



UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL ESTADO DE MORELOS

---

---

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

“ESTUDIO NUMÉRICO Y OPTIMIZACIÓN DE UN  
SECADOR SOLAR INDIRECTO EXPERIMENTAL”

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRÍA EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

PRESENTA

ABRIL MAYO REBOLLEDO

DIRECTOR: DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

CODIRECTOR: DR. ÁNGEL TLATELPA BECERRO

CUERNAVACA, MORELOS

JUNIO DE 2024



Instituto de  
Investigación en  
Ciencias  
Básicas y  
Aplicadas

## RESUMEN

En el presente trabajo de investigación se realizó la simulación numérica utilizando el software Ansys Fluent de un secador solar indirecto de flujo forzado, el cual se encuentra en la Escuela de Estudios Superiores de Yecapixtla (EESY) en el Estado de Morelos, el área de Ingeniería Robótica y Sistemas de Manufactura Industrial.

Para validar el comportamiento del secador, se realizó la comparación de las temperaturas experimentales contra las simuladas de las tuberías de cobre del colector solar y la temperatura dentro de la cámara de secado.

Para mostrar la diferencia de temperaturas se utilizó el método del error relativo porcentual se obtuvo error promedio en la temperatura del colector solar de 1.68 %, mientras en la cámara de secado el error promedio relativo porcentual fue de 1.81 %. Los resultados muestran que el modelo usado es capaz de reproducir el fenómeno para garantizar su funcionalidad. Se propuso como mejora al secador solar disminuir la altura en la cámara de secado para aumentar la temperatura de esta.

Se realizaron 25 simulaciones en estado estacionario con la nueva altura de la cámara de secado se obtuvo un aumento de temperatura promedio de 13.29 grados de temperatura en los termopares de la tubería cobre con un aumento del 4.15 % mientras en la cámara de secado se incrementó en promedio la temperatura 15.83 grados lo cual fue un aumento del 3.5 %.

## **ABSTRACT**

In the present research work, numerical simulations were performed using Ansys Fluent software of a forced flow indirect solar dryer, which is located at the Escuela de Estudios Superiores de Yecapixtla (EESY) in the State of Morelos, in the area of Robotics Engineering and Industrial Manufacturing Systems.

A comparison of the experimental temperatures against the simulated temperatures of the copper pipes of the solar collector and the temperature inside the drying chamber was performed to validate the behavior of the dryer.

The relative percentage error method was used to show the temperature difference, and the average error in the solar collector temperature was 1.68 %. In contrast, the average relative percentage error in the drying chamber was 1.81 %. The results show that the model can reproduce the phenomenon to guarantee its functionality. Decreasing the height of the drying chamber to increase its temperature was proposed as an improvement to the solar dryer.

Twenty-five steady-state simulations were carried out with the new height of the drying chamber, and an average temperature increase of 4.15%, 13.29 degrees, was obtained in the copper pipe thermocouples, while in the drying chamber, 15.83 degrees, an increase of 3.5 %.

## **AGRADECIMIENTOS**

*Primero que todo, deseo expresar mi profunda gratitud a mi directora de tesis, Dra. Laura Lilia Castro Gómez, por su guía experta, paciencia y apoyo constante a lo largo de este proceso. Sus consejos y comentarios fueron fundamentales para dar forma a este trabajo de investigación.*

*También quiero agradecer al Dr. Ángel Tlatelpa Becerro, Dr. Victor Manuel Velazquez Flores, Dr. Juan Carlos García Castrejón por su invaluable contribución como miembros del comité evaluador. Sus sugerencias y críticas constructivas fueron de gran ayuda para mejorar este estudio.*

*A mis amigos Cristian Márquez, Diego Hernández y Javier Rodríguez, gracias por ser una fuente constante de ánimo y por compartir conmigo este viaje académico. La maestría fue más bonita por que encontré amistades verdaderas con ustedes, gracias por adoptarme, los quiero mucho.*

*No puedo dejar de mencionar al técnico de laboratorio el Ingeniero Arturo Esteban Nava Torres por su constante ayuda en la elaboración del presente trabajo de tesis. Su colaboración fue crucial para llevar a cabo este estudio de manera efectiva.*

*Por último, pero no menos importante, agradezco a todas las personas que de alguna manera contribuyeron a este proyecto y a mi formación académica.*

*Este logro no hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de cada uno de ustedes. A todos, mi más sincero agradecimiento.*

## DEDICATORIAS

*A Dios, fuente de toda sabiduría y fortaleza, que me ha guiado y sostenido en cada paso de este viaje académico. A ti sea toda la gloria y el honor.*

*A mi mamita hermosa Zoila Luz Rebolledo Valverde †, que aunque físicamente no está presente, vive en cada paso que doy, cada logro de mi vida es para ti. Te amo y recuerdo siempre.*

*A mi papá Manuel Salvador Mayo Hernández, por ser mi inspiración constante y por brindarme aliento en los momentos más desafiantes de esta travesía académica. Tu fe en mí ha sido un regalo invaluable. Gracias por siempre creer en mi papi. Te amo papi.*

*A mis hermanas Iris Garay Rebolledo y María del Cielo Mayo Rebolledo, a mi sobrino Moisés Parra Garay quienes han llenado mi vida de risas, amor y apoyo incondicional. Este logro no habría sido posible sin su constante ánimo y comprensión. Los amo con todo mi corazón.*

*A mis abuelitos Arturo Rebolledo Martínez y Lucina Hernández Ríos, a mi tío José Julián Mayo Hernández, su partida dejó un vacío en mi corazón, pero su recuerdo y su espíritu siguen guiándome hacia el éxito*

# Índice

Capítulo 1 Introducción .....	1
1.1 Antecedentes .....	2
1.2 Justificación .....	7
1.3 Objetivos .....	9
1.3.1 Objetivo general .....	9
1.3.2 Objetivos específicos .....	9
Capítulo 2 Marco teórico .....	10
2.1 Estado del arte .....	10
2.2 Mecanismos de transferencia de calor .....	15
2.2.1 Conducción .....	15
2.2.2 Convección .....	16
2.2.3 Radiación .....	17
2.3 Proceso de secado .....	18
2.4 Secadores solares .....	18
2.5 Clasificación de secadores solares basado en la incidencia de la radiación solar en el producto .....	20
2.5.1 Secador solar directo .....	20
2.5.2 Secador solar indirecto .....	21
2.5.3 Secador solar mixto .....	21
2.6 Recubrimientos de colectores solares .....	22
2.7 Dinámica de fluidos computacional .....	23

2.8	Ecuaciones de Navier Stokes .....	24
2.9	Modelos de turbulencia .....	26
2.9.1	Modelos de RANS .....	27
2.9.2	Modelo $\kappa$ - $\epsilon$ .....	28
2.9.3	Modelo $\kappa$ - $\omega$ .....	29
2.9.4	Número de Reynolds .....	30
Capítulo 3 Metodología .....		31
3.1	Metodología experimental .....	31
3.2	Metodología CFD .....	35
3.2.1	Pre-procesamiento .....	35
•	Geometría CAD .....	35
•	Mallado .....	36
3.2.2	Procesamiento .....	38
•	Modelo de turbulencia .....	39
•	Condiciones de frontera .....	39
•	Post-Procesamiento .....	41
3.3	Propuestas de mejora en el secador solar .....	42
Capítulo 4 Resultados y discusión.....		43
4.1	Convergencia de malla .....	43
4.2	Cálculos de transferencia de calor .....	44
4.3	Análisis de temperatura .....	47
4.4	Resultados de propuestas de mejora en el secador solar .....	58
4.4.1	Recubrimiento de óxido de níquel a la tubería de cobre.....	58
4.4.2	Modificaciones en el tamaño de la cámara de secado .....	60

- Convergencia de Malla .....62
- Análisis de temperatura .....63

Capítulo 5 Conclusiones y recomendaciones .....69

6. Referencias.....72

APÉNDICES .....79

Apéndice A. Resultados de las pruebas experimentales .....80

Apéndice B. Resultados de los cálculos de transferencia de calor .....83

Apéndice C. Resultados de temperatura de la simulación realizada con la altura real de la cámara de secado .....89

Apéndice D. Resultados de temperatura simulada de la simulación realizada con la reducción de la altura de la cámara de secado a 50 cm

## Índice de figuras

Figura 1.1 Mapa de irradiación solar en México (SOLARGIS, 2019) .....	3
Figura 1.2 Partes del secador solar, donde: (1) entrada del secador, (2) carcasa de acero inoxidable, (3) colector solar, (4) cámara de secado, (5) salida del secador.....	6
Figura 2.1 Clasificación de secadores solares (Mohana et al., 2020) .....	19
Figura 2.2 Tipos de secadores solares (Mezquitillo et al., 2014).....	20
Figura 2.3. Electrodeposición de níquel negro en tubo de cobre (Estrella-Gutiérrez et al., 2016) .....	23
Figura 3.1 Ubicación de termopares en colector solar .....	33
Figura 3.2 Ubicación de anemómetros entrada del colector solar .....	33
Figura 3.3 Ubicación del anemómetro a la salida del secador .....	33
Figura 3.4. Posición de sensores en cámara de secado.....	34
Figura 3.5. Procedimiento simulación numérica.....	35
Figura 3.6. Geometría CAD del secador solar .....	36
Figura 4.1 Puntos de medición de temperatura en a) tubería de cobre y b) cámara de secado .....	48
Figura 4.2 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 09:30 h.....	49
Figura 4.3 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 11:30 .....	49
Figura 4.4 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 13:30 h.....	50
Figura 4.5. Vectores de velocidad cámara de secado 09:30 h.....	51
Figura 4.6. Vectores de velocidad cámara de secado 11:30 h.....	51
Figura 4.7. Vectores de velocidad cámara de secado 13:30 h.....	52
Figura 4.8. Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 1 de la tubería del colector solar .....	53
Figura 4.9. Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 2 de la tubería del colector solar .....	54

Figura 4.10. Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 5 de la tubería del colector solar .....	54
Figura 4.11. Comparación de temperatura experimental y simulada del sensor 1 de la cámara de secado.....	55
Figura 4.12. Comparación de temperaturas a diferentes tamaños de la cámara de secado .....	61
Figura 4.13 Puntos de medición de temperatura en a) tubería de cobre y b) cámara de secado .....	63
Figura 4.14. Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 09:30 h..	64
Figura 4.15. Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 11:30 h..	65
Figura 4.16. Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 13:30 h..	65
Figura 4.17. Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 1.....	66
Figura 4.18. Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 2.....	66
Figura 4.19. Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 5.....	67

## Índice de tablas

Tabla 3.1 Características de instrumentos de medición utilizados .....	34
Tabla 3.2 Tamaño del elemento en la cámara de secado.....	36
Tabla 3.3 Datos de la calculadora solar de Ansys Fluent.....	38
Tabla 3.4 Propiedades de los materiales .....	39
Tabla 3.5 Condiciones de frontera .....	40
Tabla 3.6 Condiciones de frontera a la entrada y salida del secador .....	40
Tabla 3.7 Datos experimentales utilizados en las condiciones de frontera...	41
Tabla 4.1 Análisis de GCI .....	44
Tabla 4.2. Propiedades del aire a presión de 1 atm (Cimbala & Cengel, 2001) .....	45
Tabla 4.3 Número de $Pr_w$ del aire seco a 1 atm de presión.....	47
Tabla 4.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada de tubería de cobre .....	56
Tabla 4.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en los sensores de la cámara de secado .....	57
Tabla 4.6 Comparación de temperatura obtenida con y sin recubrimiento de níquel en tuberías de cobre del colector solar.....	59
Tabla 4.7 Comparación de temperatura obtenida con y sin recubrimiento de níquel en sensores de la cámara de secado.....	59
Tabla 4.8 Resultados de temperatura 13:30 h modificando el tamaño de la cámara de secado .....	60
Tabla 4.9 Temperaturas obtenidas dentro de la cámara de secado.....	61
Tabla 4.10 Análisis GCI de malla tamaño 50 cm .....	62
Tabla 4.11 Comparativa de temperatura experimental contra simulada de tubería de cobre .....	67
Tabla 4.12 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 1.....	68

Tabla A.1 Datos de operación del secador solar.....	80
Tabla A.2 Datos de temperatura de los termopares del colector solar .....	81
Tabla A.3 Resultados de la temperatura y humedad en la cámara de secado .....	82
Tabla B.1 Resultados de $T$ , $\rho$ , $C_p$ , $K$ , $\mu$ , $\nu$ , y número de Pr.....	83
Tabla B.2 Resultados de cálculos $m_m$ , $m_v$ , $Re$ , $Pr_T$ , $Pr_W$ , $RePr$ .....	84
Tabla B.3 Resultados de número de Nusselt y coeficiente convectivo.....	85
Tabla B.4 Resultados de $T$ , $\rho$ , $C_p$ , $K$ , $\mu$ , $\nu$ , y número de Pr.....	86
Tabla B.5 Resultados de cálculos $m_m$ , $m_v$ , $Re$ , $Pr_T$ , $Pr_W$ , $RePr$ .....	87
Tabla B.6 Resultados de número de Nusselt y coeficiente convectivo.....	88
Tabla C.1 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 1 .....	89
Tabla C.2 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 2 .....	90
Tabla C.3 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 3 .....	91
Tabla C.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 4 .....	92
Tabla C.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 5 .....	93
Tabla C.6 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 6 .....	94
Tabla C.7 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 7 .....	95
Tabla C.8 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 1.....	96
Tabla C.9 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 2.....	97

Tabla C.10 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 3.....	98
Tabla D.1 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 1 .....	99
Tabla D.2 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 2 .....	100
Tabla D.3 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 3 .....	101
Tabla D.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 4 .....	102
Tabla D.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 5 .....	103
Tabla D.6 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 6 .....	104
Tabla D.7 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 7 .....	105
Tabla D.8 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado .....	106

# Capítulo 1

## Introducción

La necesidad de energía aumenta constantemente a medida que crece la población, se expanden las áreas suburbanas y se desarrolla la industria. El consumo de energía es elevado y las fuentes energéticas actuales resultan insuficientes para cubrir la demanda existente. (Shivarama Krishna & Sathish Kumar, 2015).

De acuerdo con su fuente de obtención, la energía puede clasificarse como energía renovable y energía no renovable.

La energía no renovable se obtiene de fuentes agotables, utilizando combustibles fósiles como carbón, petróleo y gas natural en su generación. Este tipo de energía conlleva la emisión de gases de efecto invernadero.

En contraste, la energía renovable se adquiere a partir de recursos naturales, y su empleo contribuye a disminuir la dependencia de combustibles fósiles, siendo amigable con el medio ambiente. Entre estas fuentes de energía se incluyen la solar, eólica, hidráulica, geotérmica, marítima y bioenergía (Ellabban et al., 2014).

La conciencia sobre el cambio climático y sus repercusiones en el medio ambiente ha crecido a nivel mundial, llevando a numerosos investigadores a centrarse en el aprovechamiento de energías renovables. Un ejemplo de ello es la energía solar, cuyo propósito principal es transformarse en calor y que encuentra diversas aplicaciones, como el secado de alimentos.

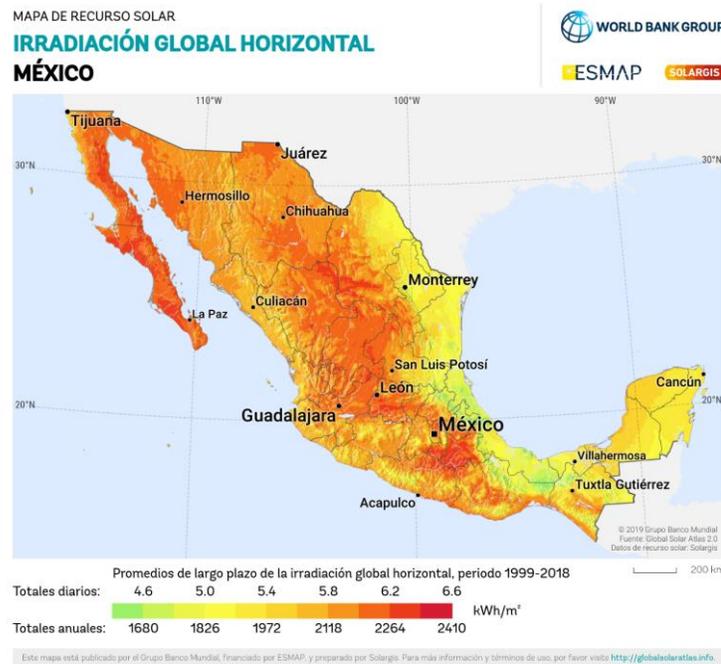
## 1.1 Antecedentes

Aproximadamente el 80 % de la energía consumida a nivel global se obtiene a partir de combustibles fósiles, cuya combustión contribuye al calentamiento del planeta (Harjanne & Korhonen, 2019).

En los últimos años, la crisis energética ha impulsado el extenso uso de la energía solar como una fuente renovable a nivel mundial. Esto se atribuye al carácter limpio de la energía solar, ya que su generación no genera residuos, además de que la Tierra recibe una abundante radiación solar (Zhang et al., 2017).

Debido a la crisis energética el 24 de diciembre de 2015, se publicó en el Diario Oficial de la Federación (DOF), el Decreto por el que se expide la Ley de Transición Energética (LTE), la cual tiene como propósito que el consumo de energía sea generado en su mayor parte por tecnologías verdes, además de apoyar a la Ley General de Cambio Climático, relacionado con las metas de reducción de emisiones de gases y compuestos de efecto invernadero y de generación de electricidad provenientes de fuentes de energía limpia .

Para cumplir con las normativas actuales, México se beneficia de su estratégica posición geográfica entre los 15° y 35° de latitud, atravesando el trópico de Cáncer y ubicándose en la zona tropical de la Tierra. Esta posición privilegiada le otorga al país una alta exposición a los recursos solares, recibiendo un promedio diario de aproximadamente 5.5 kWh/m<sup>2</sup> de radiación solar. Estas condiciones hacen de México una región atractiva para la implementación y aprovechamiento de la energía solar (Gobierno de México, 2018; Limón A., 2017). En la figura 1.1 se puede observar que México recibe un total anual de radiación solar de hasta de 2410 kWh/m<sup>2</sup>.



**Figura 1.1 Mapa de irradiación solar en México (SOLARGIS, 2019)**

No obstante, en México, uno de los desafíos radica en que, a pesar de poseer un potencial considerable para la generación de energía a través de la energía solar, su utilización no está extendida de manera significativa (Petrarca, 2021). Esta situación se atribuye a la falta de fomento al desarrollo sostenible y a la adopción de energías limpias. Además, es crucial cumplir con los lineamientos establecidos a nivel nacional e internacional en relación con el cambio climático y la colaboración para la reducción de gases de efecto invernadero, según lo establecido en el marco legal (Esparza A., 2022).

Por otro lado, México es mundialmente reconocido por su producción agrícola y sus variedades de carne, lo cual representa un gran potencial como productor y exportador. Existen muchos productos perecederos excedentes temporarios que generan millonarias pérdidas para los productores (Koua et al., 2009). Estos productos son perecederos debido a la cantidad de agua

que contienen, provoca que su almacenamiento y transporte para su consumo local, nacional o internacional sea difícil.

El secado es un procedimiento crucial en el sector de la agricultura, el cual corresponde aproximadamente entre el 20 y 30 % de consumo de energía de esta industria (Cetina-Quiñones et al., 2021). Esta práctica habitual de conservación se realiza para asegurar la disponibilidad de los productos alimenticios todo el año, tales como frutos, vegetales y carnes.

El proceso de secado solar consiste en eliminar el contenido de agua presente en algunos alimentos mediante la evaporación. Esta acción impide la proliferación de microorganismos y enzimas, ya que no pueden sobrevivir en un entorno seco, prolongando así el almacenamiento de los alimentos. Además, este método reduce el peso de los alimentos, facilitando su consumo y transporte (Dadali et al., 2007; Doymaz & Smail, 2011).

También, se obtiene de la transformación de los alimentos, proporcionando una textura y aroma diferentes, pero se conservan gran parte de su sabor, color, consistencia y aspecto, durante largos periodos (Nukulwar & Tungikar, 2021).

El proceso de secado de productos implica un elevado costo operativo, principalmente debido al alto consumo de energía. Este fenómeno genera un impacto ambiental significativo, ya que se emplean combustibles convencionales como hidrocarburos, gas natural y electricidad proveniente de carbón.

Los resultados del análisis de impacto ambiental indican que un secador solar representa una alternativa viable para preservar la atmósfera al aprovechar la radiación solar, la cual es fácilmente accesible en comparación con el secado

industrial convencional. Esta característica lo convierte en una opción rentable para la comunidad agrícola y puede ser utilizada como una alternativa de desarrollo sostenible en las industrias dedicadas al secado de alimentos (Madhankumar et al., 2021).

En la Escuela de Estudios Superiores de Yecapixtla (EESY) en el Estado de Morelos, está instalado un secador solar indirecto de flujo forzado en el área de Ingeniería Robótica y Sistemas de Manufactura Industrial. Este secador se utiliza para llevar a cabo el proceso de deshidratación de carnes, frutas y verduras, aprovechando la ubicación geográfica y las condiciones climáticas favorables de la región.

En la figura 1.2 se muestran los componentes del secador solar, diseñado por dos partes principales: colector solar y cámara de secado. La distribución de las partes que constituyen el secador solar son las siguientes:

- Entrada de flujo de aire: ubicada en la parte inferior del secador la cual está conformada por dos ventiladores de doce centímetros de diámetro.
- Colector solar: fabricado por dieciséis tubos de cobre pintados de color negro mate para absorber la mayor cantidad de radiación solar disponible, así mismo en la parte inferior de los tubos se colocó una lámina reflejante de aluminio. El colector cuenta con una carcasa de acero inoxidable aislada en las superficie inferior y lateral para reducir al mínimo las pérdidas de calor, el aislamiento térmico es una espuma de poliuretano con espesor de 3 cm entre la carcasa y la lámina reflejante de aluminio. Por otro lado, la parte superior del colector solar cuenta con una superficie de acrílico la cual se usa para disminuir las pérdidas de calor por convección de los tubos absorbedores.

- Cámara de secado: La cámara de secado está fabricada de acero inoxidable, pintada de color negro mate para absorber la mayor cantidad de energía radiante durante el día e incrementar aún más la temperatura del aire al interior, en la parte superior trasera de la cámara se secado se ubica la salida del flujo de aire. Así mismo la cámara de secado tiene un espacio para un máximo de quince bandejas móviles las cuales son utilizadas para deshidratar o secar un producto.

El secador solar funciona de la siguiente manera: el flujo de aire entra a través de la entrada del secador ubicada en la parte inferior, posteriormente el aire entra por los tubos de cobre del colector solar para ser dirigido hacia la cámara de secado, donde se realiza el secado de producto y posteriormente llegar a la salida del flujo de aire que se encuentra en la parte superior trasera de la cámara de secado.



**Figura 1.2 Partes del secador solar, donde: (1) entrada del secador, (2) carcasa de acero inoxidable, (3) colector solar, (4) cámara de secado, (5) salida del secador**

## 1.2 Justificación

Desde tiempos remotos se ha utilizado el secado de alimentos para evitar su descomposición, Sin embargo, en el caso del secado directo al sol, donde el producto se expone al aire libre, existe el riesgo de contaminación por diversas fuentes, como polvo, insectos, roedores y microorganismos. Este método puede afectar la calidad e higiene de los alimentos, lo que destaca la importancia de buscar alternativas más controladas y seguras, como el uso de secadores solares cerrados o métodos de secado más modernos (Doymaz & Smail, 2011).

Para abordar esta problemática y lograr un control más efectivo de las condiciones de secado, se ha adoptado el uso de secadores solares.

Una simulación numérica permite evaluar un fenómeno a partir de modelos matemáticos basados en leyes físicas. Para el proceso de validación de un modelo numérico es necesario disponer de una base de datos experimentales. Una vez que el modelo numérico es validado se pueden analizar diferentes condiciones de operación sin necesidad de elaborar prototipos que pudieran implicar un costo en su diseño y construcción.

Por tales motivos, se propone realizar un estudio numérico para el analizar la transferencia de calor en un secador solar experimental de flujo forzado por condiciones ambientales tales como la radiación solar, temperatura ambiente y velocidad de flujo de aire para mejorar las características propias del secador para su máxima eficiencia, se realizará el modelo del secador solar mediante el diseño asistido por computadora (CAD) con el software SolidWorks. Las simulaciones numéricas se realizarán considerando la herramienta de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) por Ansys Fluent.

La elección de un secador solar indirecto se basa en su mayor eficacia en comparación con el secado directo al sol. Este enfoque ofrece la ventaja de reducir el tiempo necesario para el secado, al tiempo que proporciona un ambiente más controlado. Al mantener el producto resguardado, se logra que esté libre de polvo y agentes contaminantes externos, lo cual contribuye a preservar la calidad e higiene de los alimentos durante el proceso de deshidratación. (Lingayat et al., 2017).

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo general

Realizar el estudio numérico de la transferencia de calor en un secador solar experimental a partir de la dinámica de fluidos computacional y mejorar su desempeño.

### 1.3.2 Objetivos específicos

- Realizar las simulaciones numéricas correspondientes para la recreación de condiciones de trabajo de un secador solar experimental.
- Realizar mediciones en campo de las variables de operación del secador solar.
- Comparar los resultados de la simulación numérica con los datos experimentales obtenidos, para la predicción de temperaturas en el secador a distintas condiciones de temperatura en el ambiente.
- Realizar una simulación estacionaria considerando un modelo de radiación local en CFD.
- Proponer un rediseño para la mejora de la transferencia de calor y el desempeño del secador con base en los resultados de las simulaciones realizadas.

# Capítulo 2

## Marco teórico

### 2.1 Estado del arte

Una etapa en el proceso de investigación es el estado del arte, donde se realiza la búsqueda de artículos científicos relacionados al área de estudio mediante palabras claves. En este trabajo en particular se destacan los últimos avances en el tema de secador solar.

Con el objetivo de obtener datos relevantes acerca del secado, secador solar, así como de la forma en la que se realiza la simulación numérica de los mismos.

(Lingayat et al., 2017) realizó el diseño de un secador solar indirecto utilizando un calentador solar de aire de plana, una cámara de secado aislada provista de una chimenea para la salida de aire, obteniendo como resultado que el secador solar indirecto es más efectivo que el secado directo al sol debido a que reduce el tiempo de secado, además de que el producto se encuentra libre de polvo y agentes contaminantes externos.

(Chaouch et al., 2018) llevo a cabo una investigación experimental de un secador solar directo e indirecto usando como medio de almacenamiento térmica un lecho de guijarros, realizaron el secado de carne de camello donde los análisis microbiológicos y fisicoquímicos mostraron un mejor nivel de proteína en el secado indirecto, mientras que la calidad microbiológica final fue mejor para el secado directo. Sin embargo, ambos secadores dieron un resultado final satisfactorio.

(Hu et al., 2018) realizó la optimización de un colector solar de aire con agujeros sobre los baffles donde analizó las características del fluido y de la transferencia de calor, para el desarrollo del modelo matemático utilizó el software Ansys Fluent, utilizando las ecuaciones de Navier Stokes para la conservación de continuidad, momentum y energía. Los resultados mostraron que el rendimiento térmico del colector de aire solar tipo deflector con agujeros sobre los baffles mejoró la eficiencia térmica comparada con el modelo original.

(Erick César et al., 2020) realizó la comparación del desarrollo térmico de secadores solares indirecto y mixto tipo pasivo de jitomate. Ambos utilizaron convección natural, se demostró que para el secador solar mixto se obtuvo un menor tiempo de secado 26 h contra 17 h del secador solar directo, así como la eficiencia global de 10.66 % y 8.8% respectivamente.

(Zoukit et al., 2019) realizó el modelado de un secador solar indirecto operado en convección natural y forzado. Utilizó un modelo de Takagi-Siguero para predecir el comportamiento térmico en el secador de manera precisa y un menor tiempo en comparación con otras técnicas de modelado. El RMSE y el porcentaje de RMSE permanecieron respectivamente por debajo 0.4 °C y 0.81% cuando el secador funciona por convección natural. Mientras que, bajo convección forzada, estas incertidumbres permanecen por debajo de 0.52 °C y 1.94%.

(Goud et al., 2019) desarrollaron un secador solar indirecto con un flujo de aire mediante ventiladores que funcionan con paneles solares fotovoltaicos, la eficiencia del colector del aire solar y la eficiencia de secado fue de 74.13, 9.15% y 78.30, 26.06%, para el secado de chile verde y okra, respectivamente. Se obtuvieron mejores resultados con convección forzada, comparada con convección natural.

(Güler et al., 2020a) realizó un estudio experimental y CFD, utilizo el modelo modelo k- $\epsilon$  RNG fue utilizado agregando funciones de pared mejoradas en el software Ansys-Fluent. En el estudio se obtuvo una variación del 10% entre la temperatura experimental y temperatura simulada.

(Mutabilwa & Nwaigwe, 2020)llevó a cabo un experimento del secado de chips de plátano utilizando un colector solar. Una simulación CFD se llevo a cabo usando Ansys Fluent, se obtuvo una diferencia de temperatura de hasta 9.3 K.

(Mohana et al., 2020) realizó una revisión de los últimos avances en secadores solares, en el cual menciona que la elección del secador solar dependerá de los requerimientos del producto a secar. Entre los recientes avances se encontró que se ha implementado el uso de energía fotovoltaica, sistemas de almacenamiento térmico, como materiales de cambio de fase.

(Devan et al., 2020) de acuerdo con su estudio, determinó que se obtiene una mayor eficiencia en el secado solar por convección forzada que por convección natural, a una mayor velocidad de aire se obtiene un menor tiempo de secado. En comparación con el secado directo al sol el secado de alimentos en un secador solar mejora el valor nutricional del producto.

(Hao et al., 2020), desarrollo la aplicación innovadora del secador solar híbrido es que puede controlar la temperatura del aire de la cámara de secado dentro de un rango adecuado diferentes estrategias de operación. La temperatura del aire de la cámara de secado puede controlarse por debajo de unos 60 °C durante el proceso de secado de las rodajas de limón.

(Sang Le et al., 2021)realizó una investigación del almacenamiento térmico en secadores solares indirectos lo cual permite que se seque el producto sin luz solar. En su investigación concluyó que para elaborar un sistema de secado

solar eficiente se debe considerar la radiación solar, la temperatura del aire circundante, la tasa de flujo másico del aire de secado, humedad relativa, contenido de humedad, tipo y masa de producto a secar.

(Dufera et al., 2021) realizó el secado solar de jitomate mediante un túnel solar de doble capa, lo cual mostro buenos resultados fisicoquímicos, ya que se mantuvieron los valores de licopeno, fenol total, betacaroteno y capacidad antioxidante. La actividad del agua y los valores de PH en el túnel del secado solar estuvieron dentro del rango seguro de crecimiento microbiano. Se determinó que se muestra una mejor calidad del producto secado mediante el túnel solar que el secado directo al sol.

(Chaatouf et al., 2021) realizó un estudio de la dinámica del secado de un secador solar indirecto con almacenamiento de calor de un sistema en forma de tubos de cobre llenos de PCM (material de cambio de fase) en el cual se obtuvo una mejor eficiencia, la temperatura incremento un 11°C dentro de la cámara de secado después de la puesta de sol y se aumentó la eficiencia en un 3.12% comparado con el secador sin almacenamiento de calor.

(Getahun et al., 2021) determinó que el modelado CFD es la mejor opción para obtener los detalles espaciales y temporales de flujo de aire, HR, temperatura y distribuciones de humedad del secador solar. Tiempos cortos de secado, velocidad uniforme del aire de secado y la distribución de la temperatura en la cámara de secado son los parámetros críticos en el sistema de secado solar. Para conseguir esta uniformidad, el modelado CFD desempeña un papel importante y se puede utilizar para optimas las condiciones óptimas de secado y del secador solar.

(Benhamza et al., 2021) realizó un estudio para mejorar las condiciones de diseño y operación utilizando un modelo validado experimentalmente, donde

añadió una chimenea pasiva y tres caudales másicos en la distribución del aire de secado, las pruebas se realizaron mediante el software Ansys Fluent donde se concluyó que al agregar una chimenea pasiva la temperatura del aire de secado mejoro en 7 grados °C.

(Nukulwar & Tungikar, 2021) realizó una revisión del desarrolló de los secadores solares en el secado de productos agrícolas, en cual determinó que algunos secadores solares cuentan con almacenamiento térmico para mejorar la eficiencia y velocidad de secado durante las horas del sol. El secado solar de productos mejora la calidad del producto en términos de sabor y color. El tipo de secador utilizado dependerá del producto que se requiere secar. Investigadores han reportado que el uso de cera, rocas, agua, aluminio para realizar un almacenamiento térmico dentro de los secadores.

(Singh et al., 2021) evaluó el impacto económico del uso de secadores solares en el cual muestra que el análisis del costo del ciclo de vida muestra que la economía del secador solar es muy atractiva. El valor presente acumulado de la anualidad ahorro durante la vida del secador solar es mucho mayor que su precio de compra. El resultado de su estudio del secador de hojas de fenogreco y cúrcuma obtuvieron una eficiencia térmica del 34.1 % y de 23.6 % respectivamente.

(Sözen et al., 2021) realizó la mejorar de un secador solar de tipo indirecto donde determinó que el uso de hilo de aluminio dentro de los tubos del colector solar conduce a una mejora en el rendimiento térmico y una reducción del 30% en el tiempo de secado, la eficiencia media de los calentadores se obtuvo en el rango de 56.32% a 71.30%.

(Madhankumar et al., 2021) realizó un estudio donde evaluó el impacto ambiental del uso de secador solar el cual mostró que es una buena alternativa

para proteger la atmósfera mediante el uso de radiación solar fácilmente accesible en relación con otras tecnologías de secado, esto lo hace rentable para la comunidad agrícola y puede utilizarse como una alternativa de desarrollo sostenible en las industrias de secado de alimentos. La máxima eficiencia térmica total se logró alrededor de 19,41%.

(Afshari et al., 2021) llevo a cabo una evaluación experimental y numérica de un secador solar indirecto compacto con sistema de deshumidificación, sus resultados indicaron una desviación máxima del 6.5 % entre la temperatura experimental y simulada.

(Daş et al., 2021) realizó el estudio de transferencia de calor y masa en el proceso de secado de un secador solar indirecto en el cual obtuvo un promedio del error de 5.34% en la temperatura de la cámara de secado.

(Güler et al., 2020) ejecuto un análisis de un secador solar indirecto de manera experimental y numérica, los resultados mostraron una discrepancia máxima del 10% entre la temperatura obtenida experimentalmente y la simulada en la cámara de secado.

## 2.2 Mecanismos de transferencia de calor

Existen tres mecanismos de transferencia de calor los cuales se describen a continuación (Çengel & Ghajar, 2011):

### 2.2.1 Conducción

La conducción implica el traslado de energía desde partículas con mayor energía hacia las adyacentes con menos energía, resultado de interacciones entre ellas. La Ley de Fourier, que describe este proceso, establece que la tasa de conducción de calor a través de una placa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a lo largo de la placa y al área de transferencia de calor, pero inversamente proporcional a su espesor.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

k=conductividad térmica del material

A=área

dT/dx=es el gradiente de temperatura, el cual es la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T-x (la razón de cambio de T con respecto a x) en la ubicación x.

## 2.2.2 Convección

La convección es la forma de transferir energía entre una superficie sólida y el líquido o gas circundante en movimiento, y engloba los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido. La velocidad de transferencia de calor por convección se percibe como proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera práctica mediante la ley de enfriamiento de Newton, que se formula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

h=coeficiente de transferencia de calor por convección

$A_s$ =área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección

$T_s$ =temperatura de la superficie

$T_\infty$ = es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

### 2.2.3 Radiación

La radiación se refiere a la energía liberada por la materia en forma de ondas electromagnéticas, también conocidas como fotones, debido a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La máxima tasa de radiación que puede ser emitida por una superficie a una temperatura termodinámica  $T_s$  (en grados Kelvin o Rankine) se describe mediante la ley de Stefan-Boltzmann de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{emitida,máx} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde:

$\sigma=5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  o  $0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/h.ft}^2.\text{R}^4$  es la constante de Stefan-Boltzmann. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por este es la radiación del cuerpo negro. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida,máx} = \varepsilon \sigma A_s (T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

En donde  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie. La emisividad cuyo valor está el intervalo  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro. Para el cual  $\varepsilon=1$

De acuerdo con (Çengel & Ghajar, 2011) una importante propiedad relativa a la radiación de una superficie es su absorptividad  $\alpha$ , la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que es absorbida por ésta. Como la emisividad, su valor está en el intervalo de  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él. Es decir, un cuerpo negro es un absorbente perfecto ( $\alpha=1$ ), del mismo modo que es un emisor perfecto.

## 2.3 Proceso de secado

El secado de alimentos o deshidratación consiste en eliminar mediante evaporación el agua contenida en los mismos, esto impide el crecimiento de bacterias y otros microorganismos, que no pueden vivir en un medio seco, provocando un incremento de vida útil del producto ya que pueden ser almacenados por más tiempo. Así mismo se reduce su peso, con lo cual se facilita su manejo y transporte (Chaouch et al., 2018; Dadali et al., 2007)

## 2.4 Secadores solares

En un secador solar se presentan diferentes mecanismos de transferencia de calor tales como: la conducción de calor en las paredes de los materiales de fabricación de los secadores, la convección debido al movimiento del fluido de trabajo y la radiación solar, inherente al proceso.

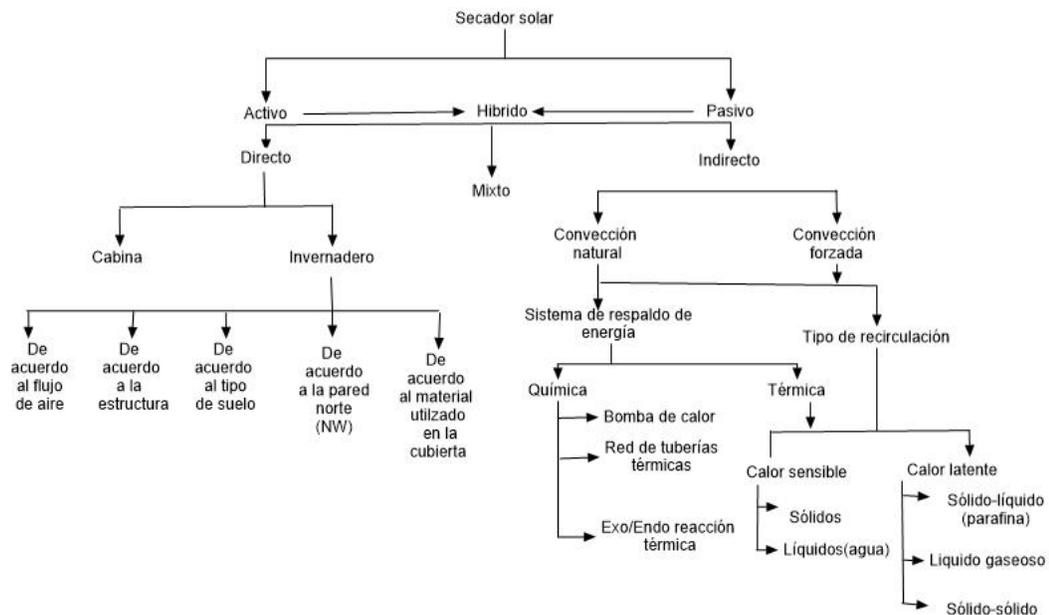
Una de las ventajas de los sistemas de secado solar es que conllevan menores costos de operación en comparación de los sistemas de secado artificial convencionales, además de que son amigables con el medio ambiente.

En comparación con el secado directo al sol, el secado de alimentos en un secador solar mejora el valor nutricional del producto (Devan et al., 2020).

Los secadores solares captan la radiación solar y la utilizan como fuente de energía para realizar el secado de productos.

Un secador solar utiliza aire caliente para hacerlo pasar sobre el producto alimenticio, esto permite controlar las variables de secado del producto. El aire caliente que se utiliza se obtiene de un colector solar, el cual consiste en un panel aleteado pintado de negro, que capta los rayos del sol y transfiere ese calor al aire que se introduce a la cámara de secado (Hernández-Gómez et al., 2017).

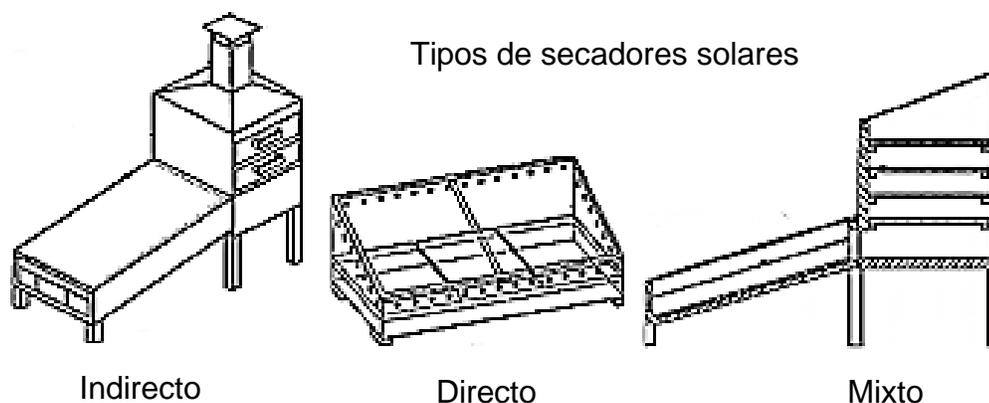
De acuerdo con (Mohana et al., 2020) los secadores solares pueden clasificarse, de acuerdo con su diseño, material usado en su construcción, su estructura, sistemas de respaldo de energía, unidades auxiliares de calor, tal como lo muestra la figura 2.1.



**Figura 2.1 Clasificación de secadores solares (Mohana et al., 2020)**

## 2.5 Clasificación de secadores solares basado en la incidencia de la radiación solar en el producto.

Los secadores solares pueden categorizarse según la manera en que la radiación solar incide en el producto, dividiéndose en secadores solares de tipo directo, indirecto y mixto (Mohana et al., 2020). En la figura 2.2 se muestra el diseño de los secadores mencionados.



**Figura 2.2 Tipos de secadores solares** (Mezquitillo et al., 2014)

### 2.5.1 Secador solar directo

En este diseño, la cámara de secado está ubicada dentro del colector solar. Como su nombre sugiere, en el secado solar directo, el producto se expone directamente a la radiación solar mediante una cubierta transparente. Esta cubierta tiene la función de proteger el material contra el polvo, insectos y otros agentes externos que podrían contaminarlo (Daghigh & Shafieian, 2016). Con esta configuración del secador se logra un menor tiempo de secado en los productos, ya que estos absorben de manera más eficiente la radiación solar, sin embargo, debido a que no se puede controlar de manera eficiente la

temperatura de secado, esto puede afectar las propiedades organolépticas del producto.

### 2.5.2 Secador solar indirecto

La disposición de este secador solar consta de dos componentes principales: un colector solar y una cámara de secado. El colector solar se compone de una placa plana, típicamente de color negro para maximizar la absorción de la radiación solar. Además, está equipado con una cubierta transparente que se inclina a un ángulo similar a la latitud del lugar donde se instala el secador.

La cámara de secado está construida con una superficie opaca que contiene bandejas para colocar el producto a secar. A medida que la radiación solar incide en el colector solar, parte de la energía solar se refleja y se absorbe a través del vidrio, mientras que la placa absorbente retiene el resto. La temperatura del colector solar aumenta, transfiriendo simultáneamente calor al aire mediante convección. El aire pasa a través del colector solar y luego ingresa a la cámara de secado, donde experimenta un aumento de temperatura, logrando así el proceso de secado y deshidratación del producto. A diferencia del secador solar directo, en el secador solar indirecto se puede controlar de manera más efectiva la temperatura de secado del producto. (Sang Le et al., 2021).

### 2.5.3 Secador solar mixto

El secador solar mixto integra los principios tanto del secador solar directo como del indirecto. En este diseño, el colector solar cumple la función tanto de cámara de secado como de calentador del aire que luego se introduce en la

cámara de secado. (Djebli et al., 2019). En ambas partes de secador se colocan charolas en las cuales se coloca el producto a secar.

## 2.6 Recubrimientos de colectores solares

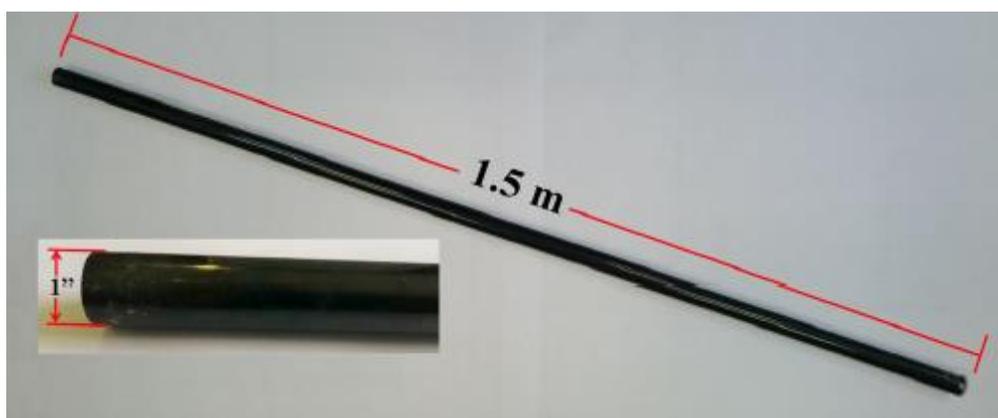
Los métodos fundamentales para seleccionar un recubrimiento eficiente para un colector solar incluyen la aplicación de efectos ópticos para mejorar la absorbancia. Una estrategia eficaz es emplear el efecto de interferencia mediante una película delgada y una trampa óptica para aumentar la absorbancia. Otra alternativa consiste en utilizar una capa antirreflejante para reducir la emisión térmica del sustrato calentado. Un tipo particular de recubrimiento son aquellos basados en metales semiconductores, que comprenden una capa de metal diseñada para limitar la emisión de sustratos calientes y semiconductores. (Zhang et al., 2017).

Existen varios tipos de recubrimientos que pueden ser preparados mediante electrodeposición, como el cromo negro, el cobalto negro y el níquel negro, los cuales han sido objeto de estudio y aplicación en diversos materiales. El cromo negro exhibe una absorción solar ligeramente superior; sin embargo, el níquel negro presenta ventajas, como un costo mucho menor en términos de corrientes de deposición y un menor costo de sales precursoras (Lizama-Tzec, y otros, 2019).

El níquel negro sigue siendo atractivo para aplicaciones de baja temperatura debido al bajo costo, durabilidad, facilidad de escalado y buenas propiedades ópticas y puede ser la mejor solución para diseños específicos de colectores solares.

De acuerdo con (Lizama-Tzec et al., 2019) los resultados del recubrimiento de níquel negro electrodepositado proporcionan una combinación adecuada de fabricación simple y buenas propiedades ópticas y puede ser atractivo para su aplicación en sistemas solares de calentamiento de agua a baja temperatura.

(Estrella-Gutiérrez et al., 2016) realizó la electrodeposición de níquel negro en un tubo de cobre de 1.5 m de largo y un diámetro de una pulgada, la cual se muestra en la figura 2.3, los resultados de la electrodeposición arrojaron un valor de absorptividad de 0.89 y emisividad de 0.21.



**Figura 2.3. Electrodeposición de níquel negro en tubo de cobre** (Estrella-Gutiérrez et al., 2016)

## 2.7 Dinámica de fluidos computacional

Un amplio conjunto de fenómenos relacionados con el flujo de fluidos, la transferencia de calor y masa se simplifica mediante la resolución de modelos matemáticos basados en sistemas de ecuaciones diferenciales parciales. Estas ecuaciones, que rigen los procesos físicos, suelen tener una naturaleza compleja, y su solución solo es factible en casos simples. Un enfoque utilizado para abordar la solución en el estudio de fluidos es la técnica de modelación

matemática, que incluye métodos como las diferencias finitas (MDF), el volumen finito (MVF) y el elemento finito (MEF) (Xáman J., 2016).

La Dinámica de Fluidos Computacional, conocida como CFD por sus siglas en inglés, es una disciplina dentro de la dinámica de fluidos que emplea computadoras como herramientas para resolver de manera numérica las ecuaciones de movimiento de los fluidos. Este enfoque tiene como objetivo aplicar estas soluciones a problemas prácticos y de utilidad real (Estruch R., 2017).

Este tipo de modelo adopta un enfoque euleriano y se fundamenta en la discretización del medio continuo, ofreciendo una opción económica para la simulación realista de fluidos mediante la aplicación de soluciones numéricas a las ecuaciones que rigen el comportamiento del fluido (Abdulnaser, 2009).

De acuerdo con Benhamza et al., 2021 la dinámica de fluidos computacional puede emplearse para realizar estudios de un secador solar.

## 2.8 Ecuaciones de Navier Stokes

Las ecuaciones que rigen la dinámica de fluidos newtonianos se conocen como ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones se derivan al considerar los balances de continuidad, momento y energía para elementos de fluido infinitesimal, lo que resulta en un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales. Las ecuaciones fundamentales son las de continuidad, movimiento y energía, y se expresan de la siguiente manera (Bird et al., 2006; Getahun et al., 2021):

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{u}) = 0 \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{u}\vec{u}) = -\nabla P - \nabla\bar{t} + \rho\vec{g} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla.(\vec{u}(\rho E + P)) = \nabla.(-\vec{q} + \bar{t}.\vec{u}) + S_h \quad \text{Ecuación 2.7}$$

La ecuación 2.5 es la ecuación de continuidad la cual se deriva de aplicar la ley de conservación de masa, la misma describe la velocidad de variación con respecto al tiempo de la densidad del fluido en un punto fijo en el espacio.

Para obtener la ecuación de movimiento (ecuación 2.6) se realiza un balance de cantidad de movimiento sobre un elemento de volumen, el termino  $\frac{\partial(\rho\vec{u})}{\partial t}$  representa la velocidad de incremento de cantidad de movimiento por unidad de volumen,  $\nabla.(\rho\vec{u}\vec{u})$  indica la velocidad de adición de cantidad de movimiento por convección por unidad de volumen, los términos  $-\nabla P - \nabla\bar{t}$  representan la velocidad de adición de cantidad de movimiento de transporte molecular por unidad de volumen y  $\rho\vec{g}$  representa la fuerza externa sobre el fluido por unidad de volumen.

La ecuación de la energía (ecuación 2.7) es derivada de la primera ley de la termodinámica, la cual representa el flujo neto de salida de energía, la interna más la energía cinética, más el incremento temporal de la energía interna más la energía cinética al interior del volumen de control, debe ser igual al trabajo realizado sobre el volumen de control, tanto por fuerzas volumétricas como superficiales (Xáman J., 2016).

La energía total es la suma de la energía interna y la energía cinética la cual está dado por:

$$E = h - \frac{P}{[\rho]} + \frac{u^2}{2} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

## 2.9 Modelos de turbulencia

Los modelos de turbulencia son herramientas utilizadas en la mecánica de fluidos para simular y predecir el comportamiento de los flujos turbulentos.

Por lo general, los modelos de turbulencia se clasifican según las ecuaciones gobernantes que se emplean en ellos, y entre estos se destacan los modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS) y los modelos de turbulencia de gran escala (LES) (Malekjani & Jafari, 2018).

Cada modelo presenta sus propias ventajas y limitaciones, y la elección del modelo adecuado depende del tipo de fluido a estudiar y de los recursos computacionales disponibles.

De acuerdo con la referencia (Malekjani & Jafari, 2018), cuando se aborda la turbulencia, se asume, con cierta probabilidad estadística, que las variables del proceso estarán dentro de un rango específico de valores dentro del régimen de flujo. En consecuencia, se recurre al uso de ecuaciones de modelos promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS).

Los modelos más comunes promediados de Reynolds de las ecuaciones de Navier Stokes (RANS) son los siguientes:

- Standard  $\kappa$ - $\mathcal{E}$  ( $\kappa$  representa la energía cinética turbulenta y  $\mathcal{E}$  la tasa de disipación turbulenta).
- Realizable  $\kappa$ - $\mathcal{E}$ .
- Renormalizado grupo o RNG  $\kappa$ - $\mathcal{E}$ .
- Modelo  $\kappa$ - $\omega$  ( $\kappa$  representa la energía cinética turbulenta y  $\omega$  transporte de la frecuencia específica de disipación turbulenta)
- Modelos de tensión de Reynolds (RSM).

### 2.9.1 Modelos de RANS

De acuerdo con (Capote et al., 2008), los modelos RANS se basan en promediar las ecuaciones del fluido, para lo cual todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente. Después de promediarlas se obtienen términos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones.

$$f = \bar{f} + f' \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde:

$$\bar{f} = \frac{\overline{\rho f}}{\rho} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Es la magnitud promediada por unidad de masa.

En todos los casos la dificultad para el cierre del sistema de ecuaciones se deriva de la elección de ecuaciones para representar el tensor de tensiones  $\tau_{ij}$  que representa las tensiones turbulentas de Reynolds. Para ello se emplea la asunción propuesta por Boussinesq según la cual:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( 2S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\nabla \cdot \tilde{u}) \right) \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial \tilde{x}_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{x}_i} \right) \quad \delta_{ij} = \{1 \ i = j ; 0 \ i \neq j\} \quad i, j = 1, 2, 3 \quad \text{Ecuación 2.12}$$

Donde  $\mu_t$  es el coeficiente de viscosidad dinámica considerando la densidad promediada.

### 2.9.2 Modelo $\kappa$ - $\mathcal{E}$

El modelo  $\kappa$ - $\mathcal{E}$  es comumente utilizado en zonas donde no existe flujo de remolinos. Reynolds. Este modelo se basa en la suposición de que la energía cinética turbulenta, representada por la variable  $k$ , y la tasa de disipación turbulenta, representada por la variable epsilon, son las principales cantidades necesarias para describir la turbulencia en un flujo (Kuriakose & Anandharamakrishnan, 2010).

En el modelo  $k$ -epsilon, se resuelven dos ecuaciones adicionales junto con las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía. Estas ecuaciones son el transporte de la energía cinetica turbulenta  $k$  y la tasa de disipación  $\mathcal{E}$ :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla \cdot (\rho k v) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu \right) + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] \nabla k + G_k - \rho \mathcal{E} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathcal{E}) + \nabla \cdot (\rho \mathcal{E} v) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu \right) + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right] \nabla \mathcal{E} + C_{1\mathcal{E}} \frac{\mathcal{E}}{k} (G_k) - C_{1\mathcal{E}} \rho \frac{\mathcal{E}^2}{k} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Donde  $G_k$  es la generación de energía cinética debida a la media de gradientes de velocidad,  $\sigma_k$  y  $\sigma_\varepsilon$  son los números turbulentos de Prandtl para  $k$  y  $\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$  y  $C_{2\varepsilon}$  son constantes. La viscosidad turbulenta es calculada a partir de:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

### 2.9.3 Modelo $\kappa$ - $\omega$

El modelo k-omega es otro modelo de turbulencia ampliamente utilizado dentro de los modelos de promediados de Reynolds. Este modelo fue desarrollado para abordar algunas limitaciones del modelo k-epsilon, particularmente en flujos de alta velocidad y flujos con recirculación (Prócel M, 2022).

En el modelo k-omega, se resuelven dos ecuaciones adicionales junto con las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía. Estas ecuaciones son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \nabla \cdot (\rho\mu_i\omega) = \nabla \cdot [\tau\nabla\omega] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \nabla \cdot (\rho\mu_i\kappa) = \nabla \cdot [\tau\nabla\kappa] + G_\kappa - Y_\kappa + S_\kappa \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Donde  $G_k$  es la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad,  $G_\omega$  es la generación de  $\omega$ ,  $\tau_k$  y  $\tau_\omega$  son la difusividad efectiva de  $k$  y  $\omega$ , mientras que  $Y_k$  y  $Y_\omega$  son la disipación de  $k$  y  $\omega$  debido a la turbulencia.

## 2.9.4 Número de Reynolds

Osborn Reynolds describió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como (Cimbala & Cengel, 2001):

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde:

V=velocidad de corriente superior

L<sub>c</sub>=Longitud característica de la configuración geométrica

ν=μ/ρ es la viscosidad cinemática tiene la unidad de m<sup>2</sup>/s

# Capítulo 3

## Metodología

### 3.1 Metodología experimental

El secador solar de tipo indirecto trabaja mediante convección forzada ya que en la entrada de este se encuentran dos ventiladores de un diámetro de 12 cm cada uno, que operan a una velocidad aproximada de 1.4 m/s.

El captador solar está compuesto por un arreglo de 16 tubos de 150 cm de largo y diámetro externo de 2.66 cm y una cédula de 0.01 cm.

La cámara de secado presenta dimensiones de 136 cm de largo en la parte frontal, 101 cm de ancho y 45.5 cm de fondo. En la parte posterior se encuentra un orificio de salida de flujo de aire con diámetro de 2.54 cm. El interior de la cámara de secado tiene una capacidad de almacenamiento de 15 charolas donde se depositan los productos a deshidratar las cuales tienen una dimensión de 89 cm de largo por 41.5 cm de ancho.

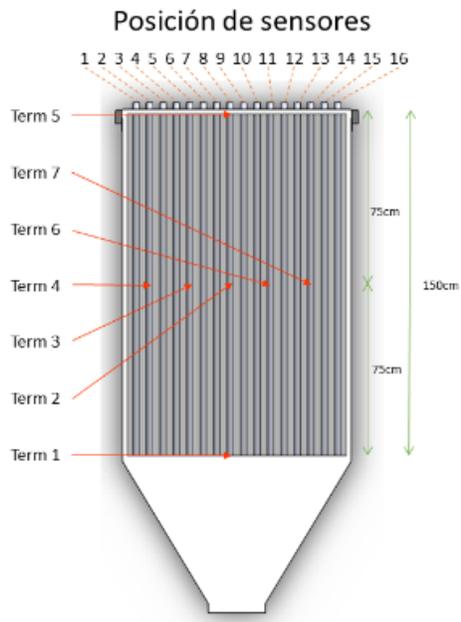
Se realizaron pruebas experimentales en el equipo (sin producto en la cámara de secado) donde se monitorearon variables de interés tales como: velocidad de flujo de aire en la entrada del secador, temperatura de entrada, temperatura en la superficie de los tubos de cobre del colector solar, temperatura dentro de la cámara de secado, así como velocidad de flujo de aire a la salida del secador.

Las pruebas experimentales fueron realizadas el día 14 de octubre de 2022 de 12:30 a 13:30 horas, en intervalos de 10 minutos entre cada medición. Los

resultados de las pruebas experimentales realizadas se muestran en el apéndice A.

El equipo se instrumentó para medir velocidad, temperatura y humedad. Para realizar las mediciones de velocidad y temperatura a la entrada se utilizaron anemómetros digitales con sensor de temperatura. Así mismo para la medición de la velocidad a la salida del secador se utilizó un anemómetro digital.

Por otro lado, para medir la temperatura en los tubos de cobre del secador solar se colocaron termopares tipo k, mientras que en la cámara de secado se colocaron sensores HT22 para medir temperatura y humedad dentro de la misma. En la figura 3.1 se muestra la ubicación de los termopares del colector solar, en la figura 3.2 la ubicación de los anemómetros en la entrada del colector solar mientras que en la figura 3.3 la ubicación del anemómetro del secador solar, finalmente en la figura 3.4 se muestran los sensores utilizados dentro de la cámara de secado. Mientras que en la tabla 3.1, se muestran las características de los instrumentos de medición utilizados.



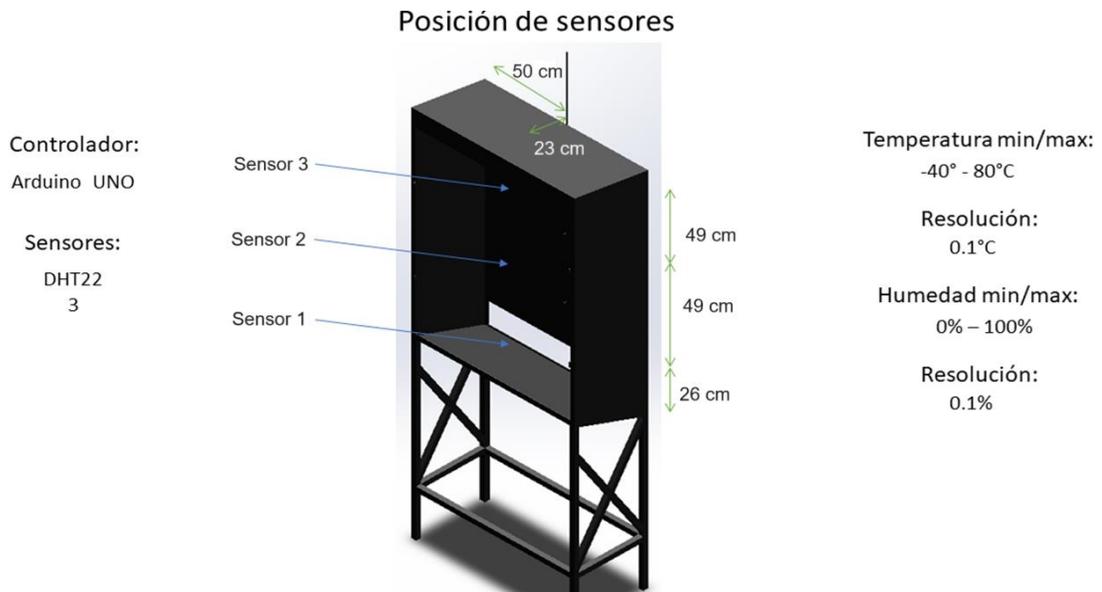
**Figura 3.1** Ubicación de termopares en colector solar



**Figura 3.2** Ubicación de anemómetros entrada del colector solar



**Figura 3.3** Ubicación del anemómetro a la salida del secador



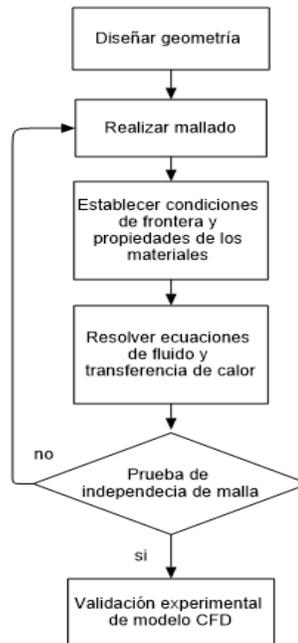
**Figura 3.4. Posición de sensores en cámara de secado**

**Tabla 3.1 Características de instrumentos de medición utilizados**

<b>Instrumento de medición</b>	<b>Propósito</b>	<b>Unidades</b>	<b>Porcentaje de error</b>
Termopares tipo k	Medir temperatura en colector solar	°C	±0.5 a 2 °C
Sensor HT22	Medir temperatura en cámara de secado	°C	±0.5 a 1 °C
Anemómetro digital	Medir velocidad y temperatura a la entrada del secador	°C, m/s	Error de medición de hasta el 10 %.
Anemómetro digital	Medir velocidad de salida	m/s	Error de medición de hasta el 10 %.

## 3.2 Metodología CFD

De acuerdo con (Benhamza et al., 2021) el procedimiento para realizar una simulación numérica es el indicado en la figura 3.5.

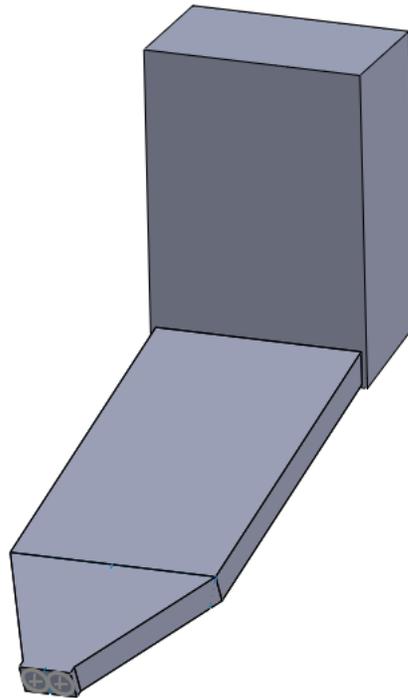


**Figura 3.5. Procedimiento simulación numérica**

### 3.2.1 Pre-procesamiento

- Geometría CAD

Se diseñó la geometría del secador solar descrito, mediante “Dibujo Asistido por Computadora” (CAD), utilizando las dimensiones reales del mismo. La geometría realizada se muestra en la figura 3.6.



**Figura 3.6. Geometría CAD del secador solar**

- **Mallado**

Se realizó la discretización con un mallado no estructurado mediante Ansys-Workbench utilizando ICEM.

Se realizaron tres diferentes casos de estudio de mallados refinando la zona de la cámara de secado. La tabla 3.2 presenta los tamaños de elementos en la cámara de secado para cada tipo de mallado.

**Tabla 3.2 Tamaño del elemento en la cámara de secado**

<b>Tipo de mallado</b>	<b>Tamaño del elemento cámara de secado (m)</b>
Burdo	0.130
Medio	0.095
Fino	0.070

Para la elección del tamaño de malla adecuado para la simulación numérica, se debe realizar un análisis de independencia de malla, llamada índice de convergencia de malla (GCI) por sus siglas en inglés, para evaluar el porcentaje de error en la solución, dicho análisis se realiza mediante la ecuación 3.1 (Galindo-Luna et al., 2017):

$$GCI = \frac{3|\varepsilon|}{r^{P-1}} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde:

$\varepsilon$ =Diferencia relativa entre los resultados de una variable medida

$r$ =relación entre el tamaño de los elementos de la malla

$P$ =es el orden del método usado.

$$\varepsilon = \frac{f_2 - f_1}{f_1} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$f_2$ =Temperatura de la malla gruesa

$f_1$ =Temperatura de la malla fina

$$r = \frac{h_2}{h_1} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$h_1$ =Número de elementos de la malla gruesa

$h_2$ =Número de elementos de la malla fina

De acuerdo a la teoría, para considerar que se cumple la independencia de la malla usando el GCI, el valor debe ser menor al 10 %.

### 3.2.2 Procesamiento

El secador solar se encuentra instalado en la Escuela de Estudios Superiores de Yecapixtla, por lo cual se establecieron las coordenadas y zona horaria de la zona. Así mismo se indicó fecha y hora en las que se llevaron a cabo las pruebas experimentales.

Se utilizó el modelo de radiación solar Surface to Surface y la calculadora solar de Ansys Fluent, los datos registrados se muestran en la tabla 3.3. Se ejecutaron 25 simulaciones en estado estacionario, modificando entre cada una el horario de la calculadora solar en intervalos de 10 minutos de 09:30 h a 13:30 h.

**Tabla 3.3 Datos de la calculadora solar de Ansys Fluent**

<b>Ubicación</b>	<b>Escuela de Estudios Superiores de Yecapixtla</b>
Latitud	18.852814
Longitud	-98.869675
Zona horaria	-6 GTM
Fecha	14 de octubre de 2023
Hora	09:30 a 13:30 h (en intervalos de 10 minutos)

En la tabla 3.4, se muestran las propiedades de los materiales utilizados en la simulación.

**Tabla 3.4 Propiedades de los materiales**

<b>Material</b>	<b>Densidad (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Capacidad calorífica (J/kgK)</b>	<b>Conductividad térmica (W/mK)</b>
Acrílico	1180	2160	0.19
Aluminio	2719	871	202.4
Cobre	8978	381	387.6
Acero Inoxidable	7850	460	15

- **Modelo de turbulencia**

De acuerdo con la literatura el análisis numérico de secadores solares se realiza utilizando el modelo de turbulencia k-epsilon RNG, por lo cual en la presente investigación se utilizó este tipo de modelo. Estudios anteriores han empleado diferentes versiones del modelo RNG k-epsilon para simular una variedad de secadores solares, y los resultados obtenidos sugirieron que este método de modelado de turbulencia RNG k-epsilon fue efectivo (Afshari et al., 2021; Benhamza et al., 2021; Çiftçi et al., 2021; Güler et al., 2020).

- **Condiciones de frontera**

Las condiciones de frontera utilizadas se muestran en las tablas 3.5 y 3.6. Mientras que en la tabla 3.7, se muestran los horarios, velocidad de entrada, temperatura de entrada y salida del secador. Estos datos experimentales fueron utilizados para realizar las simulaciones numéricas.

**Tabla 3.5 Condiciones de frontera**

Parte del secador	Tipo de condición de frontera	Condición térmica
Cámara de secado		
Carcaza Acrílico	Pared	Acoplamiento del sistema
Tubos		
Entrada tubos	Interior	N/A

**Tabla 3.6 Condiciones de frontera a la entrada y salida del secador**

<b>Condiciones de frontera entrada y salida del secador</b>	<b>Entrada</b>	<b>Salida</b>
Tipo de condición de frontera	Entrada de velocidad	Salida de ventilación
Intensidad de turbulencia (%)	5.00	5.00
Diámetro hidráulico (m)	0.12	0.0254

**Tabla 3.7 Datos experimentales utilizados en las condiciones de frontera**

Hora (h)	Velocidad de entrada (m/s)	Temperatura de entrada (K)	Temperatura de salida (K)
09:30	1.30	296.85	305.75
09:40	1.60	297.25	306.65
09:50	1.30	298.15	308.05
10:00	1.70	298.15	309.35
10:10	1.50	298.35	311.25
10:20	1.60	298.95	310.85
10:30	1.70	299.35	313.15
10:40	1.10	299.85	314.25
10:50	1.40	299.75	315.75
11:00	1.20	299.15	317.35
11:10	1.20	299.15	317.85
11:20	1.50	299.35	315.65
11:30	1.70	298.85	315.25
11:40	1.40	299.65	316.35
11:50	1.40	299.85	316.55
12:00	1.40	299.95	316.45
12:10	1.10	300.35	317.25
12:20	1.30	300.45	318.15
12:30	1.30	300.95	319.15
12:40	1.60	300.95	319.65
12:50	1.10	301.15	319.85
13:00	1.30	301.15	320.05
13:10	1.60	301.95	320.35
13:20	1.30	301.45	319.95
13:30	1.10	301.35	319.95

- **Post-Procesamiento**

Se establecieron 4000 iteraciones en la simulación, esto debido a que se observó que después de este número de iteración, se estabilizaron los residuales y con lo que se infiere que se alcanzaron las condiciones de conservación, se indicó una convergencia de  $1 \times 10^{-6}$  para la energía y  $1 \times 10^{-3}$  para velocidad, momentum y turbulencia.

### 3.3 Propuestas de mejora en el secador solar

Para aumentar la temperatura dentro de la cámara de secado se sugieren las siguientes propuestas, con las mismas condiciones de frontera establecidas en el secador solar:

1. Colocar un recubrimiento de óxido de níquel en los tubos de cobre, esto modifica las propiedades del material incrementando los valores de emisividad y absorptividad. Al realizar estas modificaciones se pretende aumentar la temperatura en la tubería de cobre con lo cual se incrementará la temperatura dentro de la cámara de secado.
2. Modificar el tamaño de la cámara de secado, para así aumentar la temperatura dentro de la misma.

Para el caso de la mejora propuesta número dos al modificar el tamaño de la cámara de secado, se modificó el número de nodos de la malla. Se modificó la longitud de la cámara de secado disminuyéndolo a 100 cm, 80 cm y 50 cm.

# Capítulo 4

## Resultados y discusión

Se llevaron a cabo 25 simulaciones en condiciones estacionarias, manteniendo el mismo conjunto de condiciones de frontera y variando exclusivamente los datos experimentales en cada periodo de tiempo medido. Se examinaron los resultados utilizando la herramienta "CFD-Post" de Ansys Fluent, donde se observaron los perfiles de temperatura. El propósito fue analizar la temperatura en los tubos de cobre del colector solar, así como la temperatura dentro de la cámara de secado.

### 4.1 Convergencia de malla

Para seleccionar el mallado adecuado para llevar a cabo la validación del modelo, se realizó el análisis de independencia de malla, utilizando la ecuación 3.1, indicada en el capítulo 3.

Se realizó una simulación estacionaria en el horario de 13:30 h para las diferentes mallas utilizando como parámetro el tamaño del elemento en la cámara de secado y la temperatura en la cámara de secado, con estos datos se realizó el análisis GCI. En la tabla 8, se muestran los resultados obtenidos.

**Tabla 4.1 Análisis de GCI**

Número de malla	Tamaño del elemento (m)	Temperatura en cámara de secado (K)	GCI (%)
1	0.130	320.924	N/A
2	0.095	318.323	2.809
3	0.070	317.422	1.012

De acuerdo con la teoría el valor de GCI debe ser menor al 10 % (Galindo-Luna et al., 2017) y en cada una de las geometrías, de acuerdo con el estudio realizado, se observa que se cumple en el análisis GCI. Por lo que para realizar la validación de los datos experimentales se optó por utilizar la malla número 3, la cual tiene un mallado fino y un GCI de menor valor.

## 4.2 Cálculos de transferencia de calor

Los cálculos de transferencia de calor se llevaron a cabo utilizando la temperatura y la velocidad del aire que se obtuvieron en las pruebas experimentales, para realizar los mismos se empleó la metodología utilizada por (Magadán, 2017).

Para el cálculo de propiedades de aire se utilizaron tablas termodinámicas la cual se presenta en la tabla 4.2, ya que la temperatura del fluido no estaba disponible en las tablas termodinámicas, estas fueron obtenidas mediante interpolación utilizando la ecuación número 4.1.

$$f(x) = f(x_0) + \left[ \frac{f(x_1) - f(x_0)}{(x_1 - x_0) \cdot (x_1 - x_0)} \right] \quad \text{Ecuación 4.1}$$

**Tabla 4.2. Propiedades del aire a presión de 1 atm (Cimbala & Cengel, 2001)**

T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg°C)	$\kappa$ (W/m°C)	$\mu$ (kg/m.s)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr(--)
35	1.145	1007	0.02588	1.872E-05	1.608E-05	0.7282
40	1.127	1007	0.02625	1.895E-05	1.655E-05	0.7268
45	1.109	1007	0.02663	1.918E-05	1.702E-05	0.7255
50	1.092	1007	0.02699	1.941E-05	1.750E-05	0.7241
60	1.059	1007	0.02735	1.963E-05	1.798E-05	0.7228

Con el valor de la temperatura de entrada entre cada intervalo de tiempo medido, se obtuvieron los datos de densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad dinámica, viscosidad cinemática y número de Prandtl.

Usando la velocidad medida con un anemómetro digital, es posible efectuar el cálculo del caudal másico  $\dot{m}_m$ .

$$\dot{m}_m = v \cdot \rho \cdot A_T \tag{Ecuación 4.2}$$

Mientras que el flujo volumétrico se calcula de la siguiente forma:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_m}{\rho} \tag{Ecuación 4.3}$$

El diámetro hidráulico se define de manera que se define al diámetro estándar D en el caso de tuberías circulares (Cimbala & Cengel, 2001):

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4\pi D^2}{4\pi D} = D \tag{Ecuación 4.4}$$

Al realizar el cálculo del diámetro hidráulico, este se reemplaza en vez del diámetro convencional, y se emplea para calcular el número de Reynolds.

$$Re = \frac{vD_h}{\nu} \tag{Ecuación 4.5}$$

El cálculo del número de Nusselt (Nu) se realiza utilizando las correlaciones empíricas de Zukauskas para el arreglo de tubos y el número de Reynolds previamente calculado, continuando con la determinación de los valores restantes.

$$Nu = 0.27Re_b^{0.63}Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Para llevar a cabo el cálculo de esta correlación del número de Nusselt, es necesario encontrar la relación del número de Prandtl dividiendo el número de Pr promedio entre el número de Pr con relación a las temperaturas de la pared.

$$RelPr = \frac{Pr_b}{Pr_w} \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Se determino el número de Prandtl  $Pr_b$  o  $Pr_{Tprom}$  se determinó con las propiedades de temperatura promedio del aire obtenido.

$$Pr_{Tprom} = \frac{\mu \cdot C_p}{\kappa} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido.

El número de Prandtl  $Pr_w$  evaluado en la temperatura de la superficie de un tubo de acuerdo con la temperatura obtenida promedio de los termopares del colector solar fue calculado a partir de tablas de propiedades físicas del aire mostrados en la tabla 4.3 (Kakaç et al., 2020).

**Tabla 4.3 Número de  $Pr_w$  del aire seco a 1 atm de presión**

T(°C)	Pr
20	0.713
40	0.711
60	0.709

Posteriormente con esos valores se puede calcular la relación del número de Prandtl para obtener el número de Nusselt con la ecuación 4.9.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor  $h$ , se determina con la definición del número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu_{zukauskas} \cdot \kappa}{D_h} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

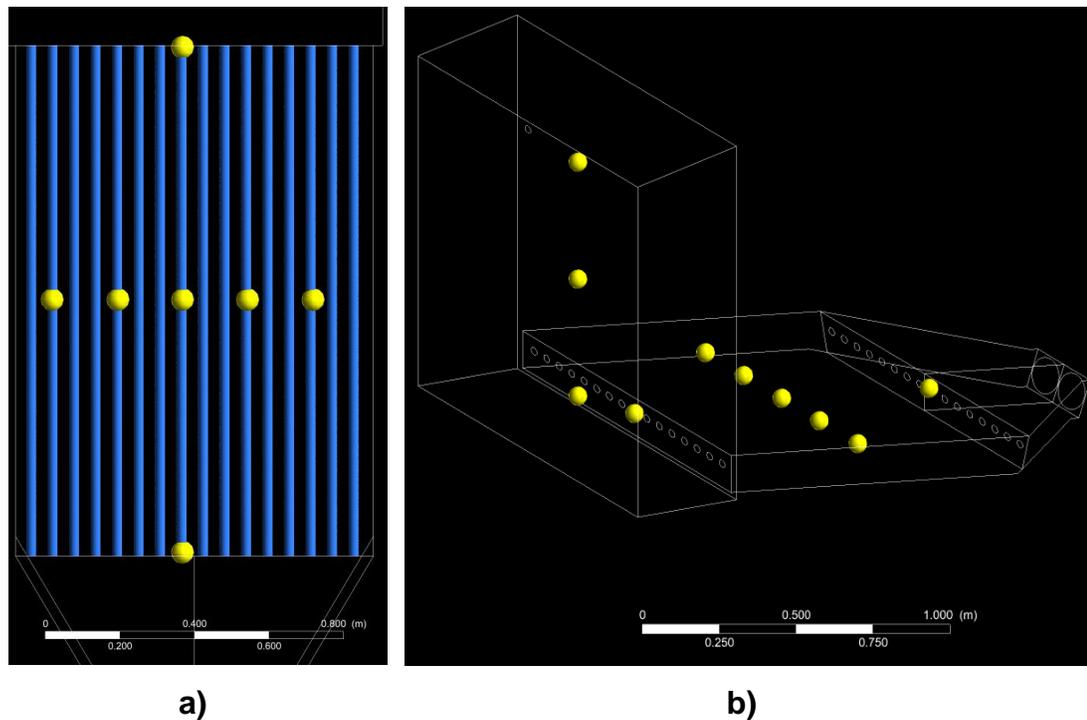
La tasa de transferencia de calor se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$Q = hA_{total}(T_w - T_f) \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Los cálculos de transferencia de calor realizados se muestran en el apéndice B.

### 4.3 Análisis de temperatura

En las figuras 3.1 y 3.2, se muestra la ubicación de los termopares de la tubería de cobre del secador solar, así como los sensores de temperatura dentro de la cámara de secado. Estos puntos de medición fueron colocados en el modelo obtenido en la herramienta CFD de acuerdo con la ubicación real de estos puntos, los cuales están indicados en la figura 4.1.



**Figura 4.1** Puntos de medición de temperatura en a) tubería de cobre y b) cámara de secado

En las figuras 4.2 a 4.4 se muestra una vista lateral del secador solar donde se pueden observar los contornos de temperatura del modelo del secador solar.

En los contornos de temperaturas mostrados se muestra que el aire entre frío al secador solar y conforme sigue su trayectoria a través de la tubería de cobre este va incrementando su temperatura hasta llegar a la cámara de secado.

Además, se visualiza que se alcanza una mayor temperatura en el secador solar a las 13:30 h comparado con las 09:30 h.

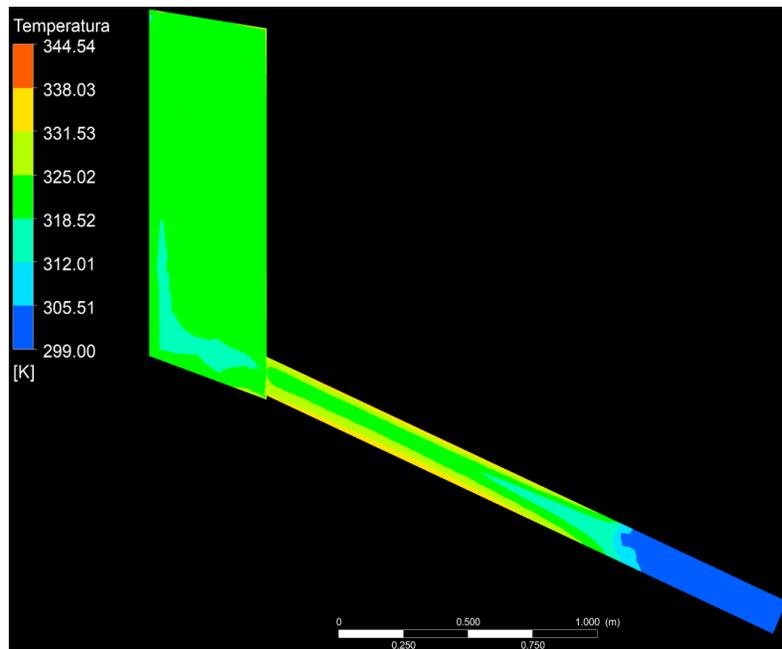


Figura 4.2 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 09:30 h

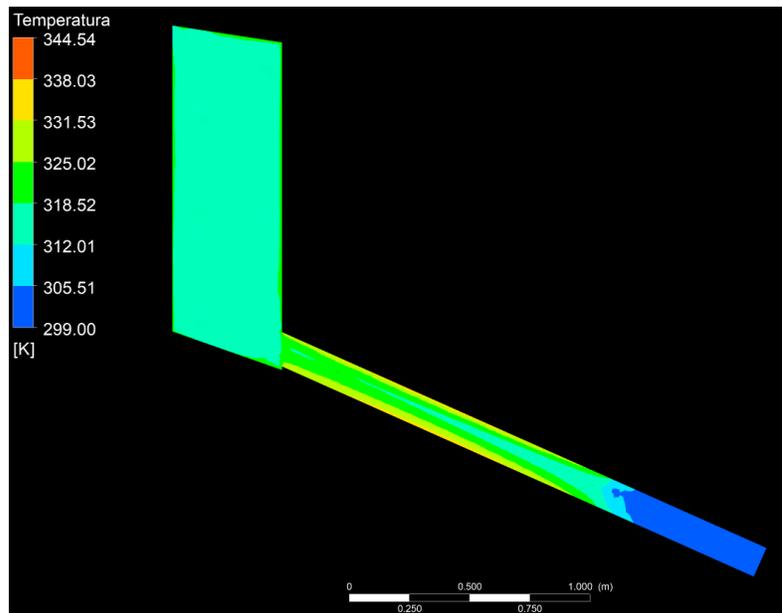
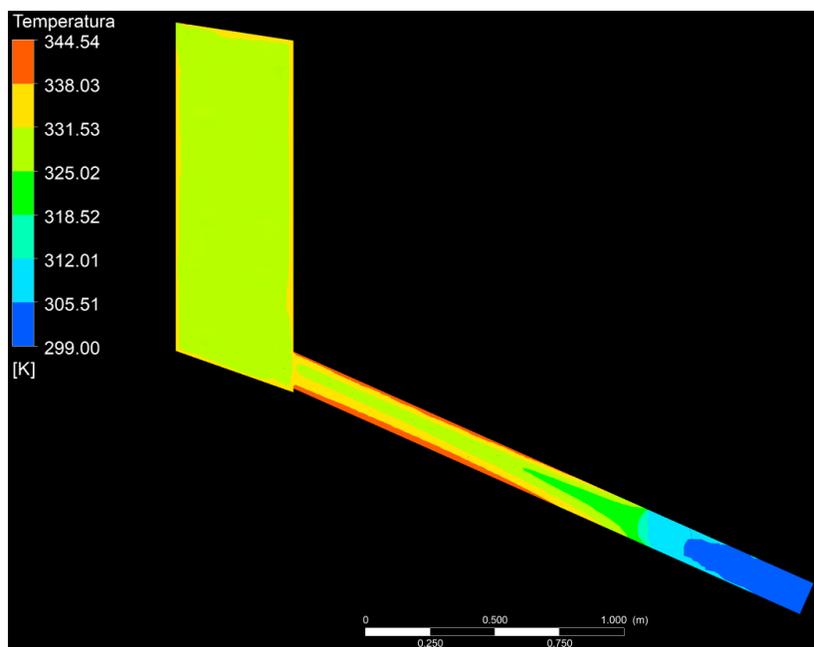


Figura 4.3 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 11:30



**Figura 4.4 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 13:30 h**

Las velocidades de entrada de secador a las 09:30 h, 11.30 h y 13:30h fueron de 1.30 m/s, 1.70 m/s y 1.10 m/s respectivamente, lo cual se ilustra en las figuras 4.5 a 4.7 donde se muestran los vectores de velocidad y líneas de corriente dentro de la cámara de secado. Al comparar estos datos, se observa que a una menor velocidad se obtiene una mayor temperatura y viceversa a mayor velocidad menor temperatura.

Esto se debe a que existe un flujo más lento en la tubería lo que provoca que el aire caliente este en contacto por más tiempo con las paredes de los tubos del colector solar lo que provoca una mayor temperatura.

Por este motivo a las 11:30 h al existir una mayor velocidad comparado con las 09:30 h se observa una menor temperatura en la tubería y cámara del secador solar.

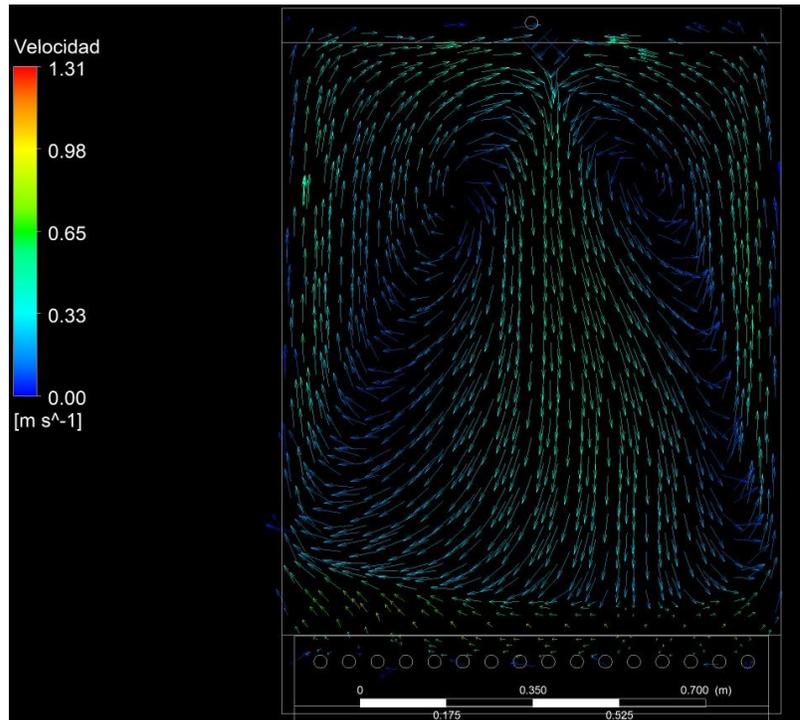


Figura 4.5 Vectores de velocidad cámara de secado 09:30 h

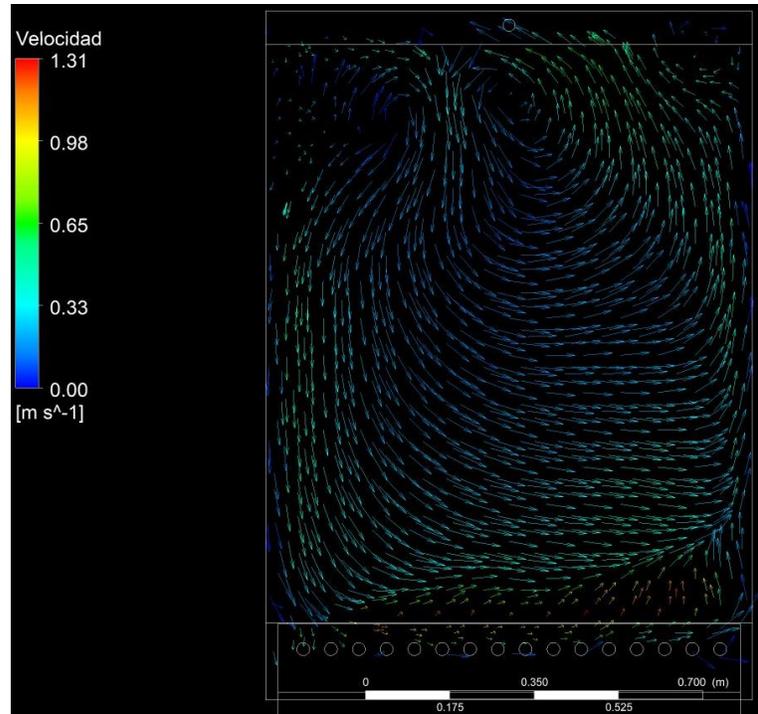
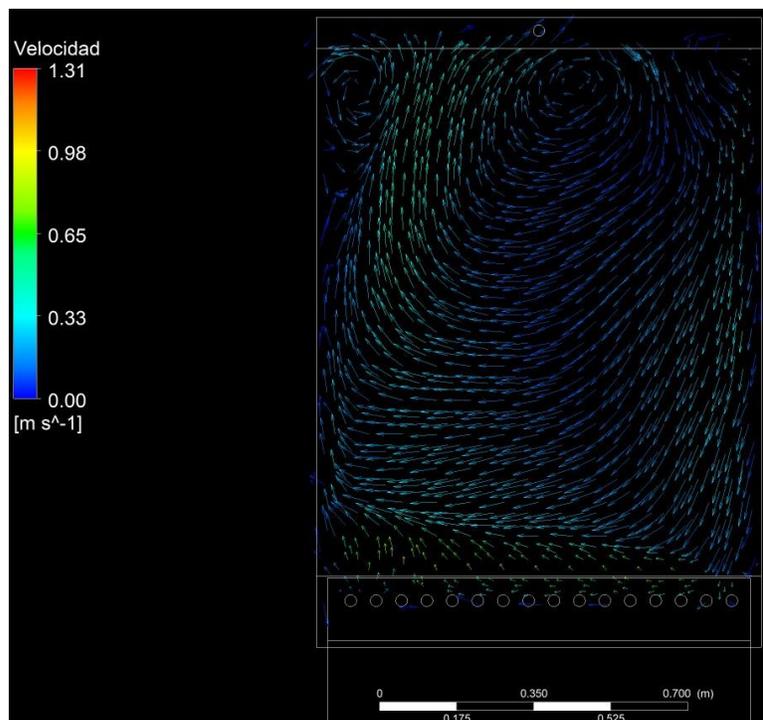


Figura 4.6 Vectores de velocidad cámara de secado 11:30 h

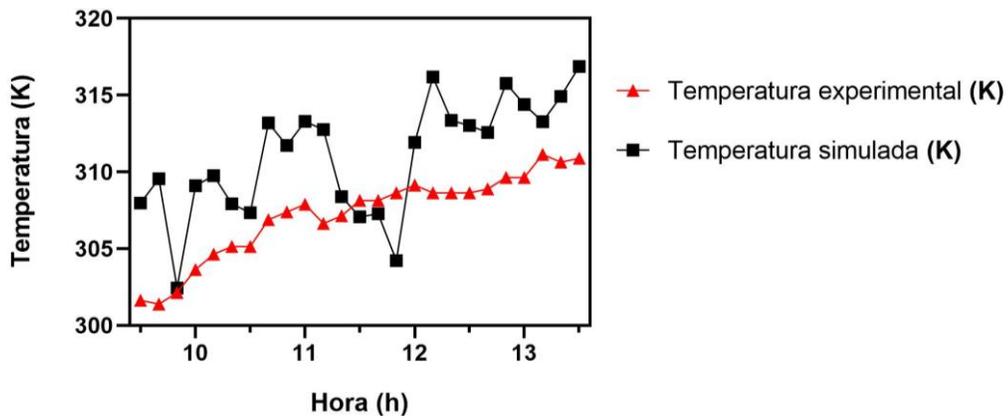


**Figura 4.7 Vectores de velocidad cámara de secado 13:30 h**

En las figuras 4.8 a 5.1 se ilustra la comparación de las temperaturas experimentales contra las simuladas de los termopares 1, 2 y 5 respectivamente.

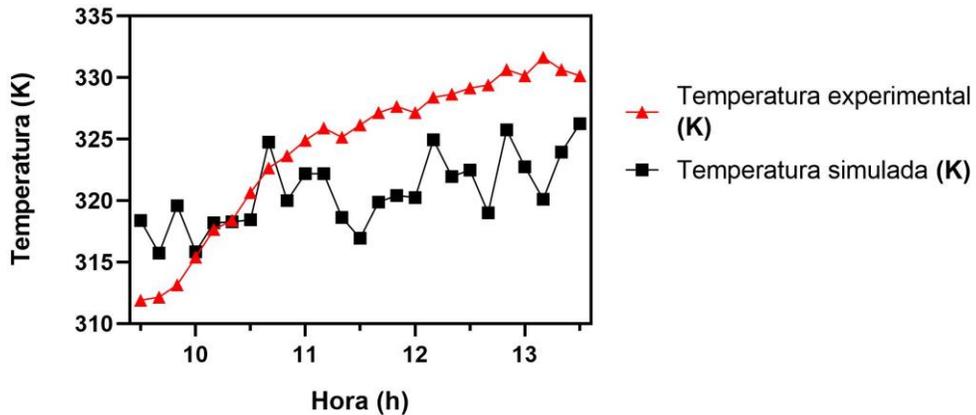
En mencionadas figuras se observa que la tendencia de temperatura va en aumento conforme pasa el tiempo, es decir, a las 09:30 h (hora de inicio de la medición) se tiene una menor temperatura comparada a las 01:30 h (hora final de la medición). Mientras que para la temperatura simulada esta tendencia varía entre los distintos horarios, este comportamiento se debe a que las simulaciones fueron realizadas en estado estacionario, por lo cual solo se tiene un resultado en ese instante de tiempo, sin tener en cuenta el incremento de temperatura que ocurre conforme pasa el tiempo de medición ya que hay una acumulación de calor, lo cual no ocurre en estado estacionario.

En las temperaturas experimentales y simuladas de la tubería de cobre del colector solar se observa que en el termopar 1 la temperatura es menor en la entrada del colector solar comparada con la temperatura de los demás termopares.



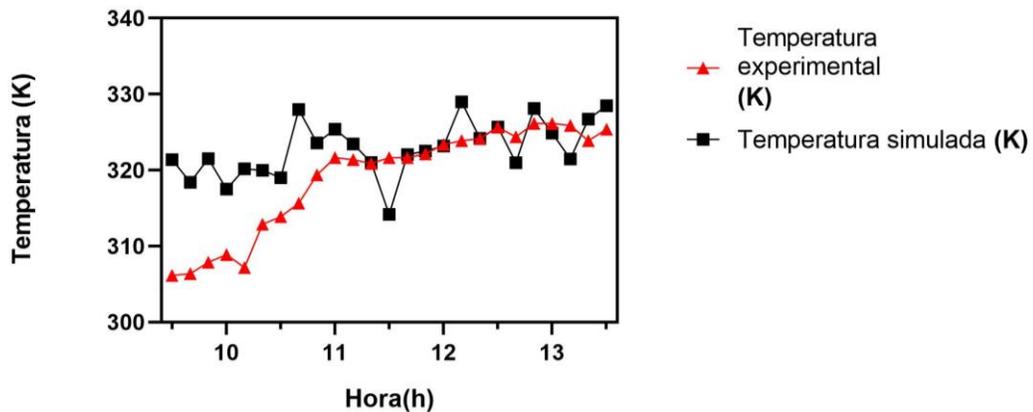
**Figura 4.8 Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 1 de la tubería del colector solar**

Las temperaturas de los termopares 2, 3, 4 y 6 se observa una temperatura similar entre cada uno de ellos teniendo diferencias de temperatura menor a 1. En la figura 4.9 se observa el comportamiento de la temperatura experimental y simulada en el punto medio de la tubería de cobre del secador solar (termopar número 5).



**Figura 4.9 Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 2 de la tubería del colector solar**

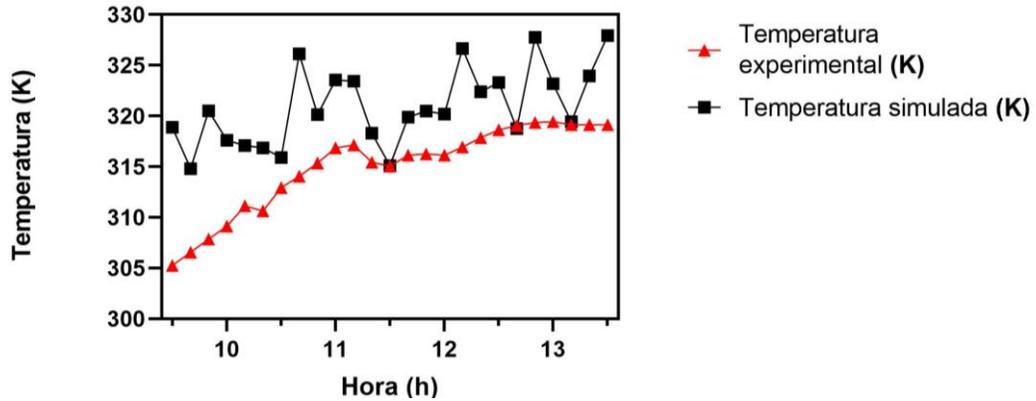
En la figura 4.10 se observa que existe una mayor diferencia entre la temperatura experimental y simulada del termopar número 5 el cual se encuentra ubicado la salida del colector solar, esto se debe a un posible error de medición o calibración en este termopar, ya que por su posición debería tener una mayor temperatura, ya que el aire al pasar por el colector solar se calienta hasta llegar a la cámara de secado.



**Figura 4.10 Comparación de temperatura experimental y simulada del termopar 5 de la tubería del colector solar**

Las temperaturas experimentales dentro de la cámara de secado tienen un valor similar en las tres posiciones donde se midió la temperatura, este

comportamiento también se presenta en las temperaturas simuladas, tal como lo indica la figura 4.11 la cual presenta la comparación de temperatura experimental y simulada del sensor 1 de la cámara de secado



**Figura 4.11 Comparación de temperatura experimental y simulada del sensor 1 de la cámara de secado**

Para validar la simulación numérica realizada, se utilizó el método del error relativo como indicador para ilustrar la diferencia entre los valores experimentales contra los simulados mostrados en las figuras 4.9 a 4.11 (Iranmanesh, Hadi, & Saleh, 2020):

$$Er(\%) = \frac{|V_{exp} - V_{sim}|}{V_{exp}} \cdot 100 \quad \text{Ecuación 4.11}$$

Donde:

$V_{exp}$ =Valor experimental

$V_{sim}$ =Valor simulado

En el apéndice C se observan los resultados de las temperaturas obtenidas mediante la simulación, así como el error relativo porcentual entre cada intervalo de medición de 09:30 h a 13:30 h.

En la tabla 4.4 se observa la comparación de las temperaturas experimentales y simuladas de los 7 termopares colocados en la tubería del colector solar.

**Tabla 4.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada de tubería de cobre**

Número de termopar	Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada (K)	$E_r$ (%)
1	09:30	301.65	307.98	2.10
	11:30	308.15	307.07	0.35
	13:30	310.90	316.87	1.92
2	09:30	311.90	318.38	2.08
	11:30	326.15	316.95	2.82
	13:30	330.15	326.25	1.18
3	09:30	311.40	318.23	2.19
	11:30	325.15	316.84	2.56
	13:30	330.90	326.01	1.48
4	09:30	311.15	319.33	2.63
	11:30	325.15	317.83	2.25
	13:30	328.15	327.01	0.35
5	09:30	306.15	321.40	4.98
	11:30	321.65	314.20	2.32
	13:30	325.40	328.47	0.94
6	09:30	310.40	318.72	2.68
	11:30	325.40	317.21	2.52
	13:30	331.40	326.08	1.61
7	09:30	313.90	319.58	1.81
	11:30	330.15	317.78	3.75
	13:30	337.40	327.42	2.96

En la tabla 4.5 se muestra la comparación de las temperaturas de los sensores ubicados en la cámara de secado. Al inicio de la medición 09:30 h, en el intervalo medio de la medición 11:30 h y al final de la medición 13:30 h.

**Tabla 4.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en los sensores de la cámara de secado**

Número de sensor	Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada (K)	$E_r$ (%)
1	09:30	305.25	318.88	4.46
	11:30	315.05	315.10	0.02
	13:30	319.15	327.95	2.76
2	09:30	305.65	318.68	4.26
	11:30	315.65	315.09	0.18
	13:30	319.25	328.02	2.75
3	09:30	305.75	318.70	4.24
	11:30	315.25	315.35	0.03
	13:30	319.95	328.44	2.65

De la tabla 4.4 y 4.5 se observa que se obtuvieron errores menores al 5 % para los datos simulados en los tubos y cámara de secado.

Estos datos obtenidos fueron comparados con estudios previos similares de secadores solares de tipo indirecto realizados por (Afshari et al., 2021; Daş et al., 2021; Güler et al., 2020):

(Afshari et al., 2021) llevo a cabo una evaluación experimental y numérica de un secador solar indirecto compacto con sistema de deshumidificación, sus resultados indicaron una desviación máxima del 6.5 % entre la temperatura experimental y simulada.

(Daş et al., 2021) realizó el estudio de transferencia de calor y masa en el proceso de secado de un secador solar indirecto en el cual obtuvo un promedio del error de 5.34% en la temperatura de la cámara de secado.

(Güler et al., 2020) ejecuto un análisis de un secador solar indirecto de manera experimental y numérica, los resultados mostraron una discrepancia máxima

del 10% entre la temperatura obtenida experimentalmente y la simulada en la cámara de secado.

Con los datos obtenidos de las simulaciones numéricas se validó el modelo del secador solar, ya que las temperaturas obtenidas numéricas se encontraron cerca de las adquiridas experimentalmente. Además, que de acuerdo a estudios previos realizados por distintos investigadores se observa que se puede tener hasta una discrepancia máxima del 10 % entre valores experimentales y teóricos.

Una vez realizada la validación del modelo se procedió a realizar modificaciones en el mismo para mejorar la temperatura dentro de la cámara de secado.

#### 4.4 Resultados de propuestas de mejora en el secador solar

##### 4.4.1 Recubrimiento de óxido de níquel a la tubería de cobre

Se realizó una simulación a las 12:30 h considerando, el mismo tipo de condiciones de frontera, cambiando los valores de emisividad y absorptividad donde se obtuvieron los siguientes resultados indicados en la tabla 4.6 y 4.7:

**Tabla 4.6 Comparación de temperatura obtenida con y sin recubrimiento de níquel en tuberías de cobre del colector solar**

Número de termopar	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada sin recubrimiento de níquel (K)	Temperatura simulada con recubrimiento de níquel (K)
1	308.650	313.03	313.90
2	329.150	322.49	322.26
3	327.900	322.46	322.07
4	328.400	323.47	323.39
5	325.650	325.67	325.11
6	330.150	322.52	322.21
7	335.400	323.53	323.02

**Tabla 4.7 Comparación de temperatura obtenida con y sin recubrimiento de níquel en sensores de la cámara de secado**

Número de sensor cámara de secado	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada sin recubrimiento de níquel (K)	Temperatura simulada con recubrimiento de níquel (K)
1	318.65	323.31	320.44
2	318.75	323.57	320.37
3	319.15	322.95	320.25

De acuerdo con los resultados mostrados, se observa que, al colocar el recubrimiento de níquel a la tubería de cobre, se obtuvo una temperatura menor tanto en los tubos como en la cámara de secado de alrededor 3 grados menos de temperatura, por lo cual no se considera factible realizar esta modificación al secador solar.

## 4.4.2 Modificaciones en el tamaño de la cámara de secado

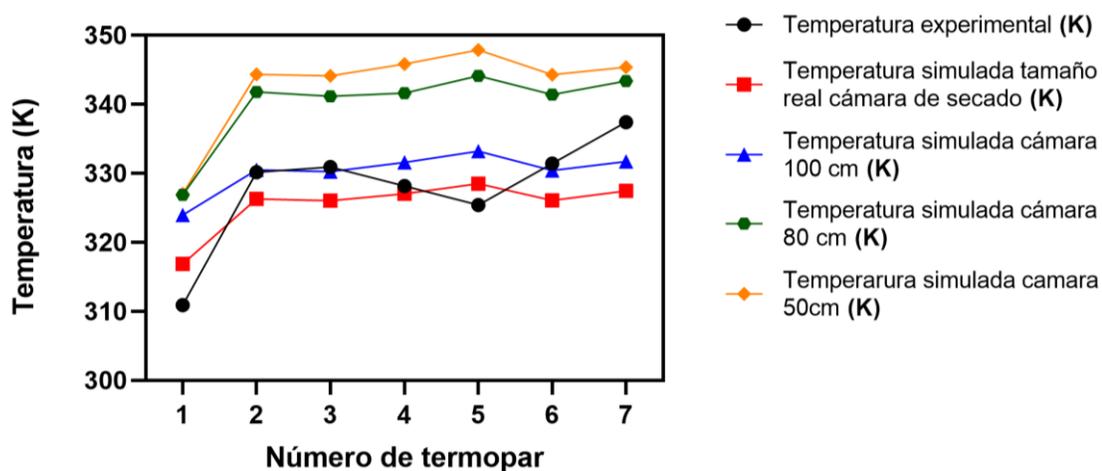
Para incrementar la temperatura de la cámara de secado, se estableció disminuir la longitud de la cámara de secado.

Se empleo el mismo tipo de condiciones de frontera establecidos en la metodología, se cambió la longitud de la cámara de secado disminuyéndola a 100 cm, 80 cm y 50 cm.

Se realizo una prueba inicial a las 13:30 h para cada tamaño de la cámara de secado para identificar el tamaño en el cual se logran la mayor temperatura dentro de la misma, los datos obtenidos se muestran en la figura 4.12 y tabla 4.8, los cuales indican que se tiene una mayor temperatura con un tamaño de 50 cm.

**Tabla 4.8 Resultados de temperatura 13:30 h modificando el tamaño de la cámara de secado**

Número de termopar	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real (K)	Temperatura simulada cámara 100 cm (K)	Temperatura simulada cámara 80 cm (K)	Temperatura simulada cámara 50 cm (K)
1	310.900	316.87	323.95	326.86	327.02
2	330.150	326.25	330.47	341.78	344.31
3	330.900	326.01	330.23	341.14	344.11
4	328.150	327.01	331.57	341.62	345.81
5	325.400	328.47	333.17	344.10	347.86
6	331.400	326.08	330.41	341.40	344.29
7	337.400	327.42	331.69	343.36	345.37



**Figura 4.12 Comparación de temperaturas a diferentes tamaños de la cámara de secado**

Para el cálculo de la temperatura dentro de la cámara de secado se calculo un promedio de temperatura experimental de los tres sensores con los que se realizó la medición, por la disminución de tamaño en la cámara de secado se medio la temperatura simulada en el centro de la cámara de secado, los resultados se presentan en la tabla 4.9 :

**Tabla 4.9 Temperaturas obtenidas dentro de la cámara de secado**

Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real (K)	Temperatura simulada cámara 100 cm (K)	Temperatura simulada cámara 80 cm (K)	Temperatura simulada cámara 50 cm (K)
319.45	328.13	330.43	336.71	342.13

De acuerdo a los resultados mostrado se observa que existe un incremento de la temperatura simulada con el tamaño real de la cámara de secado contra la simulada a un tamaño de 50 cm de aproximadamente 14 grados de temperatura.

Con estos datos se concluye que es factible realizar una disminución en el tamaño de la cámara de secado hasta 50 cm, por lo cual se procedió a realizar las simulaciones con este tamaño en la cámara de secado.

- **Convergencia de Malla**

Para seleccionar el mallado adecuado se realizó el análisis de convergencia de malla.

Se llevo a cabo una simulación estacionaria en el horario de 13:30 h para las diferentes mallas utilizando como parámetro el tamaño de elemento en la cámara de secado y la temperatura en la cámara de secado, con estos datos se realizó el análisis GCI. En la tabla 4.10, se muestran los resultados obtenidos.

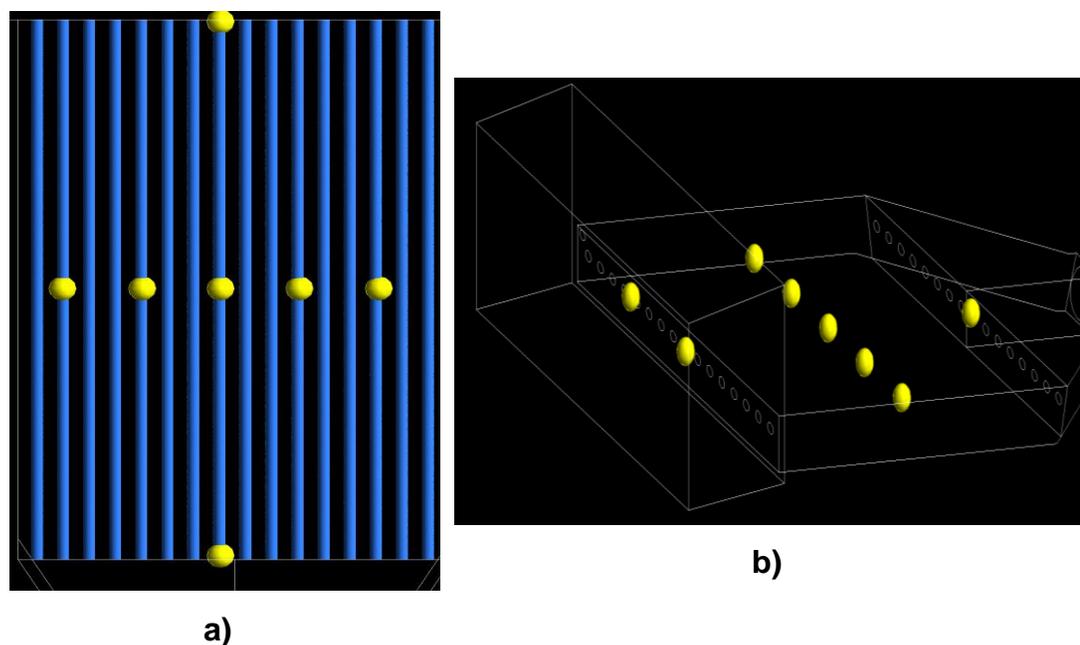
**Tabla 4.10 Análisis GCI de malla tamaño 50 cm**

Número de malla	Tamaño del elemento (m)	Temperatura en cámara de secado (K)	GCI (%)
1	0.101	342.13	0.928
2	0.080	341.50	0.218
3	0.065	341.37	1.003
4	0.050	340.58	N/A

De acuerdo con la teoría el valor de GCI debe ser menor al 10 % y en cada una de las geometrías, se cumple en análisis GCI. Por lo que para realizar la validación de los datos experimentales se optó por utilizar la malla número 2, la cual un GCI de menor valor.

- Análisis de temperatura

Se realizó la comparación de las temperaturas medidas experimentalmente contra las que fueron obtenidas en la simulación de acuerdo con la ubicación de los puntos de medición, los cuales se muestran en la figura 4.13.



**Figura 4.13 Puntos de medición de temperatura en a) tubería de cobre y b) cámara de secado**

En las figuras 4.14 a 4.16 se muestran los contornos de temperatura del modelo del secador solar con el tamaño de la cámara de secado modificada a 50 cm.

Los resultados de temperatura de la modificación al tamaño de la cámara de secado coinciden con los resultados del tamaño real del secador solar, ya que se observa también una mayor temperatura a las 13:30 h con respecto a las 09:30 h, así como una disminución de temperatura a las 11:30 h debido a que en este horario se obtuvo una mayor velocidad de entrada, lo que provocó que el aire atravesara el secador de una manera más rápida, ocasionando que no

incrementara su temperatura en mayor cantidad que a las 09:30 h donde se obtuvo una menor velocidad de entrada al secador solar.

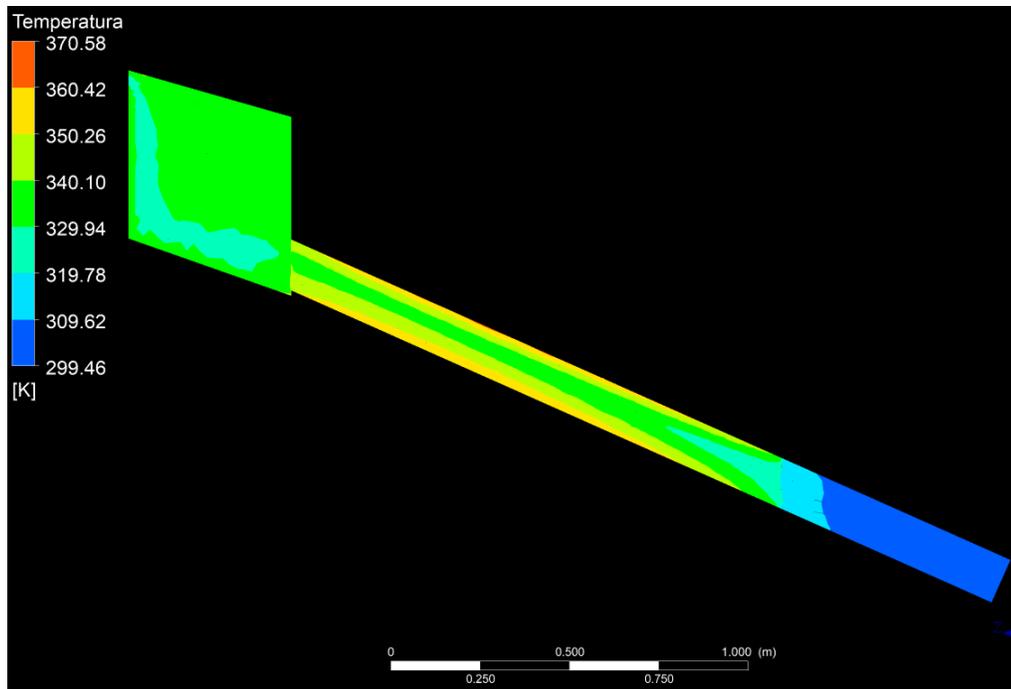


Figura 4.14 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 09:30 h

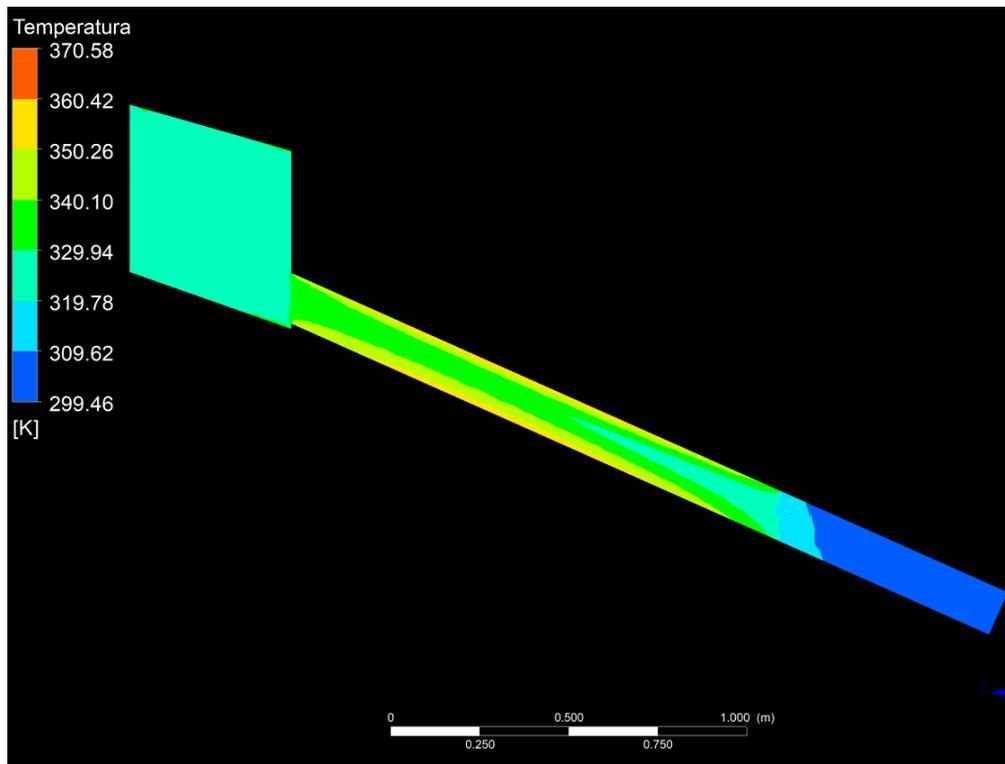


Figura 4.15 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 11:30 h

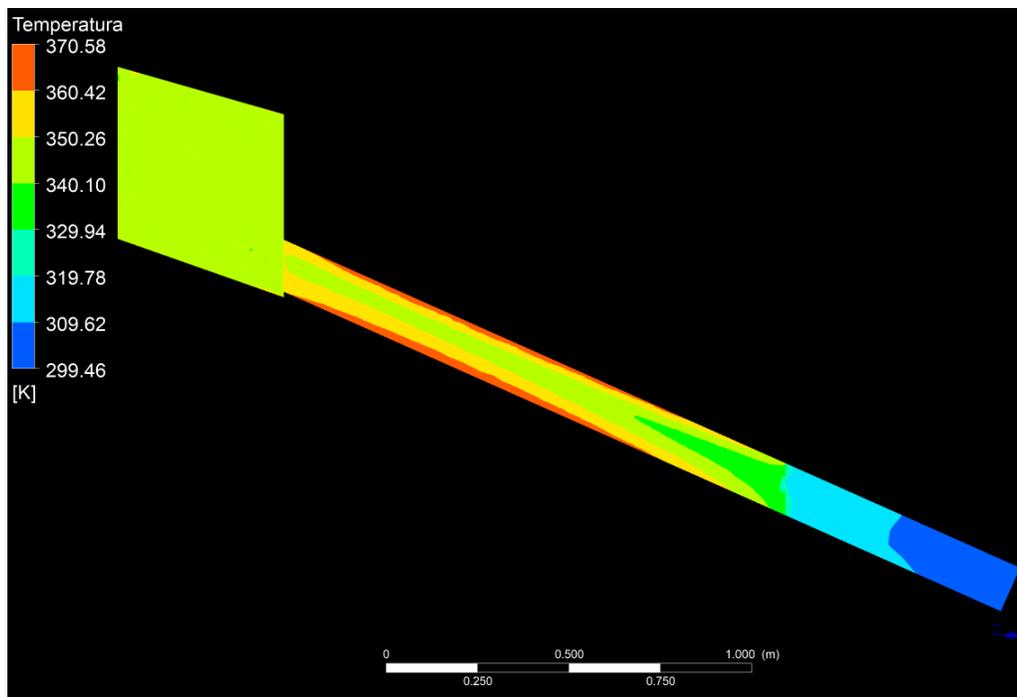


Figura 4.16 Vista lateral del contorno de temperatura del modelo 13:30 h

En las figuras 4.17-4.19 se ilustra la comparación de las temperaturas experimentales, simuladas a un tamaño real y de la modificación a 50 cm de la cámara de secado de los sensores 1, 2, y 5.

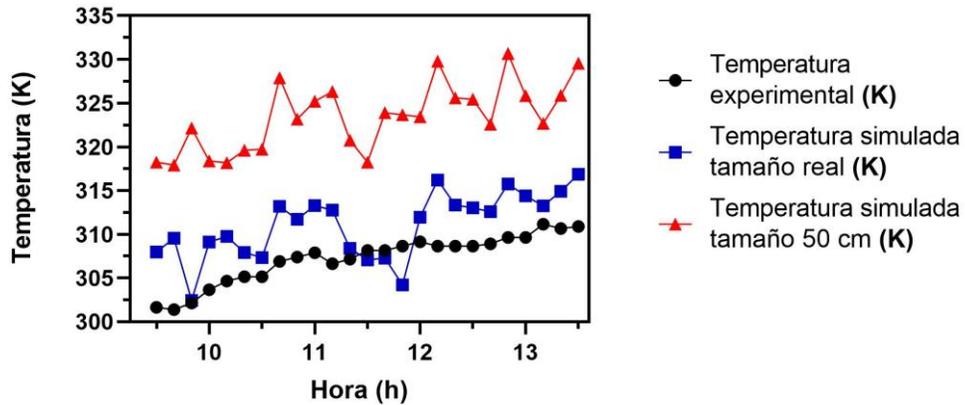


Figura 4.17 Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 1

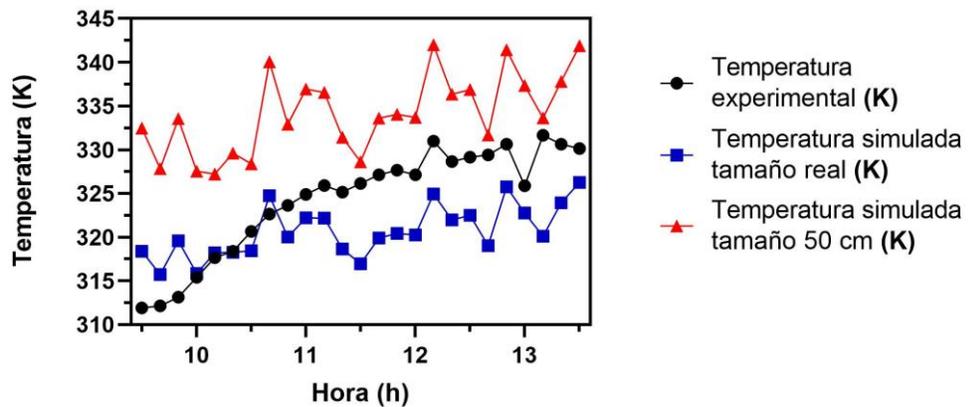
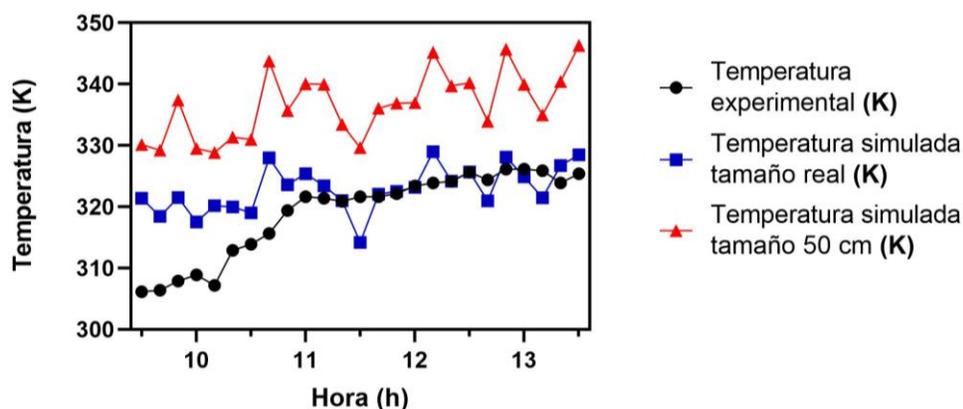


Figura 4.18 Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 2



**Figura 4.19 Comparación de temperaturas experimental, simulada tamaño real y tamaño 50 cm en el termopar 5**

En las tablas 4.11 y 4.12 se muestran el incremento de temperatura simulada con el tamaño real de la cámara de secado y la modificación a 50 cm, de la tubería de cobre y dentro de la cámara de secado.

**Tabla 4.11 Comparativa de temperatura experimental contra simulada de tubería de cobre**

Número de termopar	Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real(K)	Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)	Incremento de temperatura (K)
1	09:30	301.65	307.98	318.24	10.26
	11:30	308.15	307.07	318.25	11.18
	13:30	310.90	316.87	329.55	12.68
2	09:30	311.90	318.38	332.47	14.10
	11:30	326.15	316.95	328.61	11.66
	13:30	330.15	326.25	341.88	15.63
3	09:30	311.40	318.23	332.24	14.01
	11:30	325.15	316.84	329.60	12.76
	13:30	330.90	326.01	341.63	15.62
4	09:30	311.15	319.33	332.88	13.55
	11:30	325.15	317.83	330.25	12.42
	13:30	328.15	327.01	343.06	16.05
5	09:30	306.15	321.40	330.13	8.73
	11:30	321.65	314.20	329.66	15.46
	13:30	325.40	328.47	346.33	17.86
6	09:30	310.40	318.72	333.68	14.96

Número de termopar	Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real(K)	Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)	Incremento de temperatura (K)
7	11:30	325.40	317.21	327.82	10.61
	13:30	331.40	326.08	341.67	15.59
	09:30	313.90	319.58	334.44	14.86
	11:30	330.15	317.78	328.74	10.96
	13:30	337.40	327.42	342.68	15.26

Para tomar la temperatura dentro de la cámara de secado se consideró un promedio de los tres sensores para obtener el valor de temperatura. Mientras que para obtener la temperatura simulada se tomó en cuenta el punto medio dentro de la cámara de secado.

**Tabla 4.12 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 1**

Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real(K)	Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)	Incremento de temperatura (K)
09:30	305.55	318.76	330.13	11.38
11:30	315.32	315.18	323.71	08.40
13:30	319.45	328.13	341.56	22.11
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>15.83</b>

De acuerdo a los resultados mostrados se observa un incremento promedio de 13.29 grados de temperatura en los puntos de medición de los tubos de cobre, mientras que en la cámara de secado se obtuvo un incremento promedio de 15.83 grados de temperatura.

De los datos obtenidos se concluye que si es factible realizar la modificación al secador con el tamaño de 50 cm ya que se obtiene un incremento promedio en la cámara de secado de 15.83 grados de temperatura

## Capítulo 5

# Conclusiones y recomendaciones

Como conclusiones al presente trabajo de investigación se llegaron a las siguientes:

Se aplicó el análisis de dinámica de fluidos computacional a un secador solar indirecto de flujo forzado. La simulación fue realizada en estado estacionario para cada hora del día medido, la cual muestra que cuando el aire atraviesa los tubos del colector solar este va incrementado su temperatura hasta llegar a la cámara de secado,

Con las temperaturas adquiridas en el secador solar se realizó la comparación con las temperaturas obtenidas mediante la simulación numérica. Para mostrar la diferencia de temperaturas se utilizó el método del error relativo porcentual se obtuvo error promedio en la temperatura del colector solar de 1.68 %, mientras en la cámara de secado el error promedio relativo porcentual fue de 1.81 %. Los resultados muestran que el modelo usado es capaz de reproducir el fenómeno para garantizar su funcionalidad.

Posteriormente se propusieron modificaciones geométricas al secador solar, primeramente, se planteó colocar un recubrimiento de óxido de níquel en los tubos de cobre, modificando las propiedades del material incrementando los valores de emisividad y absorptividad, los resultados de esta mejora mostraron que no es factible realizarlo ya que no existe un aumento en la temperatura del secador solar.

Por otro lado, también fue propuesto cambiar la altura de la cámara de secado disminuyéndolo a 100 cm, 80 cm y 50 cm. Se utilizaron las mismas condiciones de frontera para el modelo cambiando únicamente la geometría y por lo tanto el mallado.

Se realizó una prueba inicial a las 13:30 h para cada altura de la cámara de secado para identificar el tamaño en el cual se logran la mayor temperatura dentro la misma, se logró una mayor temperatura con la altura de 50 cm de hasta 14 grados de temperatura respecto a la temperatura simulada en el tamaño real del secador.

Se realizaron 25 simulaciones en estado estacionario con la nueva altura de la cámara de secado se obtuvo un aumento de temperatura promedio de 13.29 grados de temperatura en los termopares de la tubería cobre con un aumento del 4.15 % mientras en la cámara de secado se incrementó en promedio la temperatura 15.83 grados lo cual fue un aumento del 3.5 %. Por lo cual se concluye que es factible realizar la modificación en la altura de la cámara de secado.

Como recomendaciones se tienen las siguientes:

- Realizar las simulaciones numericas en estado transitorio para las condiciones experimentales del secador.
- Realizar las pruebas experimentales con la altura propuesta de la cámara de secado del secador solar, para compararlo con los resultados numericos.

- Realizar la simulación numerica considerando las charolas que se encuentran dentro de la cámara de secado.
  
- Realizar simulaciones numericas considerando un alimento a deshidratar dentro de la cámara de seca

## 6. Referencias

- Abdulnaser Sayma. (2009). *Computational Fluid Dynamics*. Bookboon.
- Afshari, F., Tuncer, A. D., Sözen, A., Çiftçi, E., & Khanlari, A. (2021). Experimental and numerical analysis of a compact indirect solar dehumidification system. *Solar Energy*, 226, 72-84. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2021.08.025>
- Benhamza, A., Boubekri, A., Atia, A., Hadibi, T., & Arıcı, M. (2021). Drying uniformity analysis of an indirect solar dryer based on computational fluid dynamics and image processing. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 47, 101466. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2021.101466>
- Bird, B., Stewart, W., & Lightfoot, E. (2006). Fenómenos de transporte. *book*, 1999(December).
- Capote, J. A., Alvear, D., Abreu, O. V., Lázaro, M., & Espiba, P. (2008). Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 24(3), 227-245.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Fundamentos y aplicaciones. En *McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.*
- Cetina-Quiñones, A. J., López López, J., Ricalde-Cab, L., El Mekaoui, A., San-Pedro, L., & Bassam, A. (2021). Experimental evaluation of an indirect type solar dryer for agricultural use in rural communities: Relative humidity comparative study under winter season in tropical climate with sensible heat storage material. *Solar Energy*, 224, 58-75. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2021.05.040>

- Chaatouf, D., Salhi, M., Raillani, B., Amraqui, S., & Mezrhab, A. (2021). Assessment of a heat storage system within an indirect solar dryer to improve the efficiency and the dynamic behavior. *Journal of Energy Storage*, 41. <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102874>
- Chaouch, W. B., Khellaf, A., Mediani, A., Slimani, M. E. A., Loumani, A., & Hamid, A. (2018). Experimental investigation of an active direct and indirect solar dryer with sensible heat storage for camel meat drying in Saharan environment. *Solar Energy*, 174, 328-341. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2018.09.037>
- Çiftçi, E., Khanlari, A., Sözen, A., Aytaç, İ., & Tuncer, A. D. (2021). Energy and exergy analysis of a photovoltaic thermal (PVT) system used in solar dryer: A numerical and experimental investigation. *Renewable Energy*, 180, 410-423. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2021.08.081>
- Cimbala, J. M., & Cengel, Y. a. (2001). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. McGrawHill, Primera Ed.
- Dadali, G., Demirhan, E., & Özbek, B. (2007). Color change kinetics of spinach undergoing microwave drying. *Drying Technology*, 25(10). <https://doi.org/10.1080/07373930701590988>
- Daghigh, R., & Shafieian, A. (2016). An experimental study of a heat pipe evacuated tube solar dryer with heat recovery system. *Renewable Energy*, 96. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.05.025>
- Daş, M., Alıç, E., & Kavak Akpınar, E. (2021). Numerical and experimental analysis of heat and mass transfer in the drying process of the solar drying system. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 24(1), 236-246. <https://doi.org/10.1016/J.JESTCH.2020.10.003>
- Devan, P. K., Bibin, C., Asburris Shabrin, I., Gokulnath, R., & Karthick, D. (2020). Solar drying of fruits - A comprehensive review. *Materials Today: Proceedings*, 33. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.04.041>

- Djebli, A., Hanini, S., Badaoui, O., & Boumahdi, M. (2019). A new approach to the thermodynamics study of drying tomatoes in mixed solar dryer. *Solar Energy*, 193. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.09.057>
- Doymaz, I., & Smail, O. (2011). Drying characteristics of sweet cherry. *Food and Bioproducts Processing*, 89(1), 31-38. <https://doi.org/10.1016/J.FBP.2010.03.006>
- Dufera, L. T., Hofacker, W., Esper, A., & Hensel, O. (2021). Physicochemical quality of twin layer solar tunnel dried tomato slices. *Heliyon*, 7(5). <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2021.e07127>
- Ellabban, O., Abu-Rub, H., & Blaabjerg, F. (2014). Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 39, 748-764. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2014.07.113>
- Erick César, L. V., Ana Lilia, C. M., Octavio, G. V., Isaac, P. F., & Rogelio, B. O. (2020). Thermal performance of a passive, mixed-type solar dryer for tomato slices (*Solanum lycopersicum*). *Renewable Energy*, 147. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.018>
- Erick Omar Castañeda Magadán. (2017). *Control e instrumentación de un intercambiador de calor experimental*. Universidad Autónoma del Estado de Morelos.
- Esparza A. (2022). México Energías Renovables. *Revista de Complejidad en Ciencias Sociales y Humanidades*, 2, 32-46.
- Estrella-Gutiérrez, M. A., Lizama-Tzec, F. I., Arés-Muzio, O., & Oskam, G. (2016). Influence of a metallic nickel interlayer on the performance of solar absorber coatings based on black nickel electrodeposited onto copper. *Electrochimica Acta*, 213, 460-468. <https://doi.org/10.1016/J.ELECTACTA.2016.07.125>
- Estruch R. (2017). *Desarrollo de una metodología de análisis del microemplazamiento de parques eólicos mediante técnicas CFD* [ Trabajo

- de fin de grado en ingeniería en tecnologías industriales]. Universidad Politécnica de Valencia .
- Galindo-Luna, J. A., Castrejón, J. C. G., Castro-Gómez, L. L., Urquiza-Beltrán, G., & Rodríguez-Lelis, J. M. (2017). Variación de la potencia en una microturbina hidráulica de flujo axial con respecto al número de álabes. *Dyna (Spain)*, 92(5). <https://doi.org/10.6036/8109>
- Getahun, E., Delele, M. A., Gabbiye, N., Fanta, S. W., Demissie, P., & Vanierschot, M. (2021). Importance of integrated CFD and product quality modeling of solar dryers for fruits and vegetables: A review. En *Solar Energy* (Vol. 220). <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.03.049>
- Gobierno de México. (2018, septiembre 6). *México megadiverso*. <https://www.gob.mx/conanp/es/articulos/mexico-megadiverso-173682?idiom=es>.
- Goud, M., Reddy, M. V. V., V.P., C., & S., S. (2019). A novel indirect solar dryer with inlet fans powered by solar PV panels: Drying kinetics of Capsicum Annum and Abelmoschus esculentus with dryer performance. *Solar Energy*, 194. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.031>
- Güler, H. Ö., Sözen, A., Tuncer, A. D., Afshari, F., Khanlari, A., Şirin, C., & Gungor, A. (2020). Experimental and CFD survey of indirect solar dryer modified with low-cost iron mesh. *Solar Energy*, 197, 371-384. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2020.01.021>
- Hao, W., Liu, S., Mi, B., & Lai, Y. (2020). Mathematical modeling and performance analysis of a new hybrid solar dryer of lemon slices for controlling drying temperature. *Energies*, 13(2). <https://doi.org/10.3390/en13020350>
- Harjanne, A., & Korhonen, J. M. (2019). Abandoning the concept of renewable energy. *Energy Policy*, 127. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2018.12.029>
- Hernández-Gómez, V., Olvera-García, O., Guzmán-Tinajero, P., & Morillón-Gálvez, D. (2017). Secado de frutas y verduras con energía solar. *Artículo Revista de Sistemas Experimentales Junio*, 4(11).

- Hu, J., Liu, K., Ma, L., & Sun, X. (2018). Parameter optimization of solar air collectors with holes on baffle and analysis of flow and heat transfer characteristics. *Solar Energy*, 174. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.09.075>
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2020). Heat exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, Fourth Edition. En *CRC Press*.
- Koua, K. B., Fassinou, W. F., Gbaha, P., & Toure, S. (2009). Mathematical modelling of the thin layer solar drying of banana, mango and cassava. *Energy*, 34(10), 1594-1602. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2009.07.005>
- Kuriakose, R., & Anandharamakrishnan, C. (2010). Computational fluid dynamics (CFD) applications in spray drying of food products. En *Trends in Food Science and Technology* (Vol. 21, Número 8). <https://doi.org/10.1016/j.tifs.2010.04.009>
- Limón A. (2017, junio 2). *Energía solar en México su potencial y aprovechamiento*. <https://ciep.mx/energia-solar-en-mexico-su-potencial-y-aprovechamiento/>.
- Lingayat, A., Chandramohan, V. P., & Raju, V. R. K. (2017). Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer for Banana Drying. *Energy Procedia*, 109, 409-416. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2017.03.041>
- Lizama-Tzec, F. I., Herrera-Zamora, D. M., Arés-Muzio, O., Gómez-Espinoza, V. H., Santos-González, I., Cetina-Dorantes, M., Vega-Poot, A. G., García-Valladares, O., & Oskam, G. (2019). Electrodeposition of selective coatings based on black nickel for flat-plate solar water heaters. *Solar Energy*, 194, 302-310. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2019.10.066>
- Madhankumar, S., Viswanathan, K., & Wu, W. (2021). Energy, exergy and environmental impact analysis on the novel indirect solar dryer with fins inserted phase change material. *Renewable Energy*, 176. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.05.085>

- Malekjani, N., & Jafari, S. M. (2018). Simulation of food drying processes by Computational Fluid Dynamics (CFD); recent advances and approaches. *Trends in Food Science & Technology*, 78, 206-223. <https://doi.org/10.1016/J.TIFS.2018.06.006>
- Mezquitillo, C., Ruiz, B., & Martínez, O. (2014). Desempeño de un Deshidratador Solar Indirecto para el Deshidratado de Tomate Saladette. *Innovación y desarrollo tecnológico revista digital*, 6, 1-9.
- Mohana, Y., Mohanapriya, R., Anukiruthika, T., Yoha, K. S., Moses, J. A., & Anandharamakrishnan, C. (2020). Solar dryers for food applications: Concepts, designs, and recent advances. *Solar Energy*, 208, 321-344. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2020.07.098>
- Mutabilwa, P. X., & Nwaigwe, K. N. (2020). Experimental evaluation of drying of banana using a double-pass solar collector (DPSC) and theoretical analysis using a CFD model. *Cogent Engineering*, 7(1). <https://doi.org/10.1080/23311916.2020.1789363>
- Nukulwar, M. R., & Tungikar, V. B. (2021). A review on performance evaluation of solar dryer and its material for drying agricultural products. *Materials Today: Proceedings*, 46, 345-349. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2020.08.354>
- Petrarca, R. (2021). Energías limpias en México: proyecciones para la energía solar. *RISAD*, 3(1).
- Prócel M. (2022). *Estudio del flujo bifásico líquido-sólido y la erosión por partículas sólidas en una turbina francis, en base al análisis de la influencia de los modelos de turbulencia RANS convencionales k-omega y k-epsilon.*
- Sang Le, T., Hieu Le, T., Tuan Pham, M., & Chi Minh city, H. (2021). A review of the indirect solar dryer with sensible heat storage mediums. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, 44(7).

- Shivarama Krishna, K., & Sathish Kumar, K. (2015). A review on hybrid renewable energy systems. En *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 52). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.187>
- Sözen, A., Kazancıoğlu, F. Ş., Tuncer, A. D., Khanlari, A., Bilge, Y. C., & Gungor, A. (2021). Thermal performance improvement of an indirect solar dryer with tube-type absorber packed with aluminum wool. *Solar Energy*, 217. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.02.029>
- Xáman J. (2016). *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. . Palibrio
- Zhang, K., Hao, L., Du, M., Mi, J., Wang, J. N., & Meng, J. ping. (2017). A review on thermal stability and high temperature induced ageing mechanisms of solar absorber coatings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 1282-1299. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.09.083>
- Zoukit, A., El Ferouali, H., Salhi, I., Doubabi, S., & Abdenouri, N. (2019). Takagi Sugeno fuzzy modeling applied to an indirect solar dryer operated in both natural and forced convection. *Renewable Energy*, 133. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.082>

# APÉNDICES

# Apéndice A. Resultados de las pruebas experimentales

Tabla A.1 Datos de operación del secador solar

Hora (h)	Velocidad entrada secador (m/s)	Temperatura entrada secador (°C)	Velocidad entrada tubos (m/s)	Temperatura entrada tubos (°C)	Velocidad salida (m/s)	Radiación (W/m <sup>2</sup> )	Velocidad aire (m/s)	Humedad ambiente (%)	Temperatura ambiente (°C)
09:30	1.30	23.70	2.20	23.80	0.76	517.00	1.60	52.00	21.90
09:40	1.60	24.10	2.10	24.10	0.65	540.00	3.30	51.00	22.20
09:50	1.30	25.00	2.50	25.20	0.76	566.00	1.50	50.00	22.70
10:00	1.70	25.00	2.60	25.70	0.81	641.00	2.50	49.00	23.00
10:10	1.50	25.20	2.60	25.80	0.79	655.00	3.00	46.00	23.40
10:20	1.60	25.80	2.50	26.70	0.76	686.00	2.40	45.00	23.90
10:30	1.70	26.20	2.20	27.40	0.77	684.00	1.40	45.00	24.30
10:40	1.10	26.70	2.20	27.50	0.72	721.00	1.00	45.00	23.90
10:50	1.40	26.60	2.20	28.30	0.73	741.00	1.60	45.00	24.30
11:00	1.20	26.00	2.20	28.70	0.80	774.00	0.30	46.00	24.50
11:10	1.20	26.00	2.20	27.50	0.82	765.00	2.40	55.00	23.20
11:20	1.50	26.20	2.20	27.60	0.77	766.00	1.80	56.00	23.20
11:30	1.70	25.70	2.20	27.60	0.78	773.00	3.00	54.00	23.10
11:40	1.40	26.50	2.20	27.60	0.88	771.00	3.10	52.00	23.70
11:50	1.40	26.70	2.20	28.30	0.82	764.00	1.90	51.00	23.70
12:00	1.40	26.80	2.20	28.60	0.81	771.00	2.70	53.00	23.50
12:10	1.10	27.20	2.10	29.00	0.76	791.00	2.60	51.00	23.50
12:20	1.30	27.30	2.10	29.30	0.74	784.00	0.60	53.00	23.70
12:30	1.30	27.80	2.20	29.70	0.84	787.00	1.50	50.00	23.70
12:40	1.60	27.80	2.20	29.50	0.80	776.00	2.20	48.00	24.20
12:50	1.10	28.00	2.20	30.00	0.68	781.00	1.90	51.00	24.30
13:00	1.30	28.00	2.20	30.00	0.71	789.00	2.40	51.00	24.30
13:10	1.60	28.80	2.20	30.10	0.79	787.00	1.50	50.00	24.70
13:20	1.30	28.30	2.20	30.80	0.80	786.00	1.40	49.00	25.10
13:30	1.10	28.20	2.10	30.80	0.69	787.00	1.90	49.00	25.10

Tabla A.2 Datos de temperatura de los termopares del colector solar

Hora(h)	Termopar 1 (°C)	Termopar 2 (°C)	Termopar 3 (°C)	Termopar 4 (°C)	Termopar 5 (°C)	Termopar 6 (°C)	Termopar 7 (°C)
09:30	28.50	38.75	38.25	38.00	33.00	37.25	40.75
09:40	28.25	39.00	39.25	38.50	33.25	37.00	42.50
09:50	29.00	40.00	39.50	39.25	34.75	39.25	43.75
10:00	30.50	42.25	42.25	41.50	35.75	40.25	45.50
10:10	31.50	44.50	44.75	44.25	38.75	43.50	49.25
10:20	32.00	45.25	46.00	44.50	39.75	43.75	49.00
10:30	32.00	47.50	48.50	47.00	40.75	45.50	52.50
10:40	33.75	49.50	49.75	48.75	42.50	47.25	53.75
10:50	34.25	50.50	49.75	49.75	46.25	50.50	55.75
11:00	34.75	51.75	52.00	51.50	48.50	51.75	58.00
11:10	33.50	52.75	51.75	52.25	48.25	53.00	58.75
11:20	34.00	52.00	51.00	51.25	47.75	51.75	57.25
11:30	35.00	53.00	52.00	52.00	48.50	52.25	57.00
11:40	35.00	54.00	53.25	52.75	48.50	52.50	58.75
11:50	35.50	54.50	53.75	52.75	49.00	53.75	60.00
12:00	36.00	54.00	53.50	53.00	50.25	54.75	60.75
12:10	35.50	55.25	55.75	54.50	50.75	55.00	61.50
12:20	35.50	55.50	56.00	54.75	51.00	56.00	61.50
12:30	35.50	56.00	54.75	55.25	52.50	57.00	62.25
12:40	35.75	56.25	56.00	55.25	51.25	56.50	62.25
12:50	36.50	57.50	57.25	55.00	53.00	58.00	64.00
13:00	36.50	57.00	56.25	54.50	53.00	58.50	64.00
13:10	38.00	58.50	57.75	56.00	52.75	59.00	64.00
13:20	37.50	57.50	57.00	55.00	50.75	58.00	63.75
13:30	37.75	57.00	57.75	55.00	52.25	58.25	64.25

Tabla A.3 Resultados de la temperatura y humedad en la cámara de secado

Hora(h)	HC 1 (%)	TM 1 (°C)	HC 2 (%)	TM 2 (°C)	HC 3 (%)	TM 3 (°C)
09:30	47.60	32.10	41.00	32.50	42.30	32.60
09:40	45.80	33.40	39.30	33.70	40.80	33.50
09:50	43.90	34.70	37.30	35.20	38.80	34.90
10:00	41.40	36.00	34.80	36.40	36.30	36.20
10:10	39.20	38.00	32.60	38.50	34.20	38.10
10:20	40.20	37.50	33.50	37.90	35.10	37.70
10:30	38.00	39.80	31.30	40.20	33.00	40.00
10:40	36.20	40.90	29.90	41.40	31.20	41.10
10:50	36.20	42.20	29.90	42.70	31.20	42.60
11:00	35.50	43.70	29.20	44.20	30.30	44.20
11:10	37.30	44.00	30.70	44.70	31.90	44.70
11:20	39.30	42.30	32.70	42.80	33.90	42.50
11:30	39.50	41.90	33.00	42.50	34.40	42.10
11:40	38.50	43.00	31.90	43.50	33.30	43.20
11:50	38.60	43.10	32.10	43.50	33.40	43.40
12:00	38.10	43.00	31.80	43.40	33.00	43.30
12:10	37.30	43.80	30.60	44.00	32.10	44.10
12:20	35.80	44.70	29.60	44.90	30.60	45.00
12:30	36.90	45.50	30.70	45.60	31.50	46.00
12:40	35.00	45.90	29.30	46.10	30.00	46.50
12:50	36.20	46.20	30.00	46.20	30.70	46.70
13:00	35.20	46.30	29.30	46.40	30.00	46.90
13:10	35.60	46.50	29.70	46.60	30.10	47.20
13:20	34.60	46.00	29.00	46.20	29.60	46.80
13:30	34.90	46.00	29.20	46.10	29.80	46.80

## Apéndice B. Resultados de los cálculos de transferencia de calor

Resultados de transferencia de calor de la simulación realizada con la altura real de la cámara de secado

Tabla B.1 Resultados de T,  $\rho$ , Cp, K,  $\mu$ ,  $\nu$ , y número de Pr

Hora (h)	T <sub>f</sub> (°C)	T <sub>w</sub> (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg.°C)	$\kappa$ (W/m°C)	$\mu$ (kg/m.s)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
09:30	35.90	44.51	1.1410	1007	0.0262	1.900E-05	1.665E-05	0.7265
09:40	33.52	42.47	1.1629	1007	0.0259	1.873E-05	1.611E-05	0.7281
09:50	37.20	44.00	1.1434	1007	0.0262	1.897E-05	1.659E-05	0.7267
10:00	33.72	41.95	1.1630	1007	0.0259	1.873E-05	1.608E-05	0.7281
10:10	35.42	44.36	1.1363	1007	0.0262	1.906E-05	1.678E-05	0.7262
10:20	35.22	43.74	1.1289	1007	0.0262	1.916E-05	1.697E-05	0.7256
10:30	34.93	43.70	1.1632	1007	0.0263	1.827E-05	1.517E-05	0.7306
10:40	41.70	50.81	1.1249	1007	0.0263	1.921E-05	1.708E-05	0.7253
10:50	37.74	46.49	1.1437	1007	0.0262	1.897E-05	1.658E-05	0.7267
11:00	39.48	48.64	1.1442	1007	0.0262	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
11:10	39.49	48.16	1.1442	1007	0.0262	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
11:20	36.42	44.68	1.1425	1007	0.0262	1.898E-05	1.662E-05	0.7266
11:30	34.42	42.26	1.1631	1007	0.0263	1.887E-05	1.639E-05	0.7272
11:40	37.64	45.48	1.1436	1007	0.0262	1.897E-05	1.659E-05	0.7267
11:50	37.84	45.55	1.1437	1007	0.0262	1.897E-05	1.658E-05	0.7267
12:00	37.94	46.58	1.1438	1007	0.0262	1.897E-05	1.658E-05	0.7267
12:10	42.20	51.45	1.1254	1007	0.0263	1.920E-05	1.920E-05	0.7268
12:20	39.52	48.14	1.1442	1007	0.0262	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
12:30	40.22	48.73	1.1109	1007	0.0269	1.918E-05	1.745E-05	0.7268
12:40	37.23	45.52	1.1434	1007	0.0262	1.897E-05	1.659E-05	0.7267
12:50	43.00	51.87	1.1258	1007	0.0263	1.920E-05	1.705E-05	0.7268
13:00	40.22	49.05	1.1259	1007	0.0269	1.939E-05	1.746E-05	0.7268
13:10	38.23	46.70	1.1439	1007	0.0262	1.896E-05	1.658E-05	0.7267
13:20	40.53	49.95	1.1202	1007	0.0265	1.927E-05	1.720E-05	0.7268
13:30	43.21	52.30	1.1259	1007	0.0263	1.919E-05	1.705E-05	0.7268

Tabla B.2 Resultados de cálculos  $m_m$ ,  $m_v$ , Re, PrT, Prw, ReIPr

Hora (h)	v (m/s)	$m_m$ (kg/s)	$m_v$ (m <sup>3</sup> /s)	Re	Pr <sub>Tprom</sub>	Pr <sub>w</sub>	ReIPr
09:30	1.30	2.975	2.607	33221	0.729	0.711	1.025
09:40	1.60	3.732	3.209	42278	0.728	0.711	1.024
09:50	1.30	2.981	2.607	33345	0.728	0.711	1.024
10:00	1.70	3.965	3.410	45004	0.728	0.711	1.024
10:10	1.50	3.419	3.008	38053	0.732	0.711	1.029
10:20	1.60	3.622	3.209	40124	0.736	0.711	1.035
10:30	1.70	3.966	3.410	47702	0.699	0.711	0.983
10:40	1.10	2.482	2.206	27416	0.735	0.711	1.034
10:50	1.40	3.211	2.808	35928	0.728	0.711	1.023
11:00	1.20	2.754	2.407	30820	0.727	0.711	1.023
11:10	1.20	2.754	2.407	30820	0.727	0.711	1.023
11:20	1.50	3.437	3.008	38420	0.728	0.711	1.024
11:30	1.70	3.966	3.410	44151	0.724	0.711	1.018
11:40	1.40	3.211	2.808	35925	0.728	0.711	1.024
11:50	1.40	3.211	2.808	35931	0.728	0.711	1.023
12:00	1.40	3.212	2.808	35933	0.728	0.711	1.023
12:10	1.10	2.483	2.206	24382	0.735	0.711	1.034
12:20	1.30	2.983	2.607	33389	0.727	0.711	1.023
12:30	1.30	2.896	2.607	31706	0.718	0.711	1.009
12:40	1.60	3.669	3.209	41041	0.728	0.711	1.024
12:50	1.10	2.484	2.206	27455	0.736	0.711	1.035
13:00	1.30	2.935	2.607	31691	0.725	0.711	1.020
13:10	1.60	3.671	3.209	41073	0.728	0.711	1.023
13:20	1.30	2.921	2.607	32163	0.732	0.711	1.029
13:30	1.10	2.484	2.206	27458	0.736	0.711	1.035

Tabla B.3 Resultados de número de Nusselt y coeficiente convectivo

Hora (h)	Nu	h (Wm <sup>2</sup> /°C)	Q (W)
09:30	171.08	10.55	182.17
09:40	199.00	12.11	217.38
09:50	171.30	10.56	144.00
10:00	207.00	12.60	207.90
10:10	186.75	11.51	206.46
10:20	193.73	11.94	203.85
10:30	209.35	12.96	227.75
10:40	152.34	9.42	172.12
10:50	179.51	11.07	194.38
11:00	162.95	10.05	184.46
11:10	162.95	10.05	174.67
11:20	187.37	11.55	191.46
11:30	203.71	12.57	197.64
11:40	179.51	11.07	174.09
11:50	179.52	11.07	171.32
12:00	179.52	11.07	191.96
12:10	141.53	8.74	162.18
12:20	171.37	10.57	182.71
12:30	164.52	10.40	177.50
12:40	195.24	12.04	200.35
12:50	152.56	9.42	167.56
13:00	165.53	10.47	185.44
13:10	195.29	12.04	204.65
13:20	168.00	10.47	197.91
13:30	152.58	9.42	171.67

**Resultados de transferencia de calor de la simulación realizada con la altura modificada a 50 cm de la cámara de secado**

**Tabla B.4 Resultados de T,  $\rho$ , Cp, K,  $\mu$ ,  $\nu$ , y número de Pr**

Hora (h)	T <sub>f</sub> (°C)	T <sub>w</sub> (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg.°C)	$\kappa$ (W/m°C)	$\mu$ (kg/m.s)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
09:30	44.06	57.43	1.1410	1007	0.0263	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
09:40	39.89	53.62	1.1629	1007	0.0259	1.873E-05	1.610E-05	0.7281
09:50	45.44	59.47	1.1434	1007	0.0268	1.928E-05	1.724E-05	0.7249
10:00	39.67	53.34	1.1630	1007	0.0259	1.873E-05	1.610E-05	0.7281
10:10	42.38	53.09	1.1363	1007	0.0263	1.897E-05	1.659E-05	0.7267
10:20	41.69	55.56	1.1289	1007	0.0263	1.898E-05	1.661E-05	0.7266
10:30	40.95	54.53	1.1632	1007	0.0263	1.900E-05	1.665E-05	0.7265
10:40	51.81	65.83	1.1249	1007	0.0270	1.942E-05	1.753E-05	0.7240
10:50	45.38	59.10	1.1437	1007	0.0263	1.896E-05	1.657E-05	0.7268
11:00	48.60	62.77	1.1442	1007	0.0263	1.896E-05	1.656E-05	0.7268
11:10	48.61	62.66	1.1442	1007	0.0263	1.896E-05	1.656E-05	0.7268
11:20	43.42	57.17	1.1425	1007	0.0263	1.896E-05	1.658E-05	0.7267
11:30	40.42	54.41	1.1631	1007	0.0264	1.906E-05	1.677E-05	0.3799
11:40	45.29	59.70	1.1436	1007	0.0269	1.934E-05	1.735E-05	0.7245
11:50	45.49	60.02	1.1437	1007	0.0268	1.927E-05	1.722E-05	0.7249
12:00	45.61	59.69	1.1438	1007	0.0267	1.926E-05	1.718E-05	0.7250
12:10	52.34	67.62	1.1254	1007	0.0270	1.942E-05	1.752E-05	0.7240
12:20	47.93	62.21	1.1442	1007	0.0267	1.918E-05	1.702E-05	0.7255
12:30	48.47	62.65	1.1109	1007	0.0267	1.918E-05	1.702E-05	0.7255
12:40	43.82	57.70	1.1434	1007	0.0263	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
12:50	53.21	67.63	1.1258	1007	0.0270	1.941E-05	1.750E-05	0.7241
13:00	48.69	62.98	1.1259	1007	0.0266	1.918E-05	1.702E-05	0.7255
13:10	44.89	58.99	1.1439	1007	0.0263	1.896E-05	1.657E-05	0.7267
13:20	49.01	63.24	1.1202	1007	0.0266	1.918E-05	1.702E-05	0.7255
13:30	53.42	67.82	1.1259	1007	0.0270	1.941E-05	1.750E-05	0.7241

Tabla B.5 Resultados de cálculos  $m_m$ ,  $m_v$ ,  $Re$ ,  $Pr_T$ ,  $Pr_w$ ,  $ReIPr$ 

Hora (h)	$v$ (m/s)	$m_m$ (kg/s)	$m_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$Re$	$Pr_{Tprom}$	$Pr_w$	$ReIPr$
09:30	1.30	2.94	2.61	33384	0.727	0.709	1.025
09:40	1.60	3.67	3.21	42298	0.728	0.713	1.022
09:50	1.30	2.87	2.61	32095	0.725	0.709	1.022
10:00	1.70	3.90	3.41	44939	0.728	0.709	1.027
10:10	1.50	3.39	3.01	38482	0.727	0.709	1.025
10:20	1.60	3.61	3.21	41008	0.727	0.709	1.025
10:30	1.70	3.83	3.41	43458	0.727	0.709	1.025
10:40	1.10	2.41	2.21	26711	0.724	0.709	1.021
10:50	1.40	3.09	2.81	35964	0.727	0.709	1.025
11:00	1.20	2.67	2.41	30839	0.727	0.709	1.025
11:10	1.20	2.67	2.41	30839	0.727	0.709	1.025
11:20	1.50	3.39	3.01	38510	0.727	0.709	1.025
11:30	1.70	3.81	3.41	43133	0.726	0.709	1.024
11:40	1.40	3.08	2.81	34343	0.725	0.709	1.022
11:50	1.40	3.09	2.81	34607	0.725	0.709	1.022
12:00	1.40	3.10	2.81	34686	0.725	0.709	1.022
12:10	1.10	2.41	2.21	26721	0.724	0.709	1.021
12:20	1.30	2.89	2.61	32512	0.725	0.709	1.022
12:30	1.30	2.89	2.61	32512	0.725	0.709	1.022
12:40	1.60	3.61	3.21	41085	0.727	0.709	1.025
12:50	1.10	2.41	2.21	26754	0.724	0.709	1.021
13:00	1.30	2.89	2.61	32512	0.725	0.709	1.022
13:10	1.60	3.61	3.21	41098	0.727	0.709	1.025
13:20	1.30	2.89	2.61	32512	0.725	0.709	1.022
13:30	1.10	2.41	2.21	26754	0.724	0.709	1.021

Tabla B.6 Resultados de número de Nusselt y coeficiente convectivo

Hora (h)	Nu	h (Wm <sup>2</sup> /°C)	Q (W)
09:30	171.41	10.58	283.83
09:40	198.93	12.10	333.33
09:50	166.91	10.51	295.79
10:00	206.96	12.59	345.35
10:10	187.45	11.58	248.73
10:20	195.10	12.05	335.18
10:30	202.34	12.52	340.72
10:40	148.59	9.43	265.28
10:50	179.64	11.09	305.09
11:00	163.06	10.06	285.90
11:10	163.06	10.06	283.44
11:20	187.54	11.58	319.14
11:30	201.31	12.50	350.82
11:40	174.15	11.00	317.82
11:50	175.03	11.01	320.92
12:00	175.30	11.02	311.12
12:10	148.63	9.43	289.09
12:20	168.26	10.54	301.79
12:30	168.28	10.54	299.67
12:40	195.35	12.06	335.65
12:50	148.72	9.44	272.85
13:00	168.28	10.54	301.99
13:10	195.39	12.06	340.93
13:20	168.29	10.54	300.92
13:30	148.72	9.44	272.60

## Apéndice C. Resultados de temperatura de la simulación realizada con la altura real de la cámara de secado

Tabla C.1 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 1

Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada (K)	$E_r$ (%)
09:30	301.65	307.98	2.10
09:40	301.40	309.56	2.71
09:50	302.15	302.44	0.09
10:00	303.65	309.11	1.80
10:10	304.65	309.75	1.67
10:20	305.15	307.92	0.91
10:30	305.15	307.34	0.72
10:40	306.90	313.19	2.05
10:50	307.40	311.72	1.40
11:00	307.90	313.29	1.75
11:10	306.65	312.76	1.99
11:20	307.15	308.40	0.41
11:30	308.15	307.07	0.35
11:40	308.15	307.28	0.28
11:50	308.65	304.22	1.44
12:00	309.15	311.93	0.90
12:10	308.65	316.19	2.44
12:20	308.65	313.35	1.52
12:30	308.65	313.03	1.42
12:40	308.90	312.58	1.19
12:50	309.65	315.77	1.98
13:00	309.65	314.40	1.53
13:10	311.15	313.27	0.68
13:20	310.65	314.93	1.38
13:30	310.90	316.87	1.92

**Tabla C.2 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 2**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	311.90	318.38	2.08
09:40	312.15	315.74	1.15
09:50	313.15	319.59	2.06
10:00	315.40	315.85	0.14
10:10	317.65	318.20	0.17
10:20	318.40	318.28	0.04
10:30	320.65	318.45	0.69
10:40	322.65	324.75	0.65
10:50	323.65	320.02	1.12
11:00	324.90	322.20	0.83
11:10	325.90	322.19	1.14
11:20	325.15	318.64	2.00
11:30	326.15	316.95	2.82
11:40	327.15	319.89	2.22
11:50	327.65	320.43	2.21
12:00	327.15	320.26	2.11
12:10	328.40	324.94	1.05
12:20	328.65	321.97	2.03
12:30	329.15	322.49	2.02
12:40	329.40	319.02	3.15
12:50	330.65	325.75	1.48
13:00	330.15	322.76	2.24
13:10	331.65	320.11	3.48
13:20	330.65	323.94	2.03
13:30	330.15	326.25	1.18

**Tabla C.3 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 3**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	311.40	318.23	2.19
09:40	312.40	315.80	1.09
09:50	312.65	319.57	2.21
10:00	315.40	315.31	0.03
10:10	317.90	317.86	0.01
10:20	319.15	317.41	0.55
10:30	321.65	317.67	1.24
10:40	322.90	324.49	0.49
10:50	322.90	319.91	0.93
11:00	325.15	322.15	0.92
11:10	324.90	321.99	0.89
11:20	324.15	318.53	1.74
11:30	325.15	316.84	2.56
11:40	326.40	319.74	2.04
11:50	326.90	320.29	2.02
12:00	326.65	319.76	2.11
12:10	328.90	324.76	1.26
12:20	329.15	321.65	2.28
12:30	327.90	322.46	1.66
12:40	329.15	318.92	3.11
12:50	330.40	325.47	1.49
13:00	329.40	322.45	2.11
13:10	330.90	319.99	3.30
13:20	330.15	323.07	2.14
13:30	330.90	326.01	1.48

**Tabla C.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 4**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	311.15	319.33	2.63
09:40	311.65	316.76	1.64
09:50	312.40	320.02	2.44
10:00	314.65	316.34	0.54
10:10	317.40	318.89	0.47
10:20	317.65	318.14	0.15
10:30	320.15	319.00	0.36
10:40	321.90	326.03	1.28
10:50	322.90	321.20	0.53
11:00	324.65	323.75	0.28
11:10	325.40	323.15	0.69
11:20	324.40	319.89	1.39
11:30	325.15	317.83	2.25
11:40	325.90	320.73	1.59
11:50	325.90	321.74	1.28
12:00	326.15	321.04	1.57
12:10	327.65	326.28	0.42
12:20	327.90	323.02	1.49
12:30	328.40	323.47	1.50
12:40	328.40	319.72	2.64
12:50	328.15	326.87	0.39
13:00	327.65	323.83	1.17
13:10	329.15	321.15	2.43
13:20	328.15	324.21	1.20
13:30	328.15	327.01	0.35

**Tabla C.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 5**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	306.15	321.40	4.98
09:40	306.40	318.43	3.93
09:50	307.90	321.52	4.42
10:00	308.90	317.53	2.80
10:10	307.17	320.18	4.23
10:20	312.90	319.98	2.26
10:30	313.90	319.02	1.63
10:40	315.65	327.99	3.91
10:50	319.40	323.59	1.31
11:00	321.65	325.40	1.17
11:10	321.40	323.44	0.63
11:20	320.90	321.00	0.03
11:30	321.65	314.20	2.32
11:40	321.65	322.06	0.13
11:50	322.15	322.52	0.11
12:00	323.40	323.19	0.07
12:10	323.90	328.98	1.57
12:20	324.15	324.19	0.01
12:30	325.65	325.67	0.00
12:40	324.40	320.98	1.05
12:50	326.15	328.11	0.60
13:00	326.15	324.89	0.39
13:10	325.90	321.49	1.35
13:20	323.90	326.72	0.87
13:30	325.40	328.47	0.94

**Tabla C.6 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 6**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b><math>E_r</math> (%)</b>
09:30	310.40	318.72	2.68
09:40	310.15	316.22	1.96
09:50	312.40	316.41	1.28
10:00	313.40	315.43	0.65
10:10	316.65	318.67	0.64
10:20	316.90	318.10	0.38
10:30	318.65	317.89	0.24
10:40	320.40	325.23	1.51
10:50	323.65	319.93	1.15
11:00	324.90	322.39	0.77
11:10	326.15	322.31	1.18
11:20	324.90	318.85	1.86
11:30	325.40	317.21	2.52
11:40	325.65	319.77	1.81
11:50	326.90	320.40	1.99
12:00	327.90	320.44	2.27
12:10	328.15	325.04	0.95
12:20	329.15	321.88	2.21
12:30	330.15	322.52	2.31
12:40	329.65	319.28	3.15
12:50	331.15	325.99	1.56
13:00	331.65	323.14	2.57
13:10	332.15	321.49	3.21
13:20	331.15	323.89	2.19
13:30	331.40	326.08	1.61

**Tabla C.7 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 7**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	313.90	319.58	1.81
09:40	315.65	316.82	0.37
09:50	316.90	320.51	1.14
10:00	318.65	316.13	0.79
10:10	322.40	319.00	1.05
10:20	322.15	318.39	1.17
10:30	325.65	318.56	2.18
10:40	326.90	326.07	0.25
10:50	328.90	321.13	2.36
11:00	331.15	323.32	2.37
11:10	331.90	323.33	2.58
11:20	330.40	319.53	3.29
11:30	330.15	317.78	3.75
11:40	331.90	320.93	3.30
11:50	333.15	321.34	3.55
12:00	333.90	321.50	3.71
12:10	334.65	325.98	2.59
12:20	334.65	322.99	3.48
12:30	335.40	323.53	3.54
12:40	335.40	320.23	4.52
12:50	337.15	327.21	2.95
13:00	337.15	323.93	3.92
13:10	337.15	321.45	4.66
13:20	336.90	324.98	3.54
13:30	337.40	327.42	2.96

**Tabla C.8 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 1**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	305.25	318.88	4.46
09:40	306.55	314.82	2.70
09:50	307.85	320.52	4.12
10:00	309.15	317.60	2.73
10:10	311.15	317.09	1.91
10:20	310.65	316.87	2.00
10:30	312.95	315.91	0.95
10:40	314.05	326.13	3.85
10:50	315.35	320.14	1.52
11:00	316.85	323.55	2.11
11:10	317.15	323.44	1.98
11:20	315.45	318.32	0.91
11:30	315.05	315.10	0.02
11:40	316.15	319.90	1.19
11:50	316.25	320.48	1.34
12:00	316.15	320.19	1.28
12:10	316.95	326.66	3.06
12:20	317.85	322.39	1.43
12:30	318.65	323.31	1.46
12:40	319.05	318.75	0.09
12:50	319.35	327.76	2.63
13:00	319.45	323.20	1.17
13:10	319.15	319.45	0.09
13:20	319.15	323.96	1.51
13:30	319.15	327.95	2.76

**Tabla C.9 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 2**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	305.65	318.68	4.26
09:40	306.85	314.83	2.60
09:50	308.35	320.26	3.86
10:00	309.55	315.15	1.81
10:10	311.65	317.08	1.74
10:20	311.05	317.23	1.99
10:30	313.35	315.78	0.78
10:40	314.55	326.19	3.70
10:50	315.85	320.07	1.34
11:00	317.35	323.95	2.08
11:10	317.85	323.75	1.85
11:20	315.95	318.52	0.81
11:30	315.65	315.09	0.18
11:40	316.65	319.93	1.04
11:50	316.65	320.42	1.19
12:00	316.55	320.42	1.22
12:10	317.15	326.85	3.06
12:20	318.05	322.24	1.32
12:30	318.75	323.57	1.51
12:40	319.25	318.88	0.12
12:50	319.35	327.56	2.57
13:00	319.55	323.74	1.31
13:10	319.35	319.49	0.04
13:20	319.35	323.88	1.42
13:30	319.25	328.02	2.75

**Tabla C.10 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado sensor 3**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada (K)</b>	<b>E<sub>r</sub> (%)</b>
09:30	305.75	318.70	4.24
09:40	306.65	314.87	2.68
09:50	308.05	320.25	3.96
10:00	309.35	314.56	1.68
10:10	311.25	317.35	1.96
10:20	310.85	316.52	1.82
10:30	313.15	315.61	0.79
10:40	314.25	326.05	3.75
10:50	315.75	320.02	1.35
11:00	317.35	323.19	1.84
11:10	317.85	323.41	1.75
11:20	315.65	318.40	0.87
11:30	315.25	315.35	0.03
11:40	316.35	319.94	1.14
11:50	316.55	320.43	1.23
12:00	316.45	320.53	1.29
12:10	317.25	326.93	3.05
12:20	318.15	322.17	1.26
12:30	319.15	322.95	1.19
12:40	319.65	318.75	0.28
12:50	319.85	327.65	2.44
13:00	320.05	323.41	1.05
13:10	319.95	319.61	0.11
13:20	319.95	323.77	1.19
13:30	319.95	328.44	2.65

## Apéndice D. Resultados de temperatura simulada de la simulación realizada con la reducción de la altura de la cámara de secado a 50 cm

Tabla D.1 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 1

Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real(K)	Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)	Incremento de temperatura (K)
09:30	301.65	307.98	318.24	10.26
09:40	301.40	309.56	317.91	8.35
09:50	302.15	302.44	322.14	19.71
10:00	303.65	309.11	318.39	9.28
10:10	304.65	309.75	318.20	8.45
10:20	305.15	307.92	319.61	11.70
10:30	305.15	307.34	319.74	12.39
10:40	306.90	313.19	327.89	14.70
10:50	307.40	311.72	323.16	11.44
11:00	307.90	313.29	325.22	11.93
11:10	306.65	312.76	326.32	13.55
11:20	307.15	308.40	320.76	12.35
11:30	308.15	307.07	318.25	11.18
11:40	308.15	307.28	323.90	16.63
11:50	308.65	304.22	323.68	19.47
12:00	309.15	311.93	323.43	11.50
12:10	308.65	316.19	329.80	13.61
12:20	308.65	313.35	325.58	12.22
12:30	308.65	313.03	325.45	12.42
12:40	308.90	312.58	322.60	10.02
12:50	309.65	315.77	330.67	14.90
13:00	309.65	314.40	325.87	11.47
13:10	311.15	313.27	322.67	9.41
13:20	310.65	314.93	325.89	10.97
13:30	310.90	316.87	329.55	12.68
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>12.42</b>

**Tabla D.2 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 2**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	311.90	318.38	332.47	14.10
09:40	312.15	315.74	327.83	12.10
09:50	313.15	319.59	333.55	13.97
10:00	315.40	315.85	327.53	11.68
10:10	317.65	318.20	327.22	9.02
10:20	318.40	318.28	329.62	11.34
10:30	320.65	318.45	328.39	9.94
10:40	322.65	324.75	340.06	15.31
10:50	323.65	320.02	332.91	12.89
11:00	324.90	322.20	336.95	14.75
11:10	325.90	322.19	336.57	14.38
11:20	325.15	318.64	331.42	12.79
11:30	326.15	316.95	328.61	11.66
11:40	327.15	319.89	333.60	13.71
11:50	327.65	320.43	334.06	13.64
12:00	327.15	320.26	333.69	13.43
12:10	330.99	324.94	342.00	17.06
12:20	328.65	321.97	336.34	14.37
12:30	329.15	322.49	336.89	14.40
12:40	329.40	319.02	331.68	12.66
12:50	330.65	325.75	341.44	15.68
13:00	325.87	322.76	337.35	14.59
13:10	331.65	320.11	333.64	13.54
13:20	330.65	323.94	337.82	13.89
13:30	330.15	326.25	341.88	15.63
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.46</b>

**Tabla D.3 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 3**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	311.40	318.23	332.24	14.01
09:40	312.40	315.80	327.51	11.71
09:50	312.65	319.57	333.49	13.92
10:00	315.40	315.31	326.94	11.63
10:10	317.90	317.86	326.71	8.84
10:20	319.15	317.41	329.96	12.55
10:30	321.65	317.67	328.20	10.53
10:40	322.90	324.49	339.76	15.27
10:50	322.90	319.91	332.38	12.47
11:00	325.15	322.15	336.51	14.36
11:10	324.90	321.99	336.29	14.29
11:20	324.15	318.53	331.05	12.53
11:30	325.15	316.84	329.60	12.76
11:40	326.40	319.74	333.41	13.67
11:50	326.90	320.29	333.68	13.39
12:00	326.65	319.76	333.28	13.52
12:10	328.90	324.76	341.48	16.72
12:20	329.15	321.65	335.87	14.22
12:30	327.90	322.46	336.44	13.97
12:40	329.15	318.92	331.66	12.74
12:50	330.40	325.47	341.09	15.62
13:00	329.40	322.45	336.61	14.16
13:10	330.90	319.99	332.77	12.77
13:20	330.15	323.07	337.04	13.97
13:30	330.90	326.01	341.63	15.62
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.41</b>

**Tabla D.4 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 4**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	311.15	319.33	332.88	13.55
09:40	311.65	316.76	328.68	11.92
09:50	312.40	320.02	333.88	13.86
10:00	314.65	316.34	327.88	11.54
10:10	317.40	318.89	327.71	8.82
10:20	317.65	318.14	330.40	12.26
10:30	320.15	319.00	329.13	10.13
10:40	321.90	326.03	341.25	15.22
10:50	322.90	321.20	334.52	13.32
11:00	324.65	323.75	338.20	14.44
11:10	325.40	323.15	337.72	14.57
11:20	324.40	319.89	332.27	12.39
11:30	325.15	317.83	330.25	12.42
11:40	325.90	320.73	334.78	14.05
11:50	325.90	321.74	335.62	13.88
12:00	326.15	321.04	334.75	13.71
12:10	327.65	326.28	343.17	16.89
12:20	327.90	323.02	337.46	14.44
12:30	328.40	323.47	337.83	14.36
12:40	328.40	319.72	332.39	12.68
12:50	328.15	326.87	342.51	15.64
13:00	327.65	323.83	338.09	14.27
13:10	329.15	321.15	334.25	13.11
13:20	328.15	324.21	338.61	14.40
13:30	328.15	327.01	343.06	16.05
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.52</b>

**Tabla D.5 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 5**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	306.15	321.40	330.13	8.73
09:40	306.40	318.43	329.23	10.80
09:50	307.90	321.52	337.40	15.88
10:00	308.90	317.53	329.52	11.98
10:10	307.17	320.18	328.84	8.66
10:20	312.90	319.98	331.35	11.37
10:30	313.90	319.02	330.98	11.96
10:40	315.65	327.99	343.78	15.79
10:50	319.40	323.59	335.70	12.11
11:00	321.65	325.40	340.08	14.68
11:10	321.40	323.44	339.98	16.54
11:20	320.90	321.00	333.42	12.43
11:30	321.65	314.20	329.66	15.46
11:40	321.65	322.06	336.05	13.98
11:50	322.15	322.52	336.91	14.39
12:00	323.40	323.19	336.97	13.78
12:10	323.90	328.98	345.18	16.20
12:20	324.15	324.19	339.71	15.52
12:30	325.65	325.67	340.22	14.55
12:40	324.40	320.98	333.94	12.96
12:50	326.15	328.11	345.69	17.58
13:00	326.15	324.89	339.97	15.08
13:10	325.90	321.49	334.99	13.50
13:20	323.90	326.72	340.44	13.71
13:30	325.40	328.47	346.33	17.86
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.82</b>

**Tabla D.6 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 6**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	310.40	318.72	333.68	14.96
09:40	310.15	316.22	327.60	11.39
09:50	312.40	316.41	333.13	16.73
10:00	313.40	315.43	327.01	11.59
10:10	316.65	318.67	326.91	8.24
10:20	316.90	318.10	329.71	11.61
10:30	318.65	317.89	328.05	10.16
10:40	320.40	325.23	339.40	14.18
10:50	323.65	319.93	332.93	13.00
11:00	324.90	322.39	336.58	14.20
11:10	326.15	322.31	336.29	13.98
11:20	324.90	318.85	330.98	12.14
11:30	325.40	317.21	327.82	10.61
11:40	325.65	319.77	333.55	13.78
11:50	326.90	320.40	333.60	13.20
12:00	327.90	320.44	333.45	13.01
12:10	328.15	325.04	341.06	16.02
12:20	329.15	321.88	335.59	13.71
12:30	330.15	322.52	336.43	13.91
12:40	329.65	319.28	331.32	12.04
12:50	331.15	325.99	341.37	15.39
13:00	331.65	323.14	336.80	13.66
13:10	332.15	321.49	332.65	11.16
13:20	331.15	323.89	336.93	13.04
13:30	331.40	326.08	341.67	15.59
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.09</b>

**Tabla D.7 Comparativa de temperatura experimental contra simulada del termopar 7**

<b>Hora (h)</b>	<b>Temperatura experimental (K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño real(K)</b>	<b>Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)</b>	<b>Incremento de temperatura (K)</b>
09:30	313.90	319.58	334.44	14.86
09:40	315.65	316.82	328.62	11.80
09:50	316.90	320.51	334.77	14.27
10:00	318.65	316.13	328.19	12.05
10:10	322.40	319.00	328.13	9.13
10:20	322.15	318.39	330.30	11.91
10:30	325.65	318.56	329.24	10.69
10:40	326.90	326.07	340.75	14.67
10:50	328.90	321.13	334.17	13.04
11:00	331.15	323.32	337.89	14.57
11:10	331.90	323.33	337.50	14.17
11:20	330.40	319.53	332.31	12.78
11:30	330.15	317.78	328.74	10.96
11:40	331.90	320.93	334.66	13.73
11:50	333.15	321.34	334.63	13.29
12:00	333.90	321.50	334.29	12.78
12:10	334.65	325.98	342.70	16.72
12:20	334.65	322.99	336.97	13.98
12:30	335.40	323.53	337.36	13.83
12:40	335.40	320.23	332.36	12.13
12:50	337.15	327.21	342.69	15.48
13:00	337.15	323.93	338.22	14.29
13:10	337.15	321.45	333.98	12.53
13:20	336.90	324.98	338.04	13.05
13:30	337.40	327.42	342.68	15.26
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>13.28</b>

**Tabla D.8 Comparativa de temperatura experimental contra simulada en la cámara de secado**

Hora (h)	Temperatura experimental (K)	Temperatura simulada tamaño real(K)	Temperatura simulada tamaño 50 cm (K)	Incremento de temperatura (K)
09:30	305.55	318.76	330.13	11.38
09:40	306.68	314.84	323.52	16.84
09:50	308.08	320.34	331.50	23.41
10:00	309.35	315.77	322.96	13.61
10:10	311.35	317.17	327.00	15.65
10:20	310.85	316.87	325.54	14.69
10:30	313.15	315.77	324.09	10.94
10:40	314.28	326.12	339.89	25.60
10:50	315.65	320.08	330.74	15.09
11:00	317.18	323.56	335.68	18.49
11:10	317.62	323.53	335.84	18.22
11:20	315.68	318.41	327.85	12.16
11:30	315.32	315.18	323.72	8.40
11:40	316.38	319.93	330.64	14.25
11:50	316.48	320.44	330.93	14.45
12:00	316.38	320.38	330.97	14.59
12:10	317.12	326.81	340.45	23.33
12:20	318.02	322.26	334.00	15.98
12:30	318.85	323.27	334.74	15.89
12:40	319.32	318.79	327.73	8.42
12:50	319.52	327.66	341.30	21.78
13:00	319.68	323.45	334.79	15.11
13:10	319.48	319.51	329.00	9.51
13:20	319.48	323.87	335.31	15.83
13:30	319.45	328.13	341.56	22.11
<b>Promedio de aumento de temperatura</b>				<b>15.83</b>



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS



Instituto de  
Investigación en  
Ciencias  
Básicas y  
Aplicadas

## INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

JEFATURA DE POSGRADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

Cuernavaca, Morelos, 13 de mayo de 2024.

**DR. ARTURO MOLINA OCAMPO**  
**COORDINADOR DEL POSGRADO**  
**EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**  
**P R E S E N T E**

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: ESTUDIO NUMÉRICO Y OPTIMIZACIÓN DE UN SECADOR SOLAR INDIRECTO EXPERIMENTAL, que presenta la alumna **Abril Mayo Rebolledo**, para obtener el título de la **Maestría en Ingeniería y Ciencias Aplicadas**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente  
*Por una humanidad culta*

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN**

**DR. JOSÉ MANUEL CUBOS RAMÍREZ**

**DR. VÍCTOR MANUEL VELÁZQUEZ FLORES**

**DR. ÁNGEL TLATELPA BECERRO**

**DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ**

Se adiciona efirma UAEM





UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL  
ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

### Sello electrónico

**JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2024-05-15 09:48:10 | FIRMANTE**

C+Y17dyBcUIYUrDrOTujrxvh+5Qnq8DumX0rli4w5djQldGqpWqbXXYpZBWB4c7ngnznCbKy7CUGTcPfc2oCo9A+MGc7i5hJH4fXxmwhZbQY1ej7Gf9uxadWe8c0OS4Nz/JCRMt xvqfMSloKrtRzM+w5mVv9gZmzVZU/CB0RDkmNCRtU2+MNSxOGfY7TDrdFYIV9WDepTIGMQP1Ji3RVfoDAT5XK9nsYHkVuz6ZosPsBjGvyEOn35eyr0WjDNH9mNkliYoGWh jltW4pGb6ilSD+sR8R9FeNjulD6kl/aGfflrWpONjelKczp7GxHJDh/Tp9O0+/Xfig2Q0QqkGg==

**LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2024-05-16 14:22:58 | FIRMANTE**

fnOxUdf+/ypOG2zfpTgaKs09L/qK3q2TToudSX6AnQaC//g6ceALGwOiCZOQJcJwEso2O7Fcs2QvQulxr0MkaiwJz3NiviXOv6BzTqObcl0VUVOkvE2LXU27Vg3edEQOJvH5Fpd0D pRe2qTTbRv6TjBLqFALXNf7ifLjfiM5/alAjeqLq/vQ5Vl/IDVH0yjj+vraTppiYh7TU1hFPRMQQXmmmgN9lcbH+twuXfAPQUzyhM5UwRjB9ZFH/srZrgDYaEZRjIRNab9PgUNHf7Ue aciPpv0vtwUIMipHPOLWugF6GqIQzdt8uFY9cnDR1V6e9y4EEg3Z2cUN8f1hkg==

**ANGEL TLATELPA BECERRO | Fecha:2024-05-28 06:37:32 | FIRMANTE**

CWY/CrAXTuvOJImqQut0wpXMwkK/gXFWpoVkcUMfP3bDSi1xbGk5bjVT6GIMuqmkM6g15Rg1ERT0qg1e+ixqi51UKUyFAsKBXFq46y3PeJOJhg3NIAM7fdBtgdJj80tTJdkgJpXR urHKm2UEifGFIT7fPM3R72f/d9MJYmVD+zA/xdp9wPtnUs27MORgRTCizkbRkzHfrZfZsJhjS5c2v1ILX2CsU1A4Hg01TVc2MCEs5V5S8mFZlnjouSx9Dol61MsCQwalpp1QRx1Y EAeThbWKCYKvJi+eJ9MG2+dMdwNUnnEtRbWUFPxa+G+gBqLAMPx3UK+nR8Mh/swZb66dw==

**VICTOR MANUEL VELAZQUEZ FLORES | Fecha:2024-06-06 12:32:10 | FIRMANTE**

Y5aK3Do+uimx5rN/Xb1Mu935UrcqhquPDwLpVlKzT2ghleltKj+LyS9Nb+O7tHGI+6OqXgoQkTitG8FTToToAM+gpz6Z6jHvulUYa9mbUDUVOpsGM1RBA6iuojSWwTfOSalBjRwW /lxIC2/RXMqQ4dU3w2u5TjAxJnqWlnzMoazLmwrLxaYilxCSA2+UmlmDzZatilpcqMVk4rRCK8UAZZjuLlheKRsoD92yGAnLxWvLSIM4krS7PXUHGyZ4SyAYhdh8ec0Fr+Bu9QXU DHXRrsQzH+dl1t63LbmrBvVxzbJEhqke4B03eWlotE/nSxLmpkMrS5YtHyI7PxezZRL3uw==

**JOSE MANUEL CUBOS RAMIREZ | Fecha:2024-06-10 16:08:54 | FIRMANTE**

ALQZte5DaT/X09+9+n0C90EjgOvHo1xu11YvpGu3M6diqluKfW26zdiwk8Y/67I9LSUUYol5vq8hV82bFWkTt/SqFY0Q8CMLwxwXnbE7g1iNumklfCMQMUJzriJtDA92t9OkcqW+ GvUKR5/Feej5qLNLJVMVNPiLOPC96+jda3LHLFLusAXZE2WDzKhB/7mGUvrSRtgOiwLhOgfdGedDQZAORDU6NYUFyLP+Wrpqq5/JPsTy/U+9FYRvWRnotRbjm/3yjl8ZITzt6lxD oB8P9msqz0QxTaBn51Jat2J3yeBnqitGU56H53HcFzzj8K1JTYrYUTQFIQ5VOP68FUw==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



CtsN9vaGK

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/c9dOdV8D7JmnVXfPrcoef8ojUX5s9RW>



UAEM  
RECTORÍA  
2023-2029