

ANA LO<sup>1</sup>, Diego Misael<sup>1</sup>, Gutiérrez Román<sup>2</sup>, Jean Fulbert<sup>1</sup>, Ituna Yudonago<sup>1</sup>, Anabel López Ortiz<sup>2</sup>, Nicolás Iván<sup>1</sup>, and Román Roldán<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Affiliation not available

<sup>2</sup>Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Instituto de Energías Renovables UNAM, Xochicalco s/n, Azteca

April 23, 2024



## DISEÑO DE UN SECADOR SOLAR TIPO GABINETE EMPLEANDO CFD

Diego Misael Gutiérrez Román<sup>1</sup>, Jean Fulbert Ituna Yudonago<sup>2\*</sup>, Anabel López Ortiz<sup>1</sup> y Nicolás Iván Román Roldán<sup>1</sup>.

<sup>1</sup>Instituto de Energías Renovables UNAM, Xochicalco s/n, Azteca, 62588 Temixco, Mor.

<sup>2</sup>Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Departamento de Ingeniería en Aeronáutica, Ex Hacienda San Javier, Tolcayuca 1009, 43860 Tolcayuca, Hidalgo.

\*E-mail: [jituna@upmh.edu.mx](mailto:jituna@upmh.edu.mx) ; Tel : 4641120281

### Propiedades Termodinámicas. Trabajo OVIII2.

#### Resumen

El objetivo de este trabajo es diseñar un secador solar tipo gabinete mediante el uso de herramienta computacional CFD. El diseño propuesto consiste en un secador solar tipo gabinete directo con dos bandejas al interior, y que emplea convección natural. La metodología aplicada se basó en cambios en la posición y las dimensiones de la entrada, salidas y bandejas, para favorecer una distribución homogénea del flujo del aire. Se propusieron seis configuraciones del prototipo, que fueron modeladas geoméricamente en ANSYS DesignModeler, malladas en ANSYS Meshing y simuladas en ANSYS Fluent, considerando a la entrada una velocidad del aire de 0.025 m/s. Los resultados mostraron que la sexta configuración es la mejor, logrando obtener una distribución homogénea de la velocidad del aire de 0.02 m/s en la zona bajo la bandeja inferior. Este flujo ascendió a 0.03 m/s en la zona entre la bandeja inferior y superior, y se mantuvo (0.03 m/s) en la zona sobre la bandeja superior. Esta velocidad es adecuada para lograr un secado homogéneo de alimentos.

**Palabras clave:** secador solar; gabinete; diseño; convección natural

## 1. Introducción

Por varias décadas, uno de los problemas más grandes relacionados con la calidad de vida humana, ha sido el hambre. Este problema es padecido en diferentes regiones alrededor del mundo, donde el inconveniente no es la falta de alimentos, sino su pérdida y desperdicio, que de acuerdo con la FAO (Food and Agriculture Organization) tan solo la mitad de lo que se pierde o desperdicia podría bastar para alimentar a toda la población mundial<sup>[1]</sup>. La pérdida de alimentos es la reducción de la calidad o cantidad de los alimentos debida a las acciones y decisiones tomadas durante la cadena de producción alimenticia, como lo son descartar, incinerar o desechar de una u otra forma los productos alimenticios en las etapas de cosecha, procesamiento, almacenamiento postcosecha, transporte a los puntos de venta y consumo final.

El 15 de diciembre del 2020 durante la presentación del Año Internacional de las Frutas y Verduras 2021 celebrado en Roma, el director de la FAO señaló que las pérdidas y desperdicios de alimentos siguen siendo un problema de consecuencias considerables, y que las tecnologías y enfoques innovadores tienen una importancia esencial para

conservar la calidad e incrementar la vida útil del producto, conservando su valor nutricional<sup>[2]</sup>.

De acuerdo con lo anterior, un enfoque innovador es el proceso de secado mediante el uso de energía solar para la conservación de alimentos. La energía solar es un tipo de energía renovable y una alternativa económica que puede ayudar a disminuir las emisiones de CO, CO<sub>2</sub> y otros contaminantes<sup>[3]</sup>. En general, las energías renovables son fuentes limpias de energía y tienen mucho menor impacto ambiental en comparación a las fuentes energéticas convencionales<sup>[4][5][6]</sup>.

El secado solar de frutas y verduras es una antigua tecnología cuyo proceso consiste en la eliminación del agua parcial o total del alimento, para disminuir la actividad microbiana y ampliar su periodo de conservación<sup>[7]</sup>. El proceso de secado por evaporación es una operación donde el gradiente de presión parcial del vapor de agua en el aire entre el producto sólido y el flujo de aire es la fuerza encargada de la separación de las moléculas de agua del producto<sup>[8][9]</sup>.

Durante generaciones uno de los métodos más utilizados ha sido el secado tradicional al aire libre que consiste en colocar los alimentos sobre una manta, lona o colgarlos en un hilo expuestos al aire libre y al sol o bajo la sombra dependiendo del producto. Sin embargo, este método posee varios inconvenientes entre los que se encuentran largos tiempos de secado, exposición de los alimentos al polvo, a los insectos, aguaceros, y baja calidad del producto debido a la exposición directa a los rayos del sol<sup>[10][11]</sup>.

El Secador Solar Tipo Gabinete (SSTG) evita parte de los inconvenientes presentes en el secado tradicional. Además, es posible reducir los tiempos de secado realizando un diseño eficiente que permita un flujo de aire uniforme y una buena distribución de la temperatura en la cámara de secado<sup>[12]</sup>. Esta clase de secadores se componen por dos elementos; un colector en forma de caja con una superficie ennegrecida que capta los rayos del sol para transformar la irradiancia en energía calorífica y transferirla por medio del aire al siguiente elemento; una cámara de secado donde los alimentos pueden encontrarse en forma de rodajas posicionadas sobre bandejas<sup>[13][14]</sup>. Con base en estos elementos, existen cuatro diferentes arreglos de secadores solares tipo gabinete<sup>[15][16][17][18]</sup>.

- Indirecto: El colector y la cámara de secado se encuentran separados. Además, los rayos solares no ingresan a la cámara, esto beneficia a los productos sensibles a la exposición directa.
- Directo: El colector y la cámara de secado se encuentran en el mismo compartimento, aquí la evaporación del agua es más eficiente debido a que la energía solar irradia directamente al producto. Sin embargo, algunas propiedades organolépticas y nutricionales del producto se ven comprometidas por la sensibilidad que tiene ante los rayos solares a largos tiempos de exposición.
- Mixto: El colector y la cámara de secado se encuentran separados, pero se permite el ingreso de la radiación solar en la cámara de secado.
- Híbrido: Además del uso de un colector, se emplea una fuente auxiliar de energía como un quemador de biomasa o un sistema fotovoltaico.

Por otra parte, el SSTG debe contar con algunas aberturas que permitan la entrada y salida del flujo de aire, el cual se encarga de remover la humedad al interior. La circulación

del aire al interior se logra por medio de convección forzada o natural<sup>[19]</sup>. El funcionamiento del secador y los fenómenos físicos que en él tienen lugar se explican por los tres mecanismos de transferencia de calor<sup>[20]</sup>. Para mejorar su rendimiento es esencial tener un buen conocimiento del comportamiento del secador, lo que se logra a través de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), que es capaz de resolver las ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía<sup>[21]</sup>.

Algunos trabajos previos aportan la siguiente información. Rico et al. [22] construyeron un secador solar directo, alcanzó una temperatura de 55 °C. Los autores recomiendan, mejorar el sistema de entrada y salida de aire debido a que los orificios eran pequeños y también mejorar la circulación del aire. Andi6n et al. [23] fabricaron un prototipo de secador directo para el secado de hollejo (parte s6lida de la fruta) de naranja. Calcularon un 6rea de 0.056 m<sup>2</sup> para una carga de 0.8 kg, pero redujeron el 6rea a 0.30 m<sup>2</sup> colocando dos bandejas equidistantes al interior de la cabina. Para garantizar el acceso perpendicular de la radiaci6n solar definieron la inclinaci6n de la cubierta basada en la latitud de la zona. Mantuvieron un rango de temperatura al interior entre 40 y 45 °C a partir de la temperatura ambiente de 30 °C, lo cual se logr6 al ampliar el 6rea de los orificios de entrada y salida de aire.

Guevara et al. [24] construyeron un secador solar directo por convecci6n natural para la deshidrataci6n de fresas. El secador solar alcanz6 una temperatura m6nima de 39.1 °C y una m6xima de 70.1 °C en su interior, mientras que en el exterior encontraron una temperatura m6nima de 20.1 °C y una m6xima de 32.7 °C. Terres et al. [25] evaluaron el proceso de secado de lim6n teniendo en cuenta las curvas de secado y su conducta t6rmica adquirida mediante simulaci6n num6rica CFD en un secador solar directo. La simulaci6n mostr6 que la distribuci6n de temperaturas crece en el interior de la c6mara de secado al paso del tiempo obteniendo en el momento inicial temperaturas de 24.66 a 39.95 °C, en medio de 28.3 a 42 °C y al final de 27 a 38.4 °C. La distribuci6n de las l6neas de corriente de la velocidad mostr6 que las velocidades son m6s altas en la entrada del secador y disminuyen a lo largo del mismo, al inicio se cont6 con velocidades de 0 a 1.52 m/s, en medio de 0 a 0.77 m/s y al final 0 a 0.93 m/s. Las velocidades en la zona donde se ubican las charolas son las menores durante todo el proceso de secado.

Cruz et al. [26] construy6 un secador para generar calor empleando un sistema h6brido Fotovoltaico/T6rmico (FV/T). Su proyecto se enfoc6 en proponer 4 modelos geom6tricos para la c6mara de secado. Realiz6 una simulaci6n CFD para elegir la geometr6a con la mejor distribuci6n de aire. Concluy6 que cualquier zona al interior de la c6mara seleccionada es adecuada para el secado y obtuvo un aumento de la temperatura ambiente de 24.03 a 48.52 °C por convecci6n forzada y de 29.67 a 54.77 °C por convecci6n natural.

Islam et al. [27] fabricaron tres modelos diferentes de secador tipo gabinete con flujo por convecci6n natural para el secado de manzana y otros productos. Analizaron el porcentaje de humedad retirada en cada uno de los secadores y obtuvieron que para la c6mara con chimenea de tubo delgado fue de 44.5%, para la c6mara tipo 6tico de 33.3% y para la c6mara de corriente natural de 58.9% en un periodo de 6 horas. Los resultados determinaron que la c6mara con corriente natural es la mejor opci6n entre todas, debido a que retira mayor humedad y su construcci6n es econ6mica. Fonseca et al. [28]

calcularon las dimensiones de un secador solar para el secado de Anamú a partir de sus características y las condiciones del aire. Realizaron una evaluación al vacío y obtuvieron que la temperatura media entre las 12:00 y las 16:00 horas se encontraba entre 36.8 y 39.8 °C, temperaturas apropiadas para el secado del anamú. Descubrieron que las temperaturas más altas al interior de la cámara se encontraban en las zonas más cercanas a la superficie encargada de captar la radiación solar.

Bécquer et al. [29] evaluaron la velocidad de secado del aguaymanto en tres modelos de secador solar tipo gabinete (directo, indirecto y mixto) para conocer la eficiencia de cada uno. Las temperaturas alcanzadas al interior de la cámara con una radiación solar incidente de 619 W/m<sup>2</sup> fueron de 65.3 °C en el directo, 65.2 °C en el indirecto y 88.8 °C en el mixto. Spall et al. [30] construyeron un secador solar de tipo gabinete con carga frontal de bandejas múltiples, incluyeron una pared al norte con inclinación encargada de reflejar los rayos solares sobre las bandejas para obtener un secado eficiente durante el invierno. El uso de la pared reflejante presentó aumentos de la radiación solar de 37.58%, 31.57% y 23.24% en 30° N, 40° N y 50° N de latitud respectivamente. Rodríguez et al. [31] seleccionaron con ayuda de simulación CFD la mejor configuración de un secador solar tipo gabinete entre 6 propuestas, con 2 geometrías para el colector y 3 posiciones para el conducto de extracción de aire. Realizaron una comparación entre las temperaturas máximas alcanzadas en los sólidos y en los fluidos de las configuraciones, encontraron que la configuración con mejores resultados es la de colector con cristal y superficie no paralela con un ángulo de inclinación de 7° y conducto de ventilación de aire a la derecha. El aumento de temperatura en el absorbedor y la superficie del colector lograron aumentar la temperatura del fluido hasta los 31 °C desde los 20 °C utilizados en la simulación.

Habiendo estudiado algunos de los antecedentes de los SSTG, en este trabajo el objetivo es diseñar un secador solar tipo gabinete empleando CFD con el fin de mejorar la distribución del flujo (por convección natural) del aire al interior de la cámara de secado.

## 2. Metodología o desarrollo

Cruz et al [26] menciona que no hay norma que indique cómo deben ser construidos los SSTG, por lo que es posible elegir sus características libremente. La metodología aplicada se basó en cambios en la posición y las dimensiones de la entrada, salidas y bandejas. Por lo que, para poder visualizar y analizar el comportamiento de la velocidad del aire al interior de las diferentes configuraciones del secador, así como sus valores, se deben realizar simulaciones del sistema mediante el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) utilizando ANSYS Fluent. Este análisis permite conocer si existe homogeneidad del flujo sobre la zona de las bandejas, lo que favorece el desarrollo del proceso de secado de productos alimenticios. Por otro lado, un análisis de simulación numérica CFD comprende tres fases<sup>[32]</sup>: Pre-proceso, Proceso y Pos-proceso.

### 2.1. Pre-proceso.

En esta fase se define el problema, se crea o se importa la geometría, se discretiza o se desarrolla una malla, se establecen las condiciones de frontera, los parámetros del fluido y las propiedades físicas del problema de flujo en estudio, y se implementan las técnicas de solución.

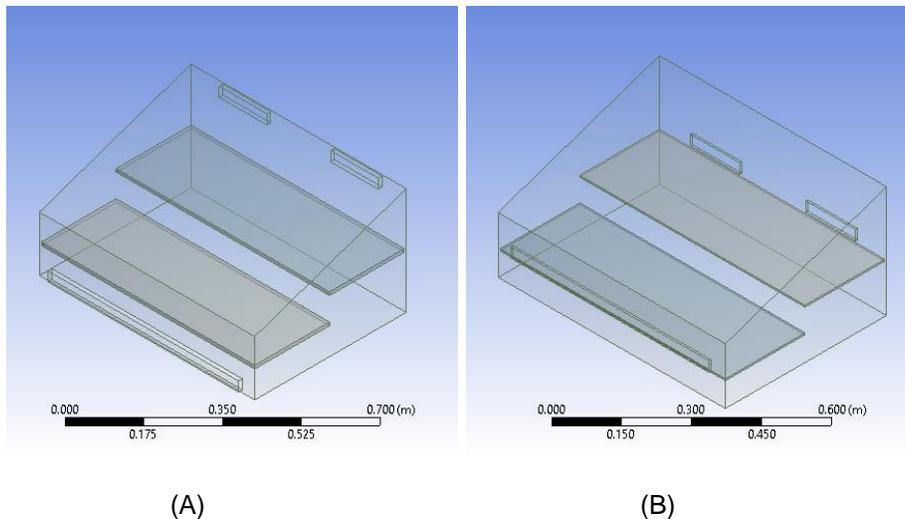
### 2.1.1. Modelo geométrico y mallado del dominio computacional.

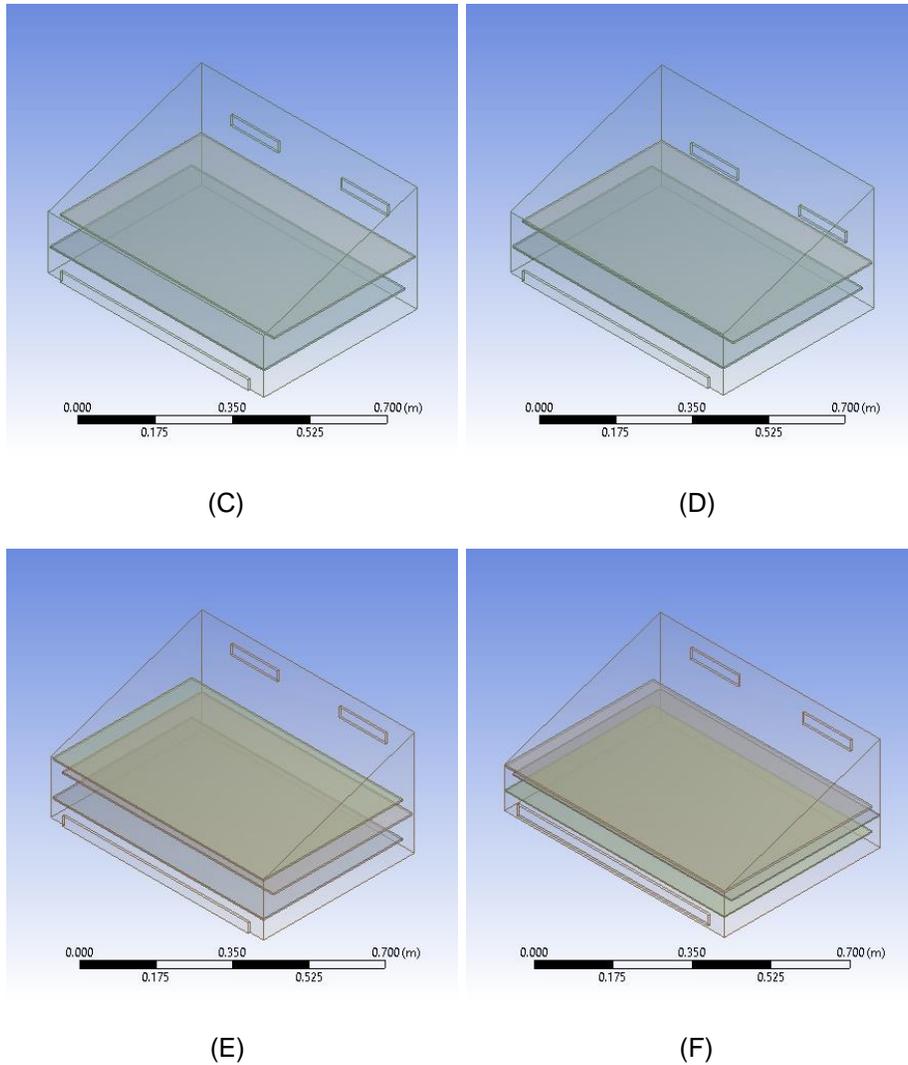
En estas simulaciones el principal enfoque de estudio es el comportamiento del aire, por lo que el modelo geométrico no considera las paredes externas. La Fig. (1) muestra seis configuraciones de la geometría del secador solar tipo gabinete.

La primera configuración (A) tiene las dimensiones externas de: 500 x 190 x 529 x 353 mm, una longitud de 700 mm, la cubierta tiene una inclinación de 19°. Cuenta con una entrada de 30 x 600 mm en la pared frontal a 8 mm del piso y dos salidas de 30 x 150 mm en la pared lateral, con una separación de 200 mm entre ambas, a una distancia de 290 mm del piso. Al interior hay dos bandejas en arreglo de escalera, ambas con las mismas dimensiones: 238 x 676 x 10 mm, la bandeja inferior tiene una separación del suelo de 82 mm y la superior una separación de 72 mm de la inferior.

En la segunda configuración (B), la entrada se movió a 1 mm de la bandeja inferior, las salidas a 1 mm de la bandeja superior, el espesor de las bandejas y las paredes se cambió a 3 mm. En la tercera configuración (C), la entrada se colocó a 1 mm del piso, por debajo de la bandeja inferior, se amplió el ancho de las bandejas de 238 a 450 mm y la salida se posicionó a 62 mm de la bandeja superior. En la cuarta configuración (D), la distancia de separación entre las bandejas se cambió de 72 mm a 67.5 mm y la salida regresó a su ubicación anterior a 1 mm de la bandeja superior.

En la quinta configuración (E), se añadió una placa con las mismas dimensiones de las bandejas (nombrado captador), los tres elementos se separaron 50 mm de cada uno, la bandeja inferior, la entrada y las salidas se posicionaron a 54, 12 y 258 mm del piso respectivamente. En la sexta configuración (F), las dimensiones externas se cambiaron a 500 x 130 x 530 x 302 mm, longitud de 700 mm, con inclinación de la cubierta de 19°. Las bandejas y el captador cambiaron a 694 x 463 x 3 mm y tienen una separación de 30 mm entre ellos. La entrada aún se encuentra a 12 mm del piso y la salida a 214 mm.





**Figura 1:** Propuestas de configuración de geometría de SSTG.

Se realizó un análisis de independencia de malla para asegurar que los resultados obtenidos son independientes del tamaño de esta, llevado a cabo a partir del modelo de malla estructurada CutCell. El modelo se refinó desde 300 hasta 900 mil elementos. El parámetro de comparación para el análisis es la velocidad promedio del aire al interior del secador.

La Fig. (2) muestra la velocidad promedio al interior de cada configuración del secador en función del número de elementos de malla. Se puede observar que de trescientos mil a novecientos mil elementos los resultados no presentan cambios significativos.

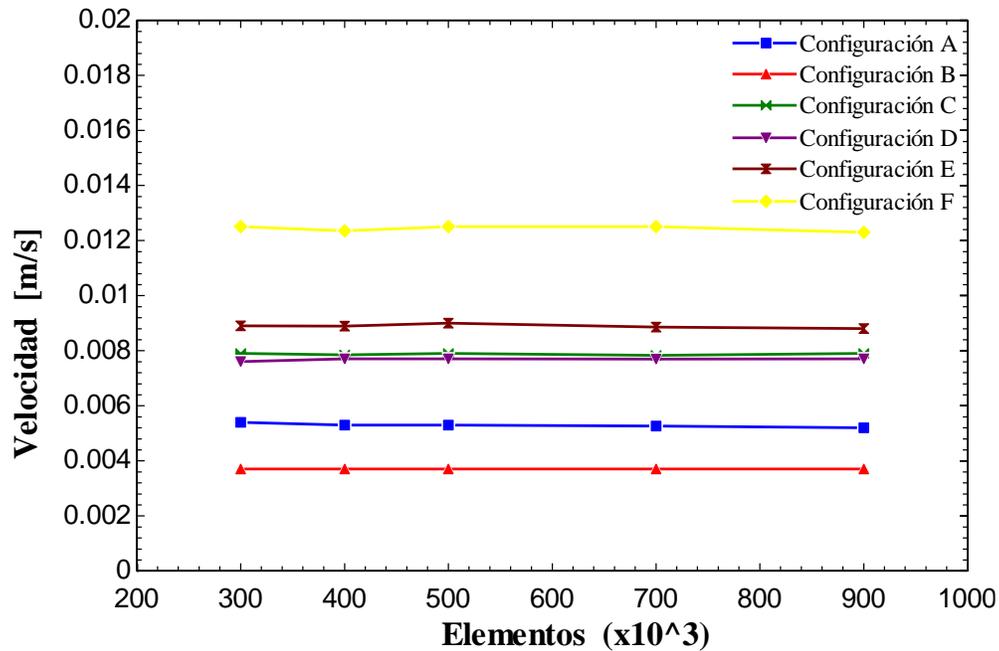
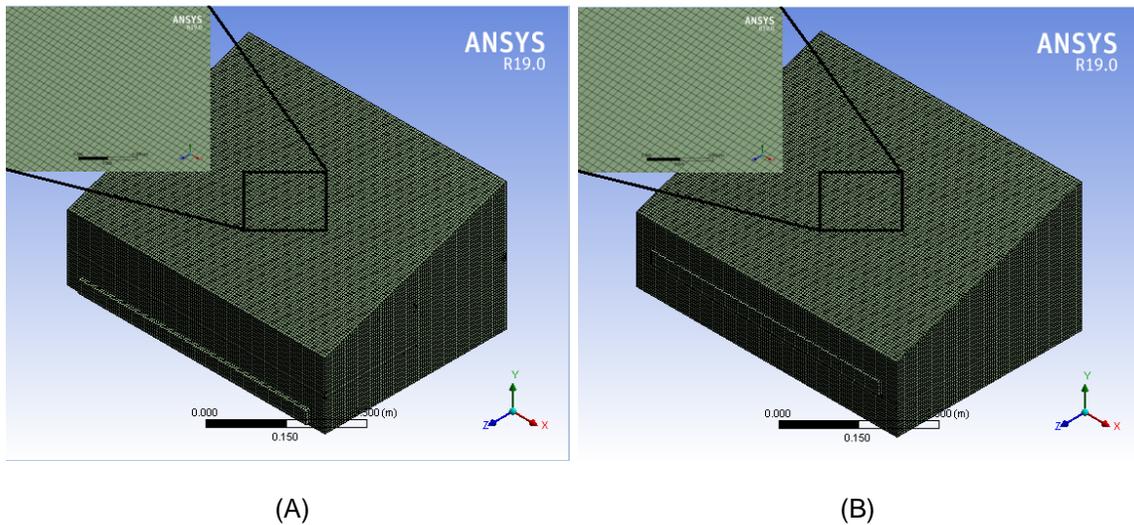


Figura 2: Análisis de independencia de malla.

Por lo cual, el tamaño de malla seleccionado para realizar las simulaciones es de 500 mil elementos, debido a que brinda una buena calidad de malla (Average Orthogonal Quality de 0.99 evaluado como excelente) y no requiere un alto consumo computacional. La Fig. (3) muestra la malla de cada una de las configuraciones.



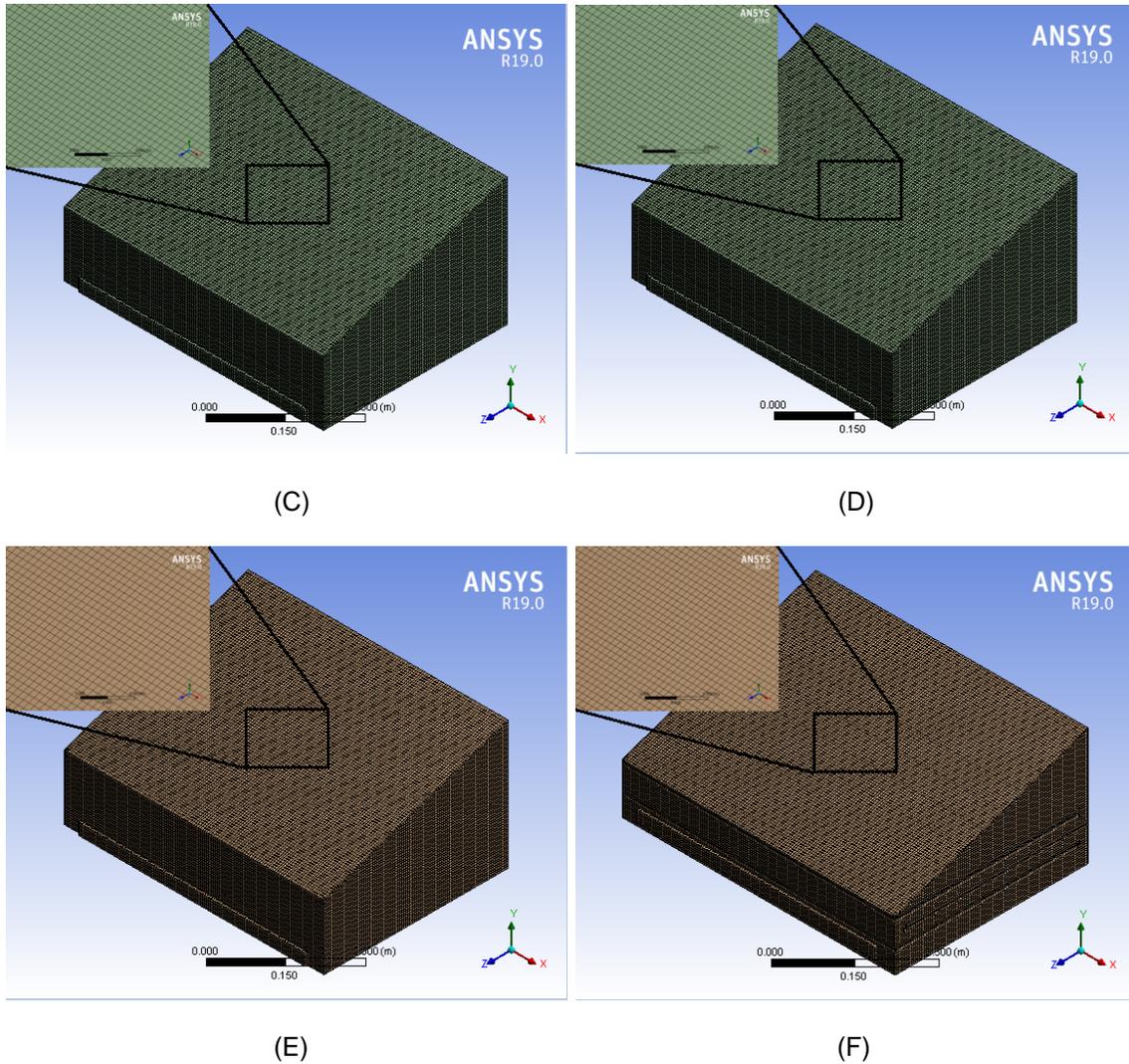


Figura 3: Malla de cada geometría empleada para la simulación CFD.

### 2.1.2. Modelo matemático y condiciones de frontera.

ANSYS Fluent emplea una serie de modelos que permiten aproximar la turbulencia del fluido que se presenta en los sistemas térmicos. Algunos tienen aplicaciones muy específicas, mientras que otros pueden aplicarse a una clase más amplia de flujos con un grado razonable de confianza<sup>[33]</sup>. Sin embargo, para conocer el modelo a utilizar es necesario calcular el número de Reynolds a la entrada del secador en base a la Ec. (1) para flujo en tuberías.

$$Re = \frac{V_{prom}D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom}D}{\mu} \quad (1)$$

donde  $V_{prom}$  es la velocidad de flujo promedio (m/s),  $D$  es la longitud característica de la geometría (para tubería circular, en m). Para flujo en tuberías no-circulares, el número de Reynolds se basa en el diámetro hidráulico  $D_h$  que se define en la Ec (2) como:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2)$$

donde  $A_c$  es el área de sección transversal de la tubería y  $P$  es su perímetro mojado.

El diámetro hidráulico de la entrada de cada una de las configuraciones del secador es igual a 0.05714 m. Además, según la tabla de propiedades del aire presente en Cengel & Ghajar [34], para 1 atmósfera de presión y 30 °C de temperatura ambiente (temperatura promedio registrada en diversas investigaciones), las propiedades del aire son:  $\rho = 1.164 \text{ kg/m}^3$ ,  $\nu = 1.608 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $\mu = 1.872 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$ . Por lo que, se determinó que el valor del número de Reynolds para una velocidad a la entrada de 0.025 m/s (velocidad calculada por Andión et al. [23] a la entrada de este tipo de secadores) es igual a 93.52, lo cual indica que el flujo se encuentra en régimen laminar, por lo que este estudio solo considera al modelo laminar.

En este trabajo, se consideró un flujo tridimensional en estado estacionario cuyas ecuaciones de conservación<sup>[35]</sup> son:

- La ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

- La ecuación de conservación de momento para las direcciones  $x$ ,  $y$  y  $z$

$$\rho \left[ v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right] = \mu \left[ \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right] - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x \quad (4)$$

$$\rho \left[ v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right] = \mu \left[ \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right] - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y \quad (5)$$

$$\rho \left[ v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \mu \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z \quad (6)$$

## 2.2. Proceso.

En el proceso los valores de entrada del modelo se deben especificar, se asignó nombre a cada una de las paredes, bandejas, entrada y salidas del secador, además, como se estudiará el comportamiento del aire al interior de cada configuración solo fue necesario asignar la velocidad del flujo de aire a la entrada de 0.025 m/s. El programa resuelve numéricamente las ecuaciones de flujo de fluidos para cada celda hasta alcanzar la convergencia. La convergencia ocurre cuando los residuales alcanzan los valores de  $1 \times 10^{-03}$  para las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y continuidad. Si se está monitoreando la convergencia, la solución se detendrá automáticamente cuando cada variable cumpla con su criterio de convergencia especificado.

Se utilizó el algoritmo SIMPLE para el acoplamiento presión-velocidad, y el esquema *upwind* de segundo orden para discretizar los términos convectivos en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento. En cuanto a la inicialización de la simulación,

se basó en el valor de velocidad (x, y, z): (0, 0, -0.025) m/s. Los valores residuales fueron ( $1 \times 10^{-03}$ ,  $1 \times 10^{-03}$ ,  $1 \times 10^{-03}$ ) para velocidad x, y, z.

Para el desarrollo de las simulaciones de cada una de las configuraciones propuestas, se empleó una computadora Supermicro SYS-7039A-I, con procesador Intel (R) Xeon (R) Silver 4210R CPU @ 2.40 GHz con 64 GB de ram. En total se realizaron seis simulaciones, cada una realizó 85 iteraciones en promedio antes de converger en un tiempo aproximado de un minuto.

### 2.3. Pos-proceso.

El Pos-proceso es la fase final donde se visualiza y examina el campo de soluciones gráfica y numéricamente. Sin embargo, los resultados pos-procesados se presentan en la sección 3.

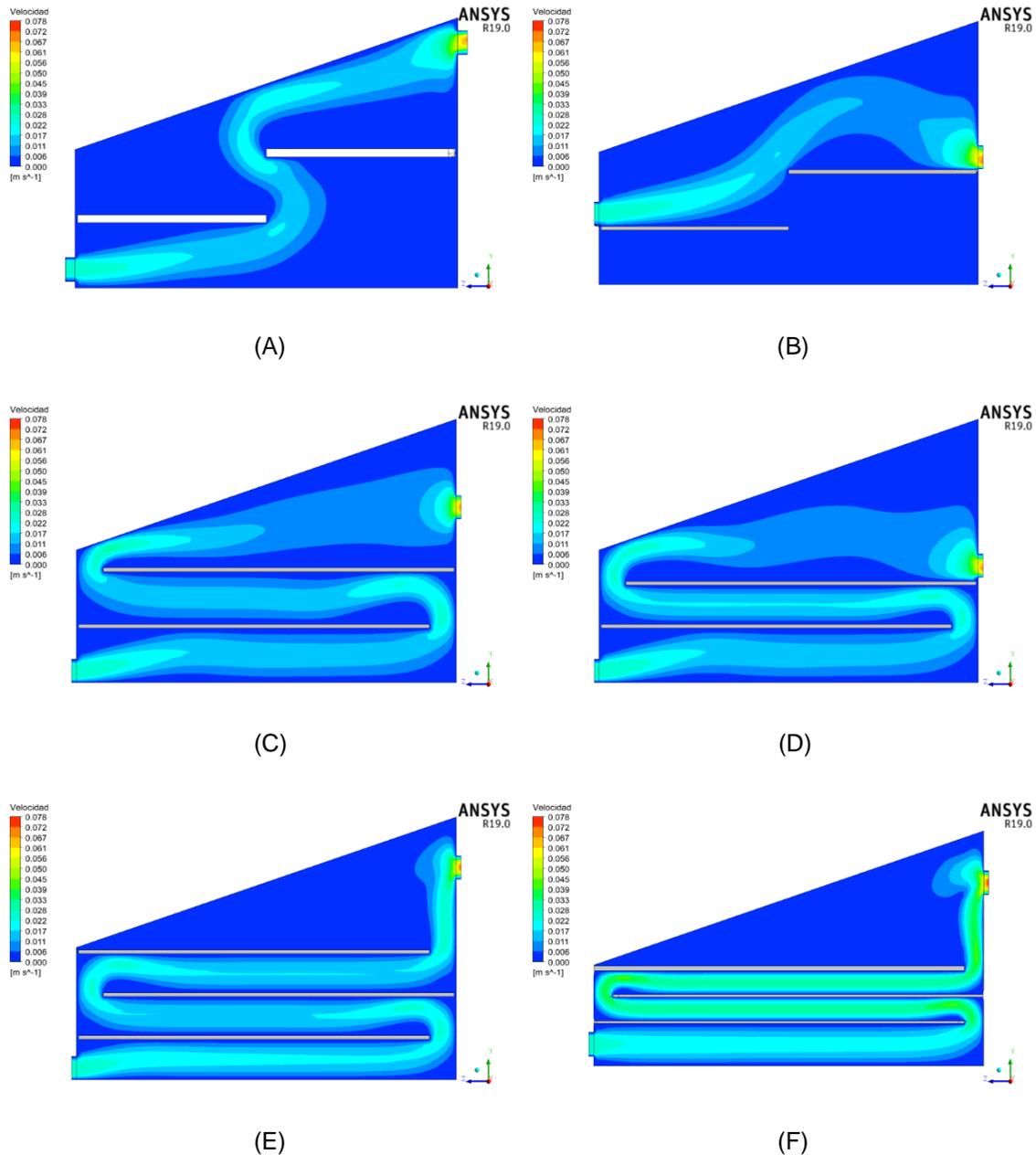
## 3. Resultados y análisis

La Fig. (4) muestra los contornos de velocidad del aire al interior de cada una de las seis configuraciones. En la configuración A, la velocidad del aire en la zona más desarrollada bajo la bandeja inferior (llamada bandeja B) es de 0.015 m/s, posteriormente asciende hacia la cubierta a 0.013 m/s, se desplaza entre esta y la bandeja superior (bandeja A) a 0.02 m/s, para finalmente salir a 0.07 m/s. La velocidad promedio presente a una distancia de 3 mm (zona de interés para realizar el proceso de secado) sobre la bandeja A y B es de  $9.75 \times 10^{-04}$  y  $2.73 \times 10^{-04}$  m/s, respectivamente. Las modificaciones realizadas a las posiciones de las bandejas, entrada y salida son esenciales para aprovechar la dirección de la corriente de aire y realizar un buen proceso de secado. Para la configuración B, gran parte del flujo de aire se logró posicionar sobre la bandeja B, obteniendo en la zona de mayor desarrollo una velocidad de 0.022 m/s y a 3 mm de separación de la bandeja una de  $4.66 \times 10^{-03}$  m/s. Por otra parte, el flujo más desarrollado (0.02 m/s) sobre la bandeja A no se encuentra tan cerca de su superficie, pero posee una velocidad de  $5.33 \times 10^{-03}$  m/s a 3 mm de esta. Finalmente, a la salida se registra un valor de velocidad de flujo de 0.07 m/s.

En la configuración C, la zona de mayor desarrollo bajo la bandeja B tienen una velocidad promedio de 0.017 m/s, entre la bandeja inferior y superior disminuye a 0.015 m/s. sobre la bandeja superior regresa a 0.017 m/s y sale del secador a 0.07 m/s. Al igual que en los casos anteriores, se registró el valor a 3 mm de distancia de la superficie de cada bandeja, obteniendo así para la bandeja A un valor de  $1.73 \times 10^{-03}$  m/s y para la bandeja B de  $3 \times 10^{-03}$  m/s. En la configuración D la zona de mayor desarrollo bajo la bandeja B tienen una velocidad promedio de 0.018 m/s, entre la bandeja inferior y superior aumenta a 0.019 m/s. sobre la bandeja superior regresa a 0.018 m/s y sale del secador a 0.07 m/s. El valor de la velocidad a 3 mm de distancia de la superficie de la bandeja A es de  $6 \times 10^{-03}$  m/s y en la bandeja B de  $2.33 \times 10^{-03}$  m/s.

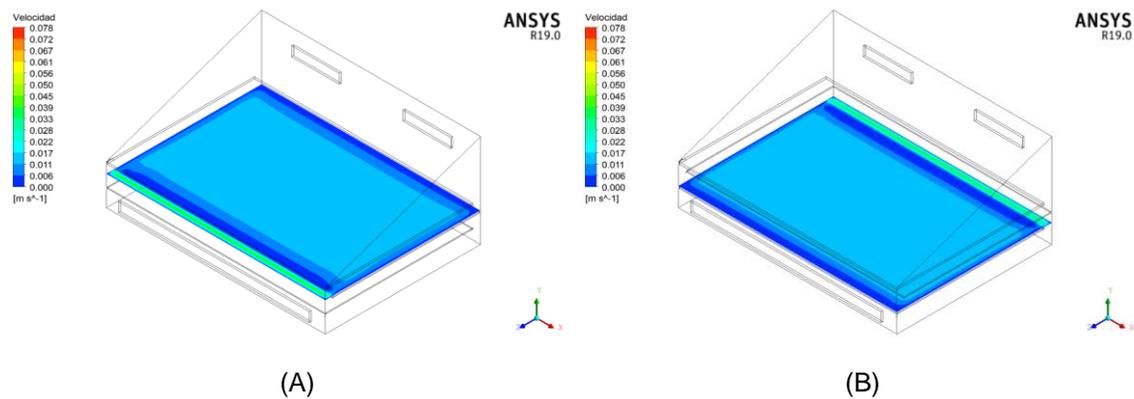
En el caso de la configuración E, la velocidad de la zona más desarrollada bajo la bandeja B es de 0.02 m/s, entre la zona bandeja A-B y captador-bandeja A se mantiene a 0.02 m/s, finalmente sale a 0.07 m/s del interior del secador. La velocidad a 3 mm de la bandeja A y B es de  $2.6 \times 10^{-03}$  m/s. En la configuración F, la velocidad de la zona más desarrollada

bajo la bandeja B es de 0.02 m/s, entre la bandeja A y B crece hasta los 0.03 m/s, se mantiene (0.03 m/s) al atravesar la zona entre el captador y la bandeja A, y sale a 0.07 m/s del interior del secador.



**Figura 4:** Contornos de velocidad del aire al interior de cada configuración.

La configuración F es la que obtuvo mejores resultados, la Fig. (5) muestra los contornos de velocidad sobre cada una de las bandejas a una distancia de separación de 3 mm, que es la zona de interés donde se colocará el producto a secar. En esta área existe una distribución homogénea de aire de 0.016 m/s. Esta velocidad es adecuada para lograr un secado homogéneo de alimentos en régimen de flujo laminar, debido a que favorece la homogeneidad de la temperatura al interior del SSTG.



**Figura 5:** Distribución del flujo de aire sobre la bandeja de la configuración F: (A) Bandeja superior; (B) Bandeja inferior.

## 4. Conclusiones

En este trabajo se desarrolló el diseño de un secador solar tipo gabinete empleando CFD con el fin de mejorar la distribución del flujo de aire al interior de la cámara de secado empleando convección natural.

La metodología consistió en realizar cambios en las posiciones y dimensiones de la entrada, las salidas y las bandejas al interior con el objetivo de obtener una distribución homogénea del flujo de aire sobre la zona de secado y de esta forma conseguir de igualmente una distribución homogénea de la temperatura del aire.

En total se produjeron seis configuraciones de SSTG, y cada una fue sometida a una simulación considerando solamente el modelo viscoso laminar, empleando a la entrada una velocidad de 0.025 m/s. De entre las configuraciones propuestas se consideró que la F es la mejor, debido a que la zona de secado a 3 mm de separación de la bandeja tiene una distribución homogénea de aire de 0.016 m/s, que es adecuada para obtener un proceso de secado de alimentos homogéneo al utilizar flujo laminar y que es más alta a la obtenida en las demás configuraciones, donde se encuentra por debajo de 0.006 m/s. Para trabajos futuros se recomienda trabajar con convección forzada e implementar un sistema de recirculación de aire con el propósito de mejorar más el proceso de secado.

## Agradecimientos

Al Programa Fondo Sectorial CONACYT – Secretaría de Energía- Sustentabilidad Energética, Proyecto Marco 207450- Centro Mexicano de Innovación en Energía Solar (CeMIE-Sol) con el proyecto estratégico P90 “Desarrollo de un secador solar tipo invernadero con base en un estudio previo realizado en un prototipo”

## Referencias

- [1] FAO. Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura. Consultado en línea el 26 de enero de 2021 en <http://www.fao.org/resources/infographics/infographics-details/es/c/414198/>
- [2] FAO. Organización de las Naciones Unidas para la alimentación y la agricultura. Consultado en línea el 26 de enero de 2021 en <http://www.fao.org/news/story/es/item/1364973/icode/>
- [3] Vasquez, J., Reyes, A., & Pailahueque, N. (2019). Modeling, simulation and experimental validation of a solar dryer for agro-products with thermal energy storage system. *Renewable Energy*, 139, 1375-1390.
- [4] Badii, M., Guillen, A., & Abreu, J. (2016). Renewable Energies and Energy Conservation. *International Journal of Good Conscience*, 11, 141-155.
- [5] Oviedo-Salazar, J., Badii, M., Guillen, A., & Lugo Serrato, O. (2015). History and Use of Renewable Energies. *International Journal of Good Conscience*, 10, 1-18.
- [6] Roche, L., Hernández, J., & García, A. (2017). Diseño conceptual de secador solar a escala piloto para algas marinas. *Revista Tecnología Química*, 37(2), 184-200.
- [7] Abhay, L., Chandramohan, V., & Raju, V. (2016). Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer for Banana Drying. *Energy Procedia*, 109, 409-416.
- [8] Fito Maupoey, P., Andrés Grau, A. M., Barat Baviera, J. M., & Albors Sorolla, A. M. (2001). *Introducción al secado de alimentos por aire caliente*. España: Universitat Politècnica de València.
- [9] Espinoza, J. (2016). Innovation on solar dehydrator. *Revista chilena de ingeniería*, 24, 72-80.
- [10] UNESCO. UNESCO. Consultado en línea el 10 de marzo de 2021 en <http://www.unesco.org/new/fileadmin/MULTIMEDIA/FIELD/Montevideo/pdf/ED-Guiasecaderosolar.pdf>
- [11] Forsona, F., Nazhab, M., Akuffoa, F., & Rajakarunab, H. (2007). Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: Application of principles and rules of thumb. *Renewable Energy*, 32, 2306-2319.
- [12] Aktas, M., Sevic, S., Amini, A., & Khanlari, A. (2016). Analysis of drying of melon in a solar-heat recovery assisted infrared dryer. *Solar Energy*, 137, 500-515.
- [13] Asociación Catalana de Ingenieria Sin Fronteras. *Enginyeria Sense Fronteres*. Consultado en línea el 11 de febrero de 2021 en <https://esf->

cat.org/blog/2017/06/21/manual-tecnologia-para-transformacion-agropecuaria-deshidratador-solar/

- [14] Sodha, M., & Chandra, R. (1994). Solar drying systems and their testing procedures. *Energy Convers. Mgmt.*, 35(3), 219-267.
- [15] Hernández, M., Martínez, M., & Del Ángel, J. (2017). Implementación de un prototipo didáctico para el secado solar de frutas y hortalizas, estudio comparativo para la determinación de condiciones de operación óptimas en el municipio de Guanajuato. *Jóvenes en la ciencia*, 3(2), 2521-2525.
- [16] Ekechukwu, O., & Norton, B. (1997). Experimental studies of integral-type of natural-circulation solar-energy tropical crop dryers. *Energy Connvers. Mgmt.*, 38(14), 1483-1500.
- [17] Ekechukwu, O. (1999). Review of Solar Energy Drying Systems I - An Overview of Drying Principles and Theory. *Energy Convers Manag.*, 40, 593-613.
- [18] Tiwari, S., Tiwari, G., & Al-Helal, I. (2016). Development and recent trends in greenhouse dryer: A review. *Renew Sustain Energy Rev.*, 65, 1048-64.
- [19] Almazar, R., & Muños, F. (1994). *Ingeniería de la Energía Solar*. México: El Colegio Nacional.
- [20] Romero, V., Cerezo, E., García, M., & Sánchez, M. (2014). Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program. *Energy Procedia*, 57, 1651-1658.
- [21] Ghaffari, A., & Mehdipour, R. (2015). Modeling and improving the performance of cabinet solar dryer using computational fluid dynamics. *Int. J. Food Eng.*, 11(2), 157-172.
- [22] Rico, E., Pérez, A., Ruiz, G., & Robledo, L. (2010). Innovación en el diseño y construcción de un secador solar para frutas y hortalizas. México: Universidad de Guanajuato.
- [23] Andión, T. R., Suárez, R., & Bergues, R. (2011). Diseño y construcción de un secador solar tipo gabinete para el secado de hollejo de naranja. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, 27(1), 53-56.
- [24] Guevara, A., & Sabas, J. (2017). Diseño y construcción de un deshidratador solar para fresas. *Jóvenes en la ciencia*, 3(2), 114-119.
- [25] Terres, H., Lizardi, A., López, R., & Vaca, M. (2017). Evaluación de un secador solar durante el proceso del secado de limón por simulación numérica y sus curvas de secado. *Revista de Prototipos Tecnológicos*, 3(9), 34-41.
- [26] Cruz, J. (2018). Propuesta de cámara de deshidratación a partir de la energía entregada por un sistema solar híbrido (Tesis de maestría). Apizaco, Tlaxcala: Instituto Tecnológico Nacional de México.
- [27] Islam, M., Islam, I., Tursar, M., & Limon, A. (2019). Effect of cover design on moisture removal rate of a cabinet type solar dryer for food drying application. *Energy Procedia*, 160(1), 769-776.

- [28] Fonseca, S., Andi3n, R., Pacheco, O., Torres, A., & Zen3n, F. (2019). Dise1o, construcci3n y evaluaci3n sin carga de un prototipo de secador solar para el secado de Anam3. *Revista Tecnolog3a Qu3mica*, 39(1), 158-168.
- [29] B3cquer, C., Pablo, L., Torres, E., Massipe, J., & Quispe, M. (2020). Velocidad de secado en tres tipos de secadores solares del Aguaymanto. *Revista Chilena de Ingenier3a*, 28(2), 248-254.
- [30] Spall, S., & Sheti, V. (2020). Design, modeling and analysis of efficient multi-rack tray solar cabinet dryer coupled with north wall reflector. *Journal Solar Energy*, 211(1), 908-919.
- [31] Rodr3guez, Y., Morej3n, Y. (2020). Simulaci3n de secadores solares tipo gabinete en funci3n del colector solar y el conducto de extracci3n. *Revista Ingenier3a Agr3cola*, 10(1), 33-38.
- [32] Espinal, M., L3pez, C., Rojano, A., Romantchik, K., & Ram3rez, A. (2015). Determinaci3n de los gradientes t3rmicos nocturnos en un invernadero usando din3mica de fluidos computacional. *Agrociencia*, 49, 233-247.
- [33] Leonidivna Naidiuk, O., & Torres Jarra, P. (2018). Introducci3n al an3lisis t3rmico y de fluidos mediante Ansys (1ra ed.). Cuenca, Ecuador: Universidad Polit3cnica Salesiana.
- [34] Cengel, Y., Ghajar, A. (2020). *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones* (6a ed.). M3xico D.F.: McGraw Hill.
- [35] Ahmed Al Makky. *Computational Fluid Dynamics is the Future*. Consultado en l3nea el 26 de abril de 2021 en <https://cfd2012.com/navier-stokes-equations.html>