoub, & Ahmed, 2004)

#### **1.4.7.2 Temperatura máxima del mango**

La mayoría de los autores coinciden en que para evitar degradar las cualidades nutritivas del mango y no afectar sus características sensoriales se debe evitar someter al mango a temperaturas mayores a 70 °C. Sin embargo, dependiendo del espesor de la muestra, otros autores han encontrado resultados aceptables a los 80 °C para el mango. (Elamin O M Akoy, 2014; Kabiru, Adetayo, Abdulganiy, & Raji, 2013).

#### **1.4.7.3 Calor específico y conductividad térmica del mango**

Los valores de conductividad y calor específico se caracterizan por variar con respecto a la temperatura de la muestra. En promedio se tiene que, para el mango, un valor aceptable de calor específico es de 3.55 kJ/kg·K (Dennis R. Heldman, Lund, & Sabliov, 2019) por encima de las temperaturas de enfriamiento. Se tiene que puede llegar a tomar valores de 3.66 y 3.98 kJ/kg·K a altas temperaturas y altas humedades y 2.83 y 3.31 kJ/kg·K a bajas temperaturas y bajas humedades (Kalaya, Saiwarun, Chaiyute, & Wirote, 1995).

Se conoce que la conductividad térmica del mango posee valores entre 0.37 y 0.44 W/m·K para bajas temperaturas y bajos contenidos de agua, mientras que se encuentra entre 0.51 y 0.62 W/mK para altas temperaturas y altas humedades (Bon, Váquiro, Benedito, & Telis-romero, 2010).

#### **1.4.8 Cinética de Secado**

La cinética del secado se puede estudiar empleando el método teórico, semi teórico y empírico. El método teórico implica el uso de ecuaciones diferenciales que relacionan las propiedades del material, el entorno y el movimiento de la humedad. El método semi teórico llega a combinar datos en sus ecuaciones. Finalmente, el método empírico emplea curvas de secado basadas en datos experimentales (Demiray, Seker, & Tulek, 2017).

### 1.4.8.1 Curvas de secado del mango

Con el fin de visualizar el comportamiento del mango durante su proceso de remoción de agua se emplean las curvas de secado a diferentes temperaturas. La obtención de estas graficas nace de la recopilación de datos experimentales, tales como la humedad o contenido de agua, durante un cierto proceso de secado y a una temperatura especifica. Esto implica que las curvas de secado son características de las condiciones a las que se procesa el alimento (Milanović Mihailo P., S., J., G., & Lj., 2020).

Se ha demostrado que las características del mango se ven afectadas por los diferentes métodos de secado que se le pueden aplicar. Distintos procesos, a convección, microondas o congelamiento, cambian propiedades como el color, contenido de antioxidantes, y curvas de secado (Izli, Izli, & Taskin, 2017). En la siguiente figura se muestra un ejemplo de curva de secado del mango en condiciones de secado por convección a diferentes temperaturas.

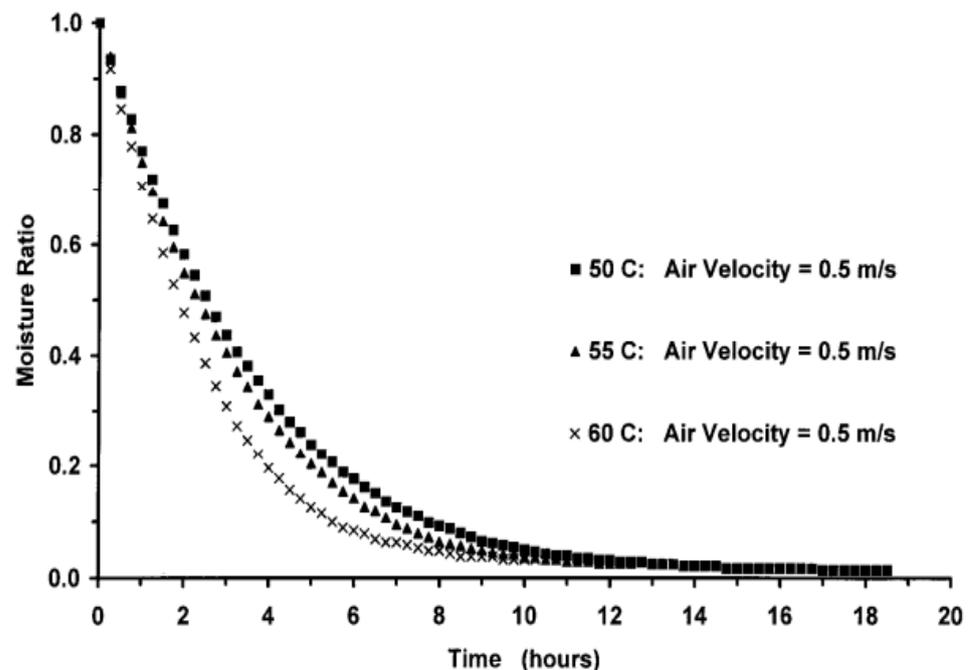


Figura 1.4 Curva de secado del mango bajo método de convección a diferentes temperaturas. (Lupien & Roberston, 2008)

En la figura 1.4 se ilustran las curvas de secado bajo el método de convección a 50, 55 y 60 °C. Así mismo, indica que en todos los casos se usó viento con velocidad de 0.5 m/s, dando como resultados tiempo de secado entre 5 y 7 horas a 10% de humedad. En contexto, estas son temperaturas comunes para el proceso, sin embargo, se ha encontrado la posibilidad de emplear 80 °C para secar mango y comparar su cinética con las demás temperaturas (E. O. M. Akoy, 2014).

#### **1.4.9 Abastecimiento energético renovable en procesos de secado**

La energía renovable es aquella que se extrae de fuentes naturales, siendo caracterizada por su capacidad de regenerarse y ser prácticamente inagotable. Como fuente renovable de generación de calor en el secado se encuentran la energía solar térmica, biomasa y geotermia. Estos métodos combinados con sistemas de recuperación del calor, correcto aislamiento y control de procesos permiten obtener excelentes resultados en los procesos de secado (Mujumdar, Strumillo, Jones, & Żyła, 2014).

##### **1.4.9.1 Energía Solar**

Los procesos de secado de alimentos que emplean energía solar se utilizan en la industria por motivos de conservación de energía, ahorro de tiempo y espacio y protección ambiental. En este aspecto, el uso de energía solar tiene la desventaja de depender del clima, haciendo necesario contar con un sistema suplementario de calor para el secado (Vijayavenkataraman, Iniyar, & Goic, 2012). Por otro lado, la generación de energía térmica en procesos industriales puede llegar a operar entre 85 y 250 °C, por lo que es atractivo su aplicación en limpieza, destilación, pasteurización, esterilización, cocina y, por supuesto, secado de alimentos (Jaramillo, Borunda, Velazquez-Lucho, & Robles, 2016).

En los países en desarrollo, el secado solar es una alternativa confiable para quienes no pueden acceder a los secadores industriales debido a su alta inversión y costos de operación. Así mismo, muchos secadores

industriales tampoco están disponibles en regiones no ricas. En este contexto, el secado solar es aplicable económicamente y recomendado en países ubicados en los trópicos (Amer, Gottschalk, & Hossain, 2018).

#### **1.4.9.2 Energía Geotérmica**

“La energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie de la tierra”. Por lo tanto, la energía geotérmica es un tipo de energía renovable, la cual se obtiene mediante la energía transmitida por la tierra desde su interior, a través de cuerpos de roca caliente, aguas subterráneas o superficiales, sea por métodos de conducción o convección (Trillo & Angulo, 2008). La temperatura de la tierra es directamente proporcional a la profundidad de la misma, por lo tanto, la profundidad que se use en la instalación va a ser definida con respecto a la aplicación que se quiera dar a este tipo de energía y al tipo de instalación que se necesite. (Iannelli & Gil, 2012)

A partir de la temperatura del terreno o estanque, la geotermia posee diferentes usos, los cuales se mencionan a continuación:

Térmico: Utilizado en la climatización de viviendas, en las industrias, en la agricultura, principalmente en el secado de frutas. Si se requieren temperaturas que sean menores a 100°C, se hace uso del calor directo del suelo, mientras que, si se necesitan temperaturas menores a los 25°C, generalmente usadas en la climatización, se hace uso de una bomba de calor geotérmica. (Lerida Martinez, 2014)

La geotermia se emplea de más frecuentemente en la calefacción, dedicando así el 14% para los invernaderos, en el acondicionamiento de aire mediante bomba de calor se emplea en un 12%. (Lund & Boyd, 2009)

Generación de electricidad: Se necesita temperaturas entre 100 y 150°C.

Alrededor del mundo, 23 países ya se encuentran generando electricidad gracias al aprovechamiento del calor de la tierra. En

Filipinas el 27% de la electricidad es producida mediante la energía geotérmica, mientras que, en Islandia, esta cifra corresponde a un 18%. (“MEET Project – Autumn News – International Geothermal Association,” n.d.)

### 1.4.9.3 Clasificación de la Energía Geotérmica

La energía geotérmica se puede clasificar mediante la tecnología que se use para la extracción del calor del suelo o por la temperatura a la que se encuentre el subsuelo.

La primera clasificación, mediante la tecnología usada para la extracción, se presenta en la siguiente imagen:

Tecnología	Tipo de Yacimiento	Temperatura
Bomba de calor	Muy baja entalpía	5°C < T < 30°C
Uso directo de bomba de calor	Baja entalpía	30°C < T < 100°C
Ciclos binarios	Media entalpía	100°C < T < 150°C
Uso directo de ciclos binarios	Alta entalpía	T > 150°C

**Figura 1.5 Clasificación de geotermia a partir de la tecnología empleada.**  
(Energy & Low, 2015)

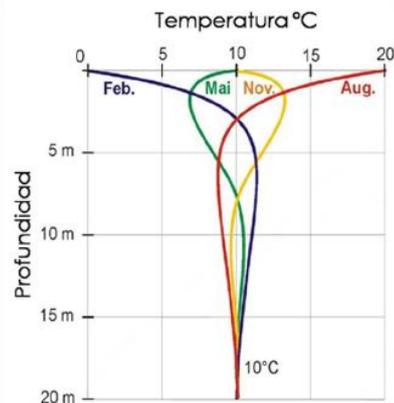
Por otro lado, la clasificación a partir de la temperatura del suelo se exhibe en la figura mostrada a continuación:

Tipo de Yacimiento	Fuente	Temperatura	Uso principal
Muy baja entalpía	Subsuelo con o sin agua	5°C < T < 30°C	Climatización
	Aguas subterráneas	10°C < T < 30°C	
Baja entalpía	Aguas termales	22°C < T < 50°C	Acuicultura, balnearios
	Zonas volcánicas	T < 100°C	Calor de distrito
Media entalpía		100°C < T < 150°C	Electricidad
			Ciclos binarios
Alta entalpía		T > 150°C	Electricidad

**Figura 1.6 Clasificación de geotermia a partir de la temperatura del suelo.**  
(Energy & Low, 2015)

#### 1.4.9.4 Geotermia de Baja entalpía

La energía geotérmica de baja entalpía se conoce también como geotermia solar, ya que el sol es el encargado de transmitir calor a la capa terrestre, siendo así la fuente principal del calor. Este tipo de energía es utilizada en la climatización de viviendas, industrias, edificaciones, invernaderos, entre otras (IDAE & IGME, 2008) mediante fuentes como aguas termales, subsuelo con o sin agua. Cabe recalcar que debido a su temperatura de operación las fuentes geotérmicas de baja entalpía no destacan en generar energía eléctrica, sino que son óptimas para aplicaciones en procesos con altos ratios de consumo a bajas temperaturas (Bundschuh et al., 2015).



**Figura 1.7 Relación entre temperatura y profundidad del suelo.**  
("Qué es la energía geotérmica," n.d.)

La figura 1.7 muestra la relación que existe entre la temperatura y la profundidad del suelo en distintos meses del año.

Curva azul: En la época de invierno, la temperatura aumenta de manera proporcional con la profundidad, hasta que logra un valor constante de 10°C.

Curva roja: Esta curva muestra la época de verano, donde sucede todo lo contrario a lo que sucede en invierno. En este caso la temperatura es inversamente proporcional a la profundidad del suelo, pero de igual manera, logra conseguir una temperatura constante de 10°C.

Curva amarilla: Muestra el comportamiento que se tiene en la época de primavera y otoño, donde las variaciones de temperatura no son tan

significativas en comparación de las otras curvas. (“Qué es la energía geotérmica,” n.d.)

Se puede concluir a partir de la gráfica que, hasta una profundidad en específico, la temperatura del subsuelo será siempre la misma, sin importar la época del año y hora del día.

## **1.5 Secadores solares**

Los secadores solares son una versión mejorada del secado al aire libre, por el motivo de que la velocidad de secado que proporcionan es mayor; al igual que la protección a la lluvia, insectos y bacterias, al producto en cuestión.

### **1.5.1 Categorías de secadores solares**

- Secador Solar Activo

El flujo del aire es conducido de manera forzada gracias a un ventilador o soplador, a través del colector solar y la cámara de alimentos.

- Secador Solar pasivo

El aire es secado y circula de manera natural, debido a la fuerza de flotación, presión de viento, o la combinación de estos dos factores.

- Secador Solar de modo Mixto

La radiación solar directa y el aire caliente proporcionado por los colectores solares son utilizados para impulsar el proceso de secado. Mientras que los rayos solares penetran en el producto a secar, el aire caliente proveniente del colector solar sopla a través del producto, para de esta manera aumentar la tasa de secado.

- Secador Solar Híbrido

Esta técnica es similar a la aplicada en los secadores mixtos. Sin embargo, el ventilador que mantiene el flujo del aire funciona gracias a células fotovoltaicas de energía solar. Sin embargo, para los países en vías de desarrollo, la selección dependerá fundamentalmente de del costo y los requerimientos de energía.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Requerimientos del cliente

Los objetivos y limitaciones del diseño del producto dependieron directamente de los requerimientos del cliente. En primer lugar, se conoce que el prototipo tendría una capacidad de procesamiento para 50 kg de mango cortado por cada ciclo de secado. Relacionado a los ciclos de secado, el prototipo debe trabajar por ciclo de carga, es decir, el proceso no es continuo, pues se interrumpe para cambiar el producto que se está procesando en ese momento.

Adicionalmente, el diseño debe incorporar al menos una fuente renovable de energía como sistema auxiliar o de apoyo. De igual manera, este sistema debe trabajar bajo el principio de que el producto se carga y descarga dependiendo del ciclo.

#### 2.1.1 Parámetros objetivos del proceso

En base a lo expuesto en el capítulo 1, se determinó que el mango debe llegar a un valor objetivo de 14% de humedad relativa. Asimismo, la temperatura de trabajo establecida en base al producto a procesar debe ser mayor a 50 °C y no pasar de los 55 °C dentro de la cámara de secado con el fin de mantener las cualidades físicas y nutricionales del mango.

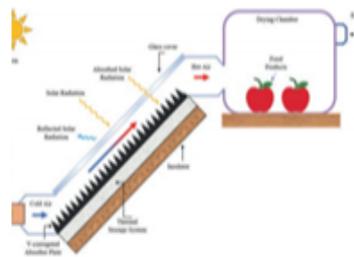
Adicionalmente, a partir de la curva de secado presentada en el capítulo anterior, la velocidad media del aire a emplear será de 0.5 m/s. Así mismo, se recomienda cortar el mango entre 5 y 6 mm de espesor, sin pasar los 8 mm, obteniendo de esa manera un secado uniforme.

### 2.2 Selección del secador solar

Debido a limitantes como la zona geográfica, disponibilidad de materiales, entre otras, ciertos diseños resultan más adecuados para situaciones específicas. A continuación, se revisarán algunos de los diseños más aplicables en el presente caso.

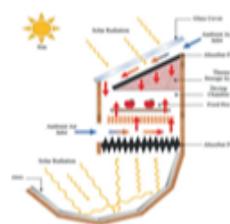
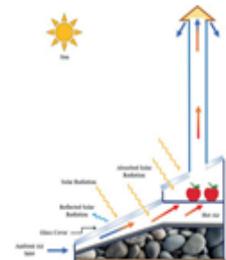
## 2.2.1 Alternativas de solución de secadores solares

Los países ubicados en las zonas tropicales, por la radiación solar que reciben, presentan un mayor potencial y disponibilidad de recurso solar y pueden desarrollar y aplicar colectores solares con éxitos en diferentes procesos de generación de calor como sistema auxiliar. Así mismo, debido a factores financieros, tecnológicos y demás, se apremian aquellos diseños con simplicidad de manufactura, uso y mantenimiento; bajo costo y variables controlables. Tomando en cuenta esto, se exponen los diseños seleccionados como posible solución al problema en la siguiente figura.



Colector solar de superficie corrugada: Usa un soplador para llevar un flujo de aire hacia la cámara de secado, pasando por una placa que capta la radiación solar con superficie corrugada para el intercambio con el aire.

Colector solar con chimenea: Absorbe calor por radiación por medio de una placa plana con almacenamiento térmico. El aire se transporta desde un soplador en la zona inferior hasta la chimenea en la parte superior.



Colector invertido con reflectores: Emplea un concentrador de radiación solar para entregar calor a una placa absorbadora que transfiere el calor al aire que fluye naturalmente. Puede aplicarse un colector solar adicional para absorber calor por dos entradas.

Colector solar multi bandejas: El aire entra entre placas de vidrio hasta llegar al absorbedor de radiación solar. Se dirige el aire hacia un grupo de bandejas ubicadas verticalmente con una chimenea en la sección superior.

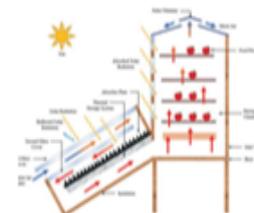


Figure 2.1 Alternativas de solución de secadores solares

### 2.2.2 Matriz de selección del secador solar

Los cuatro modelos de secador solar presentados en la sección 2.2.1 se compararon entre sí para seleccionar la alternativa adecuada para aplicar en el proyecto. Entre los parámetros de evaluación de las propuestas de solución se encuentra el costo, relacionado al uso de materiales y ensamblaje; el montaje o construcción del prototipo, la homogeneidad del flujo y control de temperatura, parámetros importantes para mantener un secado constante; la complejidad de uso, es decir que tan sencillo será de usar para el cliente; y finalmente la seguridad, relacionada a los factores que puedan causar riesgo en el personal. Entre estos, consideramos el control de temperatura y homogeneidad de flujo como los más importantes, a la par del costo, pues ambos influyen en el secado uniforme del mango, mientras que el costo del equipo se orienta a la capacidad adquisitiva de los productores.

**Tabla 2.1 Matriz de selección del colector solar.**

		Costo	Montaje	Homogeneidad de flujo	Control Temperatura	Complejidad de uso	Seguridad	Total
	Valores	0.2	0.15	0.2	0.2	0.15	0.1	1
1	Colector con superficie corrugada	4	3	4	4	4	5	3.95
2	Colector con chimenea	4	5	4	5	4	4	4.35
3	Colector invertido	1	1	1	2	3	3	1.7
4	Colector multi bandeja	3	3	4	3	4	4	3.45

Basados en estos resultados, encontramos que el modelo “Colector solar con chimenea” es la alternativa más adecuada para nuestro diseño.

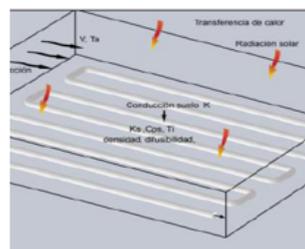
### 2.3 Selección del sistema auxiliar de abastecimiento energético

Ya seleccionado el modelo de colector solar a diseñar, se establece que la principal fuente de abastecimiento energético se caracteriza por ser natural y

estar disponible durante el día. A pesar de esto, las condiciones climáticas no siempre resultan ser favorables, por lo que es necesario usar un sistema alterno complementario. Por lo tanto, a continuación, se describen las alternativas planteadas para el sistema energético auxiliar del secador, aportando con energía complementaria y ayudando a regular los parámetros del proceso de secado. Cabe recalcar que todas las opciones presentadas se basan en el recurso geotérmico de baja entalpía.

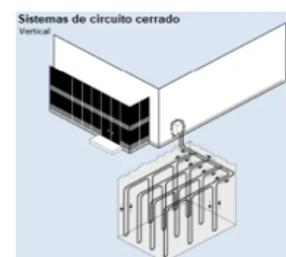
### 2.3.1 Alternativas de solución del sistema auxiliar de abastecimiento energético.

Las opciones presentadas en esta sección corresponden a la fuente auxiliar debido a la necesidad de emplear una fuente diferente a la solar, también disponible en cualquier zona y con distintos niveles de complejidad. Así pues, se exponen las alternativas de diseño en el siguiente esquema.



**Sistema de aerogeotermia de baja entalpía:** consiste en un intercambiador enterrado de tipo serpentina, donde los tubos son de PVC debido a su alta distribución en el mercado y facilidad al momento de ensamblar. Se denomina aerogeotermia debido a que el fluido que circula por los tubos del intercambiador será aire.

**Bomba de calor geotérmica horizontal:** La bomba de calor con la que se requiere trabajar, funciona en ciclo cerrado, es decir, el calor del suelo se extrae mediante el fluido que pasará por las tuberías enterradas en el suelo, las mismas que son de polietileno reticulado, debido a los requerimientos de instalación. El tipo de captador horizontal se instala a una profundidad mínima de 1.5m y máxima de 5m. Por otra parte, la superficie requerida para la instalación del sistema exige una superficie entre 1.5 y 2 veces el área que se pretende calentar.



**Bomba de calor geotérmica vertical:** La orientación vertical funciona en ciclo cerrado. La profundidad requerida para la instalación de una bomba de calor geotérmica vertical está entre 50 y 150 metros de profundidad, por lo que las condiciones exteriores no serán un factor influyente en su totalidad. Las sondas que componen el sistema tienen forma de U y en el caso de que el sistema requiera más de una sonda, éstas deben estar separadas 4.5 metros.

Figure 2.2 Alternativas de solución de sistema auxiliar de abastecimiento energético

### **2.3.2 Matriz de selección de la fuente auxiliar energética**

Para la selección del sistema auxiliar óptimo, se han realizado comparaciones entre los modelos tecnológicos para el uso de la energía geotérmica, descritos en el esquema anterior, considerando como factores importantes la estabilidad de la temperatura, la complejidad de diseño, la facilidad de construcción y montaje, y el costo que conllevaría el diseño, construcción y ensamble del sistema.

Se ha considerado un porcentaje de 20% para la variable de temperatura, debido a que no va a existir un mayor gradiente de temperatura en ninguno de los tres casos, ya que las condiciones exteriores no afectan en un porcentaje considerable al intercambiador enterrado.

En cuanto a la complejidad de diseño local, se ha otorgado un porcentaje de 0.25, ya que en el Ecuador este tipo de secadores no han sido desarrollados con fines industriales o escalamiento a gran producción. A su vez está ligado al factor de construcción, por lo que se requiere que el diseño no involucre aspectos con una complejidad alta, para evitar problemas al momento de las instalaciones.

La facilidad de construcción y montaje es el factor con el mayor porcentaje en la matriz de selección, debido a que se pretende implementar este secador en un sector rural e incluir en el desarrollo del mismo a los habitantes de la zona. A su vez se requiere evitar daños en el terreno que afecten a la flora y fauna del sector.

El costo tiene un porcentaje de 25%, esto se debe a que una de las finalidades del proyecto es ayudar a los habitantes de la zona rural, de escasos recursos, dedicados a la agricultura, a impulsar la producción de frutas deshidratadas que cumplan con los estándares de calidad.

**Tabla 2.2 Matriz de decisión del sistema auxiliar energético**

		Temperatura estable	Complejidad de diseño local	Facilidad de construcción y montaje	Costo	Total
	Valores	0.20	0.25	0.30	0.25	1
1	Sistema de aerogeotermia de baja entalpía	3	3	4	4	3.55
2	Bomba de calor geotérmica horizontal	3	2	2	2	2.2
3	Bomba de calor geotérmica vertical	5	2	1	1	2.05

A partir de los resultados obtenidos, la alternativa óptima para el sistema auxiliar resultó ser el Sistema de aerogeotermia de baja entalpía. En concreto, la decisión se tomó debido a la importancia otorgada a la facilidad de construcción y montaje del sistema, parámetro en el que este modelo destaca, seguido del costo total de uso y manufactura.

#### **2.4 Estimación de requerimiento energético del secador**

La cantidad de energía requerida para el secado del producto se calcula tomando en cuenta el contenido de humedad inicial y final del producto, es decir la humedad perdida durante el secado; el calor latente de vaporización, las condiciones del aire y el tiempo empleado para el secado (Nwakuba, Asoegwu, & Nwaigwe, 2016b). Adicionalmente se suma el calor empleado en elevar la temperatura del ambiente a la temperatura de secado y las pérdidas de calor del sistema. Para concluir la idea, se presenta la siguiente ilustración esquematizando las entradas y salidas del proceso de secado.

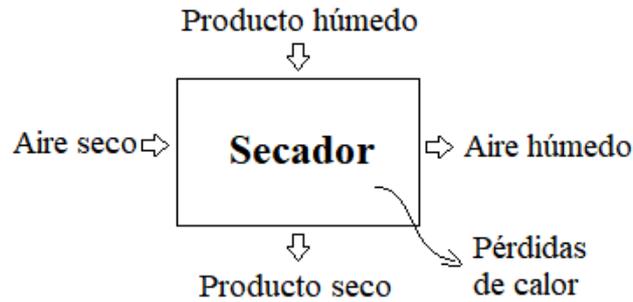


Figura 2.1. Esquema del proceso de secado mostrando entradas y salidas del sistema (Adaptado de (Ikem, Nyong, & Takim, 2016)).

Referente al producto, se calcula el calor sensible necesario para elevar la temperatura de la fruta desde la temperatura ambiental, que es con la que se introduce la fruta al secador, hasta la temperatura del proceso de secado por medio de la ecuación 2.4.1 (Nwakuba et al., 2016b).

$$Q_1 = m_p \cdot C_{p,p} \cdot (T_{sec} - T_{\infty}) / \tau_d \quad (2.1)$$

Dónde:  $m_p$  [kg] es la masa del producto a secar;  $C_{p,p}$  es el calor específico del producto [kJ/kg·K];  $T_{sec}$  es la temperatura de secado del producto [°C] y  $T_{\infty}$  es la temperatura ambiental del entorno [°C].

Durante el proceso de secado ocurrirán pérdidas de calor a través de convección y conducción entre el ambiente interno de la cámara y el entorno. Para esto se realiza un circuito térmico y se calcula el coeficiente de pérdidas de la cámara, seguido del calor que representa dichas pérdidas.

$$Q_2 = U_{cam} \cdot A_w \cdot (T_{sec} - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

Dónde:  $U_{cam}$  es el coeficiente de pérdidas de calor de la cámara [W/m<sup>2</sup>·K] y  $A_w$  es el área superficial de las paredes [m<sup>2</sup>]. Como medida correctiva, las pérdidas de calor se incrementan en un 70% una vez calculadas.

Por otro lado, el flujo de aire debe ingresar a la cámara de secado a una temperatura adecuada que permita remover la humedad de la fruta. Para conseguir dicha temperatura, el aire gana calor antes de entrar en contacto con el producto, y la ecuación que determina la ganancia de energía es la siguiente:

$$Q_3 = \dot{m}_a \cdot (h_{a,i} - h_{a,f}) \quad (2.3)$$

Dónde:  $\dot{m}_a$  es el flujo másico de aire que pasa por la cámara de secado [kg/s] y  $h_{a,i}$  y  $h_{a,f}$  son la entalpia del aire a la entrada y a la salida del colector solar respectivamente [kJ/kg], ambas obtenidas a partir de la carta psicrométrica (Sami, Etesami, & Rahimi, 2011).

Por otro lado, el aire dentro de la cámara debe renovarse constantemente, eliminando el exceso de humedad del producto. Para el cálculo del flujo de aire de renovación a emplear se tiene la siguiente ecuación (Ogheneruona & Yusuf, 2011):

$$\dot{m}_a = \frac{d_r}{w_f - w_i} \quad (2.4)$$

Siendo  $w_f - w_i$  la diferencia entre la humedad final e inicial [kg H<sub>2</sub>O/kg aire seco] y  $d_r$  el ratio promedio de secado [kg/s], (Owolarafe, Obayopo, Amarachi, Babatunde, & Ologunro, 2011) que se puede estimar como:

$$d_r = \frac{m_w}{\tau_d} \quad (2.5)$$

Donde  $\tau_d$  es el tiempo de secado del producto [s] y  $m_w$  es la masa de agua o humedad a remover [kg], que a su vez se puede calcular como:

$$m_w = m_p \left( \frac{M_{p,i} - M_{p,f}}{100 - M_{p,f}} \right) \quad (2.6)$$

## 2.5 Determinación de las dimensiones de la cámara de secado

Conocidas la fruta a secar, así como la masa a procesar, en primer lugar, se determinó el área que ocupa la fruta cortada en las bandejas de secado. En base a esto, se puede calcular el área total necesaria para secar el mango y la cantidad de bandejas a emplear. Se recomienda que las bandejas se separen 7 cm entre si durante el secado (Schiavone, Teixeira, Bucklin, & Sargent, 2013), por lo que, conociendo también el área de cada bandeja y su cantidad, se determinó el volumen de la cámara para cada lote.

## 2.6 Dimensionamiento del colector solar

El calor útil  $Q_u$  que puede generar el colector solar depende principalmente del área del colector, la radiación absorbida, las pérdidas de calor y las condiciones del entorno (Temperatura, velocidad del viento, entre otras). Conociendo el calor necesario que debe proveer el colector, se debe determinar el área del colector  $A_c$  y la temperatura media de la placa  $T_{pm}$ .

Conociendo el calor útil, por medio de la siguiente ecuación se puede despejar el área del colector  $A_c$ .

$$\begin{aligned} Q_u &= A_c \cdot F_r \cdot [S_a - U_{top} \cdot (T_{in} - T_a)] \\ &= A_c \cdot [S_a - U_{top} \cdot (T_{pm} - T_a)] \end{aligned} \quad (2.7)$$

Donde  $T_{in}$  es la temperatura de entrada de fluido,  $T_a$  la temperatura ambiental (que para este proyecto son iguales, pues el aire que ingresa se toma del ambiente) y  $T_{pm}$  la temperatura media de placa [°C].  $S_a$  se obtiene a partir de la radiación solar y las características de la cubierta, mientras  $U_{top}$  es el coeficiente de pérdidas de calor en la cubierta del colector. El factor de ganancia  $F_r$  se emplea para corregir el uso dado por calcular usando la temperatura de entrada del fluido y la ambiental y no la temperatura media del colector. (Delgado-Plaza et al., 2019)

Para calcular  $S_a$ , en primer lugar se determinó la irradiación solar de la zona  $G_T \left[ \frac{W}{m^2} \right]$  a partir de los datos recopilados en cada mes del año. Luego, con conocimiento del ángulo de incidencia solar, el material y espesor del vidrio de la cubierta, se determinó el factor de energía incidente empleando la siguiente gráfica recuperada de (Duffie & Beckman, 2013):

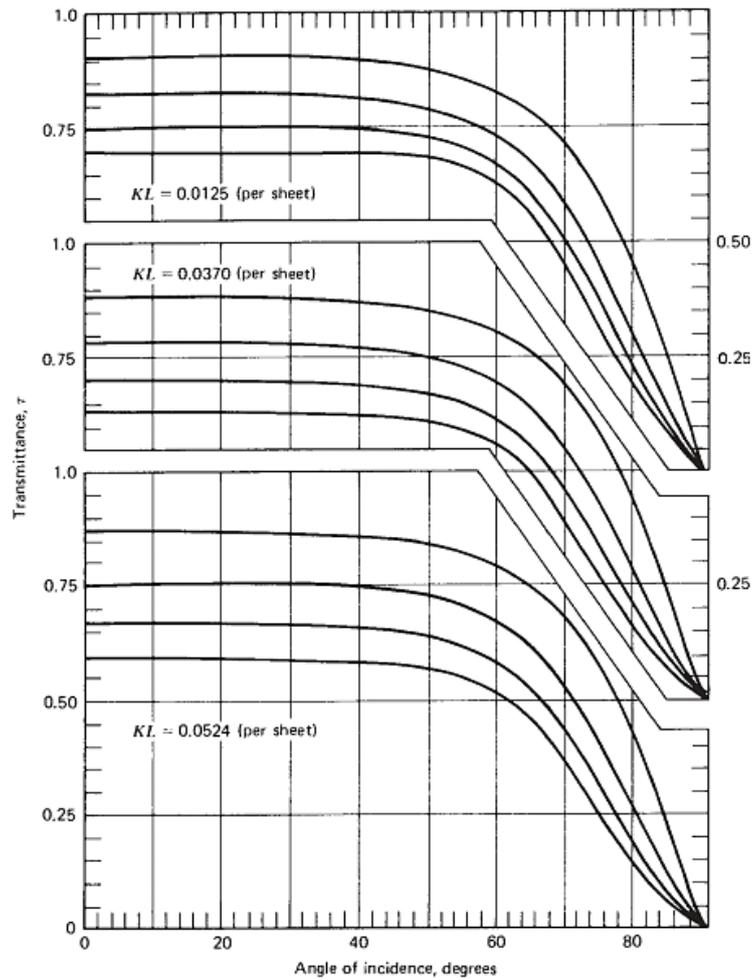


Figura 2.2. Gráfico para determinar transmitancia del vidrio.

De esta manera, conociendo que  $(\tau\alpha) \cong 1.01\tau\alpha_{pl}$  (Duffie & Beckman, 2013), se determinó la radiación solar absorbida mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$S_a = (\tau\alpha) \cdot G_T \quad (2.8)$$

Por otro lado, las pérdidas de calor del sistema se dan por medio de radiación, convección y conducción dependiendo del medio. En este aspecto, para determinar el coeficiente de convección de una placa plana mayor a  $0.5 \text{ m}^2$ , siendo  $v_{viento}$  la velocidad del viento, se puede emplear la siguiente correlación:

$$h_{c,e} = 5.7 + 3.8 \cdot v_{viento} \quad (2.9)$$

Continuando, el coeficiente de transferencia de calor por radiación para cualquier superficie con  $\epsilon$  conocida puede calcularse por medio de:

$$h_r = \frac{4\sigma\bar{T}_f^3}{\frac{1}{\epsilon_{cr}} + \frac{1}{\epsilon_{pl}} - 1} \quad (2.10)$$

Siendo  $\sigma$  la constante de Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ ),  $\bar{T}_f$  la temperatura media del fluido entre la entrada y la salida del colector,  $\epsilon_{cr}$  la emisividad del cristal de la cubierta y  $\epsilon_{pl}$  la emisividad de la placa absorbente.

En última instancia, se emplea la ecuación empírica desarrollada por Sanford Klein en 1979 para determinar el coeficiente de pérdidas a través de la cubierta del colector. (Zelzouli, Guizani, Sebai, & Kerkeni, 2012)

$$U_{top} = \left( \frac{N}{\left( \frac{C}{T_{pm}} \right) \left[ \frac{T_{pm} - T_a}{N + f} \right]^e + \frac{1}{h_v}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_a)(T_{pm}^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_{pl} + 0.00591N h_v} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\epsilon_{pl}}{\epsilon_{cr}} - N} \quad (2.11)$$

Dónde  $\beta$  es el ángulo de incidencia solar en grados siempre que sea menor de  $70^\circ$  y  $N$  es la cantidad de cubiertas de vidrio. Todas las temperaturas se encuentran en Kelvin y los factores adicionales a calcular se enlistan a continuación:

$$f = (1 + 0.089h_v - 0.1166h_v\epsilon_{pl})(1 + 0.07866N) \quad (2.12)$$

$$C = 520(1 - 0.000051\beta^2) \quad (2.13)$$

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{T_{pm}} \right) \quad (2.14)$$

### 2.6.1 Proceso de cálculo iterativo para $T_{pm}$ y $F_r$

Puesto que el colector calienta aire que toma del ambiente, es decir sin recirculación, el cálculo del factor  $F_r$  y  $T_{pm}$  toma una complejidad que obliga a realizar una serie de pasos iterativos para calcular dichos parámetros con mayor precisión. Para iniciar el proceso es necesario conocer los coeficientes de transferencia por radiación y convección que se pueden estimar como los ya mencionados anteriormente, además del coeficiente de pérdidas de calor por la base similar a Eq. 2.6.5. (Duffie & Beckman, 2013)

En primer lugar, se asumió un valor para  $T_{pm}$ , que por recomendación se tomó a 20°C más que la temperatura de entrada del aire. A continuación se empleó la ecuación 2.6.1 para calcular un valor inicial de área del colector  $A_c$ . Una vez concluido, se calculó  $U_L$ , que representa las pérdidas totales del colector solar.

$$U_L = \frac{(U_b + U_{top})(h_r h_{c1} + h_{c2} h_r + h_{c1} h_{c2}) + U_b U_{top} (h_{c1} + h_{c2})}{h_r h_{c1} + U_{top} h_r + h_{c2} h_r + h_{c1} h_{c2}} \quad (2.15)$$

Siendo  $U_b$  el coeficiente de pérdidas por la base,  $U_{top}$  el coeficiente de pérdidas de la cubierta del colector [W/m<sup>2</sup>·K] y  $h_r$ ,  $h_{c1}$  y  $h_{c2}$  los coeficientes por radiación, convección entre aire-cristal y convección entre aire-placa absorbente respectivamente [W/m<sup>2</sup>·K]. Luego, se continuó con el cálculo del factor  $F'$ , relacionado a una eficiencia de pines:

$$F' = \frac{h_r h_{c1} + U_{top} h_r + h_{c2} h_r + h_{c1} h_{c2}}{(U_L + h_r + h_{c1})(U_b + h_{c2} + h_r) - h_r^2} \quad (2.16)$$

A partir de aquí, llamamos  $K$  a un factor adimensional que se obtuvo mediante la siguiente expresión:

$$K = \frac{\dot{m}_a C_{p,a}}{A_c U_L F'} \quad (2.17)$$

Siendo  $\dot{m}_a$  el flujo másico de aire previamente determinado y  $C_{p,a}$  el calor específico promedio del aire. Con este valor se calculó un nuevo

factor denominado  $F''$ , relacionado al desempeño térmico, mediante la siguiente fórmula:

$$F'' = K \left( 1 - e^{-\frac{1}{K}} \right) \quad (2.18)$$

Conociendo ambos valores adimensionales, fue posible calcular el factor de corrección  $F_r$  mediante su multiplicación.

$$F_r = F' \cdot F'' \quad (2.19)$$

En este punto, se determinó  $T_{pm}$  mediante la siguiente expresión:

$$T_{pm} = T_i + \frac{Q_u/A_c}{F_r U_{top}} (1 - F_r) \quad (2.20)$$

Con este nuevo valor de  $T_{pm}$  se volvió a repetir el proceso hasta obtener un mínimo de diferencia entre ambos valores. Adicionalmente, se pudo comparar el calor y la temperatura de salida requeridas del colector con las obtenidas mediante las siguientes expresiones.

$$Q_u = F_r \cdot A_c \cdot S_a \quad (2.21)$$

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m}_a C_{p,a}} \quad (2.22)$$

## 2.7 Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado

A partir de la ley de conservación de energía, se determinó la longitud del intercambiador de calor enterrado y la velocidad que posee el fluido que circula a través de las tuberías.

La ecuación 2.7.1 muestra que la rapidez de transferencia de calor a partir de la convección, es equivalente al incremento de rapidez de la energía térmica del fluido que circula por las tuberías del intercambiador.

$$q_{conv} = E_{int} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.23)$$

Donde  $\dot{m}$  es el flujo de calor,  $c_p$  es el calor específico y  $\Delta T$  corresponde a la diferencia de temperatura del fluido que transporta por calor.

El  $q_{conv}$  se puede expresar a su vez de la siguiente manera:

$$q_{conv} = h A \Delta T_{ml} \quad (2.24)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de convección de transferencia de calor,  $A$  es el área longitudinal del tubo que conforma el intercambiador de calor enterrado y  $\Delta T_{ml}$ , que es la diferencia de temperatura del fluido a la entrada y salida, con relación a la profundidad del suelo y su temperatura.

Realizando un balance de energía, se obtiene que;

$$h A \Delta T_{ml} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.25)$$

Se sugiere trabajar con  $\Delta T_{ml}$ , temperatura media logarítmica, debido a que durante el día ocurre una disminución en las tuberías del fluido calor-transportador, gracias a la interacción que existe entre el calor que posee el terreno y el flujo de aire. ("Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)," n.d.)

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left[\frac{T_{out} - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}}\right]} \quad (2.26)$$

Donde  $T_{in}$  corresponde a la temperatura con la que ingresa el aire proveniente del colector a las tuberías del intercambiador,  $T_{out}$  es la temperatura de salida del fluido y  $T_{wall}$  es la temperatura de la superficie de la tubería.

Se requiere conocer qué tipo de fluido circula a través de la tubería, sea este laminar o turbulento mediante el número de Reynolds, para de esta manera poder obtener el coeficiente de convección de transferencia de calor.

Si el fluido es laminar,  $Re \leq 2300$  y por lo tanto el número de Nusselt se aproxima a 4.36, entonces  $h = (N_u * K / D)$ ; mientras que si se obtiene un flujo turbulento, es necesario utilizar tanto el número de Reynolds como el número de Prandtl,  $N_u = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$ . (Jiménez Carballo, 2016)

## 2.8 Normas

Para el diseño del colector solar para el equipo de secado se han considerado dos normas publicadas por el Servicio Ecuatoriano de Normalización. En primer lugar, se tiene la norma NTE INEN XX:2009, sobre el sistema de calentamiento de agua con energía solar para uso sanitario en Ecuador. En esta norma se definen componentes y conceptos

útiles, además de consideraciones para la selección de materiales, fabricación y dimensionamiento. Por otro lado, se tiene la norma NTE INEN 2507:2016, de rendimiento térmico de colectores solares, requisitos y métodos de ensayo. Esta última enfoca su contenido en métodos de cálculo de incidencia solar y selección de materiales.

### **2.8.1 Materiales**

Ante todo, por norma se recomienda emplear metales resistentes a la corrosión para la estructura, tales como el acero inoxidable o aluminio ionizado. Para la cubierta se recomienda su fabricación en vidrio por sobre un polímero. Por otro lado, la placa colectora debe elegirse con un pintado superficial uniforme y resistente. Dicha placa se asienta sobre un aislante que de preferencia puede tener más de 5 cm de espesor y un coeficiente  $k$  entre 0.014 y 0.035 Kcal/hr·m·°C. Finalmente, tanto los accesorios como la estructura no deben poner en contacto dos metales diferentes (como cobre y acero), controlando la corrosión galvánica.

## **2.9 Proceso de simulación**

Una vez estimado el calor requerido para el secado de mango, así como las dimensiones y características del secador, colector y sistema auxiliar, se construyó un modelo en 3D empleando usando un software CAM/CAD para realizar la simulación del sistema completo. Por un lado, se realizaron en archivos diferentes los modelos de la cámara de secado, cambiando la configuración de las bandejas y las dimensiones de la entrada y la salida de aire.

Dentro del medio computacional, se ubicaron puntos de muestreo en cada bandeja con el objetivo de medir la velocidad y temperatura de fluido en las diferentes zonas. Así mismo, se tomaron muestras promedio para toda la cámara con el fin de comparar las características de operación del modelo con los parámetros de proceso indicados en la curva de secado del mango.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Dimensionamiento de la cámara de secado

En primer lugar, se estableció de manera práctica el área que ocuparía un mango cortado para secarse, así como la masa que la representa. Con estos datos se determinó que, para secar 2 kg de mango, se necesitarían aproximadamente 0.31 m<sup>2</sup> de bandeja. Luego, se resolvió usar una bandeja de mallas de 0.65 m x 0.5 m para esa cantidad de mango, y finalmente se dispuso a emplear 24 bandejas en total para los 50 kg de mango ordenadas en tres columnas de 8 bandejas cada una. Así mismo, la entrada de aire a la cámara ocupa el área lateral de las bandejas y tiene 600 mm de alto x 450 mm de ancho, mientras la salida de aire consta de 150 mm de alto x 450 mm de ancho.

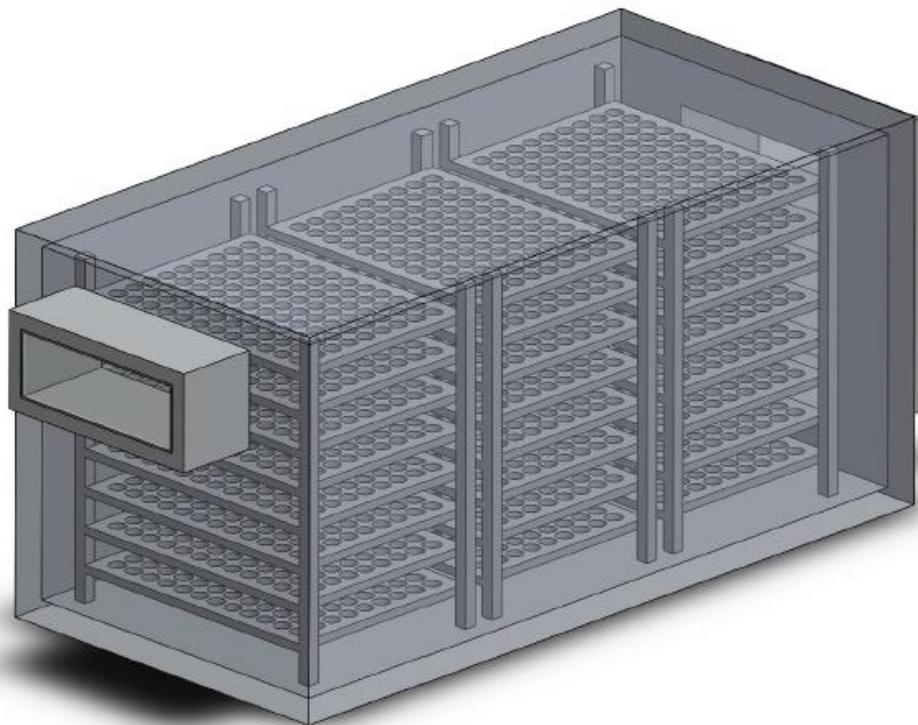


Figura 3.1. Diseño de forma de la cámara usado para simulación de fluidos.

Las dimensiones de la cámara se encuentran resumidas en la siguiente tabla:

**Tabla 3.1. Dimensiones de la cámara de secado**

Descripción	Medida [mm]
Altura	900
Ancho	890
Lateral	1830
Espesor de pared	40

### 3.2 Ángulo de inclinación óptimo del colector solar

Para calcular el ángulo de inclinación, debido al mes de Agosto se consideró la siguiente ecuación:

$$\beta = (Latitud + 0.9) + 29^\circ$$

$$\beta = (-2.244 + 0.9) + 29^\circ$$

$$\beta = 26.98^\circ$$

Para hallar la declinación, los días julianos son 212, por lo tanto

$$\delta = 23.45 \times \text{sen}\left(360^\circ \times \frac{284 + d}{365}\right)$$

$$\delta = 23.45 \times \text{sen}\left(360^\circ \times \frac{284 + 212}{365}\right) = 18.17^\circ$$

Para el ángulo horario, se toma en cuenta el medio día solar, al tratarse de Ecuador, t es igual a 12.

$$\tau = (15t + 180)^\circ$$

$$\tau = [(15 \times 12) + 180]^\circ = 0$$

El ángulo horario es nulo debido a que el sol pasa por su trayectoria más alta. Para el ángulo cenital, se considera de igual manera trabajar con el medio día solar. Reemplazando los resultados de los ángulos obtenidos, se obtiene que

$$\cos\theta_s = \cos\delta \cos\lambda + \text{sen}\delta \text{sen}\lambda$$

$$\theta_s = 20.41^\circ$$

Para hallar el ángulo de incidencia, se considera la siguiente ecuación:

$$\cos\theta = \text{sen}\theta_s \text{sen}\beta \cos(\gamma_s - \gamma) + \cos\theta_s \cos\beta$$

Para tener un nivel de incidencia óptimo, se considera que  $\gamma_s = \gamma$ , por lo tanto  $\theta = 6.56^\circ$ .

### 3.3 Requerimiento energético de la cámara de secado.

Inicialmente, para obtener los valores de la carta psicrométrica, se tomaron tres puntos en el proceso: 1) A la entrada del colector, 2) A la salida del colector (Entrada a la cámara) y 3) A la salida de la cámara. Estos se pueden relacionar de manera que: Entre 1 y 2 existe igual humedad específica y entre 2 y 3 existe igual entalpia. (Andrea Jael Boero Vera, 2008)

**Tabla 3.2. Parámetros usados para determinar el calor útil de la cámara.**

Parámetro	Nom.	Valor	Unid.
Mango a secar	$m_p$	50	Kg
Separación entre bandejas	$l_b$	0.07	m
Velocidad del aire en la cámara	$v_{a,c}$	0.5	m/s
Humedad inicial del mango	$M_{p,i}$	84	%
Humedad final del mango	$M_{p,f}$	14	%
Calor específico del mango	$C_{p,p}$	3.55	kJ/kgK
Calor específico del aire	$C_{p,a}$	1.007	kJ/kgK
Tiempo de secado	$\tau_d$	7 – 25200	horas - seg
Temperatura ambiental	$T_a - T_i$	24.9	°C
Humedad relativa ambiental	$H_a$	71	%
Temperatura de salida del colector	$T_f - T_{sec}$	50	°C
Humedad relativa a la salida del colector	$H_f$	18	%
Humedad específica a la salida del colector	$w_i$	0.0138	kg agua / kg aire
Humedad específica a la salida del secador	$w_f$	0.0218	kg agua / kg aire
Entalpia específica a la entrada del colector	$h_{a,i}$	60.60	kJ/kg
Entalpia específica a la salida del colector	$h_{a,f}$	86.46	kJ/kg

Por un lado se calculó el calor sensible para elevar la temperatura del mango desde la temperatura ambiental hasta la temperatura de operación:

$$Q_1 = 50 \cdot 3550 \cdot (50 - 25) = 176.09 \text{ W}$$

A esto le siguió el cálculo del calor generado por las pérdidas. El análisis del circuito térmico con sus cálculos respectivos del coeficiente  $U_{cam}$  se encuentra en Anexos. Para el cálculo mostrado se incorporó el 70% de corrección a las pérdidas.

$$Q_2 = 0.226 \cdot 9.17 \cdot (50 - 25) \cdot 170\% = 50.95 \cdot 170\% = 86.62 \text{ W}$$

A continuación, se determinó la masa de agua a remover, el ratio promedio de secado y el flujo másico de aire para finalmente obtener el calor necesario para remover humedad del mango:

$$m_w = 50 \left( \frac{84 - 14}{100 - 14} \right) = 40.70 \text{ kg}$$

$$d_r = \frac{40.70}{25200} = 0.002 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Luego se calcula el flujo másico para renovación de aire en la cámara. Este valor será usado en el dimensionamiento del colector solar e intercambiador enterrado más adelante.

$$\dot{m}_a = \frac{0.002}{0.0218 - 0.0138} = \mathbf{0.202} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_3 = 0.202 \cdot (86.46 - 60.60) = 5220.45 \text{ W}$$

En último lugar, el calor total necesario o calor útil se consigue sumando los valores anteriores:

$$Q_u = 176.1 + 86.62 + 5220.4 = \mathbf{5483.16 \text{ W}}$$

### 3.4 Dimensionamiento del colector solar.

Inicialmente se tienen los siguientes parámetros para realizar los cálculos de dimensionamiento del colector solar:

**Tabla 3.3. Parámetros usados para dimensionamiento de los colectores solares.**

Parámetro	Nom.	Valor	Unid.
Velocidad del viento	$v$	2	m/s
Cantidad de cubiertas	$N$	1	-
Emisividad del vidrio	$\epsilon_{cr}$	0.88	-
Emisividad placa absorbente	$\epsilon_{pl}$	0.95	-
Ángulo de inclinación	$\beta$	26.98	°
Coefficiente de extinción del vidrio	$K$	16	m <sup>-1</sup>
Espesor del vidrio	$L$	0.0023	m
Absortividad de la placa	$\alpha_{pl}$	0.9	-
Constante de Stefan-Boltzmann	$\sigma$	5.67x10 <sup>-8</sup>	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
Transmitancia (de gráfico) del vidrio	$\tau$	0.89	-
Irradiación solar mínima anual	$G_T$	3.91	kWh/m <sup>2</sup> d
		488.75	W/m <sup>2</sup>

El proceso de cálculo partió asumiendo la temperatura media de placa, siendo este el inicio de la iteración para encontrar el área del colector solar. A partir de este punto, se calcularon los coeficientes adimensionales para determinar el valor de  $U_{top}$ . Los cálculos ejemplificando el proceso de iteración se muestra en el Apéndice. A continuación, se presenta el valor final de  $U_{tot}$ :

$$U_{top} = \left( \frac{1}{\left( \frac{500.70}{(40.5 + 273)} \right) \left[ \frac{40.5 - 24.9}{1 + 0.766} \right]^{0.293}} + \frac{1}{13.3} \right)^{-1}$$

$$+ \frac{5.67 \times 10^{-8} ((40.5 + 273 + 24.9 + 273) ((40.5 + 273)^2 + (24.9 + 273)^2))}{\frac{1}{0.9 + 0.00591(1)(13.3)} + \frac{2(1) + 0.766 - 1 + 0.133(0.9)}{0.88} - 1}$$

$$U_{top} = 5.51 \frac{W}{m^2 K}$$

Luego, se determinó la radiación solar incidente a partir de las condiciones del vidrio, la placa absorbente y la mínima irradiación solar anual promedio en Santa Elena.

$$(\tau\alpha) \cong 1.01(0.89)(0.9) = 0.809$$

$$S_a = 0.908 \cdot 488.75 = 395.4 \frac{W}{m^2}$$

Posteriormente, se volvió a hacer uso del método iterativo para encontrar el área del colector a utilizar. Dicho proceso se encuentra detallado en la sección de Apéndices.

$$A_c = \frac{Q_u}{[S_a - U_{top} \cdot (T_{pm} - T_{\infty})]} = \frac{5483.16}{[395.4 - (5.51) \cdot (41.4 - 24.9)]}$$

$$A_c = 17.72 m^2$$

Una vez obtenido el valor del área superficial del colector solar, se tomaron los promedios mensuales de irradiación solar y temperatura ambiental en esa zona de Santa Elena y se formuló una tabla con el calor y temperatura de salida que se podría obtener. De esta tabla destaca que, en promedio, para todo el año la temperatura es mayor al valor objetivo y el valor máximo se encuentra en el mes de marzo, siendo este el objetivo para diseñar el sistema de aerogeotermia.

**Tabla 3.4. Condiciones de operación del sistema de colectores solares.**

Mes	$G_T$ [kWh/m <sup>2</sup> d]	$S_a$ [W/m <sup>2</sup> ]	$T_a$ [°C]	$Q_u$ [W]	$T_o$ [°C]
Enero	5,45	551,1	26,2	7642,9	63,8
Febrero	5,93	599,7	26,0	8316,1	66,9
Marzo	6,48	655,3	26,3	9087,4	71,0
Abril	5,90	596,6	26,5	8274,0	67,2
Mayo	5,40	546,1	25,6	7572,8	62,9
Junio	4,66	471,2	24,1	6535,1	56,2
Julio	4,03	407,5	23,5	5651,6	51,3
Agosto	3,91	395,4	23,4	5483,3	50,4
Septiembre	4,82	487,4	23,6	6759,4	56,9
Octubre	4,51	456,1	23,8	6324,7	54,9
Noviembre	4,58	463,2	24,4	6422,9	56,0
Diciembre	5,54	560,2	25,8	7769,1	64,0

### 3.4.1 Selección de colectores y diseño del arreglo.

Al escoger el modelo y arreglo de los colectores solares se partió del área y caudal necesario, que debía igualar o superar los 0.202 kg/s, equivalentes a 666.73 m<sup>3</sup>/h. Por ende, se decidió seleccionar 8 colectores de 214 cm x 103 cm con caudal máximo de 160 m<sup>3</sup>/h. Así, se ordenan 4 filas en paralelo, cada una conformada por 2 colectores.

### 3.5 Diseño del sistema de aerogeotermia de baja entalpía.

Para el dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado, es necesario tener en cuenta los parámetros detallados en la tabla 3.5.

**Tabla 3.5. Parámetros usados para el dimensionamiento del sistema de aerogeotermia**

Parámetro	Nom.	Valor	Unid.
Temperatura de entrada	$T_{in}$	71.0	°C
Calor específico del aire	$C_p$	1008.36	kJ/kg
Viscosidad dinámica del aire	$\mu$	$2.00648 \times 10^{-5}$	N·s/m <sup>2</sup>
Conductividad térmica del aire	k	0.028816	W/m·K
Numero de Prandtl del aire	Pr	0.7	-
Flujo másico	$\dot{m}_a$	0.202	kg/s
Temperatura de salida	$T_{out}$	50	°C
Temperatura promedio del suelo	$T_{prom}$	25	°C

Haciendo uso de la ecuación de energía, fue posible despejar la longitud total del intercambiador.

$$L = \frac{\dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})}{h\pi D\Delta T_{ml}}$$

Es necesario determinar el coeficiente de convección de calor y la temperatura logarítmica para poder determinar L.

Para el cálculo de la temperatura logarítmica

$$\Delta T_{ml} = \frac{71.0^{\circ}C - 50^{\circ}C}{\ln\left[\frac{71.0^{\circ}C - 25^{\circ}C}{50^{\circ}C - 25^{\circ}C}\right]}$$

Se obtuvo una temperatura media logarítmica igual a 34.4°C.

Para poder determinar el coeficiente de transferencia de calor, es necesario conocer el tipo de fluido con el que se está trabajando a partir del número de Reynolds.

$$Re = \frac{4 \times 0.2 \left[ \frac{m}{s} \right]}{\pi \times 0.1 [m] \times 2.006 \times 10^{-4} \left[ \frac{N \cdot s}{m^2} \right]}$$

Como resultado se obtuvo que el número de Reynolds es igual a 126912.8, por lo tanto se trata de un fluido turbulento, por tal motivo se usó la siguiente expresión para calcular el número de Nusselt.

$$N_u = 0.023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$$

$$N_u = 0.023 (126912.8)^{4/5} (0.707)^{1/3}$$

$$N_u = 247.11$$

$$h = \frac{N_u k}{D}$$

$$h = \frac{247.11 \times 0.0288 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]}{0.1 [m]}$$

$$h = 71.20 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

Con estos factores determinados, finalmente es posible determinar la longitud total que tendría el intercambiador.

$$L = \frac{0.2 \times 1008.33 \times (71.0 - 50)}{71.20 \times \pi \times 0.1 \times 34.4}$$

Obteniéndose así una longitud final igual a 5.50 m.

### 3.6 Comportamiento del fluido en la cámara

El análisis de las condiciones de fluido dentro de la cámara se realizó mediante una simulación usando un software CAM/CAD. Dentro del software se programaron los parámetros calculados en este capítulo. Los valores medidos de temperatura y velocidad del fluido para diferentes puntos en

cada bandeja más el reporte del proceso de simulación están detallados en los Apéndices.

### 3.6.1 Análisis de flujo y velocidad del fluido.

El criterio principal de velocidad de fluido es que dentro de la cámara el mango se exponga a una velocidad promedio de 0.5 m/s. Para esto, se realizaron numerosas pruebas modificando parámetros dimensionales del modelo, llegando incluso a aumentar el flujo másico requerido. En última instancia, la mayoría de puntos medidos dentro de la cámara llegaron a la velocidad requerida o a un valor cercano con el 15% de error. A continuación, se muestra el diagrama de las trayectorias de flujo en el dominio de la cámara de secado. Por otro lado, en Anexos se encuentra una tabla con las velocidades recopiladas en diferentes puntos sobre las bandejas para el producto.

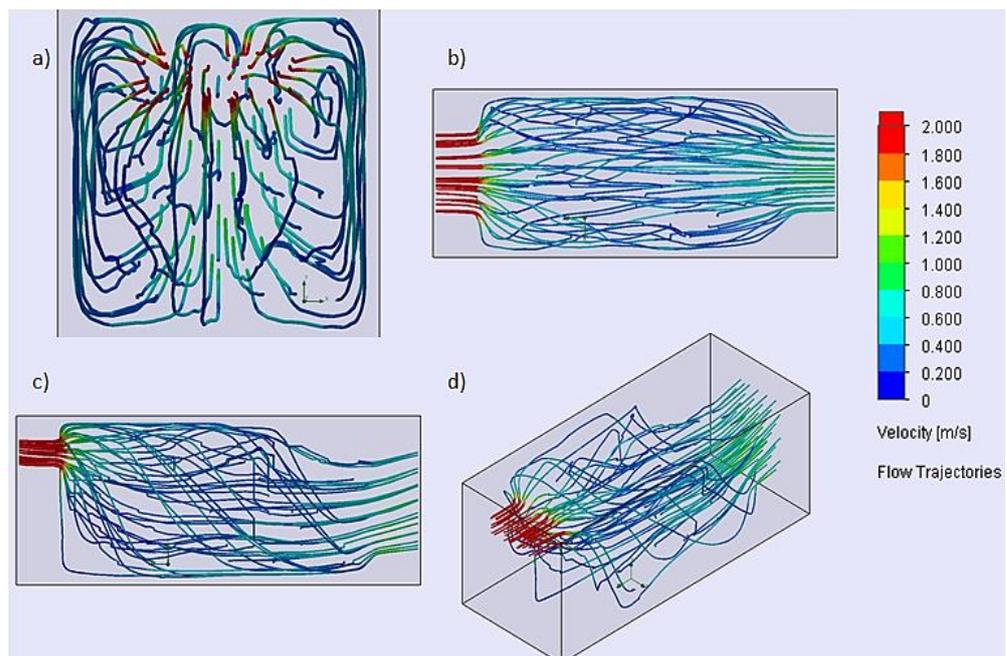


Figura 3.2. Trayectorias de flujo mostrando velocidad de fluido dentro de la cámara.

Adicionalmente se presenta un gráfico de contorno transversal dentro de la cámara, donde se visualizan a detalle los valores de velocidad del aire en las diferentes zonas.

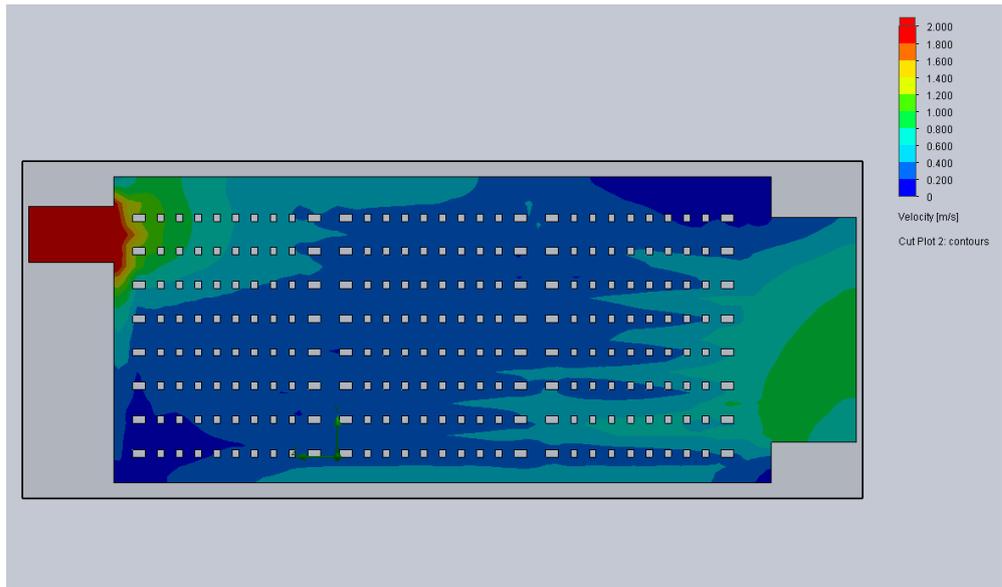


Figura 3.3. Gráfico de contorno de la cámara mostrando velocidad en diferentes regiones.

### 3.6.2 Análisis de temperatura del fluido.

Adicional a la velocidad del fluido, este debe tener una temperatura de 50 °C (323 K) de acuerdo a la curva de secado. En contraste con la velocidad, la temperatura de la cámara podía mantenerse en esa temperatura con menos del 5% de error empleando cualquier configuración. A modo de demostración, en la siguiente figura se muestra la gráfica de temperatura en la trayectoria de flujo, mientras los datos obtenidos se encuentran en Anexos.

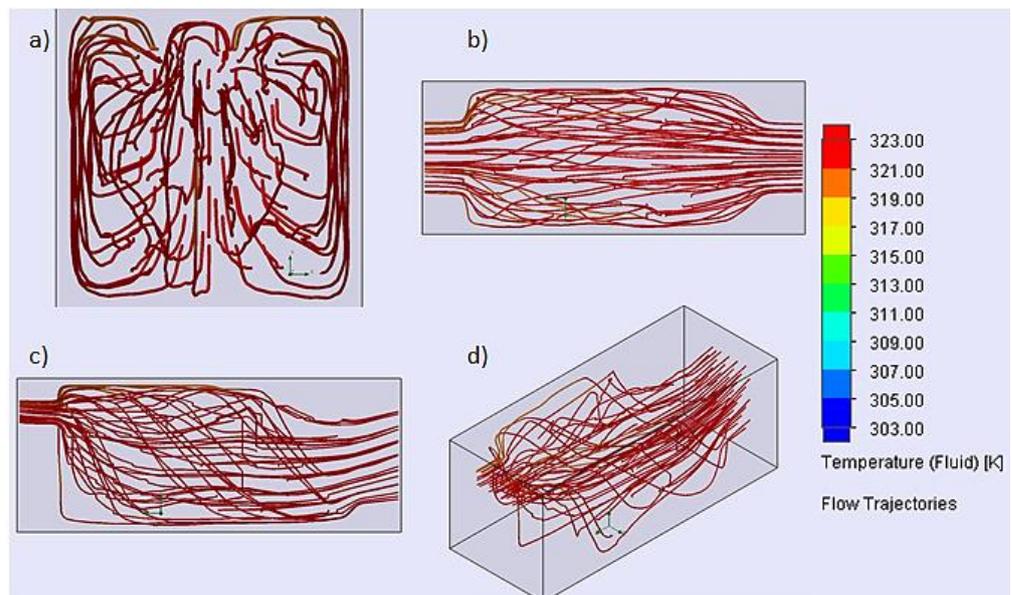


Figura 3.4. Trayectorias de flujo mostrando temperatura de fluido dentro de la cámara.

Así mismo, se presenta una figura de contorno transversal dentro de la cámara, para observar las temperaturas obtenidas del aire al fluir por diferentes zonas.

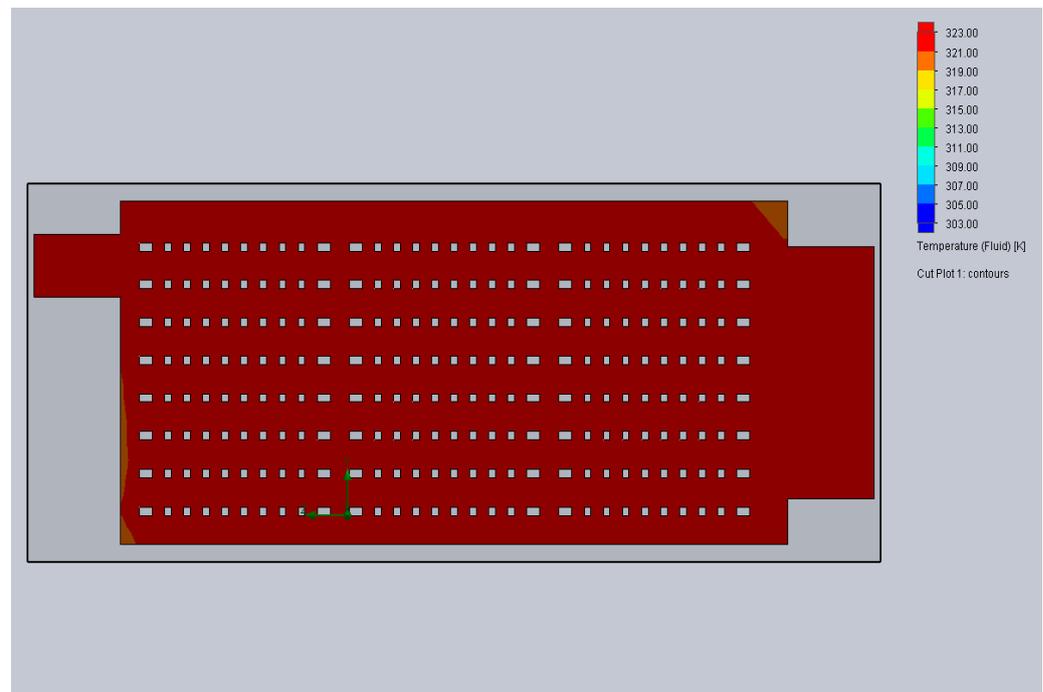


Figura 3.5 Gráfico de contorno de la cámara mostrando temperatura en diferentes regiones.

### 3.7 Flujograma de trabajo

A manera de resumen, indicando el modo de uso del diseño combinado entre los colectores solares y el intercambiador enterrado, se presenta un flujograma con los pasos a seguir para regular efectivamente el aire caliente que entra a la cámara. Los ramales del flujograma se dividen de acuerdo a las temperaturas de salida del aire de los colectores. Así mismo, se tienen 3 posibles casos a considerar y que determinan si el aire debe pasar directamente a la cámara o si debe enviarse totalmente o una fracción al intercambiador enterrado.

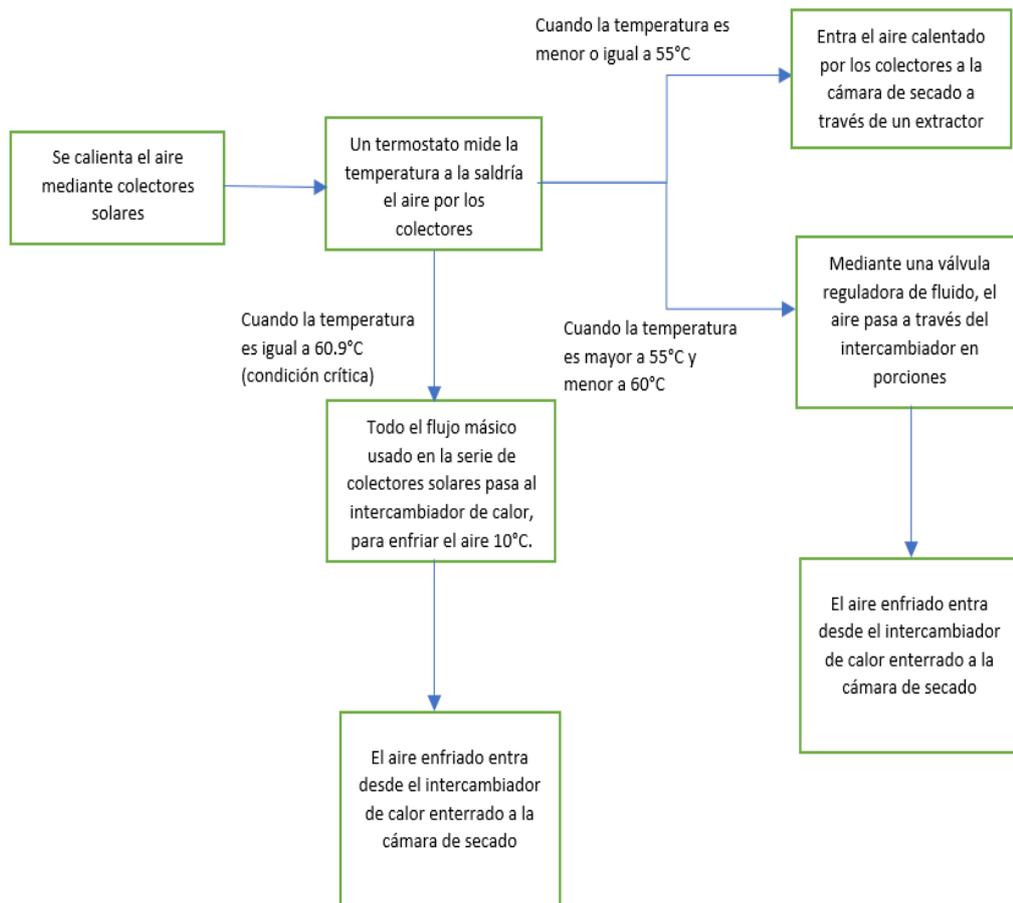


Figura 3.6. Flujograma de operación

### 3.8 Análisis de costos.

Para la elaboración del análisis de costos se tomó en cuenta la construcción de la cámara de secado, la construcción del intercambiador de calor enterrado y los colectores solares.

#### 3.8.1 Costo de materiales

A partir del diseño realizado, se describe a la cámara de secado como una estructura compuesta por vigas, paredes de acero inoxidable, aislante térmico de lana de vidrio, racks o porta bandejas de acero inoxidable para sostener las bandejas de malla. El intercambiador de calor es un intercambiador de serpentín simple, construido con tubos de PVC. Adicionalmente, se determinó que el área superficial de la cámara es 6.52 m<sup>2</sup>, la misma que deberá cubrirse con los materiales indicados en la tabla.

**Tabla 3.6 Costos de los materiales a usar.**

<b>Material</b>	<b>Medidas</b>	<b>Unid.</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unit. (USD)</b>	<b>Costo Total (USD)</b>
Láminas de acero inoxidable	24x36	In.	26	35	910
Lana aislante	1.22 x 0.61 x 0.05	m.	9	18.50	166.5
Tubo cuadrado galvanizado 4x4	6	m.	3	25	75
Pintura anticorrosiva	1	Gl.	1	20	20
Tubos PVC	0.1 x 3	m.	4	2.18	8.72
Elementos de conexión de PVC	-		15		22.50
Válvulas tipo bola			3	15	45
Porta bandejas acero inox.			3	500	1500
Bandeja de malla acero inox.			24	12	288
				<b>Total</b>	<b>3035.72</b>

### 3.8.2 Costo de los equipos

Los equipos utilizados en el sistema de secado son los ventiladores, el conjunto de colectores solares y el sensor de temperatura electrónico. Los costos requeridos se describen en la tabla 3.7.

**Tabla 3.7 Costos y modelos de los equipos usados**

<b>Instrumento</b>	<b>Modelo</b>	<b>Precio (USD)</b>
Ventilador	Neolineo/EW-200	1068.5
Colector solar x8	OS50P	1500
Sensor RTD para aire	OPTITEMP TRA V20	70
<b>Total</b>		<b>2638.5</b>

### 3.8.3 Costos de manufactura

Para la construcción y ensamble del sistema se consideran varios aspectos: La perforación del terreno para instalación del intercambiador de calor, la construcción del intercambiador de calor, construcción de los racks para la colocación de las bandejas en la cámara de secado, ensamblaje de la cámara de secado.

Para la construcción e instalación del intercambiador de calor se requiere un obrero que perfore el piso y un ensamblador.

Para el ensamble de la cámara de secado y construcción de los racks se necesita un soldador calificado, un operador de cizallas eléctricas para cortar metal, un electricista y un supervisor.

**Tabla 3.8 Costos de ensamble y construcción.**

Descripción	Cantidad	Costo Parcial (USD)
Perforación del suelo	1	\$50
Preparación de tuberías PVC	1	\$50
Ensamble de tuberías e instalación	1	\$100
Construcción y montaje de estructuras y soportes en la cámara de secado	1	\$400
<b>Total</b>		<b>\$600</b>

#### 3.8.4 Costo Total

Para la construcción del sistema total para la deshidratación de frutas, se suman el costo de materiales, el costo total de los equipos, y el costo de manufactura. Adicionalmente, se tiene el costo de diseño del ingeniero, que se estima en 160 horas de trabajo a \$20 la hora, es decir \$3200 La siguiente tabla describe lo mencionado.

**Tabla 3.9 Costo total del proyecto**

Descripción	Costo (USD)
Materiales	3035.72
Equipos	2638.5
Mano de obra	600
Diseño	3200
<b>Total</b>	<b>9474.22</b>

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- La cámara de secado es diseñada en su totalidad con paredes constituidas de acero inoxidable, protegidas con lana aislante para evitar pérdidas de calor. Posee además una chimenea y un extractor de aire para distribuir el aire caliente proveniente de los colectores solares.
- El calor útil necesario para remover la humedad del mango, establecido en 5483 W, se calculó mediante el uso de la curva de secado expuesta en el capítulo 1. A partir de la misma curva se determinó que la velocidad del aire dentro de la cámara es igual a 0.5 m/s y el tiempo necesario para la deshidratación de la fruta es igual a 7 horas, con lo cual se pudo determinar el flujo másico de aire, el cual es igual a 0.2 kg/s.
- Se definió que el sistema de aerogeotermia estará enterrado a un metro por debajo del suelo y tendrá una longitud total de 5.50 metros empleando tubos de PVC de 10 cm de diámetro. Este sistema entrará en funcionamiento únicamente cuando la temperatura del aire calentado previamente por los colectores solares sea mayor a 55°C, por lo que se requiere una disminución de temperatura por parte del intercambiador de aproximadamente 5°C.
- De acuerdo con la localización geográfica de la zona donde será instalado el sistema, se calculó el ángulo de inclinación al que debe ser colocado el colector solar, siendo el ángulo óptimo igual a 26.98°.
- Para generar calor requerido, se emplean 8 colectores solares de 2,14m x 1,03m, de manera que hay 4 filas en paralelo, cada una con 2 colectores en serie.
- Para deshidratar 50 kg de mango se usaron 24 bandejas de 0.65 m x 0.5 m, las cuales se distribuyeron en 3 columnas de 8 bandejas cada una.

- En primera instancia, el resultado de la simulación dio a conocer la estabilidad térmica dentro de la cámara. Debido al fuerte aislamiento, las condiciones del entorno son poco influyentes en las del interior, manteniendo la temperatura del fluido en valores cercanos a la de operación. En contraste, la velocidad del fluido fue deficiente en ciertas secciones, sobre todo del lado de la chimenea, en la zona inferior. Aun así, una gran cantidad de puntos medidos se encuentran a velocidades cercanas a la de proceso. Se concluye que se podría aumentar el flujo másico para incrementar los valores de velocidad solamente de tener el suficiente calor disponible para mantener la temperatura de operación.
- El costo total determinado en \$9474 tiene como principales valores a los costos de diseño del ingeniero, materiales y equipos. Este valor considera el tiempo de diseño empleado, materiales y equipos.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Se recomienda para una mejor distribución del aire dentro de la cámara alternar la altura de las bandejas del producto. En otras palabras, si una columna se encuentra a una altura indicada, la siguiente estará un cierto valor más alto, y la posterior regresa a la altura inicial.
- Es recomendable llevar el experimento a la práctica mediante la construcción de la cámara o un prototipo. En primer lugar, se ve necesario evaluar el comportamiento del sol a lo largo del día, pues se trabajaron con datos promedios mensuales disponibles gratuitamente. Debido a esto, el calor de los colectores va a fluctuar, viendo necesario generar una función de apertura para la válvula que envía una fracción de la masa de aire al colector para su regulación. Estos datos se deben obtener de manera experimental, pues es indispensable estimar el comportamiento y estabilidad del aire dentro de la cámara al combinar ambos flujos.
- Para ser capaces de dimensionar el sistema de aerogeotermia correctamente, es necesario que se realice un estudio profundo del suelo de la zona donde se realizará la instalación, tomando en cuenta

las capas superficiales, la presencia de rocas y el tipo que existen, puesto que de estos parámetros dependerá la conductividad del suelo.

- Para evitar pérdidas de calor en la cámara de secado, se recomienda que inclusive el techo sea de acero inoxidable, usando como aislante térmico, el policarbonato.
- Para mejorar las condiciones de distribución del aire caliente a cada una de las bandejas de la cámara de secado, se recomienda que dentro de ella, se usen ventiladores, puesto que la circulación es sumamente importante para lograr las condiciones deseadas en las frutas.

# BIBLIOGRAFÍA

- Akoy, E. O. M. (2014). Experimental Characterization and Modeling of Thin-layer Drying of Mango Slices. *International Food Research Journal*, 21(5), 1911–1917.  
<https://doi.org/1985-4668>
- Akoy, Elamin O M. (2014). *Effect of Drying Temperature on Some Quality Attributes of Mango Slices*. 4(2), 91–99.
- Amer, B. M. A., Gottschalk, K., & Hossain, M. A. (2018). Integrated Hybrid Solar Drying System and its Drying Kinetics of Chamomile. *Renewable Energy*, 121, 539–547.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.055>
- Andrea Jael Boero Vera. (2008). *Diseño de Sistema de Calentamiento de Aire y Cámara de Secado para Paja Toquilla por Recuperación de Energía desde Hornos Artesanales de Cocción de la Paja*. Escuela Superior Politecnica del Litoral - Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción.
- Armas Moreno, M. I., & Soto Valenzuela, J. (2019). Caracterización Molecular de 54 Acciones de Guanábana (*annona muricata* L.) y 60 de Mango (*mangifera indica* L.) a través de Marcadores Genéticos Moleculares. *Centrosur Agraria*, 1(4), 9.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.37959/cs.v1i4.17>
- Bisoniya, T. S. (2015). Design of earth–air heat exchanger system. *Geothermal Energy*, 3(1). <https://doi.org/10.1186/s40517-015-0036-2>
- Boles Yunus, A. Çengel, M. A. (2009). *Thermodynamics* (6th ed.). McGraw Hill.
- Bon, J., Váquiro, H., Benedito, J., & Telis-romero, J. (2010). Thermophysical properties of mango pulp ( *Mangifera indica* L . cv . Tommy Atkins ). *Journal of Food Engineering*, 97(4), 563–568. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2009.12.001>
- Bourdoux, S., Li, D., Rajkovic, A., Devlieghere, F., & Uyttendaele, M. (2016). Performance of Drying Technologies to Ensure Microbial Safety of Dried Fruits and Vegetables. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety*, 15(6), 1056–1066. <https://doi.org/10.1111/1541-4337.12224>
- Bundschuh, J., Ghaffour, N., Mahmoudi, H., Goosen, M., Mushtaq, S., & Hoinkis, J. (2015). Low-cost Low-enthalpy Geothermal Heat for Freshwater Production:

Innovative Applications Using Thermal Desalination Processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 196–206.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.102>

Carrasco, D. I. C., Ayala, D. J. B., Álvarez, L. F. A., & Miranda, M. F. (2020). Sostenibilidad Medio Ambiental en el Procesamiento de Frutas Feshidratadas Ecuatorianas. *Pro Sciences: Revista de Producción, Ciencias e Investigación*, 4(35), 1–15.

Chua, K. J., Mujumdar, A. S., Hawlader, M. N. A., Chou, S. K., & Ho, J. C. (2001). Convective Drying of Agricultural Products. Effect of Continuous and Stepwise Change in Drying Air Temperature. *Drying Technology*, 19(8), 1949–1960.  
<https://doi.org/10.1081/DRT-100107282>

Cruzaty, V., & Cruzaty, V. (2017). Emprendimiento en Ecuador . Estudio de Caso : Provincia de Santa Elena. *Kilkana Sociales*, 1(2), 27–32. <https://doi.org/ISSN-e-2588-087X>

Delgado-Plaza, E., Peralta-Jaramillo, J., Quilambaqui, M., Gonzalez, O., Reinoso-Tigre, J., Arevalo, A., ... Velázquez-Martí, B. (2019). Thermal Evaluation of a Hybrid Dryer with Solar and Geothermal Energy for Agroindustry Application. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(19). <https://doi.org/10.3390/app9194079>

Demiray, E., Seker, A., & Tulek, Y. (2017). Drying Kinetics of Onion (*Allium cepa* L.) Slices with Convective and Microwave Drying. *Heat and Mass Transfer/Waerme-Und Stoffuebertragung*, 53(5), 1817–1827. <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1943-x>

Dennis R. Heldman, Lund, D. B., & Sabliov, C. M. (2019). Handbook of Food Engineering. In *CRC Press* (Third Edit). Taylor & Francis.

Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). (n.d.). Retrieved December 4, 2020, from <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node18.html>

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). Solar Engineering of Thermal Processes. In *Wiley* (4th ed.). Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.

Ecuador arranca sus exportaciones de mango y espera enviar 12,5 millones de cajas de 4 kilos | Economía | Noticias | El Universo. (n.d.). Retrieved November 2, 2020,

from <https://www.eluniverso.com/noticias/2020/10/09/nota/8004943/exportaciones-mango-ecuador-2020>

Ecuador exporta el 92% de su mango a Estados Unidos - eComercio Agrario. (n.d.).

Retrieved November 2, 2020, from <https://ecomercioagrario.com/ecuador-exporta-el-92-de-su-mango-a-estados-unidos/>

Energy, G., & Low, O. F. (2015). *La energía geotérmica de baja entalpía*. 4, 96–108.

Estudio afirma frutas deshidratadas ayudan a controlar la glucosa en sangre. (n.d.).

Retrieved November 6, 2020, from

<https://www.lavanguardia.com/vida/20181211/453512901749/estudio-afirma-frutas-deshidratadas-ayudan-a-controlar-la-glucosa-en-sangre.html>

Fito Maupoey, P., M. Andrés Grau, A., Albors Sorolla, A. M., & Barat Baviera, J. M.

(2001). Introducción Al Secado De Alimentos Por Aire Caliente. *Introducción Al Secado De Alimentos Por Aire Caliente*, 211. Retrieved from

[https://gdocu.upv.es/alfresco/service/api/node/content/workspace/SpacesStore/e8b523c5-4970-4ae6-b2a3-86f576e81359/TOC\\_4092\\_02\\_01.pdf?guest=true](https://gdocu.upv.es/alfresco/service/api/node/content/workspace/SpacesStore/e8b523c5-4970-4ae6-b2a3-86f576e81359/TOC_4092_02_01.pdf?guest=true)

Guiné, R. P. F. (2018). The Drying of Foods and Its Effect on the Physical-Chemical,

Sensorial and Nutritional Properties. *ETP International Journal of Food Engineering*, 4(2), 93–100. <https://doi.org/10.18178/ijfe.4.2.93-100>

Iannelli, L., & Gil, S. (2012). Acondicionamiento térmico de aire usando energía geotérmica-ondas de calor. *Am. J. Phys. Educ*, 6(1).

IDAE, & IGME. (2008). De Geotermia. In *3C Tecnología\_Glosas de innovación*

*aplicadas a la pyme* (Vol. 4). Retrieved from

[http://www.igme.es/Geotermia/Ficheros PDF/Manual\\_Geotermia\\_2,5.pdf](http://www.igme.es/Geotermia/Ficheros PDF/Manual_Geotermia_2,5.pdf)

Iii, D. (2010). *Universidad Estatal Península de Santa Elena Universidad Estatal*

*Península de Santa Elena*. 1–2.

Ikem, I. A., Nyong, O. E., & Takim, S. A. (2016). *Determination of Loading Capacity of a*

*Direct Solar Boiler Dryer*. 8(2), 1386–1396.

INEC. (2010). Fascículo provincial Santa Elena. *Instituto Nacional de Estadísticas y*

*Censos, Fascículo Provincial Sta. Elena*, 0–8.

- INEC. (2014). Encuesta de superficie y producción agropecuaria continua. *Instituto Nacional de Estadísticas y Censos*, 23.
- Izli, N., Izli, G., & Taskin, O. (2017). Influence of Different rdyng Techniques on Drying Parameters of Mango. *Food Science and Technology*, 37(4), 604–612.  
<https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1590/1678-457X.28316>
- Jaramillo, O. A., Borunda, M., Velazquez-Lucho, K. M., & Robles, M. (2016). Parabolic Trough Solar Collector for Low Enthalpy Processes: An Analysis of the Efficiency Enhancement by Using Twisted Tape Inserts. *Renewable Energy*, 93, 125–141.  
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.02.046>
- Jiménez Carballo, C. A. (2016). *Mecánica De Fluidos: Viscosidad Y Turbulencia*. 23. Retrieved from  
[https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10194/Dinámica de fluidos viscosos.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10194/Dinámica%20de%20fluidos%20viscosos.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Kabiru, A. A., Adetayo, A., Abdulganiy, J. &, & Raji, O. (2013). Effect of Slice Thickness and Temperature on the Drying Kinetics of Mango (*Mangifera Indica*). *International Journal of Research and Review in Applied Sciences*, 15(1), 41–50.
- Kalaya, L., Saiwarun, C., Chaiyute, T., & Wirote, R. (1995). Thermal Properties of Mangoes. *Science Asia*, (21), 063–074. <https://doi.org/10.2306/scienceasia1513-1874.1995.21.063>
- Khan, M. I. H., Farrell, T., Nagy, S. A., & Karim, M. A. (2018). Fundamental Understanding of Cellular Water Transport Process in Bio-Food Material during Drying. *Scientific Reports*, 8(1), 1–12. <https://doi.org/10.1038/s41598-018-33159-7>
- Kumar, C., Karim, M. A., & Joardder, M. U. H. (2014). Intermittent Drying of Food Products: A Critical Review. *Journal of Food Engineering*, 121(1), 48–57.  
<https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2013.08.014>
- La labor agrícola se concentra en la costa | Revista Líderes. (n.d.). Retrieved October 25, 2020, from <https://www.revistalideres.ec/lideres/labor-agricola-concentra-costa.html>
- Lerida Martinez, E. (2014). *Escuela Politécnica Superior de Linares*. 1–89.
- Lund, J. W., & Boyd, T. (2009). Geothermal uses and projects on the Oregon Institute of

Technology campus. *Transactions - Geothermal Resources Council*, 33(MAY), 55–60.

Lupien, J. R., & Roberston, G. L. (2008). *Using Food Science and Technology to Improve Nutrition and Promote National Development: Selected Case Studies*.

M. I. H. Khan, Chandan Kumar, M. U. H. J. & M. A. K. (2017). Determination of Appropriate Effective Diffusivity for Different Food Materials. *Drying Technologies*, 35(3), 335–346. <https://doi.org/https://doi.org/10.1080/07373937.2016.1170700>

MEET Project – Autumn News – International Geothermal Association. (n.d.). Retrieved October 22, 2020, from <https://www.geothermal-energy.org/meet-project-autumn-news/>

Milanović Mihailo P., S., K. M., J., Z. I., G., M. N., & Lj., A. D. (2020). Kinetic Parameters Identification of Conductive Enhanced Hot Air Drying Process of Food Waste. *Thermal Science*, (1), 223–223. <https://doi.org/https://doi.org/10.2298/TSCI200312223M>

Mujumdar, A., Strumiłło, C., Jones, P., & Żyła, R. (2014). Energy Aspects in Drying. *Handbook of Industrial Drying, Fourth Edition*, (September), 1077–1100. <https://doi.org/10.1201/b17208-59>

Nwakuba, N. R., Asoegwu, S. N., & Nwaigwe, K. N. (2016a). Energy consumption of agricultural dryers: An overview. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 18(4), 119–132.

Nwakuba, N. R., Asoegwu, S. N., & Nwaigwe, K. N. (2016b). Energy requirements for drying of sliced agricultural products: A Review. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 18(2), 144–155.

Ogheneruona, D. E., & Yusuf, M. O. L. (2011). Design and Fabrication of a Direct Natural Convection Solar Dryer for Tapioca. *Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies*, 10(18), 95–104.

Omda, E.-A., Akoy, M., Ayoub, M., & Ahmed, E. A. (2004). *Design and Construction of A Solar Dryer for Mango Slices*. 1–7.

Owolarafe, O. K., Obayopo, S. O., Amarachi, O. A., Babatunde, O., & Ologunro, O. A. (2011). Development and Performance Evaluation of an Okra Drying Machine.

*Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 3(9), 914–922.

Qué es la energía geotérmica. (n.d.). Retrieved October 26, 2020, from

<https://giroodgeotermia.com/que-es-la-energia-geotermica/>

Rahman, M. S. (2015). *Dried Food Properties : Challenges Ahead Dried Food Properties : Challenges Ahead*. (December). <https://doi.org/10.1081/DRT-200054176>

Revista Lideres- El Comercio. (2012). *La fruta seca suma consumidores locales | Revista Líderes*. Retrieved from <https://www.revistalideres.ec/lideres/fruta-seca-suma-consumidores-locales.html>

Sami, S., Etesami, N., & Rahimi, A. (2011). Energy and exergy analysis of an indirect solar cabinet dryer based on mathematical modeling results. *Energy*, 36(5), 2847–2855. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.027>

Santa Elena es un granero agrícola con alto potencial | El Comercio. (n.d.-a). Retrieved October 23, 2020, from <https://www.elcomercio.com/actualidad/ecuador-santaelena-granero-agricola-produccion.html>

Santa Elena es un granero agrícola con alto potencial | El Comercio. (n.d.-b). Retrieved October 25, 2020, from <https://www.elcomercio.com/actualidad/ecuador-santaelena-granero-agricola-produccion.html>

Santa Elena también es tierra fértil para el desarrollo agrícola | El Comercio. (n.d.). Retrieved October 27, 2020, from <https://www.elcomercio.com/actualidad/santaelena-tierrafertil-agricultura-planhidraulico-economia.html>

Schiavone, D. F., Teixeira, A. A., Bucklin, R. A., & Sargent, S. A. (2013). Design and Performance Evaluation of a Solar convection Dryer for Drying Tropical Fruit. *Applied Engineering in Agriculture*, 3(2), 67–79. <https://doi.org/doi:http://dx.doi.org/10.13031/aea.29.9896>

Seis empresas exportarán frutas deshidratadas | Noticias Agropecuarias. (n.d.). Retrieved October 26, 2020, from <https://elproductor.com/seis-empresas-exportaran-frutas-deshidratadas/>

- Skovgaard, N. (2009). Drying technologies in food processing. In *International Journal of Food Microbiology* (Vol. 129). <https://doi.org/10.1016/j.ijfoodmicro.2008.12.004>
- Trillo, G. L., & Angulo, V. R. (2008). Guía de la Energía Geotérmica. *Universidad Politécnica de Madrid*, 178. Retrieved from <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-geotermica.pdf>
- Vijayavenkataraman, S., Iniyar, S., & Goic, R. (2012). A Review of Solar Drying Technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 2652–2670. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.007>
- Y. H. Hui. (2008). *Handbook of Fruits and Fruit Processing* (First; J´ & and N. K. S. ozsef Barta, M. Pilar Cano, Todd W. Gusek, Jiwan S. Sidhu, Eds.). Ames Iowa: Blackwell Publishing.
- Zelzouli, K., Guizani, A., Sebai, R., & Kerkeni, C. (2012). *Solar Thermal Systems Performances versus Flat Plate Solar Collectors Connected in Series*. 2012(December), 881–893.

# **APÉNDICES**

## Apéndice A

### Condiciones ambientales de la zona

La zona establecida para obtener los parámetros ambientales es la comuna “El Azúcar” en la Provincia de Santa Elena. Esta localidad se encuentra ubicada en el sur del cantón de Santa Elena, a una distancia aproximada del centro del cantón de 42km.

Los límites de la comuna son:

Al Norte con la Comuna Calicanto.

Al Sur con la Comuna Zapotal.

Al Este con la Comuna “Sube y Baja” y Sacuchúm.

Al Oeste con las comunas de Sayá y Juan Montalvo.

El clima que presenta varía de 23°C a 32°C durante todo el año, con una temperatura óptima de 25°C.

La población de la comuna cuenta con una aproximación de 2000 habitantes, de los cuales el 80% lleva enraizada su identidad cultural en la cosecha y siembra. Debido a que la agricultura es el aspecto predominante en la comuna “El Azúcar”, existen aproximadamente 65 fincas y haciendas con 30 comuneros a cargo de estas. (Iii, 2010)

A continuación, se adjuntan capturas del reporte de Meeonorm versión gratuita de los datos climáticos del sector indicado en Santa Elena.

## santa elena

Nombre del sitio

-2.244

Latitud [°N]

-80.579

Longitud [°E]

105

Altitud [msnm]

V, 3

Región climática

### Estándar

Modelo irradiancia

### Estándar

Modelo temperatura

### Perez

Modelo irrad. Incl.

2000–2009

Periodo de temperatura

1991–2010

Periodo de radiación

## Información adicional

Incertidumbre de valores anuales: Gh = 7%, Bn = 13%, Ta = 1,1 °C

Tendencia de gh / década: -

Variabilidad de gh / año: 6,8%

Sitios de radiación interpolados: Datos de satélite (Parte de los datos de satélite: 100%)

Temperature interpolation locations: Guayaquil Aer. (78 km), MANTA/ELOY ALFARO (144 km), Tumbes/Pedro Canga (146 km), Piura (325 km)

P90 and P10 of yearly Gh, referenced to average: 90,2%, 108,2%

Mes	G_Gh	G_Dh	G_Gk	G_Dk	G_Bn	Ta	RH	FF
	[kWh/ m2d]	[kWh/ m2d]	[kWh/ m2d]	[kWh/ m2d]	[kWh/ m2d]	[°C]	[%]	[m/s]
Enero	5,45	2,46	5,45	2,46	4,34	26,2	69	1,4
Febrero	5,93	2,66	5,93	2,66	4,61	26,0	75	1,1
Marzo	6,48	2,49	6,48	2,49	5,60	26,3	75	1,2
Abril	5,90	2,27	5,90	2,27	5,13	26,5	72	1,4
Mayo	5,40	2,34	5,40	2,34	4,46	25,6	72	1,6
Junio	4,66	2,57	4,66	2,57	3,12	24,1	72	2,2
Julio	4,03	2,32	4,03	2,32	2,53	23,5	72	2,5
Agosto	3,91	2,59	3,91	2,59	1,82	23,4	72	2,7
Setiembre	4,82	2,73	4,82	2,73	2,89	23,6	70	2,8
Octubre	4,51	2,69	4,51	2,69	2,61	23,8	70	2,8
Noviembre	4,58	2,56	4,58	2,56	3,03	24,4	68	2,6
Diciembre	5,54	2,71	5,54	2,71	4,10	25,8	65	2,2
Año	5,10	2,53	5,10	2,53	3,68	24,9	71	2,0

Mes	DD	p	Tsky	Ts	N	Td	PrecW	Sd
	[deg]	[hPa]	[°C]	[°C]	[octas]	[°C]	[mm]	[h]
Enero	109	1001	14,6	26,9	4	20,0	38.3	163
Febrero	109	1001	15,3	26,7	3	21,2	41.7	139
Marzo	109	1001	14,9	27,2	2	21,5	42.2	153
Abril	109	1001	15,0	26,8	3	21,0	40.8	143
Mayo	109	1001	14,4	26,1	3	20,1	38.3	166
Junio	109	1001	13,4	24,2	5	18,8	35.0	184
Julio	180	1001	13,7	23,6	5	18,3	33.5	212
Agosto	180	1001	13,8	23,7	6	18,0	33.0	204
Setiembre	109	1001	13,2	23,9	5	17,9	32.7	173
Octubre	109	1001	13,8	24,2	5	18,1	33.2	156
Noviembre	109	1001	13,5	24,5	5	18,2	33.5	154
Diciembre	109	1002	13,9	26,6	4	18,7	35.1	166
Año	122	1001	14,1	25,4	4	19,3	36.4	2013

G\_Gh: Irradiancia media de la radiacion global horizontal  
G\_Dh: Irradiancia media de la radiacion difusa horizontal  
G\_Gk: Irradiancia media de la radiacion global, superficie inclinada  
G\_Dk: Irradiancia media de la radiacion difusa, superficie inclinada  
G\_Bn: Irradiancia de la radiacion directa normal  
Ta: Temperatura del aire  
RH: Humedad relativa  
FF: Velocidad del viento  
DD: Direccion del viento  
p: Presion atmosferica  
Tsky: Sky temperature  
Ts: Temperatura de la superficie  
N: Grado de nubosidad  
Td: Temperatura del punto de rocío  
PrecW: Agua precipitable  
Sd: Duracion de la insolacion

## Apéndice B

### Descripción del diseño del sistema de aerogeotermia.

Se diseñó un sistema de aerogeotermia de baja entalpía, el mismo que se usa como sistema auxiliar, en caso de que las condiciones en las que sale el aire proveniente del colector solar no sean favorables para el proceso de deshidratación de la fruta. El sistema de aerogeotermia consiste en un intercambiador de calor tipo serpentín, enterrado de manera homogénea a un metro de la superficie del suelo, donde el fluido calo-portador que circula por las tuberías es aire. El aire entrará al intercambiador por medio de un extractor y saldrá a la cámara de secado con las condiciones de aire que se requieren en la cámara de secado. El intercambiador entrará en operación a partir de un sistema de control cuando se detenten condiciones no favorables en las que la temperatura sea mayor a la deseada.

Para su diseño se realizaron las siguientes asunciones:

El flujo másico permanece constante durante toda su trayectoria.

La resistencia del material de la tubería es despreciable debido a que el espesor de la tubería es mínimo.

La temperatura superficial del piso es igual a la temperatura ambiente.

Para el diseño del intercambiador, es necesario conocer el flujo másico del fluido en cuestión, la temperatura de entrada  $T_i$  (°C), así como las condiciones termodinámicas definidas a esta temperatura.

El material considerado para las tuberías que conforman el intercambiador es el cloruro de polivinilo (PVC), por la alta accesibilidad que presenta en el mercado, su bajo costo y la sencillez que ofrece al momento de realizar alguna construcción que involucra emplear tuberías de este material.

Se considera que la temperatura de la superficie de la tubería es uniforme e igual a la temperatura sin perturbaciones de la tierra, la cual es estimada a la temperatura promedio anual de la zona en la que se realizará la instalación del sistema.

Comúnmente en los sistemas de intercambio de calor aire-tierra, se trabaja con tuberías  $10 \leq D \leq 40$  cm.

## Dimensionamiento del intercambiador de calor

A partir de la ley de conservación de energía fue posible determinar la longitud que requirió el intercambiador de calor para llegar a la temperatura requerida. A partir de la ecuación 2.7.3, se tiene que  $A$  es la superficie interna del tubo ( $m^2$ ), por lo que se despeja la longitud total que tendrá el intercambiador y se tiene que:

$$L = \frac{\dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})}{h\pi D\Delta T_{ml}}$$

Por lo tanto las variables a determinar son la temperatura logarítmica y el coeficiente de transferencia de calor.

Es importante recalcar que los meses en los que se da la cosecha de mago generalmente es de diciembre a mayo. Según la tabla 3.4 el colector alcanzaría una temperatura de salida de  $60.9^\circ\text{C}$  en el mes de marzo, excediendo con  $10^\circ\text{C}$  a la temperatura ideal a la que el aire debe entrar a la cámara de secado. Por lo tanto, para poder realizar un diseño óptimo del intercambiador de calor, se consideró trabajar con las condiciones de dicho mes crítico.

Es necesario determinar el coeficiente de convección de calor y la temperatura logarítmica para poder determinar  $L$ .

Para el cálculo de la temperatura logarítmica

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left[\frac{T_{out} - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}}\right]}$$

$T_{out}$  se considera a la temperatura a la que se desea que salga el aire del intercambiador,  $T_{in}$  es la temperatura a la que entra el aire proveniente del colector al intercambiador, y es la superficie del tubo de PVC por donde circulará el aire, esta temperatura se considera igual a la temperatura promedio anual de la zona (Bisoniya, 2015) donde se realizaría la instalación, la cual según los datos meteorológicos, es igual a  $25^\circ\text{C}$ .

## Apéndice C

### **Determinación del ángulo de inclinación de los colectores solares.**

La inclinación a la que se colocará el colector dependió de la zona geográfica donde este sería instalado. Al tratarse de Ecuador, la duración del día es siempre alrededor de 12 horas, factor que es importante conocer para el cálculo del ángulo. Específicamente el equipo fue diseñado para ser instalado en la Comuna El Azúcar, en la Provincia de Santa Elena, con latitud  $\lambda$  -2.25 y longitud -80.5833.

Para realizar los cálculos se tomó en cuenta el mes del año con las condiciones más desfavorables en la zona, por lo que se decidió trabajar con el mes de Agosto y los días julianos transcurridos fueron 212, obteniéndose así una declinación  $\delta$  de 18.17°. Durante el medio día solar, el ángulo horario  $\tau$  es igual a cero.

Para calcular el ángulo de inclinación se debe de tomar en cuenta la estación en la que se está trabajando. En Ecuador, uno de los meses más fríos es Agosto, por lo tanto se usa la expresión  $\beta = (\lambda + 0.9) + 29^\circ$ , obteniéndose así un ángulo de inclinación de 26.98°, con lo que se pudo calcular el ángulo de incidencia, ángulo que se genera entre la normal de la superficie de la placa y la radiación directa a esa placa, el cual es igual a 6.56°.

## Apéndice D

### Proceso de cálculo iterativo para determinar el área del colector

En primer lugar se estableció el coeficiente de convección del viento en la cubierta y el coeficiente de calor por radiación entre la superficie absorbente, la cubierta de vidrio y el entorno.

$$h_{c,e} = 5.7 + 3.8 \cdot 2 = 13.3 \frac{W}{m^2K}$$

$$h_r = \frac{4(5.67 \times 10^{-8})(37.5)^3}{\frac{1}{0.88} + \frac{1}{0.95} - 1} = 5.71 \frac{W}{m^2K}$$

Posteriormente se realizó el cálculo de los parámetros para obtener el valor del coeficiente de pérdidas globales del colector. Es importante indicar que en este punto se está tomando el resultado final de  $T_{pm} = 41.4^\circ\text{C}$ . Inicialmente se toma un valor de aproximadamente 20 grados por sobre la temperatura de entrada del fluido y se itera con cada progresiva respuesta hasta obtener un error satisfactorio entre el valor al inicio y al final de la iteración.

$$f = (1 + 0.089(13.3) - 0.1166(13.3)(0.95))(1 + 0.07866(1)) = 0.766$$

$$C = 520(1 - 0.000051(26.98^2)) = 500.70$$

$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{40.5}\right) = 0.293$$

Empleando esto se calculó el valor de  $U_{top}$  tal como se muestra en Resultados. Debido a que inicialmente no se disponía de datos para determinar la velocidad del fluido dentro del colector solar, el valor de  $h_{c2}$  se tomó como igual a  $h_{c1}$ , siendo este obtenido de  $h_{c,e}$ . Posteriormente, se hizo uso de las ecuaciones indicadas en el procedimiento iterativo para obtener el valor más preciso de  $T_{pm}$ , siguiendo la secuencia mostrada a continuación.

$$U_L = \frac{(0.22 + 5.51)(5.71(13.3) + 13.3(5.71) + 13.3(13.3)) + 0.22(5.51)(13.3 + 13.3)}{5.71(13.3) + 5.51(5.71) + 13.3(5.71) + 13.3(13.3)}$$

$$U_L = 4.77 \frac{W}{m^2K}$$

$$F' = \frac{5.71(13.3) + 5.51(5.71) + 13.3(5.71) + 13.3(13.3)}{(4.80 + 5.71 + 13.3)(5.51 + 13.3 + 5.71) - 5.71^2} = 0.947$$

$$K = \frac{\dot{m}_a C_{p,a}}{A_c U_L F'} = \frac{0.202(1007)}{12.93(4.71)(0.947)} = 2.541$$

$$F'' = K \left(1 - e^{-\frac{1}{K}}\right) = 2.541 \left(1 - e^{-\frac{1}{2.541}}\right) = 0.827$$

Dando como resultado el valor de corrección  $F_r$  que se puede emplear para determinar  $T_{pm}$  como se muestra a continuación:

$$F_r = F' \cdot F'' = 0.947 \cdot 0.827 = 0.783$$

$$T_{pm} = T_i + \frac{Q_u/A_c}{F_r U_{tot}} (1 - F_r) = 24.9 + \frac{5483.16/17.72}{0.783(5.51)} (1 - 0.783) = \mathbf{40.5^\circ C}$$

En este caso, llegamos al valor de 40.5 °C, siendo el mismo que se planteó al inicio de este paso final del proceso iterativo.

## Apéndice E

### Tablas de velocidades en diferentes puntos de la cámara.

El valor del parámetro objetivo que inicia con GG indica un objetivo global, es decir un promedio de los valores del dominio simulado. Por otro lado, aquellos que inician con PG muestran el valor de un punto seleccionado en el dominio. Dichos puntos se ubicaron sobre las bandejas dibujadas, de tal manera que se cuentan por columna y fila siguiendo la nomenclatura expuesta:

Los puntos se distinguen como XCY, siendo X la posición de la bandeja, desde el 1 al 8, indicando la ubicación de la bandeja contando desde abajo hacia arriba en una columna (formada por 8 bandejas); y Y indicando el número de columna (entre 3 columnas) contadas desde la chimenea hasta la entrada del fluido. Es decir, El punto 7C2 identifica a la séptima bandeja de abajo hacia arriba ubicada en la tercera columna de bandejas.

Parámetro objetivo	Valor promedio [m/s]
GG Average Velocity 1	0,43
PG Velocity 1C1	0,20
PG Velocity 2C1	0,22
PG Velocity 3C1	0,27
PG Velocity 4C1	0,26
PG Velocity 5C1	0,33
PG Velocity 6C1	0,48
PG Velocity 7C1	0,55
PG Velocity 8C1	0,58
PG Velocity 1 C2	0,34
PG Velocity 2 C2	0,35
PG Velocity 3 C2	0,38
PG Velocity 4 C2	0,32
PG Velocity 5 C2	0,32
PG Velocity 6 C2	0,29
PG Velocity 7 C2	0,34
PG Velocity 8 C2	0,41
PG Velocity 1 C3	0,47
PG Velocity 2 C3	0,57
PG Velocity 3 C3	0,49
PG Velocity 4 C3	0,41

PG Velocity 5 C3	0,38
PG Velocity 6 C3	0,30
PG Velocity 7 C3	0,35
PG Velocity 8 C3	0,24

<b>Parámetro objetivo</b>	<b>Valor promedio [K]</b>
GG Average Temperature (Fluid) 1	322,07
PG Temperature (Fluid) 1C1	322,12
PG Temperature (Fluid) 2C1	322,42
PG Temperature (Fluid) 3C1	322,48
PG Temperature (Fluid) 4C1	322,54
PG Temperature (Fluid) 5C1	322,53
PG Temperature (Fluid) 6C1	322,20
PG Temperature (Fluid) 7C1	321,83
PG Temperature (Fluid) 8C1	321,80
PG Temperature (Fluid) 1 C2	322,60
PG Temperature (Fluid) 2 C2	322,72
PG Temperature (Fluid) 3 C2	322,72
PG Temperature (Fluid) 4 C2	322,74
PG Temperature (Fluid) 5 C2	322,69
PG Temperature (Fluid) 6 C2	322,38
PG Temperature (Fluid) 7 C2	322,08
PG Temperature (Fluid) 8 C2	322,00
PG Temperature (Fluid) 1 C3	322,80
PG Temperature (Fluid) 2 C3	322,91
PG Temperature (Fluid) 3 C3	322,83
PG Temperature (Fluid) 4 C3	322,84
PG Temperature (Fluid) 5 C3	322,82
PG Temperature (Fluid) 6 C3	322,69
PG Temperature (Fluid) 7 C3	322,45
PG Temperature (Fluid) 8 C3	321,67

## Apéndice F

Reporte del software usado para el análisis CFD de la cámara de secado y capturas. (Software usado en versión de prueba)

### FULL REPORT

#### *System Info*

Product	Flow Simulation 2019 SP0.0. Build: 4347
Computer name	LAPTOP-FC33ONEA
User name	Alexa
Processors	AMD A10-9600P RADEON R5, 10 COMPUTE CORES 4C+6G
Memory	5727 MB / 134217727 MB
Operating system	Windows 10 (or higher) (Version 10.0.18363)
CAD version	SOLIDWORKS 2019 SP0.0
CPU speed	2400 MHz

#### *General Info*

Model	CamaraRe.SLDPRT
Project name	ReCamara
Project path	C:\Users\alexa\Desktop\DOC RAUL EDU\ESPOL\Tesis\12
Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without flow conditions	On
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

#### **Physical Features**

Heat conduction in solids: On  
Heat conduction in solids only: Off  
Radiation: On  
Time dependent: On  
Gravitational effects: On  
Rotation: Off  
Flow type: Laminar and turbulent  
High Mach number flow: Off  
Relative humidity: 50.00 %  
Free surface: Off  
Default roughness: 0 micrometer

#### *Gravitational Settings*

X component	0 m/s <sup>2</sup>
Y component	-9.81 m/s <sup>2</sup>
Z component	0 m/s <sup>2</sup>

## Initial Conditions

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 297.90 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 2.000 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Solid parameters	Default material: <a href="#">Polycarbonate</a> Initial solid temperature: 297.90 K Radiation Transparency: Opaque
Turbulence parameters	

## Material Settings

### Fluids

[Air](#)

### Solids

[Polycarbonate](#)

## Boundary Conditions

### Inlet Mass Flow 1

Type	Inlet Mass Flow
Faces	LID2//Face
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Mass flow rate: 0.2020 kg/s Fully developed flow: Yes
Thermodynamic parameters	Approximate pressure: 101925.00 Pa Temperature type: Temperature of initial components Temperature: 323.00 K

### Environment Pressure 1

Type	Environment Pressure
Faces	LID1//Face
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	Environment pressure: 101325.00 Pa Temperature type: Temperature of initial components Temperature: 297.90 K
Turbulence parameters	Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent	

## Radiative Surfaces

Aluminum, commercial sheet 1

Faces	Cara<5> Cara<2> Cara<6> Cara<7> Cara<4> Cara<3> Cara<8> Cara<9> Cara<11> Cara<10> Cara<1>
Type	<a href="#">Aluminum, commercial sheet</a>

## Calculation Mesh

### Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	8
Number of cells in Y	8
Number of cells in Z	22

### Number Of Cells

Cells	110180
Fluid cells	62686
Solid cells	47494
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

## Goals

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
GG Average Temperature (Fluid) 1	K	322.11	100	0.0822678988	0.0726450178	On
GG Average Velocity 1	m/s	0.432	54	0.000847514962	0.00157567109	On
PG Temperature (Fluid) 1C1	K	322.11	100	0.161238401	0.149048493	On
PG Velocity 1C1	m/s	0.225	100	0.00582590435	0.00459825987	On
PG Temperature (Fluid) 2C1	K	322.42	100	0.150731259	0.103568202	On
PG Velocity 2C1	m/s	0.234	46	0.00250667018	0.00539904496	On
PG Temperature (Fluid) 3C1	K	322.50	100	0.163644051	0.0643922455	On
PG Velocity 3C1	m/s	0.222	34	0.00411526055	0.0120858396	On
PG	K	322.58	100	0.165576255	0.0685192783	On

Temperature (Fluid) 4C1						
PG Velocity 4C1	m/s	0.218	32	0.00361587295	0.0111812998	On
PG Temperature (Fluid) 5C1	K	322.55	100	0.169966107	0.0375534186	On
PG Velocity 5C1	m/s	0.317	45	0.00486751337	0.010920689	On
PG Temperature (Fluid) 6C1	K	322.08	100	0.167507595	0.0657086919	On
PG Velocity 6C1	m/s	0.444	42	0.00444692766	0.0106051686	On
PG Temperature (Fluid) 7C1	K	321.70	100	0.138886452	0.105353862	On
PG Velocity 7C1	m/s	0.499	32	0.00517637988	0.0162035897	On
PG Temperature (Fluid) 8C1	K	321.61	69	0.107890387	0.156152264	On
PG Velocity 8C1	m/s	0.534	67	0.00650485431	0.00969905686	On
PG Temperature (Fluid) 1 C2	K	322.62	100	0.0805422219	0.0626864488	On
PG Velocity 1 C2	m/s	0.330	76	0.00234903416	0.00309122709	On
PG Temperature (Fluid) 2 C2	K	322.74	100	0.08748646	0.0371390405	On
PG Velocity 2 C2	m/s	0.354	85	0.00233464578	0.00273521258	On
PG Temperature (Fluid) 3 C2	K	322.72	100	0.122451346	0.031057624	On
PG Velocity 3 C2	m/s	0.367	72	0.00188790521	0.00263109977	On
PG Temperature (Fluid) 4 C2	K	322.74	100	0.12608131	0.0302270513	On
PG Velocity 4 C2	m/s	0.325	76	0.00207631889	0.00271975417	On
PG Temperature (Fluid) 5 C2	K	322.70	100	0.132354082	0.0465684963	On
PG Velocity 5 C2	m/s	0.327	56	0.00266201929	0.00476565859	On

PG Temperature (Fluid) 6 C2	K	322.47	100	0.115499544	0.0834199629	On
PG Velocity 6 C2	m/s	0.271	41	0.00233362349	0.00575427349	On
PG Temperature (Fluid) 7 C2	K	322.15	100	0.102583803	0.0442034161	On
PG Velocity 7 C2	m/s	0.275	27	0.00611484469	0.022435883	On
PG Temperature (Fluid) 8 C2	K	321.95	100	0.0881653131	0.078673479	On
PG Velocity 8 C2	m/s	0.349	41	0.00792056897	0.0191159106	On
PG Temperature (Fluid) 1 C3	K	322.81	100	0.0457835461	0.0207549618	On
PG Velocity 1 C3	m/s	0.475	100	0.00263662508	0.00239133035	On
PG Temperature (Fluid) 2 C3	K	322.92	100	0.0227285128	0.00564116953	On
PG Velocity 2 C3	m/s	0.569	87	0.00319248468	0.00366479572	On
PG Temperature (Fluid) 3 C3	K	322.84	100	0.047599529	0.0105523355	On
PG Velocity 3 C3	m/s	0.494	100	0.0029812583	0.00102069793	On
PG Temperature (Fluid) 4 C3	K	322.84	100	0.0417710596	0.0077966459	On
PG Velocity 4 C3	m/s	0.415	94	0.00228857773	0.00244718357	On
PG Temperature (Fluid) 5 C3	K	322.82	100	0.0405184505	0.00803714802	On
PG Velocity 5 C3	m/s	0.380	100	0.00632494655	0.00436644865	On
PG Temperature (Fluid) 6 C3	K	322.69	100	0.0571126059	0.0220270778	On
PG Velocity 6 C3	m/s	0.296	100	0.0115852885	0.00838343274	On
PG Temperature (Fluid) 7 C3	K	322.66	93	0.0440212848	0.0474644268	On
PG Velocity	m/s	0.316	70	0.00962136724	0.0138197256	On

7 C3						
PG Temperature (Fluid) 8 C3	K	322.11	100	0.0806036224	0.0776248071	On
PG Velocity 8 C3	m/s	0.196	100	0.0137019446	0.0122060623	On

### Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Absolute Humidity [kg/m <sup>3</sup> ]	3.78e-03	3.87e-03
Density (Fluid) [kg/m <sup>3</sup> ]	1.09	1.12
Density (Solid) [kg/m <sup>3</sup> ]	1020.00	1020.00
Mass Fraction of Air [ ]	0.9965	0.9965
Mass Fraction of Condensate [ ]	0	0
Mass Fraction of Water [ ]	0.0035	0.0035
Pressure [Pa]	101316.60	101326.05
Specific Humidity [kg/kg]	1.000	1.000
Temperature [K]	297.90	323.83
Temperature (Fluid) [K]	302.98	323.81
Temperature (Solid) [K]	297.90	323.83
Velocity [m/s]	0	3.641
Velocity (X) [m/s]	-1.883	1.928
Velocity (Y) [m/s]	-1.931	2.014
Velocity (Z) [m/s]	-0.253	3.621
Mach Number [ ]	0	0.01
Velocity RRF [m/s]	0	3.641
Velocity RRF (X) [m/s]	-1.883	1.928
Velocity RRF (Y) [m/s]	-1.931	2.014
Velocity RRF (Z) [m/s]	-0.253	3.621
Vorticity [1/s]	0.03	156.51
Relative Pressure [Pa]	-8.40	1.05
Shear Stress [Pa]	0	0.11
Condensate Fraction in Water [ ]	0	0
Relative Humidity [%]	4.39	13.36
Bottleneck Number [ ]	7.8593081e-10	1.0000000
Heat Flux [W/m <sup>2</sup> ]	0.011	104.429
Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> /K]	1.166e-05	14.799
Overheat above Melting Temperature [K]	0	0
ShortCut Number [ ]	1.6493223e-12	1.0000000
Surface Heat Flux [W/m <sup>2</sup> ]	-159.821	11.185
Surface Heat Flux (Conductive) [W/m <sup>2</sup> ]	0	0
Surface Heat Flux (Convective) [W/m <sup>2</sup> ]	-1208043.732	295624.250

Acoustic Power [W/m <sup>3</sup> ]	7.053e-32	6.663e-12
Acoustic Power Level [dB]	0	8.24

## Engineering Database

### Radiative surfaces

#### *Blackbody wall*

Path: Radiative Surfaces Pre-Defined

Radiative surface type: Wall

Reflection: Diffusive

Emissivity: Specific for thermal and solar radiation

Emissivity coefficient: 1.00

Solar absorptance: 1.0000000

#### *Aluminum, commercial sheet*

Path: Radiative Surfaces Pre-Defined\Real Surfaces

Radiative surface type: Wall

Reflection: Diffusive

Emissivity: Specific for thermal and solar radiation

Emissivity coefficient: 0.09

Solar absorptance: 0.0900000

### Solids

#### *Polycarbonate*

Path: Solids Pre-Defined\Polymers

Density: 1020.00 kg/m<sup>3</sup>

Specific heat: 2100.0 J/(kg\*K)

Conductivity type: Isotropic

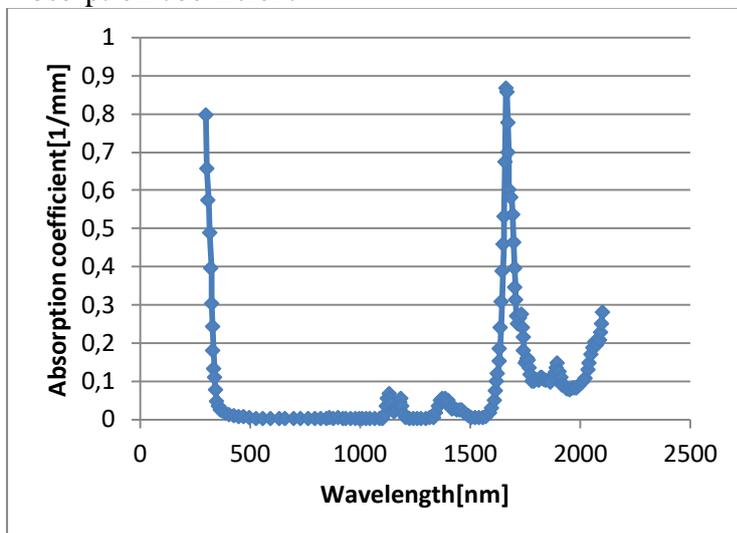
Thermal conductivity: 0.2140 W/(m\*K)

Electrical conductivity: Dielectric

Radiation properties: Yes

Set absorption properties as: Absorption coefficient

Absorption coefficient

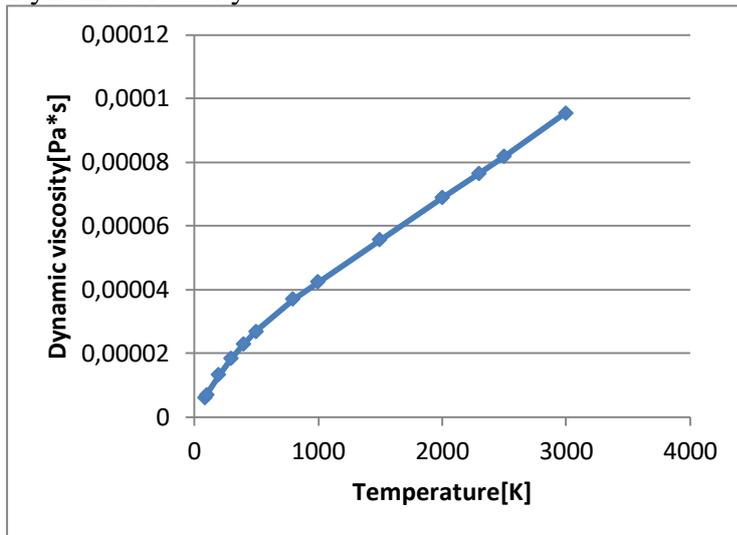


Refractive index: 1.00  
Melting temperature: No

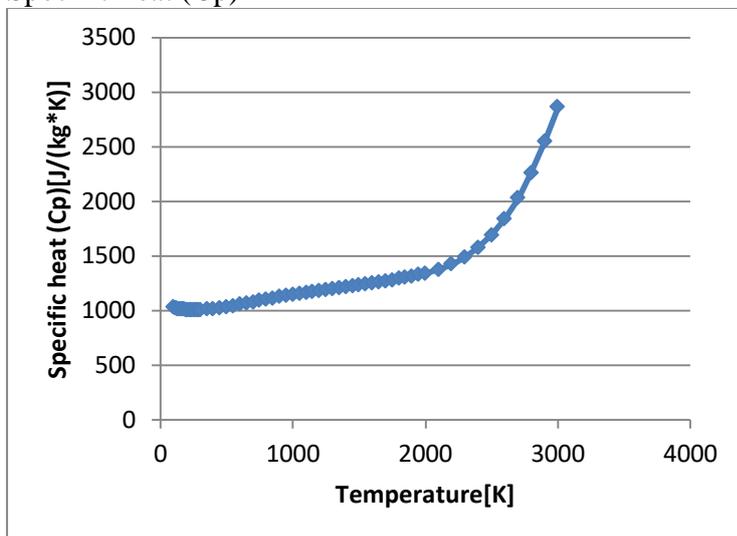
## Gases

### Air

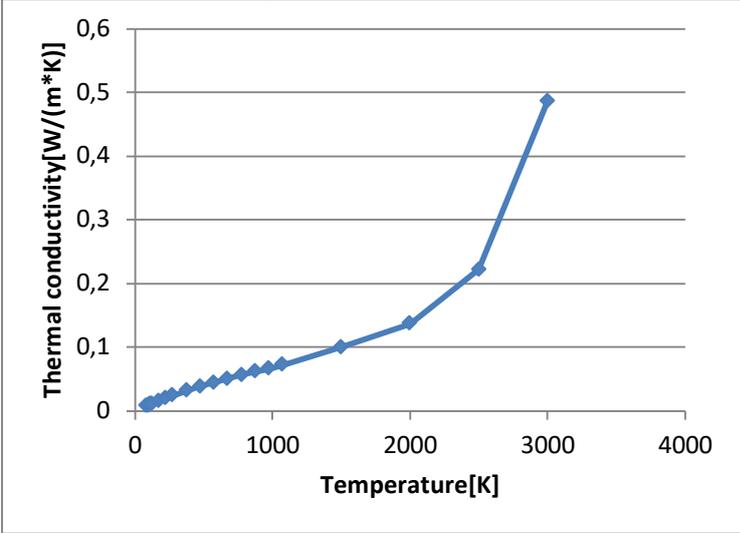
Path: Gases Pre-Defined  
Specific heat ratio ( $C_p/C_v$ ): 1.399  
Molecular mass: 0.0290 kg/mol  
Dynamic viscosity



### Specific heat ( $C_p$ )



Thermal conductivity



# Apéndice G

## Capturas de los catálogos identificados para el proyecto.

Del catálogo de Sodeca, según los CFM obtenidos, se decidió que para transferir el aire caliente del colector a la cámara de secado, se usará el ventilador modelo NEOLINEO/EW-150.

## NEOLINEO/EW

**Extractores en línea para conductos, con cuerpo extraíble y tamaño reducido, equipados con motor E.C. Technology**







- Ventilador:**
- Envoltente en material plástico autoextinguible V0.
  - Caja de bornes externa, con posición variable.
  - Instalación rápida y sencilla.
- Motor:**
- Motores E.C. Technology con rodamientos a bolas de Larga Duración.
  - Protección IP44.
  - Dos velocidades seleccionables mediante conmutador.
- Acabado:**
- En material plástico, de color blanco, autoextinguible al fuego V0.
- Cada velocidad es regulable mediante potenciómetro en caja de bornes. Modelo 315 regulable mediante señal externa 0-10 V.**
- Monofásicos 220-240 V 50 Hz.
  - Temperatura de trabajo: Modelos 100, 125 y 150: -10 °C +60 °C. Modelos 200, 250 y 315: -10 °C +50 °C.

### Código de pedido



### Características técnicas

	Regulación velocidad	Velocidad (r/min) min/max	Intensidad (A) min/max	Potencia (W) min/max	Caudal máximo (m3/h) min/max	Nivel de presión sonora Lp dB(A)* min/max	Peso aprox. (Kg)	According ErP
NEOLINEO/EW-100-Q	Vel. Min.	1420/2120	0,05/0,08	4,5/7	90/145	21/33	1,5	Excluded
	Vel. Nom.	2125/2850	0,07/0,12	7/12	155/210	29/40		
	Vel. Max.	2560/3300	0,10/0,16	10/16,5	170/230	34/45		
NEOLINEO/EW-100	Vel. Min.	1320/1650	0,06/0,09	5,5/8	140/185	25/31	1,9	Excluded
	Vel. Nom.	1620/2000	0,09/0,12	8/12	180/255	31/36		
	Vel. Max.	1920/2330	0,11/0,17	11/17	220/270	36/41		
NEOLINEO/EW-125	Vel. Min.	1285/1660	0,07/0,11	6,5/10,5	190/270	29/35	1,8	Excluded
	Vel. Nom.	1600/2040	0,10/0,17	10/17	250/365	35/40		
	Vel. Max.	1870/2370	0,13/0,22	13,5/24	300/380	39/44		
NEOLINEO/EW-150	Vel. Min.	1340/1895	0,10/0,20	10/22	325/440	35/44	2,2	Excluded
	Vel. Nom.	1630/2230	0,15/0,31	15/35	385/550	42/47		
	Vel. Max.	1870/2560	0,20/0,44	22/52	465/620	46/53		
NEOLINEO/EW-160	Vel. Min.	1300/1900	0,10/0,21	10/23	325/450	34/45	2,1	Excluded
	Vel. Nom.	1560/2290	0,15/0,33	15/38	385/570	39/48		
	Vel. Max.	1830/2620	0,20/0,45	22/55	465/630	46/54		
NEOLINEO/EW-200	Vel. Min.	1990/2330	0,21/0,32	22/34	620/760	39/44	2,5	Excluded
	Vel. Nom.	2400/2820	0,33/0,50	36/57	750/1000	45/46		
	Vel. Max.	2750/3120	0,47/0,63	53/74	870/1080	45/48		
NEOLINEO/EW-250	Vel. Min.	1720/2280	0,26/0,54	27/59	650/850	43/51	5,3	Excluded
	Vel. Nom.	2100/2750	0,42/0,83	45/95	800/1150	47/55		
	Vel. Max.	2400/3010	0,59/1,06	65/124	920/1250	51/57		
NEOLINEO/EW-315		1800/2350	0,83/1,60	119/240	1400/1900	53/61	9,5	2015

\*Los niveles de presión sonora irradiados, están obtenidos a 3 metros en campo libre, con tubos rígidos en la aspiración y descarga.

Para el colector solar se seleccionó el modelo OS50P mostrado a continuación.



De aire Solar colector

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

**\$150,00 - \$200,00** / Unidad | 1 Unidad/es (Pedido mínimo)

Envío: Ayuda Transporte marítimo

**Garantía comercial** Protege tus pedidos de Alibaba.com

**Alibaba.com Freight** | [Compare Rates](#) | [Learn more](#)

Pago: **VISA** **T/T** Online Transfer **Apple Pay** **WesternUnion WU**

Logística de Alibaba.com · Soluciones de inspección · Condiciones de pago: 60 días netos

**Indicadores de Rendimiento**

La temperatura ambiente se puede aumentar en 20.40 ° C (dependiendo del tipo de panel).  
 Ventilador de salida: Hasta 120 m3/H  
 Potencia máxima hasta 1.000 W/H  
 Una gran alternativa A la recuperación tradicional  
 Extra endurecido Marco Estructura  
 Entrada de aire ajustable en la parte inferior----La entrada de aire del Reglamento  
 Retorno de la inversión dos años, vida garantizada de 15 años.

**Parámetros:**

Modelo	OS10P	OS20P	OS30P	OS40P	OS50P	OS60P
Dimensiones del Panel (cm) x 2 (cm)	55X53x6,3	53X72x6,3	102X73x6,3	214X73x6,3	214X103x6,3	154X108x6,3
Peso (kg)	4,8	5,8	9,8	17,8	25	18
Max flujo de aire (m <sup>3</sup> /H)	25	30	60	110	160	110
PV rendimiento (W)	9	9	14	19	19	19
Rendimiento máximo (w/h)	240	280	550	1100	1600	1150
Espacio de cobertura (m <sup>2</sup> )	15	20	35	70	100	70
Aumento de temperatura (°C)	20	25	28	30	35	32

La bandeja se puede enviar a hacer bajo pedido con costo variable.



Bandeja reutilizable de malla perforada de metal de acero inoxidable de grado alimenticio

FOB Referencia Precio: [Consiga El Último Precio](#)

**\$10,26 - \$25,29** / Unidad | 10.0 Unidad/es (Pedido mínimo)

**3 % DE DESCUENTO** Valor del producto mayor que \$100.00, limitado a \$... [Obtener el cupón](#)

Color:

Talla:

Material:

Customization: El tamaño y el estilo aceptan personalizar (Min. Order: 10 es)