

Área del Conocimiento de Agricultura

DISEÑO DE UN SECADOR SOLAR MIXTO CON MATERIAL DE CAMBIO DE FASE PARA ACUMULAR ENERGIA TÉRMICA

Trabajo Monográfico para optar al título de
Ingeniero Químico

Elaborado por:

Br. TANIA LISBETH
DELGADO LÓPEZ
2013-60957

Br. JANELLA LISSETH
LEZCANO HERNÁNDEZ
2013-61361

Tutor:

MPhil. RODOLFO
ESPINOSA MORALES

20 de junio de 2025
Managua, Nicaragua

DEDICATORIA

Dedicamos este trabajo, a todas las personas quienes hicieron posible que esta investigación llegará a término.

A Dios, por habernos regalado la vida, la salud y la oportunidad de completar esta etapa académica.

A nuestros padres, por su esfuerzo incansable y su constante apoyo. Su presencia ha sido el pilar que nos sostuvo en cada desafío y nos impulsó a seguir adelante con determinación.

Y a nosotras mismas, por la perseverancia, el compromiso y la resiliencia demostrados en cada paso del camino. Este logro es también reflejo de nuestra fuerza y convicción.

AGRADECIMIENTOS

El desarrollo de este trabajo fue posible gracias al respaldo institucional y a la colaboración entre diversas facultades de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI).

Se agradece el apoyo económico brindado por la UNI, así como la valiosa participación del equipo de estudiantes de la carrera de Ingeniería Electrónica, quienes contribuyeron al diseño y montaje del sistema experimental.

Así mismo, se reconoce el acompañamiento académico brindado por los docentes de la carrera Ingeniería Química durante la ejecución de la investigación.

Finalmente, nuestro reconocimiento a todos los docentes que aportaron con sus conocimientos a nuestra formación profesional y a quienes confiaron en nuestra capacidad para llevar este trabajo a buen término.

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo el diseño de un secador solar mixto que incorpore un material de cambio de fase, con la finalidad de almacenar energía térmica y mantener el proceso de secado incluso en ausencia de radiación solar. Esta iniciativa surge como una alternativa sostenible y eficiente para mejorar los procesos de secado y deshidratado de diversos productos.

El desarrollo del prototipo se llevó a cabo en tres etapas principales: diseño del absorbedor-contenedor, del colector solar y de la cámara de secado, considerando criterios de eficiencia térmica, flujo de aire adecuado y capacidad de integración del sistema de almacenamiento. La selección de materiales se basó en su disponibilidad en el mercado, propiedades térmicas, costo, durabilidad y facilidad de mantenimiento.

Se realizó un análisis económico del sistema, considerando costos de materiales, mano de obra y componentes del almacenamiento térmico, lo cual permitió evaluar su viabilidad técnica y económica. Además, se llevaron a cabo pruebas experimentales para determinar la eficiencia del colector solar, del sistema de acumulación y del secador en conjunto, tanto durante el día como en la noche.

Los resultados obtenidos demostraron que el diseño propuesto es funcional y eficiente, mostrando un desempeño consistente con lo reportado en la literatura revisada para tecnologías similares.

CONTENIDO

I.	Introducción	1
II.	Objetivos	2
2.1	Objetivo General	2
2.2	Objetivos Específicos.....	2
III.	Marco Teórico	3
3.1	Secadores Solares	3
3.2	Colector Solar	6
3.3	Cámara de secado	20
3.4	Almacenamiento de energía térmica en secadores solares	24
3.5	Evaluación de secadores y colectores solares	28
IV.	Metodología	39
4.1	Diseño del secador solar	39
4.2	Evaluación del secador solar	46
V.	Presentación y Discusión de Resultados	52
5.1	Diseño del secador solar	52
5.2	Evaluación del secador solar	64
VI.	Conclusiones	85
VII.	Recomendaciones	87
VIII.	Nomenclatura.....	89
IX.	Referencias.....	91
X.	Anexos.....	100

Lista de Figuras

Figura 3.1. Clasificación de secadores solares	4
Figura 3.2. Partes básicas de un colector solar.	7
Figura 3.3. Vista frontal de cuatro tipos de absorbedores	8
Figura 3.4. Tipos de flujos en absorbedores corrugados sinusoidales.....	9
Figura 3.5. Configuración de pasajes de aire en un colector solar	10
Figura 3.6. Configuración de colectores solares de múltiples pasos.....	11
Figura 3.7. Visualización del flujo de aire por debajo del absorbedor para diferentes arreglos	13
Figura 3.8. Colectores con deflectores transversales de madera	14
Figura 3.9. Vista de las diferentes geometrías y arreglos de aletas.....	15
Figura 3.10. Colectores con aletas y deflectores con el flujo de aire por encima y por debajo del absorbedor	16
Figura 3.11. Colectores con doble flujo: a) colector con doble flujo de placa plana sin aletas.....	17
Figura 3.12. Soportes de Producto	22
Figura 3.13. Arreglos de las bandejas en la cámara de secado	23
Figura 3.14. Formas de conexión entre el colector solar y cámara de secado	24
Figura 3.15. Ubicación de material de cambio de fase en colectores	27
Figura 3.16. Ubicación de material de cambio de fase en colectores	28
Figura 3.17. Representación gráfica de los resultados de la evaluación de colectores solares	31
Figura 3.18. Variaciones de la temperatura ambiente, temperatura del material de cambio de fase y temperatura de salida del acumulador de energía con material de cambio de fase con respecto al tiempo.....	32
Figura 3.19. Representación gráfica de la variación de la temperatura y la humedad dentro de la cámara de secado y del aire ambiente.....	38
Figura 5.2. Ubicación de secador solar Azotea edificio 02.....	56
Figura 5.3. Distribución de bandejas.....	58
Figura 5.4. Puntos de medición en colector solar y cámara de secado.	63
Figura 5.5. Prueba de fugas de aire.....	65
Figura 5.6. Fugas de parafina en colector solar	66
Figura 5.7. Eficiencia instantánea del colector solar vs tiempo (6 de mayo).....	67
Figura 5.8. Eficiencia instantánea del colector solar vs tiempo (7 de mayo).....	68
Figura 5.9. Radiación solar, temperatura ambiente y temperaturas del colector solar vs tiempo (6 de mayo).....	70

Figura 5.10. Radiación solar, temperatura ambiente y temperaturas del colector vs tiempo (7 de mayo).....	70
Figura 5.11. Flujo de calor útil superior e inferior vs tiempo (7 de mayo).....	71
Figura 5.12. Velocidad del aire en la entrada superior e inferior del colector vs tiempo (7 de mayo).....	72
Figura 5.13. Temperatura media del MCF vs tiempo.....	74
Figura 5.14. Eficiencia diaria vs día.....	75
Figura 5.15. Componentes de la energía cedida (Q_d).....	76
Figura 5.16. Duración de los procesos de carga y descarga.....	76
Figura 5.17. Energía solar acumulada (Q_{ch}) por día.....	77
Figura 5.18. Energía solar instantánea vs tiempo (ejemplo: 7 de mayo).....	77
Figura 5.19. Masa de agua removida por día (kg).....	79
Figura 5.20. Energía solar diaria suministrada al secador (kJ).....	80
Figura 5.21. Eficiencia térmica del secador por día (%).....	81
Figura 5.22. Eficiencia de recolección (6 de mayo).....	83

Lista de Tablas

Tabla 3.1. Porcentaje de zonas muertas y longitud del flujo para absorbedores con deflectores ubicados por debajo.....	12
Tabla 3.2. Modelos propuestos para el ángulo de inclinación óptimo.....	18
Tabla 5.1 Datos utilizados en código fuente del programa ESS para calcular el volumen del absorbedor – contenedor del MCF.....	54
Tabla 5.2. Recopilación de las dimensiones utilizadas en los estudios similares a este trabajo.....	57
Tabla 5.3. Costo de materiales y mano de obra para la construcción del colector solar.....	60
Tabla 5.4. Costo de materiales y mano de obra para la construcción de la cámara de secado.....	61
Tabla 5.5. Comparación de eficiencia térmica del secador solar con otros estudios.....	81

I. INTRODUCCIÓN

El uso de la energía solar en el secado de productos agrícolas y diversos materiales ha adquirido una importancia creciente en los últimos años, impulsado por la búsqueda de alternativas que permitan disminuir los costos energéticos y reducir el impacto ambiental. Los secadores solares son una excelente alternativa al secado de productos a la intemperie, ya que con ello se reduce la posibilidad de contaminación o daño al material a secar y se requiere menos área en la zona de trabajo.

Nicaragua posee un gran potencial para la utilización de secadores solares debido a sus condiciones climáticas. El promedio del brillo solar es de 2 500 horas al año y recibe una radiación solar global anual que varía de 1.4 a 2.2 MWh/m²-año según la zona del país (Energía, 2002).

No obstante, una de las principales desventajas de estos sistemas radica en su dependencia de la radiación solar, lo que limita su operatividad durante la noche o en días con condiciones climáticas desfavorables.

Para mitigar esta limitación, se propone el diseño de un secador solar mixto con material de cambio de fase para la acumulación de energía térmica. Los secadores solares mixtos integran características tanto de los secadores directos como de los indirectos. En este tipo de sistema, tanto el colector solar como la cámara de secado están cubiertos con material transparente, lo que permite aprovechar la radiación solar en ambas secciones. Esta configuración ofrece una ventaja frente al secador indirecto, ya que maximiza el uso de la energía solar en todo el sistema (Brace Research Institute, 1975).

El objetivo general de este estudio fue diseñar un secador solar mixto con material de cambio de fase para acumular energía térmica. Para ello, se establecieron los siguientes objetivos específicos: definir las dimensiones del colector y la cámara de secado, seleccionar los materiales adecuados para cada sección del secador, detallar los costos de construcción y determinar experimentalmente las eficiencias del sistema durante el día y la noche.

Esta investigación, permitirá la obtención de datos necesarios para dimensionar secadores similares destinados a la deshidratación de productos específicos. Busca aportar al desarrollo de tecnologías sostenibles aplicadas al sector agroindustrial, especialmente en regiones donde el acceso a fuentes de energía convencionales es limitado o costoso.

II. OBJETIVOS

2.1 Objetivo General

Diseñar un secador solar mixto con material de cambio de fase para acumular energía térmica.

2.2 Objetivos Específicos

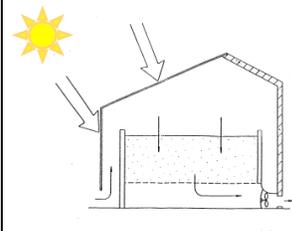
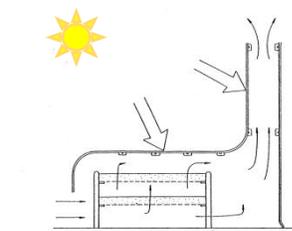
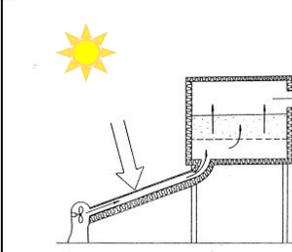
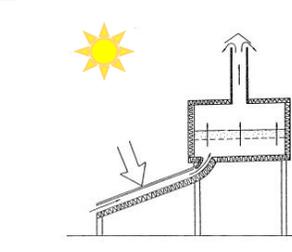
1. Establecer las dimensiones del colector y la cámara de secado de un secador solar mixto con material de cambio de fase para acumular energía.
2. Seleccionar los materiales de construcción para cada una de las secciones del secador solar.
3. Detallar los costos de construcción del secador solar mixto con acumulación de energía.
4. Determinar experimentalmente las eficiencias del secador solar, de su colector solar y de su sistema de almacenamiento de energía, durante el día y la noche.

III. MARCO TEÓRICO

3.1 Secadores Solares

Los secadores solares son equipos en los que se aprovecha la energía del sol para remover la humedad de los materiales. Estos secadores son una excelente alternativa al secado de productos a la intemperie, ya que con ellos se reduce la posibilidad de contaminación o daño al material a secar y se requiere menos área en la zona de trabajo. Además, al aprovechar la energía solar se disminuye o hasta elimina la utilización de fuentes convencionales de energía, con lo cual se reduce la contaminación del medio ambiente.

En la Figura 3.1 se muestran diseños típicos de secadores solares en base a dos criterios de clasificación. Uno de los criterios es la forma de utilización de la energía solar de acuerdo con la cual pueden ser secadores solares directos, indirectos o mixtos. Otro criterio de clasificación es la fuerza impulsora del movimiento del aire, en este caso se subdividen en activos y pasivos. Los detalles de estas cinco subclases son abordados en los acápite 3.1.1 a 3.1.5.

Forma de utilización de la energía solar	Fuerza impulsora del movimiento del aire	
	Secadores Solares Activos	Secadores Solares Pasivos
Secadores Solares Directos		
Secadores Solares Indirectos		

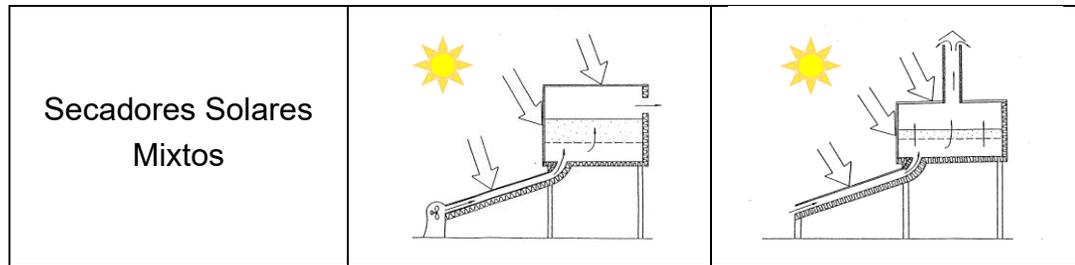


Figura 3.1. Clasificación de secadores solares
 Basada en Figura 2 de Ekechukwu & Norton (1999), p 620.

3.1.1 Secadores Solares Directos

El término directo se refiere al hecho de que los rayos solares inciden directamente sobre el producto. De esta manera la radiación solar induce el aumento de temperatura del producto y favorece la evaporación de la humedad.

Los secadores solares directos consisten en una cámara de secado, que en su parte superior tiene una cubierta hecha de material transparente (Figura 3.1). Generalmente, el aire entra al equipo a condiciones ambientales; y luego de circular por la cámara, el aire sale a mayor temperatura y humedad. (Kumar, Sansaniwal, & Khatak, 2016)

Entre los secadores solares directos más conocidos están los de gabinete o armario; de tienda y tipo domo, también llamados de invernadero. Este último tipo de secador mencionado es el estudiado por Dicovski (2009), Moreno and Hudiel (2011) y Pérez and Real (2012) para el secado de café en Nicaragua.

3.1.2 Secadores Solares Indirectos

Estos secadores son denominados indirectos ya que los rayos solares no inciden directamente sobre el material a secar. En cambio, primero la energía solar es aprovechada para aumentar la temperatura de un gas desecante, el cual generalmente es aire. Posteriormente, el gas, a mayor temperatura que la ambiental, es puesto en contacto con el material a secar.

Los secadores solares indirectos constan de dos partes principales: un colector solar y una cámara de secado (Figura 3.1). En el colector solar, primero la radiación solar es absorbida por sus partes metálicas para luego ser transferida por convección al gas desecante. El gas previamente calentado recorre la cámara de

secado, transfiriendo energía al producto a secar y a la vez removiendo su humedad. (Mustayen, Mekhilef, & Saidur, 2014)

Como la temperatura de entrada del aire a la cámara de secado de los secadores solares indirectos es mayor que en los directos, el aire tendrá mayor humedad específica de saturación. Por lo tanto, se removerá mayor cantidad de agua del producto por unidad de masa de aire seco.

3.1.3 Secadores Solares Mixtos

Los secadores solares mixtos son una combinación de los secadores directo e indirecto. En el secador mixto tanto el colector solar como la cámara de secado tienen una cubierta transparente (Figura 3.1). Por lo tanto, un secador mixto tiene como ventaja respecto al secador indirecto que en sus dos partes se aprovecha la radiación solar. (Brace Reaserch Institute, 1975)

3.1.4 Secadores Solares Pasivos

En los secadores solares pasivos, también conocidos como secadores por convección natural, el aire al calentarse circula naturalmente a través del equipo debido a fuerzas de flotación o como resultado de la presión del viento o una combinación de ambas, como se muestra en la Figura 3.1. (Prakash & Kumar, 2017). Según Ekechukwu & Norton (1999) este tipo de secadores es la opción más atractiva para utilizarse en zonas rurales remotas, ya que son operacionalmente superiores y económicamente más competitivos que el secado a la intemperie.

3.1.5 Secadores Solares Activos

Los secadores solares activos, también conocidos como secadores por convección forzada, emplean ventiladores o extractores para asegurar la circulación del aire dentro del equipo (Figura 3.1). Estos tipos de secadores son recomendados para secar productos con gran humedad y a gran escala. (Prakash & Kumar, 2017)

Como en el secador activo el aire circula a mayor velocidad, las velocidades de transferencia de masa y de calor serán superiores que en el secador pasivo. Además, se tendrá mayor volumen de aire circulando en los secadores activos. En consecuencia, se obtendrán mejores rendimientos en el proceso de secado y se podrá procesar mayor cantidad de material en equipos de igual tamaño.

3.1.6 Secadores Solares Híbridos

Adicional a los equipos descritos previamente, existen secadores solares conocidos como híbridos, los cuales además del sol utilizan una fuente auxiliar de energía. El objetivo de esto es reducir la dependencia del clima y hasta operar durante la noche. Las fuentes auxiliares de energía pueden ser resistencias eléctricas o quemadores de combustibles fósiles, leña o materiales de desecho. Dichas fuentes de energía pueden ser acopladas a cualquiera de los tipos de secadores mostrados en la Figura 3.1. (Belessiotis & Delyannis, 2011; Prakash & Kumar, 2017).

Si bien en la literatura se aborda por separado el tema de almacenamiento de energía, los secadores que utilizan materiales con cambio de fase también se pueden considerar como secadores solares híbridos.

El presente trabajo está dirigido a secadores solares mixtos. Por tal razón, en los acápites 3.2 y 3.3 se aborda con más detalle cada una de sus partes.

3.2 Colector Solar

Como se mencionó anteriormente, una de las partes de los secadores solares mixtos es el colector solar, también llamado calentador solar de aire. Según Ihaddadene, Ihaddadene, and Mahdi (2014) y Tiwari (2016) un colector solar consiste en cuatro componentes principales, los cuales son: cubierta transparente, absorbedor, pasaje de aire y capa aislante, como se muestra en la Figura 3.2. Sin embargo, debe tenerse presente que el pasaje de aire no está constituido por materiales; sino que es un espacio creado de acuerdo con los arreglos de los otros tres componentes del colector. Cada uno de los cuatro componentes del colector es descrito a continuación en los acápites 3.2.1 a 3.2.4.

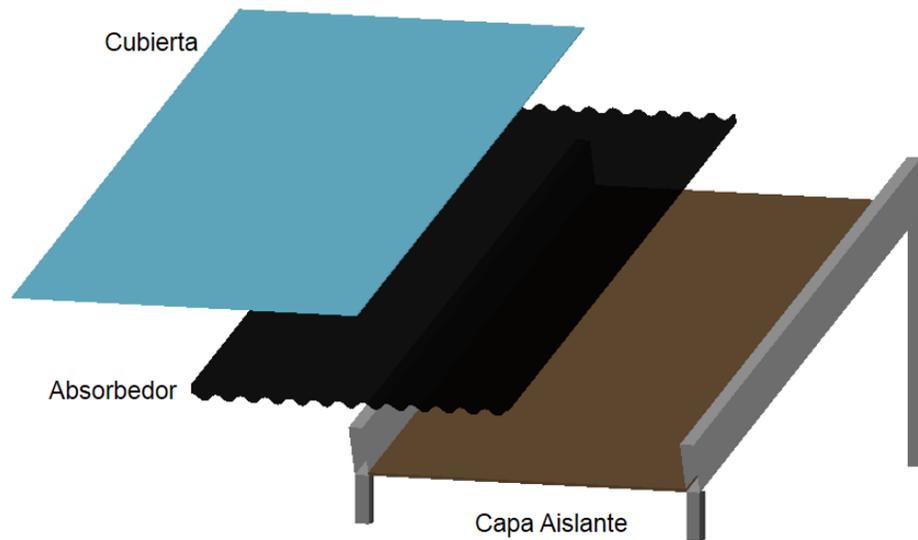


Figura 3.2. Partes básicas de un colector solar.

3.2.1 Cubierta

El propósito principal de la cubierta es evitar las pérdidas de energía debidas a la transferencia de calor por convección y radiación desde el absorbedor hacia el medio ambiente. La cubierta permite la entrada de la radiación solar incidente de onda corta; pero evita la salida de la radiación térmica de onda larga. (Ihaddadene et al., 2014) En conjunto con el absorbedor, cumple la función de guiar el flujo del aire a lo largo de la parte superior del colector solar.

Los materiales mayormente empleados como cubiertas son plástico y vidrio; sin embargo, el vidrio es el material más utilizado debido a que a través de él se transmite hasta el 90% de la radiación solar incidente. Las películas y láminas de plástico también poseen alta transmitancia de onda corta, pero están generalmente limitadas por las temperaturas que pueden soportar sin deteriorarse ni experimentar cambios dimensionales (Kalogirou, 2004).

Existen diferentes arreglos para la cubierta, la cual puede tener una o más láminas de vidrio. Se han realizado estudios del efecto de emplear cubiertas con una y dos láminas de vidrio. Akhtar and Mullick (2012) estudiaron dicho efecto en colectores solares de placa plana; y por su parte Vetrivel and Mathiazhagan (2017) trabajaron con calentadores solares de agua planos. Los resultados de esos dos trabajos coinciden en que al tener dos láminas hay menos pérdida de energía por transferencia de calor por convección entre la cubierta y el viento. Además, se

incrementa la temperatura del absorbedor y por ende la temperatura del fluido a calentar.

3.2.2 Absorbedor

De acuerdo con Foster (2013), el objetivo principal del absorbedor es acumular la energía solar incidente y transferirla como energía térmica hacia el aire que entra al colector. Los absorbedores son construidos principalmente de materiales metálicos con gran capacidad de almacenar energía.

Musembi, Kiptoo, and Yuichi (2016), Rabha and Muthukumar (2017), Yassen and Al-Kayiem (2016) y Rivas (1999) proponen utilizar hierro galvanizado. Otros como Montero, Blanco, Miranda, Rojas, and Celma (2010), y Vlachos, Karapantsios, Balouktsis, and Chassapis (2002) utilizan aluminio como material para el absorbedor. En cambio, El-Sebaili, Aboul-Enein, Ramadan, and El-Gohary (2002); así como Shalaby and Bek (2014) emplean cobre. Sin embargo, el hierro galvanizado es el material más utilizado, probablemente por su bajo costo y disponibilidad.

Los absorbedores más comunes son placas planas, como se muestra en la Figura 3.3a. Sin embargo, con el fin de aumentar el área de transferencia de calor se utilizan diversas geometrías. Dentro de las variantes están los absorbedores corrugados sinusoidales, corrugados en “V” y con aletas (Figuras 3.3b, 3.3c, 3.3d) (Foster, 2013; Karim & Hawlader, 2006)

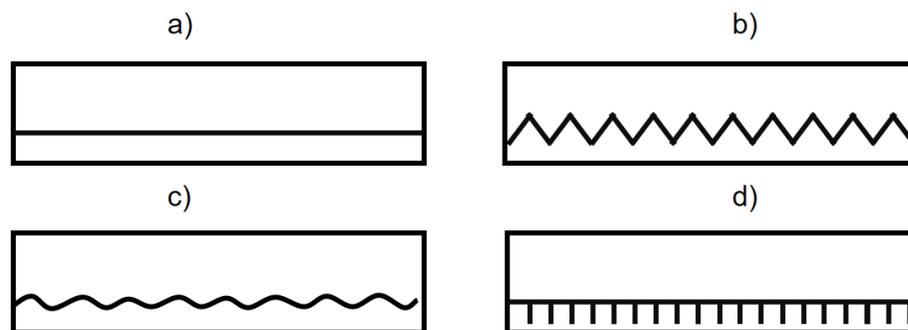


Figura 3.3. Vista frontal de cuatro tipos de absorbedores:
a) de placa plana; b) corrugado en “V”; c) corrugado sinusoidal; d) aletado.
Tomada de Foster (2013), Figura 4, p 5.

Manjunath, Karanth, and Sharma (2018) afirman que colocar las corrugaciones sinusoidales perpendiculares al flujo de aire proporciona un aumento en las perturbaciones del flujo, lo cual mejora la transferencia de calor hacia el aire entrante al colector. Por su parte, Gao, Lin, Liu, and Xia (2007) comparan tres colectores solares con diferentes tipos de placas absorbedoras: Una placa sinusoidal con flujo longitudinal (Figura 3.4a); placa sinusoidal con flujo perpendicular (Figura 3.4b); y como referencia, una placa plana. Llegando a la conclusión que los absorbedores corrugados tienen mejores resultados que los planos. Al comparar los absorbedores corrugados, el absorbedor con flujo perpendicular es ligeramente superior al de flujo longitudinal.

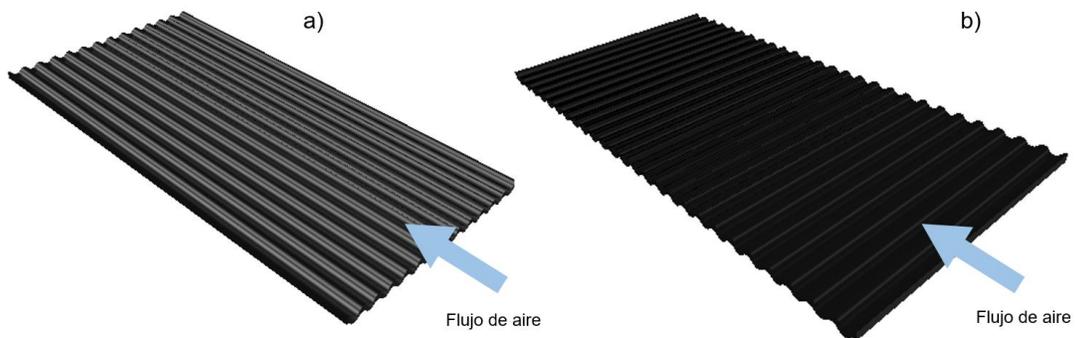


Figura 3.4. Tipos de flujos en absorbedores corrugados sinusoidales:
a) flujo longitudinal; b) flujo perpendicular.

Karim and Hawlader (2006) comparan un colector con absorbedor de placa plana y otro con absorbedor corrugado en V. Obteniendo como resultado que el colector corrugado en V es superior que el de placa plana. Esta mejora se debe a que absorbe más la radiación solar y el área de transferencia de calor aumenta.

3.2.3 Pasaje de aire

La forma en que circula el aire dentro del colector es establecida por los arreglos y características de la cubierta, el absorbedor y el aislante. Parker, Lindley, Colliver, and Murphy (1993) trabajaron con tres configuraciones para el flujo de aire: por encima, por debajo y a ambos lados del absorbedor (Figura 3.5). Dicho estudio demuestra que el mejor arreglo es cuando el aire fluye por ambos lados, ya que se incrementa el área de contacto entre el gas y el absorbedor; se disminuye las

pérdidas de energía hacia los alrededores; y aumenta la temperatura de salida del aire. Adicionalmente, este arreglo permite operar con mayores flujos de aire.

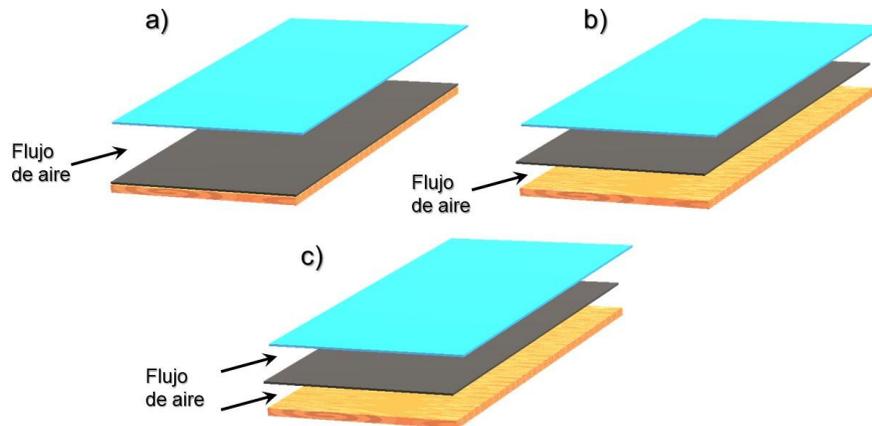


Figura 3.5. Configuración de pasajes de aire en un colector solar:
a) flujo por encima del absorbedor; b) flujo por debajo del absorbedor;
c) flujo a ambos lados del absorbedor.

Basada en Figura 1, Parker et al. (1993), p 468.

Los colectores solares también se pueden agrupar de acuerdo con el número de veces que el flujo de aire recorre el colector en toda su longitud. Basados en este criterio, pueden ser colectores de un paso o n pasos, constituidos por una o varias láminas de vidrio y un absorbedor.

Wijeysundera, Ah, and Tjioe (1982) reportan que los colectores de doble paso con dos láminas de vidrio son los más convenientes debido a que el aire circulante alcanza mayores temperaturas que en los colectores de un solo paso (Figura 3.6a). Por otro lado, Garg, Sharma, and Bhargava (1985) estudiaron el efecto de utilizar de uno hasta cuatro pasos, a través de múltiples láminas de vidrio (Figura 3.6b). Dichos autores afirman que al aumentar el número de pasos se reducen las pérdidas térmicas e incrementa la energía total recolectada.

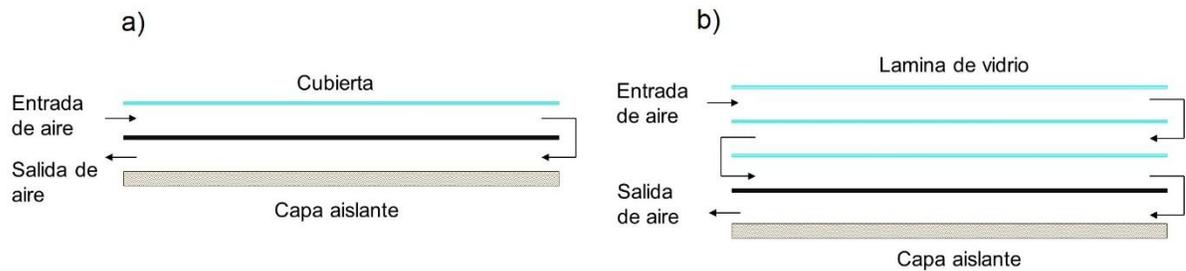


Figura 3.6. Configuración de colectores solares de múltiples pasos:

a) doble paso; b) de cuatro pasos.

Basada en Figura 1 de Garg, Sharma, et al. (1985), p 590

El espacio óptimo entre la cubierta y el absorbedor (es decir, el pasaje de aire) es un factor importante en el diseño de un colector solar y depende de varios aspectos, como el tipo de material utilizado para la cubierta, el número de pasos, la presencia de deflectores y/o aletas y la utilización de materiales de cambio de fase. Algunos autores han optado por utilizar pasajes de aire entre 5 cm y 5.5 cm (Ghiami & Ghiami, 2018; El Sebaei et al. 2002; y Ho et al. 2013). Otros en cambio utilizan pasajes de aire entre 1 cm y 2.5 cm (Moumami et al. 2003; Saha & Sharma, 2016; El Khadraoui, Bouadila, Kooli, Farhat, and Guizani, 2017)

3.2.4 Mejoras al colector solar utilizando deflectores o aletas

Una manera de mejorar la transferencia de calor entre el aire desecante y el colector solar es acoplar a este, ya sea deflectores o bien aletas o ambos.

Los deflectores son utilizados para modificar la trayectoria del gas a través del colector; contribuyendo a reducir las zonas muertas y, en algunos casos, a aumentar el tiempo de contacto entre el gas y el absorbedor. La presencia de deflectores causa que el flujo del gas se separe, se mezcle y cree flujo reverso incrementando el intercambio de calor. Dichos deflectores, pueden ser ubicados por debajo, por encima o ambos lados del absorbedor, Adicionalmente pueden ser colocados transversal o longitudinalmente con respecto a la longitud mayor del colector (Bakari, 2018).

Ben Slama, Bouabdallah, & Mora (1996) realizaron un estudio con flujo de aire era por debajo del absorbedor con el objetivo de determinar las zonas muertas generadas en un absorbedor de placa plana sin deflectores y en absorbedores con distintos arreglos de deflectores.

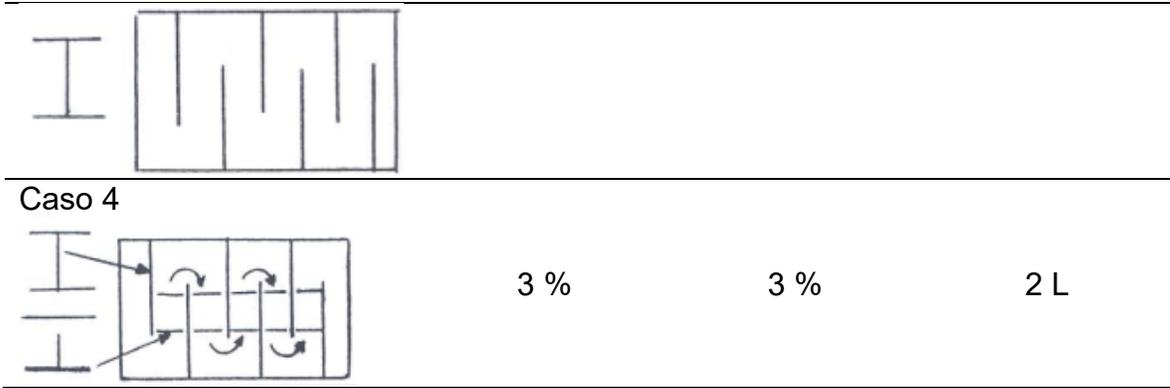
En la Tabla 3.1 se muestran los resultados obtenidos por Ben Slama et al. (1996) de porcentajes de zonas muertas a dos densidades de flujo del aire y la longitud de flujo para cuatro de sus casos de estudio. Todas estas variantes de colectores tenían iguales dimensiones: 1 m de ancho por 2 m de largo.

El caso 1 es un absorbedor de placa plana sin deflectores, cuyos resultados son utilizados como referencia. El caso 2 es un absorbedor con deflectores de ala delta, colocados de tal manera que la trayectoria del flujo sea en forma de V. Para el caso 3 los deflectores rectangulares se orientan de forma transversal y su longitud es del 80% del ancho del absorbedor. Con este arreglo se genera un serpenteo en el recorrido del aire. Estos deflectores pueden ser colocados en o sin contacto con el absorbedor.

En el caso 4 se utilizan deflectores transversales en contacto con el absorbedor (cuya longitud es 70% del ancho del absorbedor), en combinación con deflectores cortos orientados de forma longitudinal, sin contacto con el absorbedor. Mientras los deflectores transversales incrementan la longitud del flujo, el propósito de los longitudinales es ocasionar un estrangulamiento en el flujo del aire. Este caso es el que presenta los porcentajes de zonas muertas más bajos, independientemente de la densidad de flujo de aire.

Tabla 3.1. Porcentaje de zonas muertas y longitud del flujo para absorbedores con deflectores ubicados por debajo. Basada en Ben Slama et al. (1996), p 10, Fig. 6.

Tipo de deflector	Porcentaje de zonas muertas		Longitud del flujo
	20 m ³ /h/m ²	50 m ³ /h/m ²	
Caso 1 	25 %	55 %	L
Caso 2 	20 %	40 %	L
Caso 3	40 %	50 %	2 L



Estos mismos cuatro casos se muestran en la Figura 3.7, en la cual la trayectoria de flujo se visualiza utilizando humo. Puede observarse en la Figura 3.7d que el humo cubre la mayor parte de la superficie inferior del colector.

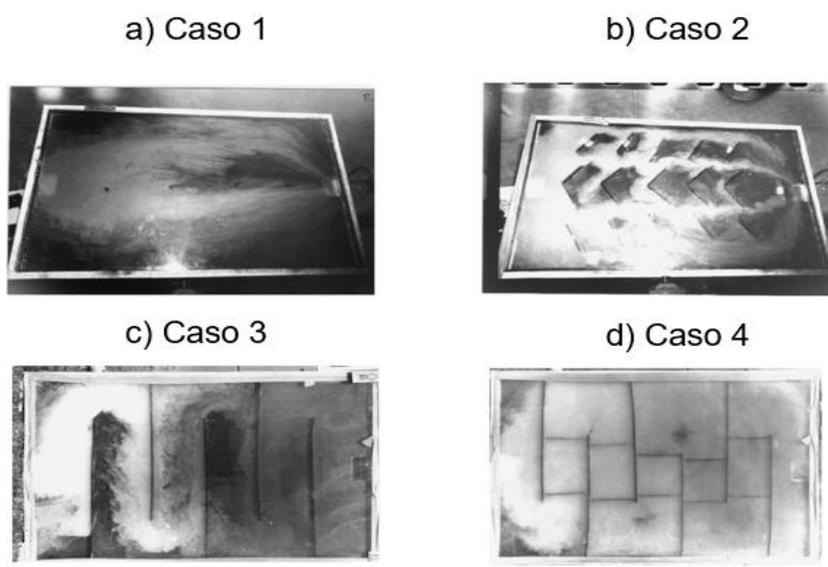


Figura 3.7. Visualización del flujo de aire por debajo del absorbador para diferentes arreglos: a) colector sin deflectores; b) deflectores en forma de ala delta; c) colector con deflectores transversales; d) colector con deflectores transversales y longitudinales. Tomado de Ben Slama (2007), pp 143 – 145, Figuras 7, 8, 9, 10.

Por su parte, Bakari (2018) estudio el efecto de los deflectores cuando el flujo es por encima del absorbador. Este autor comparó los resultados de un colector sin

deflectores contra los de colectores con dos, tres, cuatro y ocho deflectores transversales de madera, de longitud 85% del ancho del absorbedor (Figura 3.8). Todos los colectores tenían iguales dimensiones: 0.6 m de ancho por 1.2 m de largo.



Figura 3.8. Colectores con deflectores transversales de madera.

Tomado de Bakari (2018), p 76, Figura 5.

Un aumento en el número de deflectores implica una disminución en la relación de espaciado de los deflectores y la longitud del colector. El análisis mostró que, al incrementar el número de deflectores entre uno y cuatro, se obtenía aumentos relativamente apreciables en la eficiencia del colector. En cambio, al duplicar hasta ocho deflectores, la eficiencia no variaba considerablemente. Bakari (2018) concluye que, para su equipo, el número óptimo de deflectores es cuatro.

Mientras Bakari (2018) construyó los deflectores con reglas de madera; otros autores (Batubara et al., 2017; Moumami, Youcef-Ali, Moumami, & Desmons, 2004) han utilizado deflectores de metal, por lo cual estos cumplen también la función de aletas.

De acuerdo a Kern (1965), las aletas son “tiras de metal o piezas que se emplean para extender las superficies de transferencia de calor”. El calor es transferido por conducción desde la superficie principal hacia las aletas y luego desde estas es transferido por convección al fluido. Por tanto, de acuerdo con esta definición, cuando los deflectores son contruidos de un metal buen conductor del calor, también cumplirían la función de aletas.

En el caso de colectores solares, se han utilizado aletas de diferentes geometrías ya sea que el flujo circule por encima, por debajo o por ambos lados del absorbedor. Por ejemplo, en equipos con circulación por encima del absorbedor; Batubara et al. (2017) utilizaron deflectores – aletas rectangulares colocadas longitudinalmente en un colector de 2 x 2 m (Figura 3.9a). Por su parte, Moumami et al. (2004) estudiaron

un arreglo de aletas rectangulares angostas (ancho 0.050 m; alto 0.020 m) colocadas transversalmente en un colector de 0.80 m de ancho y 1.6 m de largo (Figura 3.9b).

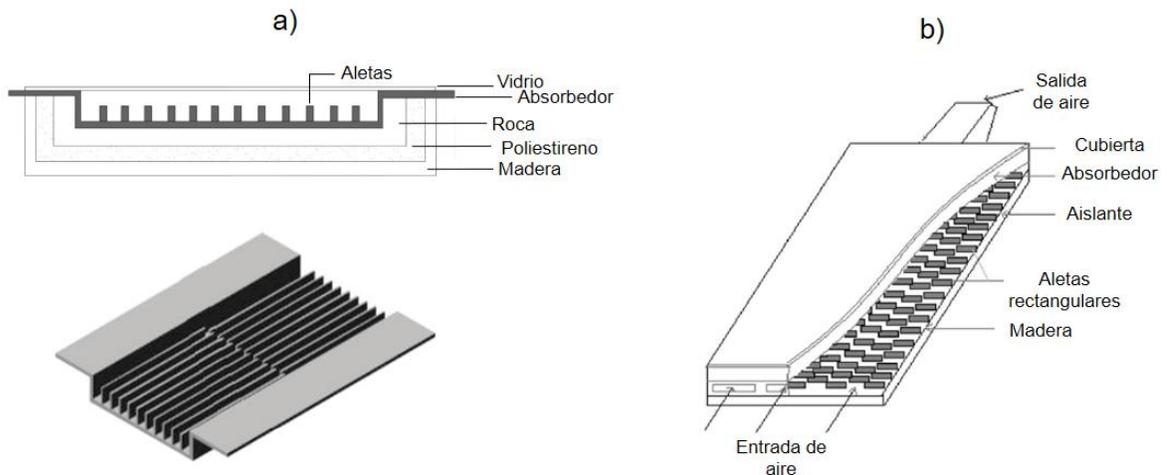


Figura 3.9. Vista de las diferentes geometrías y arreglos de aletas: a) aletas rectangulares y longitudinales, tomado de Batubara et al. (2017), p 3, Figura 2; b) aletas pequeñas transversales, tomado de Moumami et al. (2004), p 2057, Figura 3.

Existe una serie de estudios con un autor en común en los cuales trabajaron con equipos y experimentos similares. Yeh and Chou (1991) trabajaron con una configuración de aletas longitudinales y deflectores transversales en un colector (ancho: 0.30 m, largo: 0.50 cm) en el cual el flujo circulaba por debajo del absorbedor (Figura 3.10a). Posteriormente, Yeh (1994) utilizó el mismo arreglo de deflectores y aletas en un colector con las mismas dimensiones, con la diferencia de que el recorrido del flujo era por encima del absorbedor y tenía doble cubierta (Figura 3.10b). Independientemente de las variaciones de la configuración de los deflectores de ambos estudios, la eficiencia siempre fue superior para el flujo por encima del absorbedor.

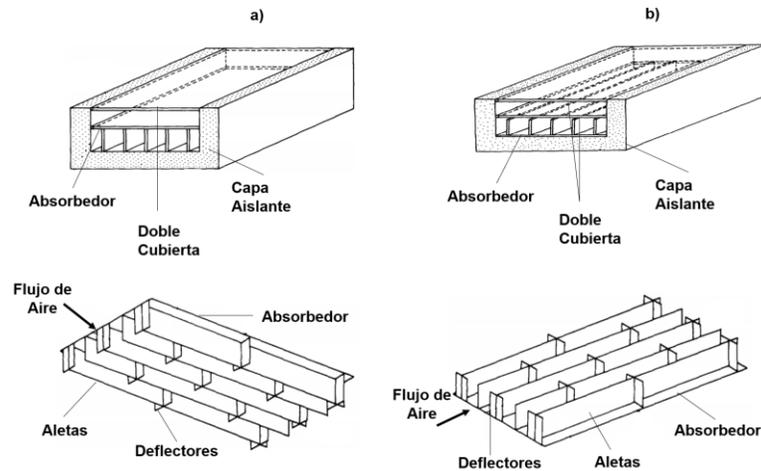


Figura 3.10. Colectores con aletas y deflectores con el flujo de aire por encima y por debajo del absorbedor: a) colector con el flujo de aire por debajo del absorbedor, tomado de Yeh and Chou (1991), p 984, Figuras 1 y 2; b) colector con el flujo de aire por encima del absorbedor, tomado de Yeh (1994), p 444 , Figuras 1 y 2.

Siempre dentro de la misma serie de estudios, Yeh, Ho, and Hou (1999) trabajaron con un colector de placa plana de 0.30 m x 0.30 m, en el cual el aire fluía por ambos lados del absorbedor (Figura 3.11a). Luego, Yeh, Ho, and Hou (2002) al mismo colector de 1999 le agregaron aletas longitudinales (Figura 3.11b). Al comparar los resultados de los dos trabajos se comprueba que al utilizar aletas se incrementa la eficiencia, especialmente a bajos flujos máscicos.

En ambos estudios se demuestra que se obtienen mejores resultados con doble flujo que con un solo flujo, ya sea este por encima o por debajo. Además, concluyeron que para los colectores funcionando con doble flujo se obtenía la mayor eficiencia cuando el flujo máscico de aire es el mismo por encima y por debajo del absorbedor.

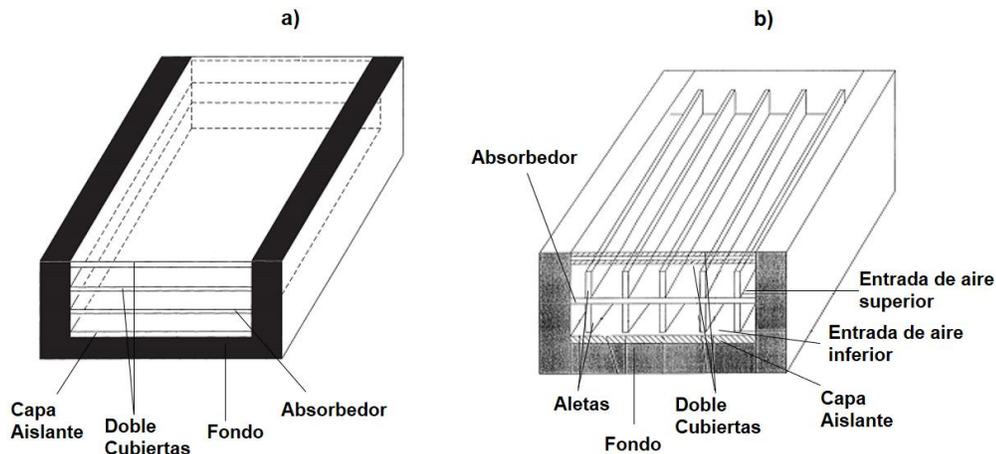


Figura 3.11. Colectores con doble flujo: a) colector con doble flujo de placa plana sin aletas, tomado de Yeh et al. (1999), p 860, Figura 1; b) colector doble flujo con aletas, tomado de Yeh et al. (2002), p 718 , Figura 1.

3.2.5 Capa aislante y estructura de soporte

Los estudios presentados por Ihaddadene et al. (2014) y Tiwari (2016) utilizan el término capa aislante para referirse a la parte inferior del colector solar. Sin embargo, esta sección del colector no sólo se compone de una capa aislante sino de la estructura de soporte del colector. La estructura de soporte y la capa aislante pueden ser de un mismo material o bien de materiales diferentes.

Para la capa aislante se utilizan materiales que eviten las pérdidas de calor hacia los alrededores del colector solar; como fibra de vidrio (Yassen and Al-Kayiem, 2016); poliuretano (El Khadraoui, Bouadila, Kooli, Farhat, and Guizani, 2017); poliestireno expandido (Enibe, 2002; Torres-Gallo, Miranda-Lugo, & Martínez-Padilla, 2017); y polivinilcloruro, PVC (Blanco, 2011). Los materiales comúnmente utilizados para construir la estructura de soporte de los colectores solares son: madera maciza o contrachapada (Musembi et al. (2016) y metal, hierro (Lingayat, Chandramohan, and Raju (2017) o aluminio (Blanco, 2011). En algunos casos la estructura de soporte es construida con bloques de concreto (Foster, 2013) o ladrillos de barro.

Dos parámetros adicionales que deben tomarse en consideración al momento de diseñar un colector solar son: su orientación y su ángulo de inclinación respecto a la horizontal. En el siguiente acápite se abordan los criterios de selección de estos parámetros.

3.2.6 Orientación y ángulo de inclinación del colector solar

La cantidad de radiación solar absorbida por un colector solar depende de su orientación y su ángulo de inclinación respecto a un plano horizontal (Dixit, Yadav, & Gupta, 2017). Como la posición del sol cambia diariamente con respecto a un plano de referencia fijo en la tierra, la radiación absorbida por dicha superficie también cambiará diariamente. Por tanto, lo usual es establecer una orientación y un ángulo de inclinación óptima los cuales se ajustan para un período de tiempo en el cual se maximiza la captación de energía solar.

El criterio más aplicado para decidir la orientación del colector solar es sencillo, pues solamente depende de la ubicación geográfica del equipo. Si el sitio de trabajo está en el hemisferio norte, el colector debe estar orientado hacia el sur verdadero. En cambio, si el colector está en el hemisferio sur, este debe orientarse hacia el norte verdadero (Landau, 2017; Tiwari, 2016). Sin embargo, en trabajos como el de Nijegorodov, Devan, Jain, and Carlsson (1994), se proponen ecuaciones para predecir un ángulo acimut óptimo diario.

Por el contrario, para establecer el ángulo de inclinación óptimo existen diversas propuestas. Entre los parámetros considerados en los diversos modelos de determinación del ángulo de inclinación óptimo se encuentran: el día del año; la latitud y acimut del sitio de trabajo; la intensidad horaria de la radiación normal incidente; el modelo del cielo (isotrópico o anisotrópico). Dichos modelos son ajustados utilizando parámetros geométricos solares y datos de los tres componentes de la radiación solar incidente para el sitio de trabajo (Nijegorodov et al., 1994). En la Tabla 3.2 se muestra una recopilación de algunos modelos propuestos para el cálculo del ángulo de inclinación óptimo, α , basados en la latitud del sitio de trabajo, φ .

Tabla 3.2. Modelos propuestos para el ángulo de inclinación óptimo.

Fuente	Ubicación (Latitud)	Modelo matemático para el ángulo de inclinación óptimo
Landau (2017)	latitud menor a 25°:	$\varphi \times 0.87$
	Entre 25° - 50°:	$\varphi \times 0.76 + 3.1^\circ$
Stanciu and Stanciu (2014)	Rumania (45° 56' 35.4" N)	$\varphi - \delta^a$

Benghanem (2011)	Arabia Saudita (24° 46' 35.4" N)	φ
Lave y Kleissel (2011)	Estados Unidos (45° 56' 27.3" N)	$\varphi - (1-10)^\circ$
Gunerhan and Hepbasli (2007)	Izmir, Turquía (38° 28' 28.1" N)	$\varphi \pm 15^\circ$ ^b

^a δ : declinación solar; ^b El signo + para invierno y el signo – para verano.

La mayoría de los modelos de predicción consideran que la superficie sobre la que inciden los rayos solares es plana. Ese es el caso de las celdas fotovoltaicas, la mayoría de las cubiertas de colectores solares y el absorbedor de los colectores de placa plana. Además, se debe tomar en consideración que los rayos solares cambian de ángulo al atravesar la cubierta; por lo tanto, su ángulo de incidencia no es el mismo para el absorbedor. Sin embargo, Nijegorodov et al. (1994) afirman que dicho efecto de la cubierta del colector solar no influye apreciablemente sobre el valor del ángulo de inclinación óptimo.

Para sistemas fotovoltaicos con soportes que tienen movimiento en dos ejes, se puede trabajar con el promedio de los ángulos de inclinación optimizados para cada día (Morcos, 1994; Saraf & Hamad, 1988). Tanto para sistemas fotovoltaicos como para colectores solares se trabaja con promedios optimizados para cada mes (Gunerhan & Hepbasli, 2007; Idowu, Olarenwaju, & Ifedayo, 2013), cada una de las cuatro estaciones (Skeiker, 2009; Ulgen, 2006), o dos veces al año, para los períodos conformados por verano-otoño e invierno-primavera (Handoyo, Ichسانی, & Prabowo, 2012; Jafarkazemi, Saadabadi, & Pashdarshahri, 2012). Finalmente, para cualquier sistema que se quiera mantener fijo se calcula un ángulo de inclinación promedio óptimo anual (Dixit et al., 2017; Okundamiya & Nzeako, 2011).

En algunos lugares en donde la fracción de radiación solar difusa es mayor que la radiación solar directa, el ángulo de inclinación disminuye y se reducen las ganancias de energía en los colectores solares (Fahl & Ganapathisubbu, 2011). En los estudios realizados en Nicaragua se han utilizado ángulos de incidencia de 18° (Bernemyr, 2001) y 19° (Blanco, 2011; Rivas, 1999), con el colector orientado hacia el sur. Blanco (2011) diseño y construyó un colector solar, ubicado en Estelí, cuya estructura permitía cambiar el ángulo del colector a 20, 25, 30, 40 y 45°.

3.3 Cámara de secado

La cámara de secado es donde se ubica el producto al cual se desea remover la humedad. En la mayoría de los artículos científicos consultados, la cámara de secado es rectangular; conformada por una estructura de soporte y paredes, las cuales puede ser de distintos materiales.

La estructura de soporte puede ser de metal, por ejemplo: hierro (Rivas, 1999), hierro galvanizado (El Khadraoui et al., 2017), aluminio (Blanco, 2011); o de madera (El-Sebaili et al., 2002; Foster, 2013).

Por su parte las paredes de la cámara de secado pueden ser de: madera y bloques de cemento (Foster, 2013); poliuretano (El Khadraoui et al., 2017); o bien, láminas de hierro galvanizado (Ezeike, 1986). Adicionalmente, Shringi, Kothari, & Panwar (2014) construyeron paredes compuestas de láminas de hierro galvanizado con material aislante entre ellas.

En el caso de secadores solares mixtos, todas (Baniyadi, Ranjbar, & Boostanipour, 2017; Forson, Nazha, Akuffo, & Rajakaruna, 2007) o una parte de las paredes (Brace Research Institute, 1975; Rivas, 1999) y/o el techo (Aiswarya & Divya, 2015; Foster, 2013) son de un material transparente o translucido, con el propósito de permitir la incidencia de la radiación solar sobre el producto.

Adicional a lo descrito previamente, se debe analizar el sistema de impulso del aire desde los alrededores hacia la cámara, la distribución del aire dentro de la cámara, el tipo de soporte del material a secar y la forma de conectar el colector solar con la cámara. Cada uno de estos aspectos se detallarán en los siguientes acápite.

3.3.1 Ventiladores

Los secadores solares pueden ser de tiro natural o tiro forzado según sea la fuerza que impulse el aire desde los alrededores hacia el secador. En los equipos de tiro natural el movimiento del aire es debido a gradientes de temperatura. Conforme aumenta la temperatura del aire este tiende a ascender por el colector solar inclinado para luego pasar a la cámara de secado que se ubica a mayor altura que el colector. Por tanto, la admisión del aire se realiza por medio de aberturas en la parte inferior del colector y se desaloja por aberturas en la parte alta de la cámara

(Enibe, 2002; Jain & Tewari, 2015) o bien, por una chimenea (Batubara et al., 2017; Forson et al., 2007; Foster, 2013).

Por su parte, en los secadores de tiro forzado el aire se hace circular dentro del equipo utilizando ventiladores (Brace Reaserch Institute, 1975; Ezeike, 1986; Tiris, Ozbalta, Tiris, & Dincer, 1994). Cuando el ventilador se ubica antes de la entrada del aire (es decir el aire ambiente es impulsado hacia el equipo) el secador es de tiro mecánico forzado (Baniasadi et al., 2017; Pakhare & Salve, 2016; Saxena, Agarwal, & Srivastava, 2013).

Por otro lado, cuando el ventilador se ubica a la salida del aire (extrayéndolo desde el equipo hacia los alrededores) el secador es de tiro mecánico inducido (Abderrahmane, 2015; Bergman, 2001; Brace Reaserch Institute, 1975). En los equipos de tiro mecánico forzado, el colector opera a presión manométrica negativa; en cambio, en los de tiro mecánico inducido, el colector trabaja a condición presurizada (ASHRAE (2014)).

Los ventiladores utilizados en los secadores solares pueden ser eléctricos (Baniasadi et al., 2017) o impulsados por el viento (Bergman, 2001). Estos últimos ventiladores son conocidos como extractores tipo turbina.

3.3.2 Soportes del producto a secar

La cámara de secado tiene soportes internos donde se coloca el producto a secar. El tipo de soporte utilizado depende de las características del producto. Los soportes pueden ser bandejas, Figura 3.12a (Aissa, 2014; Bhardwaj, Chauhan, Kumar, Sethi, & Rana, 2017; Ezeike, 1986; Musembi et al., 2016); cajones, Figura 3.12b (Castillo, Pilatowsky, Castillo, López, & López, 2018; Jain & Tewari, 2015; Sallam, Aly, Nassar, & Mohamed, 2015); o bien varillas, Figura 3.12c (Ramesh et al., 2016).

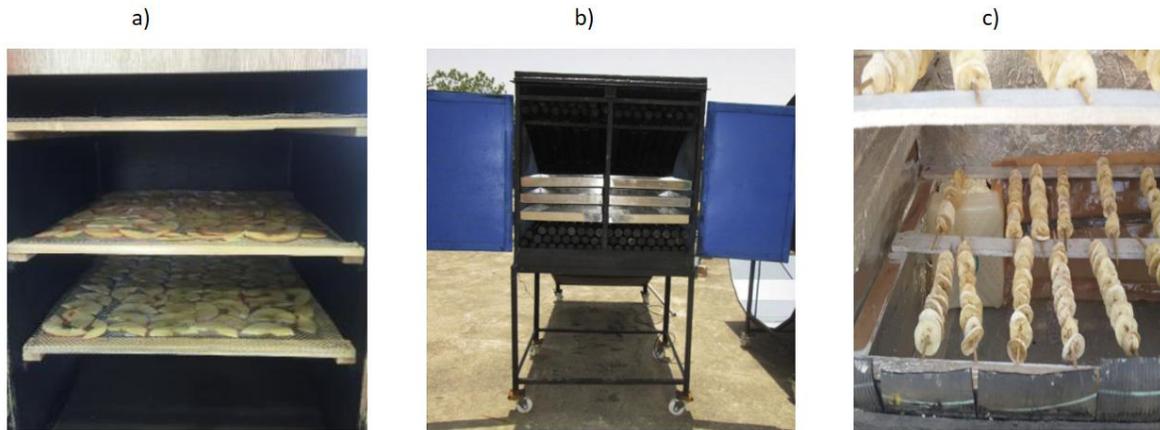


Figura 3.12. Soportes de Producto:

a) Soportes de bandejas (Musembi et al. (2016), p 104, Figura 1); b) Soportes de cajones (Jain and Tewari (2015), p 246, Figura 3); c) Soportes de varillas (Ramesh et al. (2016), p 4, Figura 3c).

El tipo de soporte y su arreglo influyen en la circulación del aire. Los soportes de bandejas o cajones perforados permiten el flujo de aire a través de ellos. Se tiene un lecho fijo (Figura 3.13a) cuando se ubica un solo soporte perforado en la parte inferior de la cámara de secado y sobre él se coloca el producto permitiendo que el aire fluya a través del material a secar. Este arreglo se suele emplear en productos granulados (como cereales) para maximizar la cantidad de producto que se seca en un solo lote. El lecho se mezcla ocasionalmente para homogeneizar el proceso de secado evitando los puntos muertos (Blanco, 2016).

Otro tipo de arreglo es el de flujo cruzado, este se obtiene cuando se colocan múltiples soportes a diferentes alturas permitiendo que el flujo de aire pase a través de ellos. (Figura 3.13b). Es el arreglo más utilizado, especialmente en secadores pasivos, puesto que la pérdida de carga dentro de la cámara es menor. De esta manera se pueden colocar productos sobre bandejas perforadas, cajones perforados o en varillas (Blanco, 2016).

Adicionalmente a los arreglos ya mencionados, se puede colocar el soporte del material a secar entre deflectores (Figura 3.13c). En este caso el aire fluye en paralelo al material, lográndose así condiciones de secado más uniformes en toda la cámara. Este tipo de arreglo se emplea en secadores solares activos, ya que las pérdidas de carga son altas en la cámara (Blanco, 2016).

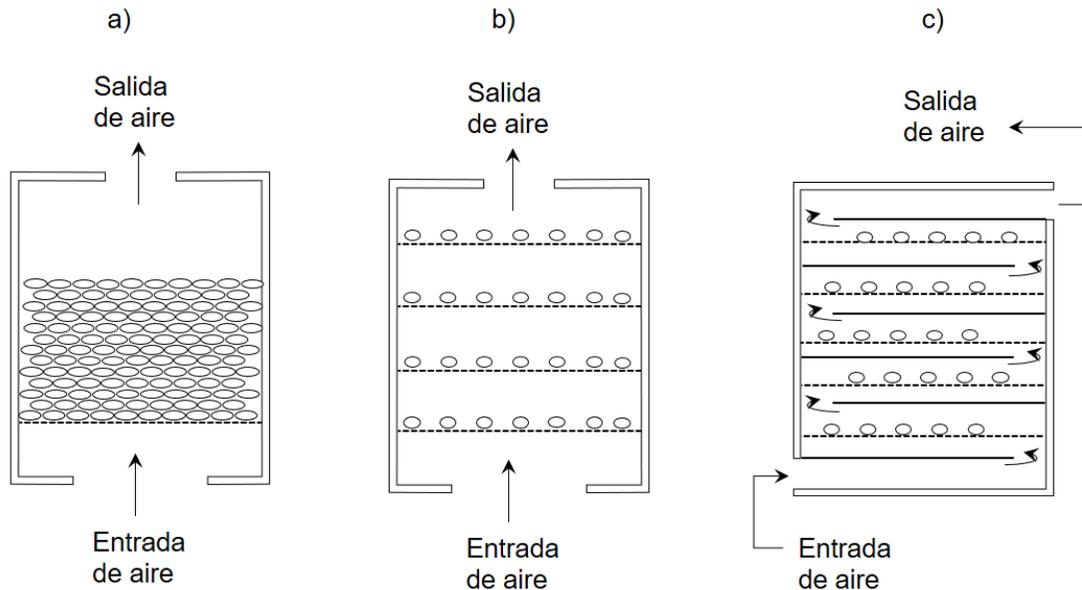


Figura 3.13. Arreglos de las bandejas en la cámara de secado
a) Un soporte perforado – lecho fijo; b) Múltiples soportes; c) Soportes y deflectores

Basada en Blanco (2016), p 30, Figura 3.6.

Ekechukwu and Norton (1999) recomiendan ubicar los soportes del producto a una distancia razonable por encima del piso de la cámara de secado, a fin de asegurar un nivel de circulación del aire adecuada por debajo y alrededor del producto.

De acuerdo con Foster (2013), los soportes se construyen de materiales que permiten el flujo de aire a través de la cámara. Algunos de los materiales utilizados son: esteras de bambú tejidas, tejido de nylon, telas, malla de alambre; siendo este último el más utilizado. Sin embargo, la humedad en el producto tiende a corroer la malla de alambre al pasar el tiempo.

3.3.3 Conexión entre el colector solar y la cámara de secado

Existen diferentes maneras de conectar el colector solar a la cámara de secado. Lo más usual es acoplar directamente el colector a la parte inferior de la cámara de secado, Figura 3.14a; (Forson et al., 2007; Jain & Tewari, 2015; Kant, Shukla, Sharma, Kumar, & Jain, 2016; Krishnan & Sivaraman, 2017; Lingayat et al., 2017; Russon, Dunn, & Steele, 2009). Sin embargo, algunos autores emplean tubería circular para conectarlos (Bhardwaj et al., 2017; El Khadraoui, Bouadila, Kooli,

Guizani, & Farhat, 2016; Rabha & Muthukumar, 2017); otros emplean un canal rectangular, Figura 3.14b (Enibe, 2002; Mealla-Sánchez & Morales-Olaciregui, 2018; Musembi et al., 2016).

La desventaja de utilizar conectores con respecto a acoplarlos directamente es que en el área de conexión habrá pérdidas de energía del aire caliente proveniente del colector. Esto disminuiría significativamente el rendimiento del secador solar.

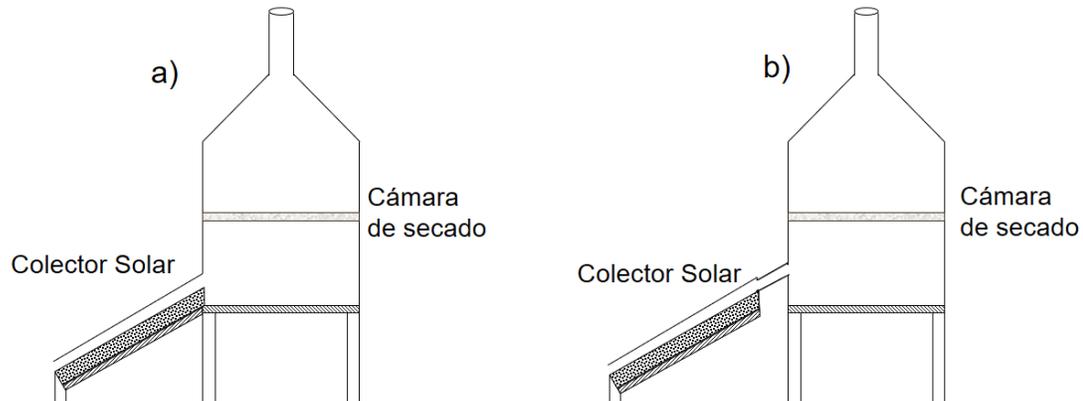


Figura 3.14. Formas de conexión entre el colector solar y cámara de secado:

a) colector acoplado directamente a la cámara; b) utilizando conexión

Basada en El-Sebaili et al. (2002), p 2254, Figura 1.

3.4 Almacenamiento de energía térmica en secadores solares

Los secadores solares pueden almacenar energía térmica para ser utilizada cuando no hay radiación solar. Algunos secadores incorporan materiales para recolectar dicha energía, tales como: agua, roca, arena o materiales con cambio de fase. La energía térmica en secadores solares se puede almacenar como energía interna de un material, ya sea en forma de calor sensible o de calor latente (Bal, Satya, & Naik, 2010).

Los sistemas de almacenamiento de calor sensible utilizan la capacidad calorífica y el cambio en la temperatura del material durante el proceso de carga y descarga. La cantidad de calor almacenado depende del calor específico del medio, el cambio de temperatura y la cantidad de material de almacenamiento (Shukla, Buddhi, & Sawhney, 2009). Algunos de los materiales que se han utilizado son: agua (Vlachos et al., 2002); roca (Sekyere, Forson, & Adam, 2016); arena (El-Sebaili et al., 2002);

Foster, 2013); aceite (Potdukhe & Thombre, 2008); y carbón granular (Saxena, Agarwal, & Srivastava, 2013).

En el caso del almacenamiento en forma de calor latente se basa en la absorción, y posterior liberación, de dicho calor a una temperatura constante cuando el material cambia de fase. La transición más atractiva para el almacenamiento de calor es entre las fases sólida y líquida, debido a que sus cambios de volumen son menores con respecto a los observados entre fases sólida y gas, así como líquida y gas (Agrawal & Sarviya, 2014). Los materiales utilizados para almacenamiento de calor latente son conocidos como materiales de cambio de fase (MCF), traducido del término original en inglés Phase Change Material (PCM).

3.4.1 Materiales de cambio de fase

Los materiales de cambio de fase almacenan desde 5 hasta 14 veces más energía térmica por unidad de volumen que los materiales de almacenamiento de calor sensible. Los materiales disponibles para aplicaciones solares se clasifican en eutécticos, inorgánicos y orgánicos (Sharma, Tyagi, Chen, & Buddhi, 2009).

Según Sharma, Tyagi, Chen, and Buddhi (2009) los materiales eutécticos son una mezcla de dos componentes con punto de fusión (solidificación) o punto de vaporización (licuefacción) mínimo, inferior al correspondiente a cada uno de los compuestos en estado puro. Por su parte, los materiales inorgánicos se clasifican en sales hidratadas y metales con bajo punto de fusión. Estos tienen alto calor de fusión por unidad de volumen y elevadas conductividades térmicas (Sharma et al., 2009). Por ejemplo, Esakkimuthu et al. (2013) utilizaron una mezcla de sales hidratadas, conocida como HS-58, para almacenar energía en calentadores solares.

Por otro lado, los materiales orgánicos se dividen en dos grupos: no parafinas y parafinas. Dentro de las no parafinas se encuentran compuestos químicos como ácidos grasos, ésteres, alcoholes y glicoles (Sharma et al., 2009). Una aplicación de este último tipo de materiales la realizaron Shringi et al. (2014), quienes estudiaron la aplicación de una mezcla de propilenglicol y agua para almacenamiento de energía en un secador solar.

Sin embargo, las parafinas son los materiales más utilizados para el almacenamiento de energía térmica en secadores solares por su disponibilidad y

propiedades térmicas (El Khadraoui et al., 2017; Mehling & Cabeza, 2008; Sharma et al., 2009; Enibe, 2002). En el siguiente acápite, se explicarán las características de las parafinas.

3.4.2 Características de las parafinas

Las parafinas son mezclas conformadas principalmente por n-alcanos, $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)-CH}_3$. Son sustancias poco peligrosas; de comportamiento predecible; baratas y no corrosivas. Solidifican uniformemente con poco o ningún subenfriamiento. Adicionalmente, son químicamente inertes y estables por debajo de 500°C ; muestran cambios de volumen de entre el 10 y el 20% en la fusión; y tienen baja presión de vapor en estado líquido (El Khadraoui et al., 2017; Mehling & Cabeza, 2008; Sharma et al., 2009).

Algunas desventajas técnicas de las parafinas son su baja conductividad térmica y su moderada inflamabilidad. Además, aunque son compatibles con metales, pueden causar ablandamiento de contenedores plásticos (Sharma et al., 2009).

La cristalización de la cadena de $(\text{CH}_3)\text{-}$ presente en la parafina, libera una gran cantidad de energía. Al incrementar el largo de la cadena, se incrementa la temperatura de fusión, así como el calor latente de fusión. Sin embargo, la variación en el calor latente es relativamente menor que la variación observada en la temperatura. Por esto último, para ser utilizadas como material de cambio de fase, se dispone de parafinas en un amplio rango de temperatura (Sharma et al., 2009).

3.4.3 Ubicación del material de cambio de fase en secadores solares

Algunos autores, como Bernemyr (2001) y El Khadraoui et al. (2017), optan por utilizar un contenedor para el MCF, que a su vez cumpla la función de absorbedor; ubicado en ambos trabajos por debajo del flujo de aire (Figura 3.16a). Además, El Khadraoui et al. (2017) llena el contenedor hasta un 80% de su capacidad, para evitar deformidades debidas a la expansión de la parafina al cambiar de estado sólido a líquido.

Mientras tanto, Torres-Gallo et al. (2017), Reyes et al. (2014) utilizaron latas cilíndricas como múltiples contenedores de la parafina, colocándolas por encima del absorbedor (Figura 3.15b). Por su parte, Krishnan & Sivaraman (2017) utilizaron una combinación de tubos cilíndricos, colocados longitudinalmente por debajo de la

placa absorbedora, y latas cilíndricas colocadas en el piso del colector solar. Ambos contenedores de parafina se llenaron hasta un 65% de su capacidad para contrarrestar la expansión de la parafina al cambiar de estado sólido a líquido.

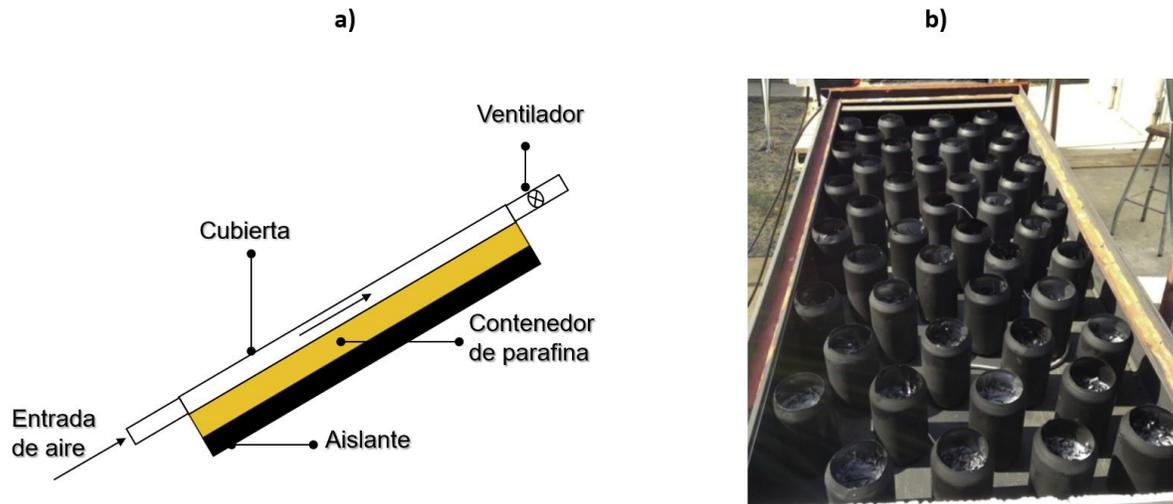


Figura 3.15. Ubicación de material de cambio de fase en colectores.

a) Contenedor y absorbedor de material de cambio de fase. Tomado de El Khadraoui et al. (2017), p 39, Figura 3.

b) Latas contenedoras de material de cambio de fase. Tomado de Reyes et al. (2014), p 394, Figura 8.

Por otro lado, Enibe (2002) utiliza cilindros verticales adosados a la parte inferior del absorbedor (Figura 3.16a), por tanto, cumplen tanto la función de contenedor como de superficies extendidas. En cambio, en otros estudios se ubican contenedores cilíndricos con parafina en la parte baja de la cámara de secado, inmediatamente después de la salida del aire del colector (Figura 3.16b) (Aiswarya & Divya, 2015; Jain & Tewari, 2015; Krishnan & Sivaraman, 2017; Shalaby & Bek, 2014).

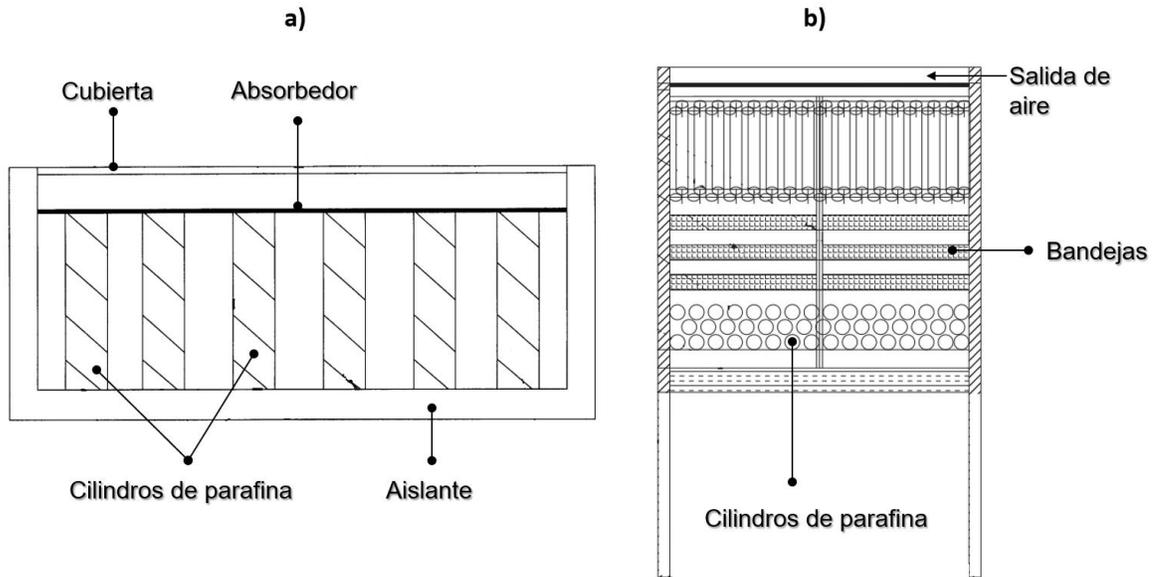


Figura 3.16. Ubicación de material de cambio de fase en colectores.

a) Aletas contenedoras de material de cambio de fase en absorbedores solares.

Tomado de Enibe (2002), p 72, Figura 3.

b) Cilindros contenedores de material de cambio de fase en cámara de secado. Tomado de Jain & Tewari, 2015; p 2462, Figura 1.

3.5 Evaluación de secadores y colectores solares

Los secadores solares se evalúan por medio de la eficiencia del equipo, la cual relaciona la energía solar incidente con la humedad removida del producto. El procedimiento para determinar dicha eficiencia varía ligeramente con el tipo de secador.

En el caso de secadores solares indirectos o mixtos, también se puede determinar una eficiencia del colector solar, basada en la cantidad de energía solar aprovechada para calentar el aire. Para determinar esta eficiencia existen procedimientos e inclusive estándares, aplicables para cada diseño específico de colector.

En los siguientes acápite se detalla sobre estándares y procedimientos para evaluar colectores solares y posteriormente el procedimiento general aplicado en la evaluación de secadores solares.

3.5.1 Evaluación de colectores solares

La Organización Internacional de Estandarización (ISO, por sus siglas en inglés), cuenta con el estándar ISO 9806:2017 para evaluar todo tipo de colectores solares bajo condiciones definidas y reproducibles. Sin embargo, no aplica a aquellos colectores que tienen un sistema de almacenamiento de energía como parte integral del equipo. Los procedimientos establecidos pueden aplicarse a colectores ubicados en exteriores, sin o con simulación del viento o bien, en recintos cerrados bajo condiciones simuladas de temperatura ambiental, viento e irradiación (ISO-9806, 2017).

Dicho estándar define los procedimientos para evaluar el rendimiento térmico, así como la confiabilidad, durabilidad y seguridad de los colectores solares. Los últimos tres términos están asociados con la resistencia mecánica del equipo, la cual se mide a través de pruebas tales como resistencia a altas temperaturas; a choques térmicos; a impactos; a cargas mecánicas, a congelación, entre otras (ISO-9806, 2017).

Por su parte, la evaluación del rendimiento térmico comprende la determinación de: la potencia producida por unidad de colector, la curva de eficiencia instantánea, el modificador del ángulo de incidencia, la capacidad térmica efectiva y, opcionalmente, la constante de tiempo del colector (ISO-9806, 2017).

Para el caso específico de la evaluación del rendimiento térmico de colectores solares cuyo fluido de transferencia es aire y que adicionalmente se encuentran ubicados en el exterior; este estándar indica que debe aplicarse el método conocido como de estado estacionario (ISO-9806, 2017).

Por su parte, la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), cuenta con el estándar ANSI/ASHRAE 93-2014, exclusivo para determinar el rendimiento térmico de colectores solares de placa plana. Este estándar aplica a colectores solares que poseen una sola entrada y salida del fluido de transferencia; pero excluye aquellos colectores que tienen un sistema de almacenamiento de energía (ASHRAE, 2014).

Además, ASHRAE (2014) indica las condiciones para la evaluación de colectores en recintos cerrados y en exteriores. En recintos cerrados, se debe mantener constantes: la temperatura del local, el flujo de aire alrededor del colector y la

irradiación. Por su parte, para las pruebas en exteriores, los parámetros equivalentes a los mencionados previamente son: temperatura del ambiente, flujo del viento alrededor del colector e irradiación solar.

En el caso de este estándar, la evaluación del rendimiento térmico considera la determinación de: la curva de eficiencia instantánea, la constante de tiempo del colector y el modificador del ángulo de incidencia (ASHRAE, 2014).

Adicionalmente, existen estándares específicos para la evaluación de sistemas de almacenamiento de energía térmica. Garg, Mullick, & Bhargava (1985) recomiendan dos estándares: ASHRAE 94-77 y NBSIR 74-634. Ambos estándares aplican a sistemas de almacenamiento en forma de calor sensible y calor latente. De igual manera, establecen el número mínimo de pruebas durante los períodos de carga y descarga del sistema de almacenamiento. Sin embargo, Marshall (1980) utilizó un intercambiador de calor para demostrar que los métodos planteados en ambos estándares generaban resultados erróneos y no satisfactorios.

Por su parte, Tiwari, Tiwari, & Shyam (2016) realizaron una recopilación de estudios sobre energía solar; los cuales incluyen evaluaciones de múltiples variantes de diseños de colectores solares. Además, dichos autores muestran los balances energéticos y ecuaciones utilizadas para determinar la eficiencia de cada colector.

De igual manera, se han desarrollado evaluaciones de colectores solares de placa plana, basada en los procedimientos establecidos en el estándar ANSI/ASHRAE 93-2014. Sin embargo, dichas evaluaciones no incluyen la determinación de la curva de eficiencia instantánea, la constante de tiempo del colector ni el modificador del ángulo de incidencia. En su lugar realizan balances de energía y presentan los resultados graficando la temperatura del aire, la radiación solar, y la eficiencia instantánea con respecto al tiempo, como se muestra en la Figura 3.17. A pesar de esto, no se especifica el cumplimiento de las condiciones establecidas por el estándar para el cálculo de la eficiencia instantánea (Foster, 2013; Russon et al., 2009; Tesfamariam, Bayray, Kahsay, & Hagos, 2015; Tiris et al., 1994; Udensi et al., 2017).

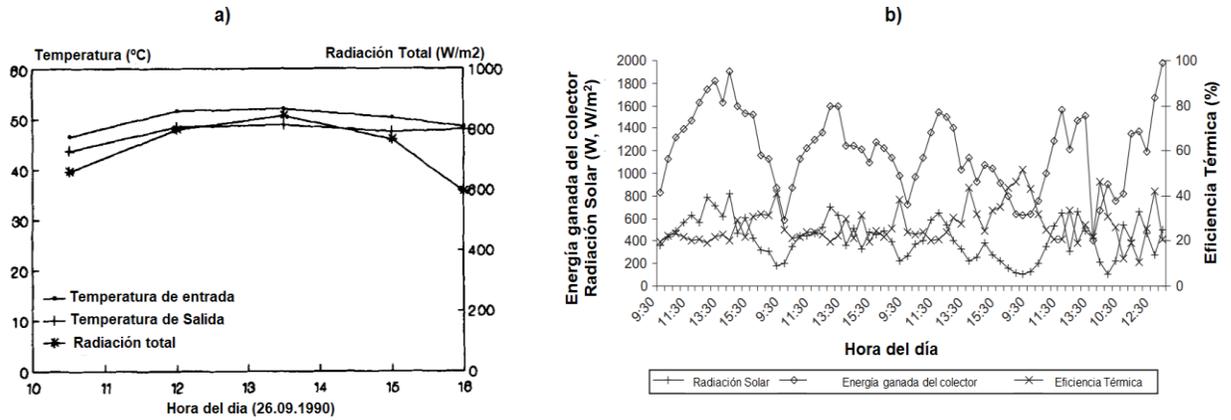


Figura 3.17. Representación gráfica de los resultados de la evaluación de colectores solares. a) Gráfica de temperatura y radiación contra el tiempo (Tiris et al., 1994), p 486, Figura 4); b) Gráfica de eficiencia térmica y radiación versus el tiempo (Fudholi et al., 2014), p 52, Figura 5)

En cuanto a la evaluación de colectores solares que tienen aletas y/o deflectores, en los estudios no se utilizan los procedimientos indicados en los estándares. En cambio, se determina la eficiencia instantánea del colector (Abderrahmane, 2015; Bakari, 2018; Ben Slama, 2007; Chabane, Moumami, & Benramache, 2013; Pawakote & Koonsrisuk, 2018; Yeh et al., 2002), y en algunos estudios además se determina la eficiencia de las aletas según el arreglo (Pawakote & Koonsrisuk, 2018; Yeh et al., 2002).

En el caso específico de los colectores solares con almacenamiento de energía, en los estudios tampoco se ha aplicado los procedimientos indicados en los estándares previamente mencionados. En su lugar, los resultados se presentan en forma de gráficas de la temperatura del aire dentro del colector y la temperatura del material de cambio de fase, ambos con respecto al tiempo, tal como se muestra en la Figura 3.18 (El Khadraoui et al., 2017; Krishnan & Sivaraman, 2017; Rabha & Muthukumar, 2017; Saxena et al., 2013).

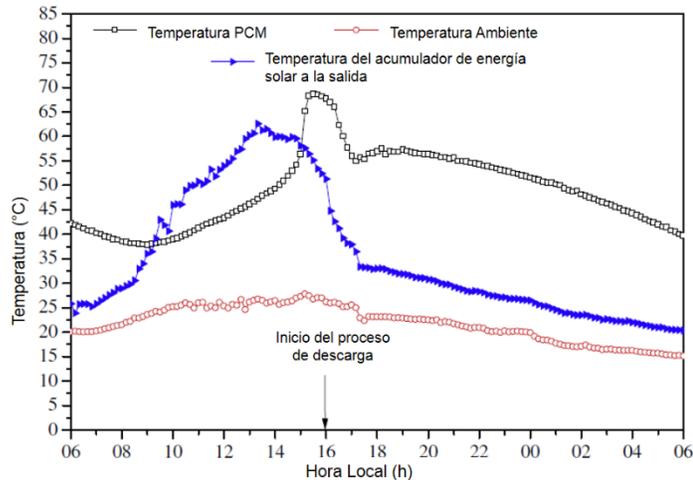


Figura 3.18. Variaciones de la temperatura ambiente, temperatura del material de cambio de fase y temperatura de salida del acumulador de energía con material de cambio de fase con respecto al tiempo.

Tomada de El Khadraoui et al. (2017), p 44, Figura 6.

Algunos estudios optan por realizar el cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar sin tomar en cuenta el sistema de almacenamiento de energía (Enibe, 2002; Esakkimuthu et al., 2013; Pakhare & Salve, 2016). Otros estudios además de lo anterior incluyen la determinación de la eficiencia del sistema de acumulación de energía durante los períodos de carga y descarga del material de almacenamiento (El Khadraoui et al., 2017; Ghiami & Ghiami, 2018; Rabha & Muthukumar, 2017). De la misma manera, Dinçer and Rosen (2011) presentan ecuaciones de eficiencia para sistemas de almacenamiento de energía térmica tanto para sistemas cerrados como abiertos.

A continuación, se discute detalladamente el cálculo de la eficiencia instantánea de colectores solares de acuerdo con lo encontrado en la literatura citada previamente.

Eficiencia de colectores solares

La eficiencia instantánea, η_c , establecida en los estándares (ASHRAE, 2014; ISO-9806, 2017) se define como la relación entre la energía solar captada por el colector y la energía transferida al aire en el colector. Esta se calcula utilizando la ecuación:

$$\eta_c = \frac{\text{Energía útil colectada}}{\text{Energía solar interceptada por el área total del colector}} \quad (3.1)$$

Un aspecto importante para tener en cuenta es que ASHRAE (2014) propone una ecuación para el cálculo de la eficiencia de colectores de placa plana y sin acumulación de energía, considerando el área total del colector, A_c . Esta área se define como el área máxima proyectada del colector incluyendo las partes estructurales y el aislante. Por lo tanto, la eficiencia instantánea se calcula por:

$$\eta_c = \frac{\int_{t_0}^{t_f} \dot{Q}_{air}(t) dt}{A_c \int_{t_0}^{t_f} G_{solar}(t) dt} \quad (3.2)$$

donde t_0 y t_f son los tiempos inicial y final del intervalo para el cual se calcula la eficiencia; \dot{Q}_{air} es el calor transferido al aire; y G_{solar} es la radiación solar.

Por su parte, diversos autores tales como Leon, Kumar, & Bhattacharya (2002); Bakari (2018); Ben Slama (2007); Yeh et al. (2002); El Khadraoui et al. (2017); Esakkimuthu et al. (2013) y Russon et al. (2009), utilizan la ecuación 3.2 para determinar la eficiencia del colector solar; sin embargo, el área considerada es el área de apertura del colector solar. De acuerdo con estos autores, el área de apertura, A_p , es el área máxima proyectada del colector solar a través de la cual la energía radiante es admitida.

Por otro lado, en un informe de ensayo de rendimiento de un colector solar emitido por el Laboratorio de ensayos de captadores solares (2009) se calcula la eficiencia considerando el área de apertura y el área de absorción, A_{abs} . Esta última se refiere al área total de transferencia de calor desde la cual la radiación solar absorbida es transferida al fluido.

De acuerdo con ASHRAE (2014), el valor del calor transferido al aire se calcula a partir de:

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} \bar{C}p_{air} (T_{air,s} - T_{air,e}) \quad (3.3)$$

siendo \dot{m}_{air} el flujo másico del aire entrante, $\bar{C}p_{air}$ la capacidad calorífica del aire a su temperatura media, $T_{air,e}$ y $T_{air,s}$, las temperaturas del aire a su entrada y salida del colector, respectivamente.

En el caso de colectores solares que tienen doble flujo, se debe considerar el calor transferido al aire tanto por arriba como por debajo del absorbedor. Por tanto, el calor total transferido al aire sería:

$$\dot{Q}_{air} = \dot{Q}_{air,arriba} + \dot{Q}_{air,debajo} \quad (3.4)$$

Los flujos de calor individuales, por arriba y por debajo, se calcularon utilizando la ecuación 3.3, considerando el flujo másico y temperaturas en las respectivas entrada y salida de aire.

Eficiencia del sistema de almacenamiento de energía

Para sistemas de almacenamiento de energía térmica se han definido eficiencias tanto instantáneas como promedios; en términos de los cambios energéticos de material de cambio de fase o bien del aire desecante, considerando los periodos de carga y descarga del MCF (Dinçer & Rosen, 2011; El Khadraoui et al., 2017; Rabha & Muthukumar, 2017).

En el caso del El Khadraoui et al. (2017) definen la energía térmica promedio diaria del acumulador de energía solar, como la razón de la cantidad de energía cedida por el MCF durante su proceso de descarga y la energía total recibida durante su proceso de carga, la cual se expresa por la siguiente ecuación:

$$\eta_{sist} = \frac{Q_d}{Q_{ch}} \quad (3.5)$$

donde Q_d es la energía cedida por el material de cambio de fase durante su proceso de descarga y Q_{ch} es la energía recibida durante su proceso de carga.

Para el cálculo de la energía cedida en la descarga se considera el cambio de energía del material de cambio de fase cuando se encuentra en estado líquido (calor sensible), cuando cambia de fase (calor latente) y cuando se encuentra en estado sólido (calor sensible). Por tanto, la energía cedida en la descarga se calcula por:

$$Q_d = m_{MCF} \left[\int_{T_{MCF,max}}^{T_{MCF,fs}} C_{p_{liq}}(T_{MCF}) dT_{MCF} + \Delta H_{fs} + \int_{T_{MCF,fs}}^{T_{MCF,min}} C_{p_{sol}}(T_{MCF}) dT_{MCF} \right] \quad (3.6)$$

siendo m_{MCF} , la masa total de material de cambio de fase; $C_{p_{liq}}$ y $C_{p_{sol}}$ su capacidad calorífica en estado líquido y estado sólido, respectivamente; ΔH_{fs} y T_{fs} , su calor latente y temperatura de fusión; $T_{MCF,max}$ la temperatura al inicio del proceso de descarga y $T_{MCF,min}$ la temperatura al final del proceso de descarga.

Para colectores solares en los cuales la energía suministrada al material de cambio de fase es exclusivamente solar, Q_{ch} , se calcula con la ecuación:

$$Q_{ch} = A_c \int_{t_{ch,0}}^{t_{ch,f}} G_{solar}(t) dt \quad (3.7)$$

donde $t_{ch,0}$ es el tiempo en el cual inicia la carga y $t_{ch,f}$ en el cual finaliza.

3.5.2 Evaluación de secadores solares

En comparación con los colectores solares, para los secadores solares no existe un estándar para su evaluación. Esto es debido a la variación en los diseños, materiales de construcción y condiciones de operación. En la evaluación de secadores solares los parámetros normalmente medidos y reportados se pueden clasificar en: características físicas, desempeño térmico, calidad del producto a secar, así como costo del secador y período de recuperación (Leon et al., 2002).

Las características físicas se relacionan con el tipo de secador solar, peso, geometría, configuración, dimensiones, área de secado, materiales de

construcción, capacidad y densidad de carga, área de bandeja y su cantidad, así como la facilidad de carga y descarga del material a secar (Leon et al., 2002).

En lo que se refiere al desempeño térmico se reportan los parámetros: tiempo de secado; velocidad de secado; temperatura, humedad relativa y velocidad del aire desecante; y eficiencia del secador (Leon et al., 2002).

El tiempo de secado (en horas o días) es el tiempo necesario para reducir la humedad del material desde su valor inicial hasta un valor requerido. La velocidad de secado se reporta como un gráfico del contenido de humedad del producto con respecto al tiempo. De igual manera se construyen gráficos respecto al tiempo de las propiedades del aire desecante, del material procesado y de la radiación solar. Los gráficos pueden incluir uno o más de los parámetros mencionados (Leon et al., 2002).

En lo que respecta a la eficiencia de secador Leon et al. (2002) indica que es reportada principalmente como eficiencia del secador o bien como eficiencia de recolección, por lo cual estos dos parámetros se abordan en detalle a continuación.

Eficiencia del secador

La eficiencia del secador es una medida de cuan efectiva es la entrega de energía al sistema de secado (Lakshmi, Layek, & Muthukumar, 2018), es decir:

$$\eta_s = \frac{m_w \Delta H_v}{E_s} \quad (3.8)$$

donde m_w es la masa de agua removida del producto; ΔH_v es el calor latente de vaporización del agua; E_s es la energía total suministrada al secador.

El cálculo de la energía total suministrada depende del tipo de secador solar. En el caso de los secadores por convección forzada se debe considerar la energía consumida por el ventilador, P_F . Para secadores mixtos se toma en cuenta el área del colector solar, A_c , y el área de la cámara de secado a través de la cual se transmite la radiación solar, A_{cs} . Así mismo, en los secadores híbridos, se añade la segunda fuente de energía suministrada al secador, $m_b \times \Delta H_c$ (Leon et al., 2002;

Lakshmi et al, 2018). Por tanto, la ecuación de cálculo de la energía total suministrada es:

$$E_s = [G_{solar} (A_c + A_{cs}) + P_F + m_b \times \Delta H_c] \quad (3.9)$$

siendo m_b la masa de combustible consumido y ΔH_c el poder calorífico del combustible.

Eficiencia de recolección

Por su parte, la eficiencia de recolección (nombrada pickup efficiency en inglés) se define como la razón de la humedad captada por el aire en la cámara de secado y la capacidad teórica del aire para absorber la humedad. Se calcula por medio de la ecuación 3.10 (Banout et al., 2010; Fudholi et al., 2014; Sekyere et al., 2016; Senadeera & Kalugalage, 2004; Tiris, Tiris, & Dincer, 1995).

$$\eta_p = \frac{Y_s - Y_e}{Y^* - Y_e} \quad (3.10)$$

donde, Y_e y Y_s son los valores de humedad absoluta del aire a la entrada y salida de la cámara respectivamente; y Y^* es la humedad de saturación adiabática del aire a las condiciones de entrada a la cámara de secado.

Eficiencia de secadores solares con almacenamiento de energía

En cuanto a secadores solares con sistemas de almacenamiento de energía, la literatura revisada no indica si las ecuaciones 3.8 y 3.10 se utilizan para calcular la eficiencia de sistemas de secado durante la noche. Los estudios muestran cuántas horas más se logra extender el proceso de secado por medio de gráficas de temperatura y humedad relativa del aire en la cámara de secado, como se muestra en la Figura 3.19 (El-Sebaili et al., 2002; El Khadraoui et al., 2017; Jain & Tewari, 2015).

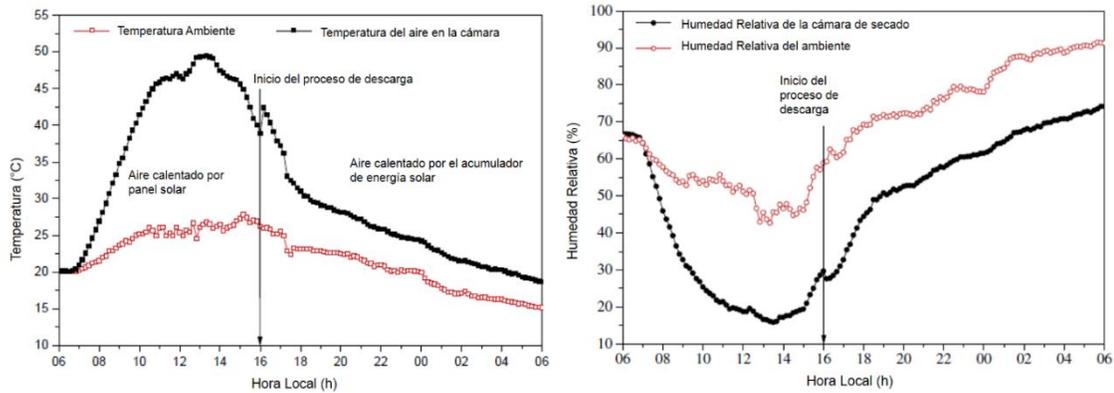


Figura 3.19. Representación gráfica de la variación de la temperatura y la humedad dentro de la cámara de secado y del aire ambiente. a) Gráfica de temperatura del aire contra el tiempo (El Khadraoui et al., 2017), p 45, Figura 8; b) Gráfica de humedad relativa versus el tiempo (El Khadraoui et al., 2017), p 46, Figura 10.

Adicionalmente, El-Sebaili et al. (2002) calcula el parámetro de reabsorción nocturna, R_n , para los secadores con material de cambio de fase, mediante la ecuación:

$$R_n = \frac{X_m - X_t}{X_t} \quad (3.11)$$

donde X_m es el contenido de humedad del producto al amanecer y X_t el contenido de humedad del producto al atardecer. Los valores positivos de R_n indican reabsorción de humedad. En cambio, los valores negativos muestran pérdida de humedad.

IV. METODOLOGÍA

Este estudio se centró en el diseño y la evaluación de un secador solar mixto, activo, con acumulación de energía y de doble flujo. Como se mencionó en la introducción, este equipo experimental permitirá obtener los datos necesarios para dimensionar secadores similares destinados a la deshidratación de productos específicos.

La metodología empleada se desarrolló en dos etapas: la primera abarcó el diseño y la construcción del secador solar, mientras que la segunda se enfocó en su evaluación.

4.1 Diseño del secador solar

Como idea inicial para el diseño del secador se tomó como base, la investigación referida al secador solar elaborado por Rivas (1999), la evaluación de este elaborada por Bergqvist & Lindstöm (1999), así como las posteriores mejoras al equipo realizadas por Bergman (2001). Además, se consideraron el diseño y evaluación del colector solar con acumulación de energía realizados por Bernemyr (2001). A su vez se tomaron en cuenta las recomendaciones encontradas en la literatura para incrementar la transferencia de calor y reducir las pérdidas energéticas.

La etapa de diseño del secador consistió en diseñar primero el absorbedor-contenedor, ya que de este depende la configuración final del colector solar, y posteriormente, se diseñó la cámara de secado. El diseño de ambas partes incluyó el establecimiento de las dimensiones, selección de los materiales de construcción y la determinación de costos.

Estas actividades se realizaron en simultáneo en vista que cada una de ellas tienen una relación intrínseca. Adicionalmente, se consideró los elementos para el acoplamiento de los sensores requeridos para la medición de los diversos parámetros útiles en la etapa de evaluación.

4.1.1 Diseño del absorbedor - contenedor

En el presente trabajo se decidió utilizar parafina como material de cambio de fase (MCF), en lugar de la mezcla para elaborar velas, utilizada por Bernemyr (2001). La desventaja de emplear mezclas para velas son los aditivos que pueden contener; ya que algunos de ellos son utilizados para mejorar las características de endurecimiento de la cera y para aumentar su punto de fusión (Pagels et al., 2009).

Como se mencionó en el acápite 3.4.2, las parafinas incrementan su volumen entre al cambiar de fase sólida a fase líquida. Autores como de El Khadraoui et al. (2017) y Reyes et al. (2014), compensan el cambio de volumen llenando parcialmente el contenedor de parafina (acápite 3.4.3).

Por su parte, Bernemyr (2001) llenó el contenedor en su totalidad, lo cual provocó que el contenedor evaluado en su estudio se deformara. Como consecuencia, la altura del pasaje de aire se redujo, además, se crearon fisuras en la soldadura a través de las cuales se generaron fugas del MCF.

Para evitar los inconvenientes reportados por Bernemyr (2001), el volumen del contenedor se estableció utilizando la densidad de la parafina en fase líquida. Además, se consideró incluir una sección adicional de contenedor para contrarrestar el efecto de la expansión al cambiar de fase. Debido a que el contenedor está inclinado el área expuesta al sol no se llena en su totalidad. Por lo tanto, se consideró extender la longitud del contenedor.

El diseño del absorbedor - contenedor se enfocó primeramente en su función como contenedor. Tomando en consideración lo abordado en el marco teórico, así como los trabajos de los autores recién citados, se establecieron los siguientes criterios de diseño:

1. Garantizar que la masa de parafina suministre energía por un mínimo de 13 horas.
2. Establecer un área de apertura del absorbedor de 2 m²
3. Adaptar el diseño a los materiales disponibles en el mercado nacional, tomando en consideración sus costos y viabilidad de construcción del equipo.

4. Asegurar que siempre haya parafina en estado sólido o líquido debajo del área de apertura mediante un contenedor sobredimensionado para contrarrestar la expansión del MCF.
5. Incorporar en el diseño los sensores del sistema de medición.

De acuerdo con el primer criterio de diseño debe haber suficiente MCF para suministrar energía durante un periodo de 13 horas. Este tiempo se ha estimado considerando que la noche más larga del año para las coordenadas de Managua tiene una duración de 12 horas y 35 minutos. Los 25 minutos restantes fueron añadidos tomando en cuenta que tanto al amanecer como al atardecer los rayos solares no incidirían en un ángulo adecuado sobre el área de apertura del absorbedor.

El cálculo de la masa de MCF requerida se realizó aplicando un balance de energía en el contenedor, el cual es un sistema cerrado. Al asumir que las pérdidas de energía a los alrededores son despreciables, el balance de energía obtenido es:

$$\frac{dE_{MCF}}{dt} = \dot{Q}_{air} \quad (4.1)$$

En donde, E_{MCF} es la energía del material de cambio de fase dentro del sistema y \dot{Q}_{air} es la cantidad de energía intercambiada por el MCF con el aire desecante. Asumiendo que el MCF sólo intercambia energía por calor latente al cambiar de fase, la variación de energía en el sistema es igual a:

$$\frac{dE_{MCF}}{dt} = \frac{m_{MCF} \Delta H_{fs}}{\Delta t} \quad (4.2)$$

en donde, ΔH_{fs} es el calor latente de fusión del MCF y Δt es el lapso en que se intercambia dicha energía y m_{MCF} , la masa total de MCF. Por su parte, \dot{Q}_{air} se calcula utilizando la Ecuación 3.3. Por tanto, al sustituir dicha ecuación en la Ecuación 4.2 y despejando, la masa de MCF requerida es:

$$m_{MCF} = \frac{\dot{m}_{air} \bar{C}_{p,air} (T_{air,s} - T_{air,e}) \Delta t}{\Delta H_{fs}} \quad (4.3)$$

El flujo másico del aire, \dot{m}_{air} , se obtiene por medio de su flujo volumétrico, \dot{v}_{air} , y su densidad a temperatura media, $\bar{\rho}_{air}$:

$$\dot{m}_{air} = \dot{v}_{air} \bar{\rho}_{air} \quad (4.4)$$

Por su parte, el flujo volumétrico del aire es igual a la velocidad lineal del aire, v_{air} , por el área transversal al flujo en el colector solar, A_T , es decir:

$$\dot{v}_{air} = v_{air} A_T \quad (4.5)$$

A su vez, el volumen ocupado por la masa de MCF en estado sólido se obtiene por medio de:

$$\rho_{MCF,sol} = \frac{m_{MCF}}{v_{MCF,sol}} \quad (4.6)$$

Donde $\rho_{MCF,sol}$ es la densidad del material de cambio de fase en estado sólido y $v_{MCF,sol}$, su volumen.

Finalmente, de acuerdo con el tercer criterio de diseño, para calcular el volumen total del contenedor, V_{cont} , se debe considerar la expansión del MCF al cambiar de estado sólido a líquido. Dicho volumen se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\rho_{MCF,liq} = \frac{m_{MCF}}{v_{MCF,liq}} \quad (4.7)$$

Donde $\rho_{MCF,liq}$ es la densidad del material de cambio de fase en estado líquido.

4.1.2 Diseño del colector solar

Para el diseño del colector solar se tomó en consideración lo abordado en la Sección 3.2 del marco teórico. Se establecieron los siguientes criterios de diseño:

1. Diseñar el colector como un sistema fijo con un ángulo de inclinación promedio óptimo anual.
2. Trabajar con un colector de doble flujo.
3. Conectar directamente el colector a la cámara de secado.
4. Evitar que el sobredimensionamiento del absorbedor interfiera apreciablemente con la altura de la cámara de secado.
5. Incorporar en el diseño los sensores del sistema de medición.
6. Adaptar el diseño a los materiales disponibles en el mercado nacional, tomando en consideración sus costos y viabilidad de construcción del equipo.
7. Utilizar materiales distintos para la estructura de soporte y la capa aislante.

Para cumplir con el primer criterio de diseño, primero se calculó el ángulo de inclinación promedio óptimo anual, α . Este fue obtenido utilizando el modelo de Laudau (2017) para latitudes menores a 25° (Tabla 3.2, acápite 3.2.6):

$$\varphi \times 0.87 \tag{4.8}$$

En esta ecuación φ corresponde a la latitud del sitio de trabajo. Este proyecto fue desarrollado en el Recinto Universitario Simón Bolívar (RUSB) en Managua, Nicaragua. Por tanto, el valor de latitud utilizada en los cálculos fue $\varphi = 12^\circ$.

Las dimensiones de la estructura de soporte, la cubierta y la capa aislante se establecieron según las dimensiones del absorbedor. En cuanto a la estructura, esta debe ser lo suficientemente robusta para soportar el absorbedor - contenedor lleno de parafina. Por su parte, la cubierta debe extenderse sobre el área de apertura del absorbedor – contenedor, previamente establecida en el acápite 4.1.1. Finalmente, la capa aislante debe cubrir las áreas donde pudieran existir pérdidas de energía térmica.

4.1.3 Diseño de la cámara de secado

Con el objetivo de obtener un secador solar mixto y activo se establecieron los siguientes criterios de diseño para la cámara de secado:

1. Construir la pared orientada al sur verdadero con material transparente.

2. Aislar el resto de las superficies de la cámara para reducir las pérdidas de energía térmica a través de ellas.
3. Emplear un ventilador de aire impulsado por el viento.
4. Diseñar el interior de la cámara de tal manera que permita colocar diferentes tipos de soporte del producto.
5. Conectar directamente el colector a la cámara de secado.
6. Incorporar en el diseño los sensores del sistema de medición.
7. Adaptar el diseño a los materiales disponibles en el mercado nacional, tomando en consideración sus costos y viabilidad de construcción del equipo.

El aire entra a la cámara de secado únicamente a través de la conexión entre el colector solar y la cámara de secado. Además, en el diseño se consideró la distribución del aire en toda el área transversal de la cámara, reduciendo las pérdidas tanto mecánicas como energéticas. Para establecer las dimensiones de la cámara de secado se tomaron como base las dimensiones tanto del colector solar como del absorbedor. Adicionalmente, se consideró la facilidad de manipulación de los soportes del material a secar.

4.1.4 Selección de materiales

Como parte del diseño se seleccionaron los diversos materiales con los cuales se construyó tanto el colector solar como la cámara de secado. En la selección de los materiales se consideraron los estudios abordados en los acápite 3.2.1, 3.2.2 y 3.2.5. Adicionalmente se tomó en cuenta propiedades térmicas, resistencia a las condiciones ambientales, peso, volumen, así como disponibilidad en el mercado local y costo.

En cuanto a los materiales metálicos, también se realizaron consultas con conocedores de materiales y soldaduras de equipos. El diseño final del equipo estuvo condicionado tanto a los materiales seleccionados como a la viabilidad de construcción de todas las partes del equipo.

4.1.5 Determinación de costos del secador solar

Una vez seleccionados los diferentes materiales necesarios para la construcción del secador, se procedió a cotizarlos en distintos establecimientos a nivel local.

Además, se consultó en diferentes talleres el costo de la mano de obra necesaria para la fabricación del secador solar. Con base a esta información se eligió el taller para la construcción del equipo. El costo total del secador solar incluye los costos del colector solar y la cámara de secado.

4.1.6 Sistema de monitoreo del secador

Para realizar la evaluación del sistema de almacenamiento de energía, del colector solar y del secador solar, se requiere información con respecto al tiempo de: las temperaturas del absorbedor-contenedor; así como los parámetros del aire desecante: flujo, temperatura y humedad relativa, en el colector solar y en la cámara de secado.

Por tanto, se diseñó un sistema de monitoreo que adquiere datos durante un periodo de tiempo, utilizando diferentes sensores; para luego transmitir estos datos en tiempo real y de forma inalámbrica a una computadora, en la cual son almacenados en una base de datos. Este sistema fue diseñado y construido en colaboración con estudiantes de la carrera de Ingeniería Electrónica, los cuales lo presentaron como trabajo monográfico (Castillo Carranza & Zepeda Irigoyen, 2022).

En la primera etapa del diseño se establecieron la cantidad y ubicación de los puntos de medición. Además, se seleccionaron los sensores adecuados para cada parámetro, considerando la forma en que se debían acoplar a las diferentes partes del secador solar. Una vez adquiridos los sensores, se realizó un trabajo en conjunto para comprobar su funcionamiento y calibrarlos de ser necesario.

Dichas comprobaciones se realizaron en laboratorios de la carrera de Ingeniería Química con estudiantes de la carrera de Ingeniería Electrónica. Una vez que los estudiantes finalizaron la instalación del sistema de monitoreo, se realizaron varias pruebas de funcionamiento del sistema, presentadas en el Anexo D.

4.1.7 Selección de ubicación del secador solar

Para establecer la ubicación más conveniente para el equipo dentro del RUSB, se tomaron en cuenta los siguientes aspectos:

1. Cercanía a alguno de los laboratorios de la FIQ.

2. Elegir un área despejada sin obstáculos para la radiación solar.
3. Seleccionar un área con buena circulación del aire.

4.2 Evaluación del secador solar

Posterior a la construcción del prototipo se procedió a la segunda etapa de este trabajo la cual consistió en la evaluación experimental del equipo. El secador se evaluó a través de la determinación experimental de:

1. la eficiencia instantánea del colector solar;
2. la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía y;
3. la eficiencia del secador solar.

Para determinar todas estas eficiencias, el equipo se expuso a la radiación solar de forma continua por un período de seis días. La eficiencia instantánea del colector solar se determinó con datos recolectados durante el día.

Por su parte, para calcular la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía se requirieron datos de un día con su noche. La determinación de estas dos eficiencias se puede realizar sin o con material en la cámara de secado. En cambio, la eficiencia del secador solar se evaluó secando granos de frijol a partir del 2 día, empleando datos obtenidos durante el día y la noche.

Previo a las evaluaciones, se realizaron pruebas para verificar el funcionamiento adecuado del equipo.

4.2.1 Pruebas preliminares del secador solar

Las pruebas preliminares consistieron en comprobar el funcionamiento del equipo expuesto a la radiación solar. Primeramente, se realizó una revisión visual del contenedor - absorbedor, para asegurarse que no existieran fugas de parafina. En caso de detección de fugas, se llevaron a cabo las reparaciones correspondientes al contenedor.

Seguidamente, para identificar la existencia de fugas o ingreso de aire, se introdujo humo por la entrada de aire del colector y se realizó una inspección visual tanto del colector como de la cámara de secado.

4.2.2 Evaluación de la eficiencia instantánea del colector solar

El colector solar se evaluó mediante la determinación de su eficiencia instantánea (descrita en la sección 3.5.1) con datos obtenidos durante las horas de luz solar. Para ello, se expuso el equipo a la radiación solar de forma continua por un período de 6 días. Durante el tiempo de exposición se registraron, en intervalos de 3 minutos, la temperatura ambiente, velocidad del aire a la entrada del colector, así como la temperatura del aire en diversos puntos del colector solar.

Adicionalmente, cada 30 minutos se anotó la energía solar total incidente sobre el piso por unidad de área, radiación solar, empleando un medidor de energía solar Dr. Meter®, modelo SM206, resolución 0.01 W/m², precisión ±5%.

La eficiencia instantánea del colector solar se determinó evaluando la ecuación 3.2. Primeramente, se calculó el calor transferido al aire a cada lado del colector solar por medio de la ecuación:

$$\int_{t_0}^{t_f} \dot{Q}_{air,lado}(t) dt = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_{air,lado}(t) \bar{C}_{p,air,lado}(t) [T_{air,s,lado}(t) - T_{air,e}(t)] dt \quad (4.9)$$

Donde *lado* indica si es por arriba o por debajo del absorbedor. El calor específico del aire fue calculado a la temperatura promedio del aire entre su entrada y salida del colector solar. Por su parte, el flujo másico se obtuvo a partir de la velocidad del aire, registrada a su entrada al colector solar, utilizando la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{air,lado}(t) = A_T v_{air,lado}(t) \rho_{air,e}(t) \quad (4.10)$$

Donde, A_T es el área transversal al flujo en la sección de medición, v_{air} la velocidad lineal del aire y $\rho_{air,e}$ la densidad del aire a su temperatura de entrada. Seguidamente el calor total transferido al aire se obtiene aplicando la ecuación 3.4.

Finalmente, tanto la integral de la ecuación 4.1 como la integral del numerador de la ecuación 3.2, se evaluaron en periodos de tiempos seleccionados, empleando el programa Excel y utilizando los datos registrados de temperatura y velocidad del aire, así como de radiación solar. Los periodos de tiempo se seleccionaron

analizando gráficos de flujo de calor para cada lado del colector solar, así como de radiación solar, como función del tiempo.

4.2.3 Evaluación de la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía

El sistema de almacenamiento de energía se evaluó por medio de la determinación de su eficiencia térmica promedio diario (descrita en la sección 3.5.1) con datos recopilados en el día y la noche, durante los mismos seis días ya mencionados en la sección 4.2.2. Durante el tiempo de evaluación se registraron: la temperatura del material de cambio de fase (cada 3 minutos) así como la radiación solar (cada 30 minutos).

La eficiencia térmica promedio diaria se determinó utilizando la ecuación 3.5. Por su parte la energía cedida durante la descarga se calculó por medio de la ecuación 3.6. Las temperaturas al inicio y final del periodo de descarga se establecieron por medio de una gráfica de la temperatura del MCF con respecto al tiempo.

La masa del material de cambio de fase agregada al contenedor, m_{MCF} , se estableció utilizando dos básculas TCS Electronic Platform Scale con las cuales se obtuvieron las masas del contenedor vacío, m_{cvacio} , y lleno de MCF, $m_{cvacio+MCF}$, para luego aplicar la ecuación:

$$m_{MCF} = m_{cvacio+MCF} - m_{cvacio} \quad (4.11)$$

Finalmente, la integral de la ecuación 3.7 se evaluó en periodos de tiempos seleccionados, empleando el programa Excel y utilizando los datos registrados de radiación solar con respecto al tiempo. Los periodos de tiempo se seleccionaron analizando gráficos de radiación solar como función del tiempo.

Debido a que el material de cambio de fase adquirido no contaba con una ficha técnica, se llevó a cabo un procedimiento para determinar su punto de fusión. Este procedimiento se detalla en el Anexo A.

4.2.4 Evaluación de la eficiencia térmica del secador solar

El desempeño térmico del secador solar se evaluó realizando experimentos de secado con frijol. El desempeño térmico del equipo (sección 3.5.2) se estableció a través de la determinación de: el comportamiento respecto al tiempo de la temperatura y humedad relativa del aire, así como de la energía solar incidente.

Adicional a los datos de radiación solar, de temperatura del aire y del MCF en el colector solar, ya mencionados en las secciones 4.2.2 y 4.2.3, se registraron cada tres minutos la temperatura del aire en diversos puntos de la cámara de secado, la temperatura de las superficies superior e inferior del contenedor de MCF, así como de la superficie del vidrio y del aislante. Además, con igual frecuencia se registró la humedad relativa del aire a la entrada y a la salida del secador.

Se eligió secar frijol ya que este grano es de fácil adquisición en el país y de bajo costo; además de ser higroscópico no sufre cambios estructurales durante el proceso de secado y humidificación.

Para realizar los experimentos se adquirieron en el mercado local 14 kg del grano los cuales presentaron una humedad del 16% bh (base húmeda). Este producto se sumergió en agua durante una hora y media, luego de lo cual se escurrió para remover la humedad superficial. Luego de esta humidificación el frijol tenía una humedad del 28% bh.

Los granos humidificados se pesaron y luego se distribuyeron en tres bandejas de fondo liso, las cuales fueron colocadas en la cámara de secado una sobre la otra con una separación de 10 cm. Adicionalmente, 10 cm por encima de la bandeja superior se colocó una lámina de zinc liso a manera de deflector. Con este arreglo de bandejas se lograba que aire fluyera en paralelo al lecho del grano, tal como se muestra en la figura 3.13c.

El experimento de secado se desarrolló durante tres días; en los cuales en la mañana y al atardecer se tomaron muestras de granos de cada bandeja para medir su humedad. Los granos utilizados fueron reincorporados a su respectiva bandeja luego de efectuada la medición. Al finalizar el experimento se retiraron los granos de las bandejas y se pesaron juntos.

La humedad del frijol se midió con un analizador de humedad de granos agrícolas Sinar™, modelo 6060AP, versión 7.1 2006, rango de medición de 1% a 35% en base húmeda; resolución 0.1% y desviación estándar 0.3%.

Con los datos obtenidos durante los experimentos se construyeron gráficas de las propiedades del aire a su paso por el colector solar y la cámara de secado, del MCF, de las superficies del colector solar, así como la radiación solar en función del tiempo tomando como referentes las gráficas mostradas en la sección 3.5. Adicionalmente, se calcularon la eficiencia del secador y la eficiencia de recolección, así como la reabsorción nocturna.

Eficiencia del secador

La eficiencia del secador se obtuvo aplicando la Ecuación 3.8. La masa de agua removida del producto durante el día, $m_{w, día}$, se calculó por medio de la ecuación:

$$m_{w,día} = m_{ss} \left(\frac{X_{m,día}}{1-X_{m,día}} - \frac{X_{t,día}}{1-X_{t,día}} \right) \quad (4.12)$$

donde $X_{m,día}$ es el contenido de humedad del producto en la mañana y $X_{t,día}$ el contenido de humedad del producto al atardecer, ambas humedades en base húmeda. El subíndice día toma valores de 1 a 4 correspondiente a cada día del experimento. Por su parte la masa de solido seco, m_{ss} , se calculó por medio de la ecuación:

$$m_{ss} = m_{frijol,1} (1 - X_{m,1}) \quad (4.13)$$

Donde $m_{frijol,1}$ es la masa total del frijol humidificado y $X_{m,1}$ su humedad correspondiente.

Para un secador solar mixto, que emplea un ventilador impulsado por el viento, la energía total suministrada durante el día al secador (E_s) se obtiene reescribiendo la Ecuación 3.9:

$$E_s = G_{solar} (A_c + A_{cs}) \quad (4.14)$$

Eficiencia de recolección

La eficiencia de recolección se obtuvo a través de la ecuación 3.10. La humedad absoluta del aire se calculó con los datos registrados de temperatura y humedad relativa del aire a la entrada del colector solar y a la salida de la cámara de secado. Posteriormente la eficiencia de recolección se graficó con respecto al tiempo.

Reabsorción nocturna

La reabsorción nocturna se obtuvo mediante la ecuación 3.11, calculada con datos de humedad promedio del grano, registrados al ocaso y al amanecer del día siguiente.

V. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Como se mencionó anteriormente en la metodología (Capítulo IV), este estudio se desarrolló en dos etapas. La primera etapa estuvo enfocada en responder a los dos primeros objetivos específicos, mientras que la segunda se centró en los dos últimos. Además, la numeración de las secciones de este capítulo mantiene correspondencia con las de la metodología.

5.1 Diseño del secador solar

Esta primera etapa consistió en el dimensionamiento del prototipo, su diseño tecnológico, la selección de materiales de construcción, así como la determinación de sus costos de construcción; todas estas actividades fueron realizadas simultáneamente. Por su parte, para dimensionar el prototipo primero se diseñó el absorbedor-contenedor, seguidamente el colector solar y finalmente la cámara de secado. Sin embargo, tal como se mencionó en la metodología, el diseño de estas tres partes se encuentra interrelacionado.

5.1.1 Diseño del absorbedor - contenedor

El absorbedor – contenedor se diseñó de acuerdo con los procedimientos y criterios establecidos en el acápite 4.1.1. Siguiendo los criterios de diseños establecidos, primero se calculó la masa de material de cambio de fase (MCF) requerida para suministrar energía al aire desecante durante un tiempo mínimo de 13 horas.

Además, se calculó el volumen ocupado por dicha masa en ambos estados: sólido y líquido. Para esto se resolvió el sistema conformado por las ecuaciones 3.3, 4.2 y 4.4 a 4.7 utilizando el programa Engineering Equation Solver (EES). La secuencia de comandos del programa EES, así como los resultados obtenidos se encuentran en el Anexo B.

Los datos requeridos de velocidad y temperaturas del aire, a su entrada y salida del colector, fueron tomados de Bergman (2001). Por su parte, las propiedades del aire como función de la temperatura fueron calculadas mediante las funciones correspondientes del programa ESS.

Adicionalmente, dado que no se disponía de ficha técnica de la parafina adquirida, se debió determinar experimentalmente su punto de fusión (El procedimiento se detalla en el Anexo A. Como resultado se obtuvo un rango de fusión de la parafina de 52°C a 63°C. Este rango coincide con el reportado para la parafina utilizada por El Kadhraoui et al (2017). Por tanto, se utilizaron las propiedades de la parafina reportadas por estos autores. Un resumen de todos los datos utilizados en el código fuente se encuentra en la Tabla 5.1.

Finalmente, para determinar el volumen de MCF se debe establecer previamente el área transversal al flujo de aire dentro del colector. Dicha área se relaciona tanto con el diseño del absorbedor - contenedor como con el diseño del colector. Aunque el diseño del colector solar se aborda en detalle en el acápite 5.1.2, a continuación, se presenta la información asociada a su diseño necesaria para establecer el área transversal al flujo del aire.

Inicialmente, se consideró utilizar un absorbedor – contenedor similar al construido por Bernemyr (2001) con láminas de zinc corrugadas. Sin embargo, los expertos en soldadura consultados señalaron que las láminas corrugadas disponibles en el mercado local son siempre galvanizadas. Por tanto, al construir el contenedor con estas láminas se crearían fisuras en la soldadura (situación reportada por Bernemyr, 2001).

En cambio, los expertos recomendaron utilizar materiales sin galvanizar. En consecuencia, se decidió construir el contenedor utilizando láminas de hierro liso. De acuerdo con la literatura, los colectores construidos con láminas lisas deben contar con deflectores y/o aletas, tanto en la parte inferior (Ben Slama, Bouabdallah, & Mora, 1996) como en la parte superior (Bakari, 2018; Yeh, 1994).

Como resultado del diseño del colector, el pasaje de aire, PA , es de 0.06 m y la distancia entre deflectores, DD , es 0.25 m. Por tanto, el área transversal al flujo de aire dentro del colector se calculó por medio de la ecuación:

$$A_T = 2 PA DD \quad (5.1)$$

En la cual la multiplicación por 2 es debida a que se estableció un colector de doble flujo.

Tabla 5.1 Datos utilizados en código fuente del programa ESS para calcular el volumen del absorbedor – contenedor del MCF.

Parámetro	Valor	Fuente
Tiempo	13 h	Criterio de diseño
Datos para el aire		
Velocidad	0.5 m/s	
Temperatura de entrada	27°C	Bergman (2001)
Temperatura de salida	40°C	
Capacidad Calorífica	1007 J/kg·K	
Densidad	1.151 kg/m ³	Estimada con ESS
Datos para el MCF		
Calor latente de fusión	214000 J/kg	
Densidad estado solido	kg/m ³	El Khadraoui et al (2017)
Densidad estado liquido	775 kg/m ³	
Datos del colector		
Pasaje de aire	0.06 m	
Distancia entre deflectores	0.25 m	

De acuerdo con los resultados del sistema de ecuaciones planteados en el Anexo B. La masa requerida de MCF para calentar el aire desecante durante 13 horas es 49.34 kg. Esta masa en estado líquido ocupa un volumen de 0.064 m³ y en estado sólido 0.058 m³.

Basado en los datos obtenidos del sistema de ecuaciones y el criterio de diseño que se debe contar con área de apertura de 2 m² decimos que el absorbedor – contenedor tuviera las dimensiones de 2 m de longitud y 1 m de ancho

Una vez calculada la masa de MCF se procedió a calcular la altura interior, h_{cont} , del contenedor – absorbedor por medio de la siguiente ecuación

$$V_{MCF,sol} = A_{cont} h_{cont} \quad (5.2)$$

Luego el volumen y área adicionales

$$V_{MCF,liq} = A_{extra} h_{cont} \quad (5.3)$$

Debido a la expansión de la parafina, se ha incorporado un espacio de expansión de 0.25 m para prevenir deformaciones y posibles rupturas en el contenedor. Para minimizar el impacto en la altura de la cámara de secado, en lugar de mantener un diseño recto, se optó por introducir un quiebre en la estructura, como se muestra en los del Anexo C.

5.1.2 Diseño del colector solar

En cuanto al diseño del colector solar se siguieron los parámetros mencionados en acápite 4.1.2.

Con el objetivo de incrementar las eficiencias del colector de placa plana se implementaron deflectores tanto en la parte inferior y como superior. En ambos lados del colector, se decidió la colocación de arreglos de deflectores siguiendo la recomendación de Bakari (2018), que establece que por cada 1.2 metros de largo se deben colocar 4 deflectores. En consecuencia, se dispusieron 8 deflectores, espaciados uniformemente a lo largo de cada 0.25 metros del colector.

Así mismo para la parte inferior se implementó el diseño presentado tabla 3.1 caso 4 y Figura 3.7 caso 4 ya que ofrecía el menor porcentaje de zonas muertas y una mayor longitud de flujo. En cuanto a la parte superior, se optó por una combinación del diseño presentado por Bakari (2018) y Yeh (1994).

Dentro del recinto, se tenían las siguientes opciones: en las cercanías del edificio Rigoberto López Pérez, en los alrededores del laboratorio de operaciones unitarias y en las inmediaciones edificio 02 de la carrera de Ingeniería Química.

En los alrededores del laboratorio de operaciones unitarias se tenía la opción de colocar el equipo en el área cercana a las canchas de fútbol ya que había suficiente espacio, pocos edificios y buena circulación de viento. Sin embargo, al ser una zona muy expuesta al público en general, existía la posibilidad de que el equipo fuera desmantelado.

Por su parte, en el Edificio Rigoberto López Pérez en lo que se estaba haciendo este diseño se consultó y actualmente hay instaladas antenas de radiocomunicación y no se contaba con el área suficiente para colocar el equipo. Además, resultaba complejo llevar el equipo hasta la azotea.

En cuanto al Edificio 02 posee la desventaja que hay en las cercanías un árbol de Guanacaste que al crecer provocaría que tape la luz solar al equipo. Además, las hojas que caen del árbol al equipo estar en funcionamiento podrían ser succionadas por el mismo.

Tomando en cuenta las desventajas de cada uno de los lugares se decidió ubicar el equipo en la azotea del Edificio 02 ya que el equipo estaría protegido bajo llave. Este sitio fue de fácil acceso para la instalación del equipo. Este mismo lugar fue utilizado por Bernemyr (2001) y Bergqvist and Lindstrom (1999) para ubicar sus secadores y colectores solares (Figura 5.2).



Figura 5.2. Ubicación de secador solar Azotea edificio 02

5.1.3 Diseño de la cámara de secado

Las dimensiones de la cámara de secado se determinaron de acuerdo con lo establecido en los estudios realizados previamente por Rivas (1999), Vlachos et al. (2002), Cortez (2014) y El Khadraoui (2017). La cámara de secado consta de cuatro componentes principales: estructura de soporte, paredes de la cámara, soporte del material a secar y la conexión entre el colector solar y la cámara de secado.

Para la determinación de las dimensiones de la cámara de secado, se realizó una comparación entre las dimensiones utilizadas en los estudios y aquellas determinadas previamente del colector solar. La Tabla 5.2 presenta los valores de las dimensiones de los estudios que se tomaron como base.

Tabla 5.2. Recopilación de las dimensiones utilizadas en los estudios similares a este trabajo.

Fuente	Altura (m)	Ancho (m)	Largo (m)
Rivas (1999)	1.35	1	0.60
Vlachos et al. (2002)	1.3	1	0.5
Cortez (2014)	1.25	1	0.3

Finalmente, se decidió que la cámara de secado tuviera las siguientes dimensiones externas: 1.45 m de altura, 1.11 m de ancho y 0.60 m de largo. La altura se decidió tomando un promedio de las utilizadas en los estudios (1.3 m) y agregándole 0.15m más para poder ubicar material aislante en las paredes. En cuanto al ancho, se escogió utilizar el mismo del colector solar para facilitar la conexión entre ambos. Por su parte, el largo se escogió utilizando el promedio de los estudios (0.5m) más 0.1m de aislante. Los planos detallados de la cámara de secado se encuentran en el Anexo C.

El tipo de soporte del material a secar seleccionado fueron bandejas (Figura 4.13a) debido a que con ellas se pueden manejar mayor variedad de productos en mayor cantidad. El arreglo de las bandejas es de tipo soportes y deflectores (Figura 4.14c). Sin embargo, al ver que no se lograba que los deflectores se mantuvieran rectos y el aire no circulaba por debajo de las bandejas, se propuso una combinación de este arreglo. Es decir, parte de la bandeja es un deflector y la otra parte es perforada (Figura 5.3). Esto permite que el aire circule por toda la bandeja en toda la superficie del producto.



Figura 5.3. Distribución de bandejas

El porcentaje de bandeja que está perforado se determinó utilizando la misma lógica que para las superficies extendidas ubicadas en el colector solar: 80% cubierto y 20% para el flujo de aire. Con este arreglo se logran condiciones de secado más uniformes en toda la cámara, a pesar de tener altas pérdidas de carga.

Para minimizar las pérdidas de carga por el arreglo del soporte del material, y mejorar la distribución del aire a través de todo el secador solar, se decidió utilizar un ventilador de tiro mecánico inducido (a la salida del aire). En este caso, se ubicó a la salida de la cámara de secado. El tipo de ventilador utilizado fue de tipo turbina, debido a que no necesita energía eléctrica o combustibles fósiles para su funcionamiento, sino el movimiento del viento.

Un factor importante en el diseño es la conexión entre el colector solar y la cámara de secado. De acuerdo con lo presentado en el acápite 3.3.3 se tienen tres formas de hacer: acoplar directamente el colector a la parte inferior de la cámara; utilizar una tubería circular entre el colector y la cámara, o bien, un canal rectangular entre ambos componentes. Considerando las posibles pérdidas de energía utilizando algún tipo de conector externo, se decidió conectar directamente ambas partes del secador solar (Figura 3.15a).

La configuración de las paredes de la cámara de secado fue diseñada con el fin de optimizar la retención de calor y mejorar la eficiencia del proceso de secado. Para ello, se optó por un sistema compuesto por tres capas de materiales. La capa exterior consistió en una lámina de zinc liso, a continuación, se colocó una capa de poroplast, material que actúa como aislante térmico, reduciendo las pérdidas de calor hacia el exterior. Finalmente, en la capa interna, se utilizó otra lámina de zinc. El interior de las paredes fue pintado con pintura negra mate, lo que incrementa la absorción de calor, favoreciendo así el calentamiento de la cámara y el proceso de secado.

5.1.4 Selección de materiales

En este acápite se presenta la selección de materiales de acuerdo con cada uno de los componentes del colector solar.

Inicialmente, se propuso construir el contenedor con láminas de zinc corrugado de 1 metro de ancho. Sin embargo, las disponibles en el mercado tienen un ancho de 0.81m. Además, el zinc galvanizado solo permite soldadura con estaño, la cual podría romperse con el tiempo debido a la expansión de la parafina.

Por esta razón, se optó por fabricar el contenedor con láminas de hierro lisas de 1 mm de grosor, incorporando aletas en disposición transversal y deflectores longitudinales en sus partes superior e inferior.

Como cubierta se utilizó vidrio flotado transparente, debido a su mayor durabilidad frente a películas o láminas plásticas, y a su capacidad de transmitir el 90% de la radiación solar incidente (Kalogirou, 2004). En un inicio se eligió un vidrio de 4 mm, ya que según el estudio de Bakari, Minja y Njau (2014) ofrece mejores eficiencias. No obstante, su baja resistencia provocó que se fracturara durante la instalación, por lo cual se reemplazó por uno de 5 mm, que brinda mayor resistencia.

Para la capa aislante se seleccionó una combinación de poliestireno expandido y una lámina de aislante térmico aluminizado, elegidos por su baja conductividad térmica y fácil disponibilidad en el país. El poliestireno expandido posee una conductividad térmica de $0.023 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (Cengel, 2011), mientras que la del aislante aluminizado es de $0.045 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (Bnear Business Development, 2021).

Respecto a la estructura de soporte, se necesitaba un material capaz de resistir el peso del contenedor y las condiciones ambientales. Por ello, se utilizó una estructura compuesta por perlines, tubos de hierro cuadrado y angulares.

En este acápite, se presenta la selección de materiales de acuerdo con cada uno de los componentes de la cámara de secado.

En cuanto a la cámara de secado, también se realizó una cuidadosa selección de materiales. Al igual que en el colector solar, se utilizó una cubierta de vidrio flotado de 5 mm de espesor, montada sobre un marco de aluminio. La estructura fue construida con láminas de zinc liso calibre 26.

5.1.5 Costos totales del secador

Una vez seleccionados los materiales, se cotizaron y posteriormente, se consultó en diferentes talleres el costo de la mano de obra. Al comparar los precios se escogieron los más bajos y aquellos que cumplieran con la calidad requerida. Los costos de los materiales utilizados en la construcción del colector solar y el costo de mano de obra aparecen detallados en la Tabla 5.3. El costo total de construcción del colector solar fue de C\$ 17,335.95.

Tabla 5.3. Costo de materiales y mano de obra para la construcción del colector solar.

Cantidad	Producto	Costo Unitario	Costo Total
		C\$	C\$
2	Láminas negras lisas 4"x10"1mm	1140.69	2281.37
1	Perlín negro 2"x6"x1/16"	738.53	738.53
1	Tubo cuadrado 1 1/2"x1 1/2"x6m CH16	443.27	443.27
4	Láminas de poroplast 2"x4"x3/4"	38.00	152.00
4	Angulares de aluminio 1"x1"x10"	70.00	280.00
1	Tubo de silicón industrial blanco	150.00	150.00
2	Libras de soldadura eléctrica E6013- 3/32	70.00	140.00
32	Tuercas 1/4"	0.63	20.00

1	Angular de hierro 1"x1"x1/8"x6m	250.78	250.78
4	Varillas toda rosca 1/4"x1.5m	65.00	260.00
1/2 gal	Pintura negra anticorrosiva		400.00
1/2 gal	Diluyente para pintura		120.00
3	Brocas para metal 1/4"	20.00	60.00
2	Discos de corte de metal 7"	100.00	200.00
1	Lámina de vidrio 5mmx2mx1.1m		690.00
1	Lamina de zinc liso 3x6	240.53	240.53
1	Cinta Foam	160.00	160.00
55 kg	Parafina	286.00	7150.00
Total			C\$ 13 736.48
Materiales			
Mano de obra			3200.00
Transporte			800.00
Total Colector Solar			C\$ 17,736.48

El precio del colector solar resulta un poco elevado, debido a la cantidad de material de cambio de fase que se necesita para llenar el contenedor. Dicho material representa aproximadamente el 40% de los gastos totales del colector solar. Sin embargo, con este sistema se ahorran costos de electricidad o de alguna fuente de calor externa necesaria para el proceso de secado.

Al igual que con el colector solar, los materiales, se cotizaron y posteriormente, se consultó en diferentes talleres el costo de la mano de obra. Al comparar los precios se escogieron los más bajos y aquellos que cumplieran con la calidad requerida. Los costos de los materiales utilizados en la construcción de la cámara de secado y el costo de mano de obra aparecen detallados en la Tabla 5.4. El costo total de construcción de la cámara de secado fue de C\$ 13,257.44.

Tabla 5.4. Costo de materiales y mano de obra para la construcción de la cámara de secado.

Cantidad	Producto	Costo Unitario C\$	Costo Total C\$
----------	----------	-----------------------	--------------------

3	Láminas de zinc liso 4"x12" Cal.26	668.26	2004.79
4	Angulares 1 1/2"x1 1/2"x1/8"x6m	411.87	1647.49
6	Láminas poroplast 3/4"x2"x4"	38.00	228.00
1	Lámina de vidrio 5mmx1.2mx1.1m	366.00	366.00
1	Retén aluminio 1/2x1/2 para vidrio fijo 6.4mm	162.58	162.58
5	Empaque caracol para vidrio H-731 gris 1mm	9.72	48.58
1/4 galón	Pintura esmalte negro mate		200.00
1 L	Diluyente (thinner acril)		60.00
1	Tubo de silicón industrial blanco	150.00	150.00
2	Empaques a la medida para refriger.	600.00	1200.00
1/2 lb	Soldadura eléctrica E6013 3/32		40.00
1	Disco corte metal 7"	100.00	100.00
1	Extractor de aire + tubo	1800	1800.00
4	Bandejas	375	1250.00
Total de Materiales			9257.44
Mano de obra			3200.00
Transporte			800.00
Total Cámara de Secado			C\$ 13,257.44

El costo de la cámara de secado es menor que el del colector solar debido a que en este último debe incluirse el material de cambio de fase. El costo final del secador solar, es decir cámara de secado y colector solar, es de C\$ 30,993.92, es decir aproximadamente \$957.00 (enero, 2019). Este costo se comparó con el de un secador solar elaborado en Costa Rica que era de \$4,870.00. Las dimensiones del secador de Costa Rica eran: en el colector solar 1.02m de ancho x 2.45m de largo; y la cámara de secado era de 1 m de ancho x 1.5 m de altura x 1.5m de largo (Guzmán-Hernández et al., 2017). Al comparar ambos precios, el secador diseñado en este trabajo resulta mucho menos costoso y con valor adicional por el almacenamiento de energía.

5.1.6 Sistema de monitoreo del secador

Como resultado del proceso de monitoreo, se establecieron los rangos de temperatura para el sistema de almacenamiento de energía, el colector solar y el secador solar. Para el monitoreo de la temperatura del aire que circula en el colector y la cámara de secado, se definió un rango de medición de 0 °C a 100 °C. Además, se monitorearon la temperatura y la humedad relativa tanto en la entrada de aire al secador como en la salida de aire hacia el extractor, con rangos de medición de 0 °C a 100 °C para la temperatura, y de 0 % a 99 % para la humedad relativa.

Las mediciones se registraron cada 3 minutos, utilizando un total de 27 sensores distribuidos estratégicamente. La Figura 5.4 muestra la ubicación precisa de cada sensor, detallando los puntos seleccionados para la recopilación de datos.

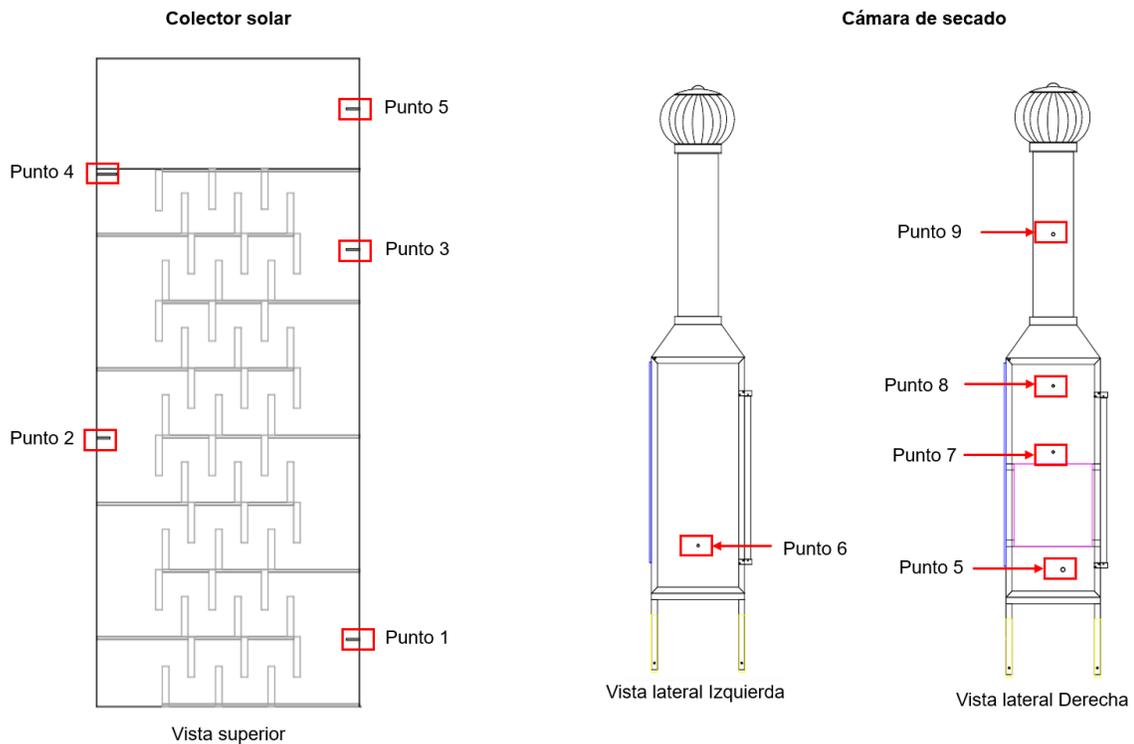


Figura 5.4. Puntos de medición en colector solar y cámara de secado.

Se instalaron 12 sensores para medir la temperatura del aire en los puntos estratégicos 1, 2, 3, 4, 6, 7 y 8. A su vez, 8 sensores de temperatura superficial se colocaron en el punto 4, y un sensor de humedad se ubicó en el punto 9.

La nomenclatura y ubicación específica de cada sensor utilizado en el sistema de monitoreo se encuentra registrada en la Tabla D15, incluida en el Anexo D. Esta

tabla tiene como finalidad facilitar la interpretación de los datos recopilados durante las pruebas experimentales. Asimismo, todos los registros generados se encuentran disponibles en formato digital en el archivo titulado "Pruebas de medición", incluido en los anexos digitales.

Adicionalmente, para evaluar el comportamiento térmico del sistema, se distribuyeron 5 medidores de temperatura de parafina entre los puntos 1 y 5. Estos instrumentos permitieron monitorear las variaciones térmicas del material de almacenamiento de energía.

En cuanto a la medición del flujo de aire en el colector solar, se diseñaron dos ductos específicos para instalar anemómetros. Esto se debió a la diferencia en las formas de los componentes: los anemómetros tienen un diseño circular con un diámetro de 7 cm, mientras que la entrada de aire al colector solar es rectangular, con dimensiones de 25 cm de ancho y 6 cm de alto. Se ubicaron ductos de medición tanto en la entrada inferior como en la superior del colector, garantizando una medición precisa del flujo de aire en ambos puntos.

5.2 Evaluación del secador solar

Después de construir el secador solar, se procedió a la segunda etapa del trabajo, que consistió en la evaluación experimental del equipo. La evaluación incluyó la determinación de tres aspectos fundamentales:

1. Eficiencia instantánea del colector solar.
2. Eficiencia del sistema de almacenamiento de energía.
3. Eficiencia general del secador solar.

Para llevar a cabo esta evaluación, el secador fue expuesto a la radiación solar continua durante un período de seis días. La eficiencia instantánea del colector solar se determinó a partir de datos recolectados durante el día, mientras que la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía se evaluó considerando datos de un día completo con su noche. Finalmente, la eficiencia del secador se determinó secando granos de frijol durante tres días.

Previo a las evaluaciones, se realizaron pruebas preliminares para verificar el correcto funcionamiento del equipo y asegurar que no hubiera fugas en el

contenedor-absorbedor ni en la cámara de secado. Para comprobar posibles fugas de aire, se utilizó una prueba con humo de incienso, cuyo color grisáceo facilitó la detección visual. Durante esta inspección, no se observaron fugas de aire en ninguna parte del sistema (Figura 5.5).



Figura 5.5. Prueba de fugas de aire.

Por otro lado, para identificar fugas de parafina, se llenó el contenedor-absorbedor con este material y se expuso a la radiación solar. Durante esta prueba, se detectaron varios puntos de fuga, tal como se ilustra en la Figura 5.6, lo que hizo necesario vaciar completamente el contenedor y realizar las reparaciones pertinentes. Estas reparaciones fueron efectuadas por el encargado de la construcción del equipo.

En el Anexo E se pueden encontrar más fotografías relacionadas con las pruebas realizadas y las reparaciones efectuadas. Una vez finalizadas dichas reparaciones, se repitió el procedimiento de llenado y exposición al sol. Al no detectarse nuevas

fugas, se procedió con la realización de las pruebas correspondientes para la evaluación del sistema las cuales serán detalladas en los posteriores acápite.



Figura 5.6. Fugas de parafina en colector solar

5.2.1 Eficiencia Instantánea del Colector Solar

La eficiencia térmica instantánea del colector fue calculada como la razón entre el flujo de calor útil entregado al aire y la energía solar incidente sobre la superficie total del colector, utilizando la ecuación de ASHRAE (2014).

Los cálculos se realizaron en hojas de cálculo de Excel, con datos recolectados cada tres minutos. Aunque se recopilaban datos durante seis días, solo se incluyeron cuatro en el análisis: el día 1 se descartó porque las mediciones comenzaron en la tarde, y el día 6 porque finalizaron antes de completar el ciclo diario, lo cual limitaba la validez del análisis comparativo.

Para evitar una posible sobreestimación del flujo másico, se aplicó un coeficiente de corrección de 0.6 al valor calculado en la sección de medición. Esta decisión se fundamenta en la presencia potencial de zonas muertas y distribución no uniforme del aire en el interior del colector, fenómeno documentado en colectores con deflectores y aletas, que generan trayectorias complejas del flujo (Ben Slama, 2007; Yeh, Ho & Hou, 1999). Aunque dichos estudios no proponen un valor numérico específico, respaldan la necesidad de considerar correcciones en estos sistemas, para más detalles ver Anexo G.

Comportamiento térmico del sistema

Una vez aplicado este ajuste en el cálculo del flujo másico, se procedió a analizar el comportamiento térmico del colector solar. La eficiencia mostró una clara dependencia con la radiación solar, alcanzando su valor máximo alrededor del mediodía. La eficiencia mínima, cercana a cero, se observó durante las primeras y últimas horas del día, lo cual es consistente con la menor disponibilidad de radiación solar y la disminución del gradiente térmico entre el colector y el ambiente. Este comportamiento es coherente con lo observado en estudios previos (Augustus Leon et al., 2002; Mustayen et al., 2014).

Para ilustrar este comportamiento, se seleccionaron los días 6 y 7 de mayo, por presentar condiciones contrastantes de radiación solar. En ambos casos se incluyen las gráficas de evolución de la radiación solar junto con las temperaturas internas del colector (Figuras 5.7 y 5.8). Adicionalmente, para el día 7 de mayo se incluyen las gráficas de flujo de calor útil y de velocidad del aire, ya que muestran comportamientos particularmente representativos y completos para el análisis.

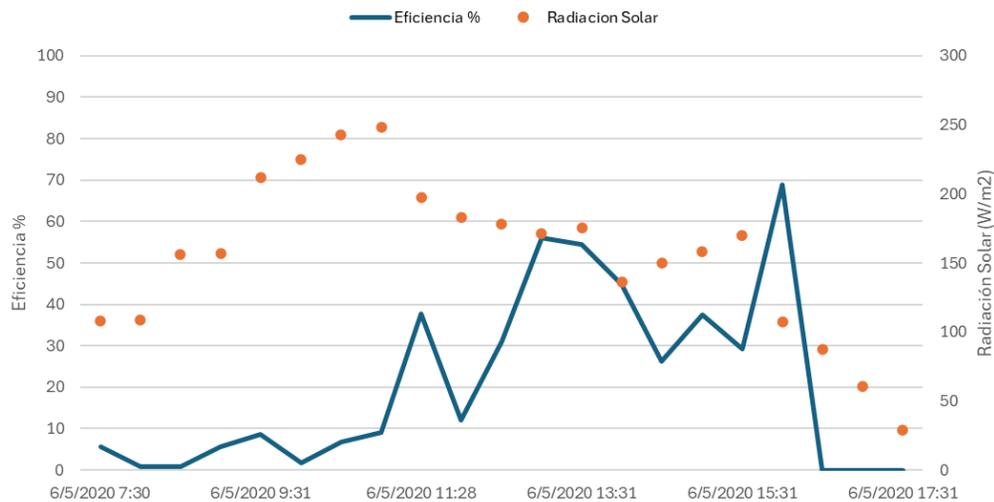


Figura 5.7. Eficiencia instantánea del colector solar vs tiempo (6 de mayo).

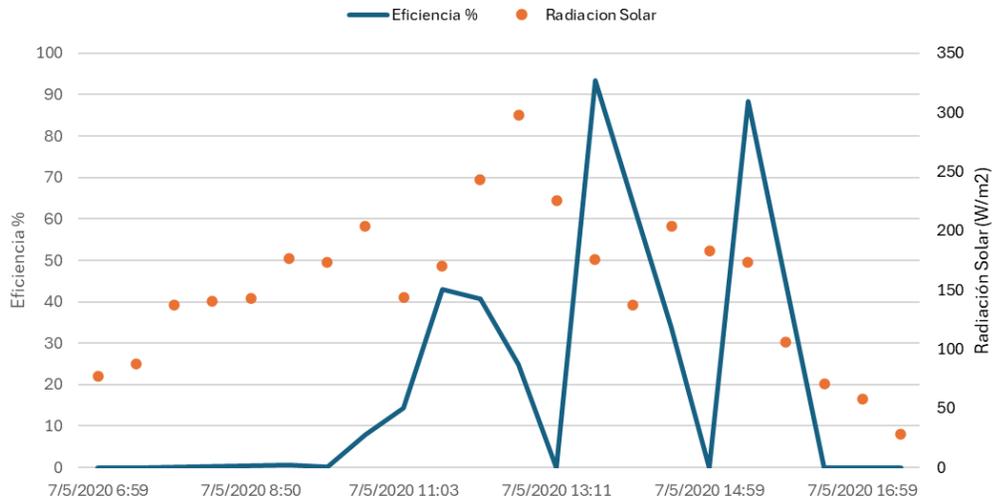


Figura 5.8. Eficiencia instantánea del colector solar vs tiempo (7 de mayo)

Rango de valores de eficiencia

Respecto a los valores de eficiencia obtenidos, el rango fue muy amplio entre los distintos días. La eficiencia mínima registrada fue del 0% y la máxima de 97.22%. A continuación, se presentan los valores mínimos, máximos y el promedio diario por cada uno de los cuatro días analizados:

- 5 de mayo: mínima 2.41%, máxima 80.89%, media diaria 46.56%
- 6 de mayo: mínima 0.72%, máxima 68.96%, media diaria 24.30%
- 7 de mayo: mínima 0.00%, máxima 93.42%, media diaria 28.93%
- 8 de mayo: mínima 1.00%, máxima 97.22%, media diaria 35.88%

Estas variaciones se explican por las condiciones de radiación solar de cada día, el comportamiento térmico del colector y las fluctuaciones en el flujo de aire. Por ejemplo, durante las mañanas y al final de la tarde, la radiación es baja, lo que reduce significativamente la eficiencia. Además, si la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de aire es pequeña, como ocurre en condiciones de baja irradiancia, el calor útil transferido disminuye y la eficiencia cae.

La eficiencia puntual más alta se alcanzó durante momentos específicos en los que coincidieron niveles elevados de radiación solar y diferencias significativas de temperatura entre la entrada y la salida del colector. Estos picos reflejan una

respuesta térmica eficiente del sistema bajo condiciones puntuales favorables, aunque no se identificaron días con estabilidad completa en la radiación solar.

Además, es importante considerar que el anemómetro utilizado para medir la velocidad del aire tenía un umbral mínimo de lectura de 0.4 m/s. Esto significa que cualquier flujo de aire inferior a ese valor fue registrado como cero. Esta limitación instrumental puede haber contribuido a obtener valores de velocidad nula en momentos con flujo bajo, afectando así el cálculo del flujo másico, el flujo de calor útil y, en consecuencia, la eficiencia térmica estimada para esos intervalos.

Durante el procesamiento de los datos, se observaron valores de eficiencia superiores al 100% y otros negativos. Estas situaciones pueden atribuirse a diversos factores, entre ellos errores de medición, inestabilidad del flujo de aire, condiciones de muy baja radiación solar (que reducen el denominador de la ecuación de eficiencia) o una sobreestimación del incremento de flujo de calor entre la entrada y la salida del colector. Situaciones similares han sido documentadas por Mustayen et al. (2014) y Abderrahmane (2015), quienes destacan la influencia de la variabilidad del flujo de aire y de las condiciones climáticas en el rendimiento térmico de colectores solares.

Como medida correctiva, se aplicó un filtrado que excluyó del análisis los valores fuera del rango físicamente posible (0% a 100%), asegurando así una interpretación válida y representativa del comportamiento térmico del colector.

Distribución de temperaturas en el colector

Por su parte, el análisis de las temperaturas del aire en distintos puntos del colector permite observar un incremento progresivo durante las horas de mayor radiación. La temperatura del aire en la parte superior del colector fue significativamente mayor durante el día debido a la cubierta de vidrio, mientras que, durante la noche, la parte inferior presentó temperaturas superiores gracias al aislamiento térmico (Akhtar & Mullick, 2012). Estos resultados concuerdan con lo reportado por Abderrahmane (2015) y Bakari et al. (2018), quienes identifican una correlación directa entre la radiación solar y la temperatura del aire en colectores solares.

Las Figuras 5.9 y 5.10 muestran de forma conjunta la radiación solar y las temperaturas del aire en la parte superior, inferior y ambiente del colector, correspondientes a los días 6 y 7 de mayo. Esta visualización integrada permite

identificar la evolución térmica del sistema en paralelo con la variación de la radiación solar a lo largo del día.

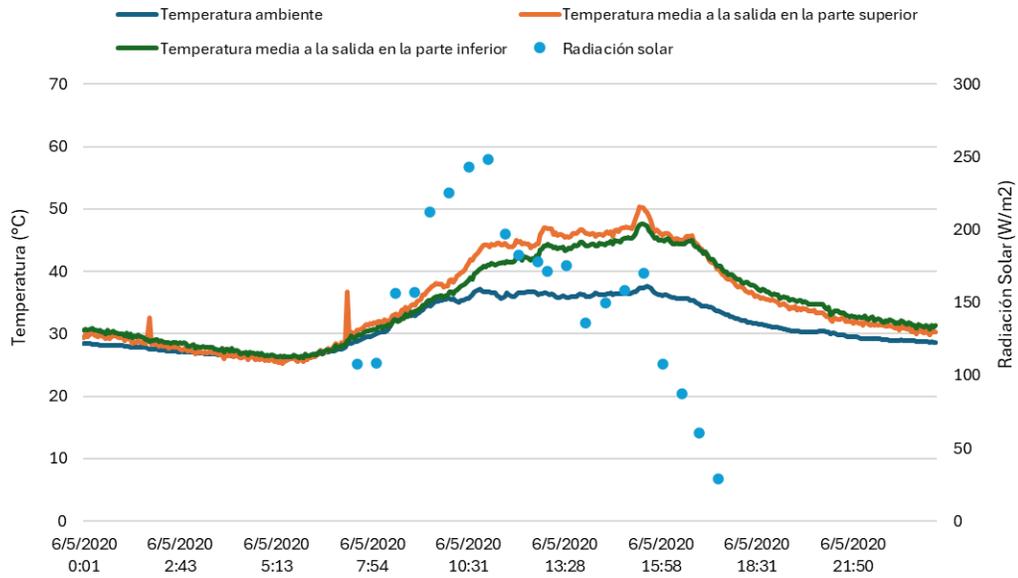


Figura 5.9. Radiación solar, temperatura ambiente y temperaturas del colector solar vs tiempo (6 de mayo).

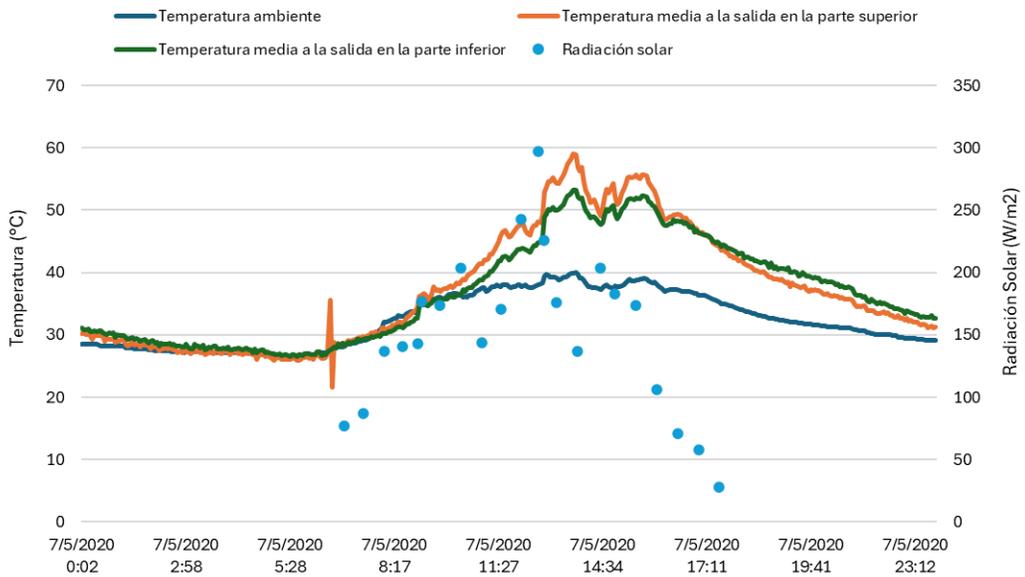


Figura 5.10. Radiación solar, temperatura ambiente y temperaturas del colector vs tiempo (7 de mayo).

Flujo de calor útil

En relación con el flujo de calor, la Figura 5.11 muestra su comportamiento tanto en la parte superior como en la inferior del colector, exclusivamente para el día 7 de mayo. Durante el día, el flujo de calor sigue el patrón de la radiación solar, alcanzando sus valores máximos alrededor del mediodía. Durante la madrugada, se detectaron flujos de calor negativos en la parte superior, lo cual indica pérdidas térmicas por radiación y convección a través del vidrio (Enibe, 2002; El-Sebaili et al., 2002). La parte inferior mostró mayor estabilidad térmica gracias al aislamiento incorporado.

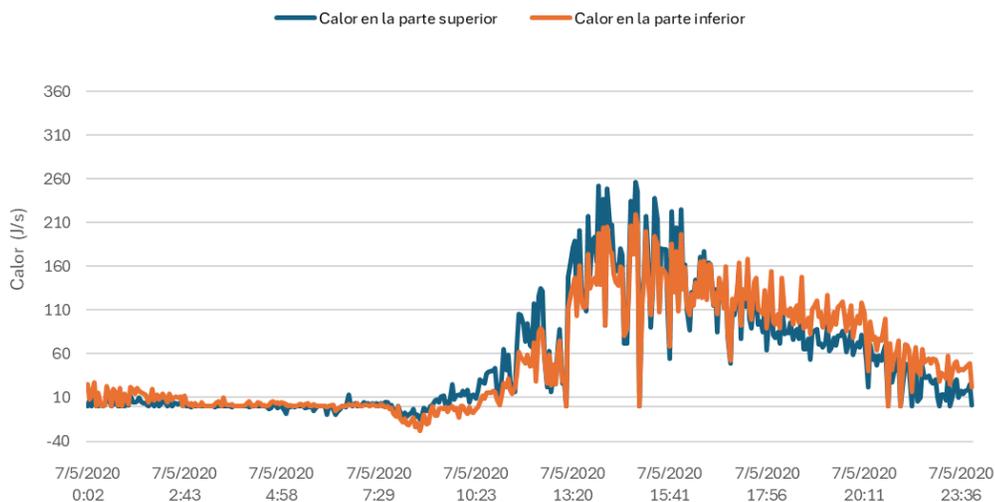


Figura 5.11. Flujo de calor útil superior e inferior vs tiempo (7 de mayo)

Velocidad del aire

La Figura 5.12 ilustra el comportamiento de la velocidad del aire a la entrada del colector para ambos flujos (superior e inferior), también del día 7 de mayo. Se evidenció una alta variabilidad, que puede estar relacionada con las condiciones externas de viento y con el diseño del sistema. Estas fluctuaciones afectan directamente el cálculo del flujo másico y, por tanto, de la eficiencia térmica. Por ello, se recomienda la implementación de un sistema de flujo de aire controlado, como sugieren Belessiotis & Delyannis (2011) y Mustayen et al. (2014). Asimismo, se considera que algunas fluctuaciones en los datos podrían estar asociadas a interferencias o condiciones externas que afectaron momentáneamente el funcionamiento del sistema de monitoreo desarrollado por Castillo Carranza & Zepeda Irigoyen (2022).

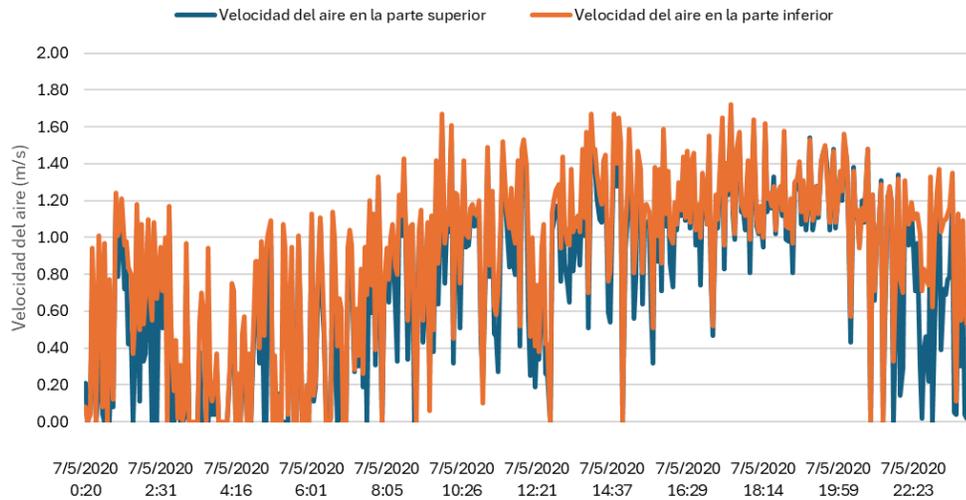


Figura 5.12. Velocidad del aire en la entrada superior e inferior del colector vs tiempo (7 de mayo)

5.2.2 Eficiencia del Sistema de Almacenamiento de Energía

El sistema de almacenamiento de energía se evaluó determinando su eficiencia térmica diaria, mediante el cociente entre la energía almacenada durante el día y la energía cedida por la noche, siguiendo el planteamiento de El Khadraoui et al. (2017). Para ello, se registró la temperatura del material de cambio de fase (MCF) y la irradiancia solar en intervalos regulares. La eficiencia se calculó con la Ecuación 3.5. Los días 4, 5 y 9 de mayo fueron descartados del análisis debido a registros incompletos del ciclo de carga y descarga. Solo se consideraron los días 6, 7 y 8 de mayo.

Eficiencia térmica diaria

La eficiencia térmica diaria se calculó con base en los valores de energía cedida (Q_d) y energía solar recibida (Q_{ch}). La eficiencia más alta se obtuvo el 7 de mayo con un 84.9%, mientras que el 6 y 8 de mayo presentaron valores de 61.9% y 67.1%, respectivamente. Estos resultados superan considerablemente el valor promedio de 33.9% reportado por El Khadraoui et al. (2017) en condiciones sin carga.

Esta diferencia puede atribuirse a varios factores. En primer lugar, en el presente estudio no se consideraron pérdidas térmicas por conducción ni convección durante los procesos de carga y descarga. Asimismo, la energía solar incidente (Q_{ch}) se

estimó mediante una integración numérica de la irradiancia medida a intervalos variables, sin aplicar factores de eficiencia óptica o térmica. Esto, en conjunto, puede haber sobreestimado la energía aprovechada y explicar los valores más elevados obtenidos. En contraste, El Khadraoui utilizó instrumentación más precisa para la medición de flujo solar y consideró explícitamente las pérdidas térmicas del sistema.

Por tanto, aunque en teoría el sistema empleado aquí tiene pérdidas, al no contar con aislamiento multicapa como en el estudio de El Khadraoui (2017), estas no fueron incorporadas en el balance energético. Enibe (2002) advierte que las pérdidas por conducción pueden afectar significativamente el rendimiento en sistemas no aislados, y Rabha y Muthukumar (2017) subrayan que la geometría del contenedor puede influir en la eficiencia térmica global. Por lo tanto, la alta eficiencia observada en este caso debe interpretarse con cautela, y principalmente como una aproximación útil bajo condiciones ideales de operación.

Comportamiento térmico del sistema

La evolución térmica del MCF durante los días de estudio se muestra en la Figura 5.13, donde se observa un incremento sostenido de la temperatura durante el día, alcanzando un valor máximo de 73.6 °C el 7 de mayo, seguido de una disminución nocturna hasta 36.1 °C. Este comportamiento evidencia un ciclo completo de carga y descarga y es consistente con lo reportado por El Khadraoui et al. (2017), quien obtuvo temperaturas máximas de hasta 75 °C en sistemas similares. Además, Enibe (2002) destaca que el mantenimiento de temperaturas por encima del ambiente durante la noche es un indicador de buen almacenamiento térmico.

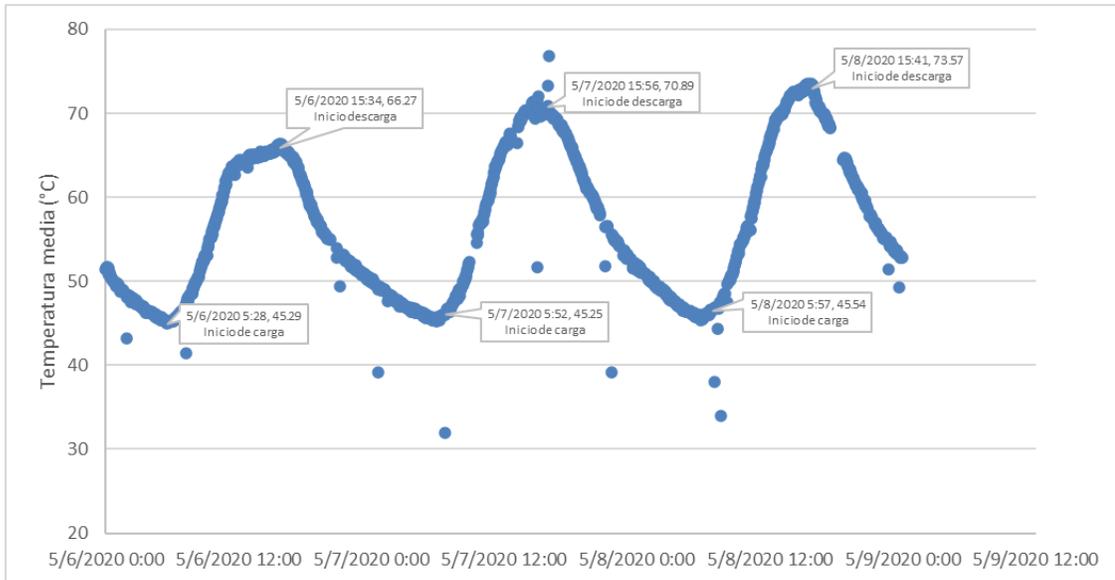


Figura 5.13. Temperatura media del MCF vs tiempo.

Relación entre eficiencia, Q_d y Q_{ch}

La evolución diaria de la energía cedida (Q_d), la energía solar recibida (Q_{ch}) y la eficiencia térmica del sistema se muestra en la Figura 5.14. Se observa que el día 7 de mayo se alcanzó la eficiencia más alta (84.9 %), lo cual coincide con un valor elevado de Q_d y una relación más favorable entre la energía almacenada y la energía disponible. Este comportamiento está relacionado con una curva de irradiancia más estable y prolongada durante el día, lo que permitió un proceso de carga más completo del MCF. Este resultado es coherente con lo señalado por El Khadraoui et al. (2017). Quien reporta que la estabilidad de la radiación solar tiene un impacto directo sobre la eficiencia térmica de los sistemas de almacenamiento (Anexo H). De forma complementaria, Papade y Boda (2014) advierten que las variaciones abruptas en la irradiancia pueden limitar la tasa de absorción de calor del MCF, afectando su rendimiento global.

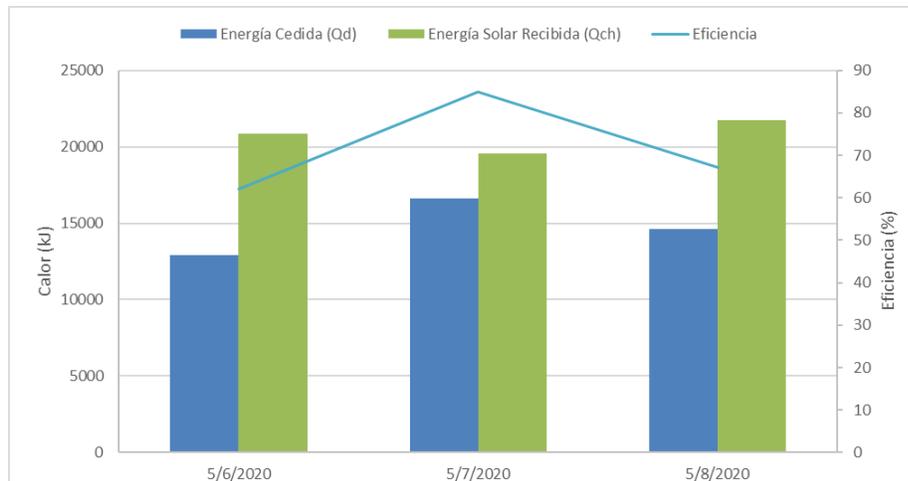


Figura 5.14. Eficiencia diaria vs día.

Componentes de la energía cedida

La distribución de los componentes de la energía cedida (Q_d) se presenta en la Figura 5.15, donde se muestra la contribución relativa del calor latente, sensible en estado sólido ($Q_{sólido}$) y sensible en estado líquido ($Q_{líquido}$). Se confirma que el calor latente es el principal mecanismo de almacenamiento y liberación de energía, especialmente el 7 de mayo. Esto valida la selección de un material de cambio de fase como medio de acumulación, en línea con lo indicado por El Khadraoui et al. (2017) y Rabha y Muthukumar (2017), quienes destacan que el diseño del sistema debe maximizar la participación del calor latente para mejorar el rendimiento nocturno.

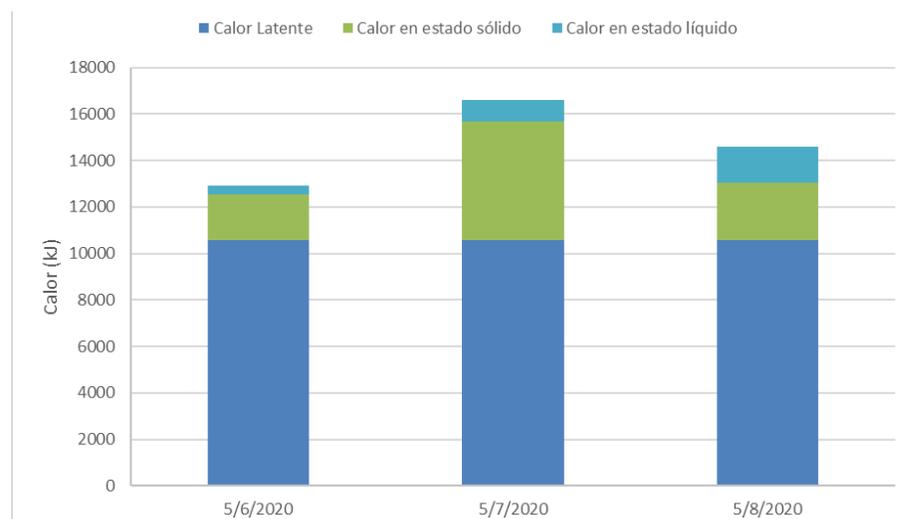


Figura 5.15. Componentes de la energía cedida (Qd).

Duración de carga y descarga

En la Figura 5.16 se comparan las duraciones de los procesos de carga y descarga. El día 8 de mayo presentó el mayor tiempo de descarga (más de 16 horas), aunque con una eficiencia intermedia. Esto sugiere que una mayor duración no necesariamente implica mejor rendimiento si el proceso de carga previo fue limitado por baja o inestable irradiancia. Esta observación concuerda con los hallazgos de Enibe (2002), quien advierte que un periodo de descarga prolongado puede conducir a pérdidas térmicas si no se dispone de un adecuado sistema de control o aislamiento.

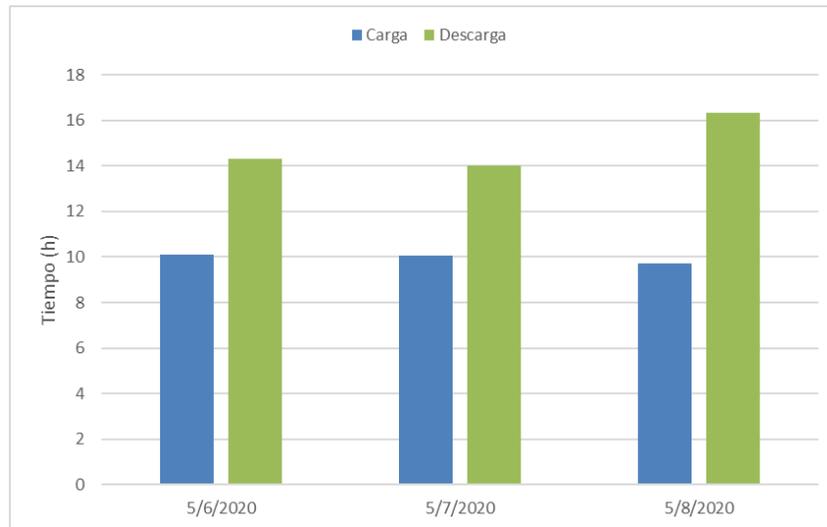


Figura 5.16. Duración de los procesos de carga y descarga.

Energía solar acumulada

La energía solar acumulada durante cada día (Q_{ch}) se representa en la Figura 5.17, como una curva ascendente. Esta fue obtenida mediante la sumatoria de los valores instantáneos de energía solar recibida (Q_{solar_inst}), calculados en función de la irradiancia y los intervalos de tiempo registrados. El 7 de mayo destaca por su pendiente uniforme y sostenida, lo cual refleja una irradiancia continua y constante. En comparación, los días 6 y 8 muestran mayores fluctuaciones y una menor acumulación total.

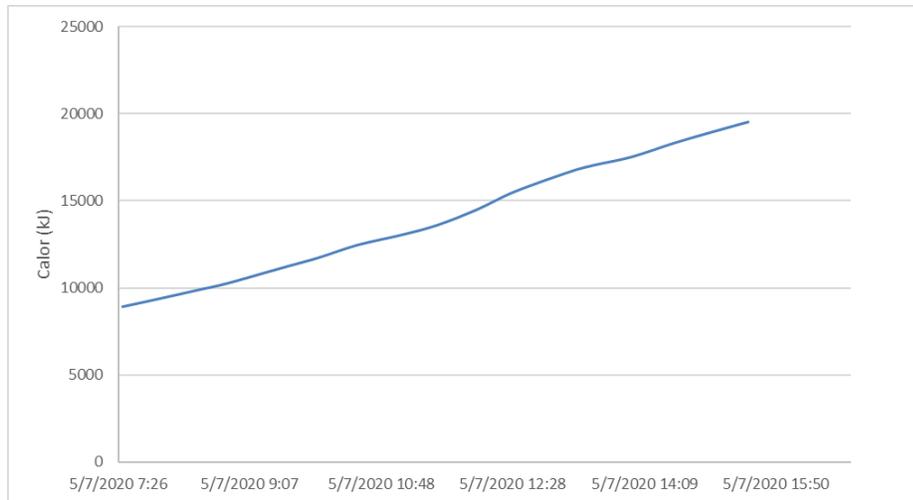


Figura 5.17. Energía solar acumulada (Qch) por día.

Se aprecia un perfil de radiación estable durante las horas de carga, con un pico cerca del mediodía (Figura 5.18). Esto contrasta con los días 6 y 8 de mayo, donde se identificaron fluctuaciones bruscas. Esta regularidad en la radiación coincide con lo reportado por El Khadraoui et al. (2017), quien atribuye una mayor eficiencia a la estabilidad del recurso solar. Asimismo, Papade y Boda (2014) subrayan que el perfil de irradiancia afecta no solo la eficiencia global del sistema, sino también el momento en que se activa el cambio de fase.

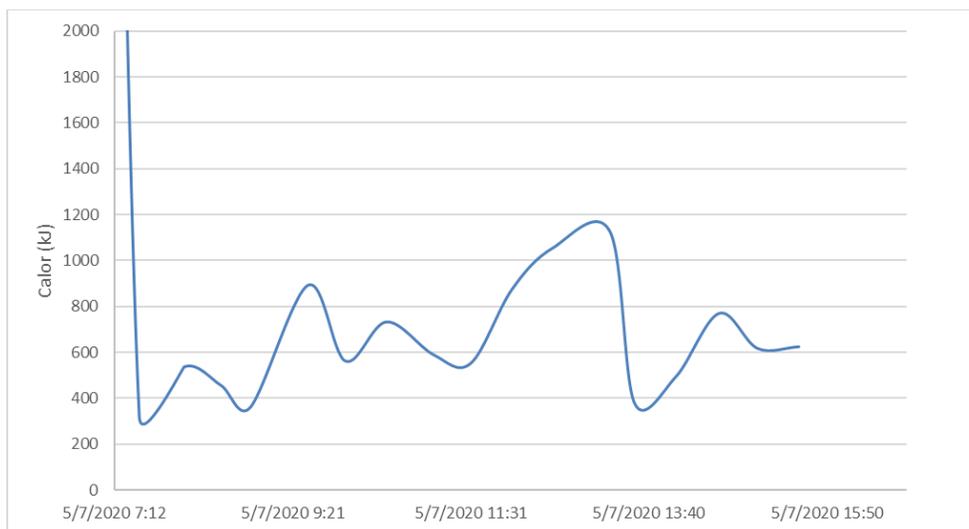


Figura 5.18. Energía solar instantánea vs tiempo (ejemplo: 7 de mayo).

Tal como se observa en las Figuras 5.9 y 5.10, durante la noche la temperatura del aire ambiente se mantuvo por debajo de la del MCF, lo que confirma la liberación

de calor almacenado. Este gradiente térmico favorable es clave para la eficiencia del sistema, como lo destacan Enibe (2002) y Rabha y Muthukumar (2017).

Los resultados muestran que la eficiencia del almacenamiento no depende únicamente de la cantidad de radiación solar, sino también de su estabilidad, la duración del ciclo térmico y la operación del sistema dentro del rango de fusión del MCF. El comportamiento observado confirma la capacidad del sistema para almacenar y liberar energía térmica, en línea con estudios previos, aunque influido por factores como el diseño del contenedor y el enfoque metodológico.

5.2.3 Eficiencia Térmica del Secador Solar

La evaluación térmica del secador solar se realizó mediante el análisis del comportamiento del sistema durante el proceso de secado de frijol, considerando variables como la humedad del producto, la radiación solar incidente y la eficiencia térmica obtenida. Los cálculos se realizaron en hojas de cálculo de Excel, a partir de datos recolectados cada tres minutos. Aunque se registraron datos desde el 5 hasta el 9 de mayo, se seleccionaron únicamente los días 6, 7 y 8 de mayo para el análisis comparativo, ya que presentaban series completas de datos desde el inicio hasta el final del día. Los demás días fueron descartados por inconsistencias o interrupciones en la recolección de datos.

Los resultados incluyen el comportamiento de la humedad del frijol en las bandejas de secado, la masa de agua removida por día, la energía solar suministrada y la eficiencia térmica diaria del sistema. Para el análisis se consideraron dos lotes de frijol: el primero con cuatro bandejas y el segundo con tres, todos previamente humidificados. Los detalles del procedimiento experimental y el tratamiento de datos se encuentran en el Anexo I.

Masa de agua removida

La masa de agua removida diariamente (m_w) se estimó con base en el contenido de humedad del frijol al inicio y al final de cada día, utilizando la humedad promedio por bandeja y el concepto de masa de sólido seco. En la Figura 5.19, se observó que el valor más alto fue el 8 de mayo, con 0.239 kg de agua evaporada, seguido del 7 de mayo (0.210 kg) y el 6 de mayo (0.141 kg). Este incremento es coherente con la disponibilidad de radiación solar en esos días.

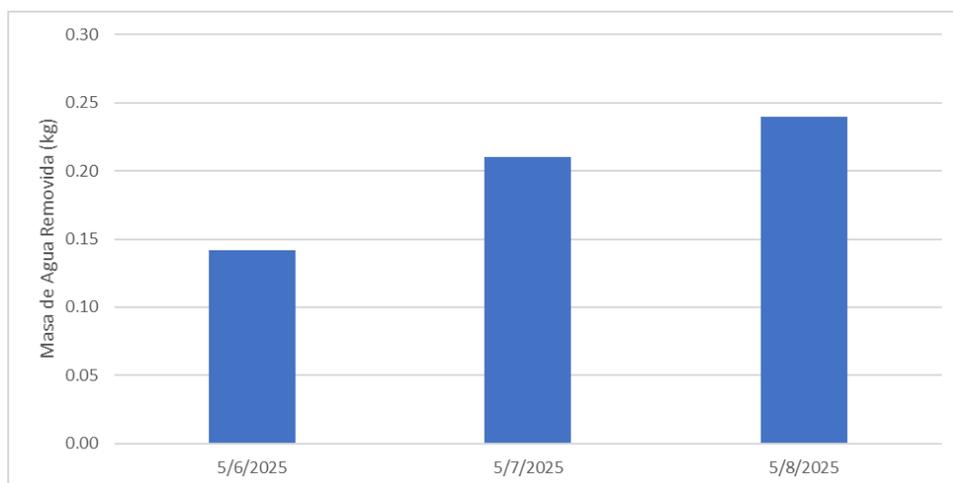


Figura 5.19. Masa de agua removida por día (kg).

La evolución de la humedad del frijol durante los ensayos de secado se muestra en detalle en el Anexo I. Los registros indican una reducción progresiva de la humedad, desde valores iniciales cercanos al 19 % hasta mínimos de aproximadamente 11 %, lo cual valida la efectividad del sistema térmico desarrollado.

Energía solar suministrada al sistema

La energía solar suministrada al secador (E_s), fue calculada integrando la irradiancia solar registrada cada 30 minutos y multiplicando por el área total de captación del sistema ($A = 2.666 \text{ m}^2$, que incluye colector y cámara de secado). En la Figura 5.20, se refleja que el valor máximo de energía diaria se alcanzó el 8 de mayo con 8540 kJ, mientras que el mínimo correspondió al 6 de mayo con 7821 kJ.

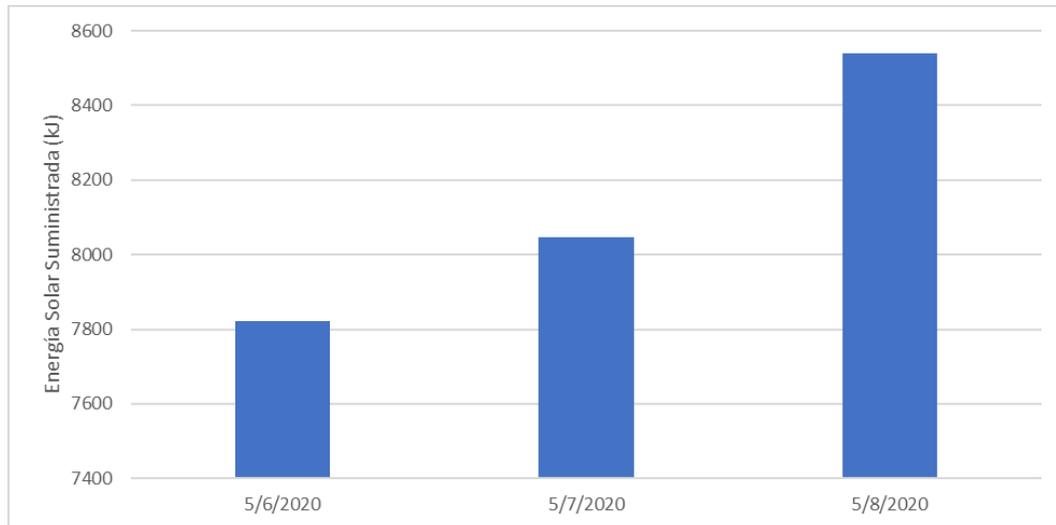


Figura 5.20. Energía solar diaria suministrada al secador (kJ).

Eficiencia térmica del secador

La eficiencia térmica diaria se calculó como la razón entre el calor requerido para evaporar el agua removida del producto y la energía solar total suministrada al sistema durante el día, como se muestra en la Ecuación 3.8. En la Figura 5.21 se observa, que los valores obtenidos fueron del 4.1 % el 6 de mayo, 5.9 % el 7 de mayo y 6.3 % el 8 de mayo. Estas eficiencias, aunque moderadas, son coherentes con lo reportado para sistemas de secado solar sin aislamiento térmico ni control de flujo de aire.

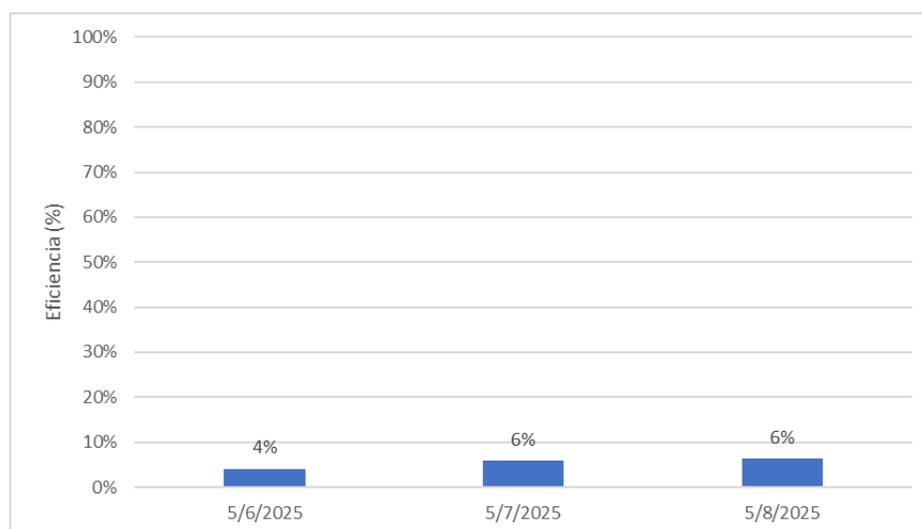


Figura 5.21. Eficiencia térmica del secador por día (%).

Comparación con la literatura

En la Tabla 5.5, se presenta un resumen comparativo de los valores de eficiencia térmica reportados por diversos estudios similares:

Tabla 5.5. Comparación de eficiencia térmica del secador solar con otros estudios

Autor / Año	Tipo de Secador	Flujo	Eficiencia (%)	Observaciones relevantes
Banout et al. (2011)	Mixto, doble paso	Forzado	24.04	Ventilador solar de 30 W
Lakshmi et al. (2018)	Mixto con PCM	Forzado	32.0	Con almacenamiento en parafina
Rabha & Muthukumar (2017)	Híbrido indirecto con PCM	Forzado	18.3 – 20.5	Incluye pérdidas por diseño del contenedor
Augustus Leon et al. (2002)	Revisión – varios tipos	Natural	6 – 12	Sin energía auxiliar ni aislamiento
Quintanar & Roa (2017)	Directo, artesanal	Natural	10 – 50	Amplio rango según configuración
Este estudio	Mixto con PCM	Natural	4 – 6	Sin aislamiento ni ventilación forzada

Se observa que los valores obtenidos en este estudio se ubican dentro del rango inferior reportado para sistemas con ventilación natural, sin asistencia energética ni aislamiento térmico. La higroscopicidad del frijol y la presencia de fluctuaciones en la radiación solar también contribuyen a explicar las eficiencias observadas. En particular, los resultados concuerdan con lo planteado por Augustus Leon et al. (2002) y Quintanar & Roa (2017), quienes reportan eficiencias de entre 6 y 12 % para sistemas comparables.

5.2.4 Eficiencia de Recolección y Reabsorción Nocturna

Se evaluó el desempeño del sistema a través del cálculo de la eficiencia de recolección de humedad, calculada a partir de la Ecuación 3.10. Esta variable permite conocer qué tan eficientemente el aire en circulación logra absorber la

humedad liberada por el producto durante el proceso de secado. El procedimiento detallado para este cálculo se encuentra disponible en el Anexo J.

Los resultados obtenidos mostraron que los promedios diarios de eficiencia variaron entre 0.24 y 0.37, alcanzándose el valor más alto el día 6 de mayo (0.37), mientras que el más bajo se registró el día 8 de mayo (0.24). Estos valores sugieren un comportamiento variable del sistema a lo largo de los días, influenciado posiblemente por condiciones ambientales fluctuantes como la radiación solar incidente y la temperatura del aire ambiente.

En cuanto a los valores máximos de eficiencia, se registraron picos de captación de humedad que alcanzaron hasta 0.60 (día dos a las 3:46:59 AM), lo cual evidencia que, en ciertos momentos del día, el aire logró captar hasta el 60% de su capacidad máxima teórica de humedad. El valor máximo más bajo fue de 0.34 (día tres a las 5:37:16 AM). Por otro lado, los valores mínimos de eficiencia se situaron en un rango de 0.07 a 0.11, con el más bajo registrado el día uno a las 9:36:53 AM. Esto denota momentos de baja actividad de secado, probablemente relacionados con descensos en la temperatura del aire o baja diferencia de humedad entre el aire de entrada y salida.

En la Figura 5.22 se muestra la variación horaria de la eficiencia de captación de humedad correspondiente al día dos del experimento. Durante esta jornada se alcanzó el valor máximo de eficiencia observado en todo el estudio, con un pico de 0.60 a las 3:46:59 AM. Este valor se presenta en un horario de baja radiación solar, lo que sugiere que el sistema de secado con material de cambio de fase (PCM) fue capaz de mantener una diferencia significativa de humedad entre el aire de entrada y el de salida incluso en condiciones nocturnas.

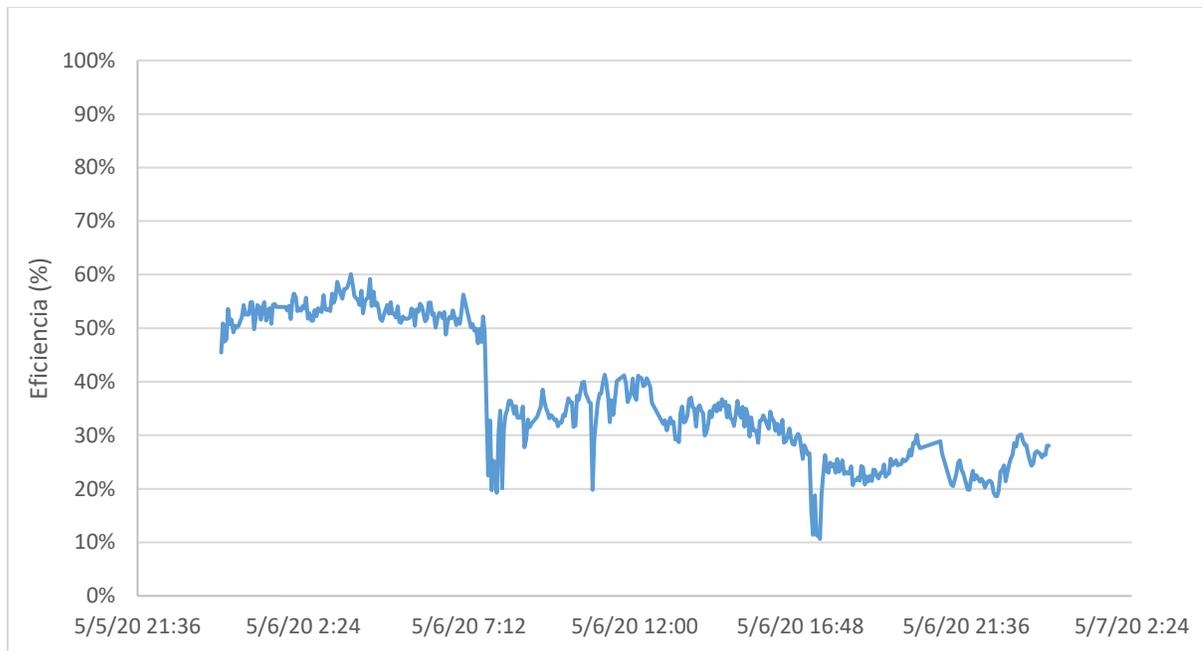


Figura 5.22. Eficiencia de recolección (6 de mayo).

Al comparar estos resultados con los valores reportados por Fudholi et al. (2014), quienes reportaron eficiencias promedio en torno al 0.35–0.45 en secadores solares forzados, se observa que el desempeño del sistema bajo tiro natural y condiciones locales tropicales está dentro de un rango aceptable.

En cuanto a la reabsorción nocturna se evaluó utilizando la Ecuación 3.11, observando la ganancia de humedad del frijol durante la noche, la cual mostró un incremento promedio de 0.10% en la humedad del grano. Los cálculos correspondientes a esta variable se presentan en el Anexo K.

Los resultados obtenidos mostraron valores positivos de R_n en todos los casos, con un rango entre 0.0124 y 0.2683, lo que indica que durante las noches de prueba se produjo una ligera reabsorción de humedad por parte del producto. Esta tendencia concuerda con lo reportado por El-Sebaili et al., quien también observó reabsorción nocturna en secadores solares que empleaban materiales de almacenamiento térmico. Sin embargo, cabe destacar que las condiciones operativas difieren entre ambos estudios, especialmente en lo referente a la temperatura del aire durante la operación del sistema.

A diferencia de lo reportado por El-Sebaili, en este trabajo se utilizaron temperaturas de aire más bajas, lo que pudo haber influido en una menor capacidad de secado

y, por ende, en una reabsorción nocturna relativamente más pronunciada. No obstante, el uso de parafina como material de cambio de fase (MCF) permitió conservar una estabilidad térmica moderada en la cámara de secado, contribuyendo a reducir la magnitud de la reabsorción observada.

VI. CONCLUSIONES

Al finalizar esta investigación, se logró diseñar, construir y evaluar un secador solar mixto con incorporación de material de cambio de fase (MCF) en este caso, parafina con el propósito de acumular energía térmica y extender el proceso de secado durante horas sin radiación solar directa, cumpliendo satisfactoriamente los objetivos propuestos.

El secador fue dimensionado con base en un análisis energético que determinó la necesidad de 49.34 kg de parafina, volumen que permite sostener el proceso de secado durante al menos 13 horas continuas (incluyendo horas nocturnas). El área del absorbedor se estableció en 2 m², y el diseño del colector fue de doble flujo con aletas y deflectores para optimizar la transferencia de calor.

Se eligieron materiales disponibles en el mercado local con buenas propiedades térmicas. Por ejemplo, se emplearon láminas de hierro liso para el absorbedor-contenedor y aislante térmico de poliuretano expandido para reducir pérdidas de calor. Esta selección también respondió a criterios de costo, durabilidad y facilidad de construcción.

El análisis económico arrojó un costo total estimado de C\$30 993.92 para la construcción del secador completo, incluyendo colector solar, cámara de secado y material de cambio de fase. Este valor permite proyectar su factibilidad para aplicaciones en contextos rurales y agroindustriales de pequeña escala.

La eficiencia instantánea del colector, calculada en función del calor útil y la radiación solar incidente, presentó valores promedios de 24.3% el 6 de mayo y 35.88% el 8 de mayo. Estos valores son comparables con los reportados por Bakari (2018) y Ben Slama (2007) en equipos similares.

La eficiencia térmica diaria promedio del sistema de almacenamiento (calculada con datos diurnos y nocturnos) alcanzó 67.1% el 8 de mayo, y de 61.9% el 6 de mayo (figura 5.14). Esto demuestra la capacidad del sistema para liberar energía térmica en ausencia de radiación solar directa.

Se realizaron experimentos con 14 kg de frijol, cuya humedad inicial (después de humidificación) fue de 28% base húmeda. A lo largo de los tres días de secado se

logró remover una masa total de agua de aproximadamente 0.15 kg en el lote del 6 de mayo, con una eficiencia térmica del secador de 4 - 6%. Estos resultados son comparables con estudios como el de Lakshmi et al. (2018) y Banout et al. (2010).

Se observó una mejora en la eficiencia de recolección del aire (pickup efficiency), con un valor máximo de 0.37 en las primeras horas del día 6 de mayo (figura 5.22), indicando una buena capacidad del aire caliente para captar humedad del frijol. También se midió la reabsorción nocturna, con valores cercanos a cero, lo que sugiere buena conservación del estado de secado durante la noche.

Las eficiencias obtenidas tanto del colector solar, el sistema de almacenamiento, como del secador en conjunto se encuentran dentro de los rangos reportados en la literatura revisada para tecnologías comparables. Esto valida tanto el diseño técnico como los métodos de evaluación aplicados.

VII. RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se presentan a continuación surgen del análisis crítico de los resultados, con el objetivo de contribuir a la mejora de algunos problemas identificados y orientar futuras investigaciones en el área.

- **Mejorar la distribución del flujo dentro del colector:** Rediseñar la geometría interna del colector para minimizar zonas muertas causadas por deflectores o aletas mal posicionadas, con el objetivo de mejorar la homogeneidad térmica del flujo de aire.
- **Ampliar el rango de días de prueba:** Realizar mediciones durante más días y en diferentes condiciones climáticas permitiría evaluar la robustez y repetibilidad del sistema ante variaciones estacionales.
- **Validar experimentalmente el coeficiente de corrección del flujo másico:** En estudios futuros, se sugiere comparar el flujo másico estimado con métodos alternativos o simulaciones para afinar el coeficiente de corrección utilizado.
- **Incluir estimación de pérdidas térmicas en el modelo de cálculo:** En este estudio no se consideraron pérdidas por conducción, convección o radiación, lo cual pudo haber sobreestimado la eficiencia térmica. Para mejorar la validez de los resultados, se recomienda incorporar un balance energético que contemple estas pérdidas, tal como lo hacen El Khadraoui et al. (2017) y Enibe (2002).
- **Mejorar la precisión y resolución de las mediciones:** Utilizar instrumentos con umbrales de sensibilidad más bajos, especialmente en condiciones de convección natural. En este estudio, el anemómetro tenía un umbral de 0.4 m/s, lo que limitó la detección de flujos bajos. Asimismo, se sugiere reducir los intervalos de muestreo de la irradiancia solar. En lugar de registros cada 30 minutos, intervalos más cortos (por ejemplo, de 1 minuto) permitirían una caracterización más precisa de los fenómenos transitorios, particularmente durante cambios bruscos en la radiación solar.
- **Incorporar mecanismos de control para reducir la reabsorción nocturna:** Para investigaciones futuras, se recomienda integrar estrategias que minimicen el ingreso de humedad al sistema durante las horas sin irradiancia solar. Entre estas, se sugiere el cierre automático de la cámara de secado al finalizar la etapa activa, el uso de válvulas antirretorno en la

entrada de aire y la implementación de sistemas pasivos de aislamiento térmico y de humedad.

VIII. NOMENCLATURA

A	Área	[m ²]
A_T	Área transversal al flujo de aire	[m ²]
C_p	Capacidad calorífica	[kJ/kg K]
\bar{C}_p	Capacidad calorífica a temperatura media	[kJ/kg K]
E	Energía total suministrada	[kJ]
\dot{E}	Flujo de energía	[kJ/s]
PA	Pasaje de aire	m
DD	Distancia entre deflectores	m
G_{solar}	Radiación solar total	[W/m ²]
ΔH	Calor latente	[kJ/kg]
ΔH_c	Poder Calorífico del combustible	[kJ/kg]
h	Altura	[m]
l	Largo	[m]
m	Masa	[kg]
\dot{m}_{air}	Flujo másico del aire	[kg/s]
m_b	Masa de combustible consumido	[kg]
P_F	Energía consumida por el ventilador	[kJ]
Q	Calor transferido	[kJ]
\dot{Q}	Flujo de calor	[kJ/s]
Rn	Reabsorción nocturna	[-]
T	Temperatura	[K]
t	Tiempo	[s]
Δt	Diferencial de tiempo	[-]
V	Volumen	[m ³]
v	Velocidad lineal	[m/s]
\dot{W}	Trabajo realizado por el material de cambio de fase	[kJ/s]
w	Ancho	[m]
$X_{s,m}$	Contenido de humedad al amanecer en base seca	[-]
$X_{s,t}$	Contenido de humedad al ocaso en base seca	[-]
Y	Humedad absoluta del aire	[-]
Y^*	Humedad de saturación adiabática del aire a la entrada de la cámara de secado	[-]
η_{sist}	Eficiencia del sistema de almacenamiento de energía térmica	[-]
η_c	Eficiencia instantánea del colector	[-]

η_p	Eficiencia de recolección	[-]
η_s	Eficiencia del secador	[-]
ρ	Densidad	[kg/m ³]
$\bar{\rho}$	Densidad a temperatura promedio	[kg/m ³]
\dot{v}	Flujo volumétrico del aire	[m ³ /s]

Subíndices

abs	Absorción del colector solar
air	Aire
c	Colector
ch	Carga del material de cambio de fase
cont	Contenedor
cs	Cámara de secado
d	Descarga del material de cambio de fase
e	Entrada
f	Final
fs	Fusión
liq	Estado líquido del material de cambio de fase
max	Máxima
min	Mínima
p	Apertura del colector solar
PCM	Material de cambio de fase
s	Salida
sol	Estado sólido del material de cambio de fase
w	Agua
0	Inicial

IX. REFERENCIAS

- Abderrahmane, A. (2015). A Experimental Study of Air Heating Plane Solar Panels as Used in Drying Papayes. *Science Journal of Energy Engineering*, 3(3), 23-32. doi:10.11648/j.sjee.20150303.12
- Agrawal, A., & Sarviya, R. M. (2014). A review of research and development work on solar dryers with heat storage. *International Journal of Sustainable Energy*, 35(6), 583-605. doi:10.1080/14786451.2014.930464
- Aissa, W. (2014). Performance of solar dryer chamber used for convective drying of sponge-cotton. *Thermal Science*. doi:10.2298/TSCI110710084A
- Aiswarya, M. S., & Divya, C. R. (2015). Economic Analysis of Solar Dryer with PCM for Drying Agricultural Products. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 02(04), 1948-1953.
- Akhtar, N., & Mullick, S. (2012). Effect of absorption of solar radiation in glass-cover(s) on heat transfer coefficients in upward heat flow in single and double glazed flat-plate collectors. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 125-132. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.08.048
- Alejandro Reyes, D. N., Andrea Mahn, Francisco Sepúlveda. (2014). Design and evaluation of a heat exchanger that uses paraffin wax and recycled materials as solar energy accumulator. *ELSEVIER*, 88, 391-398. doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.032
- ASHRAE. (2014). Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. In (pp. 45). Atlanta, Georgia.
- Augustus Leon, M., Kumar, S., & Bhattacharya, S. (2002). A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6, 367-393.
- Bakari, R. (2018). Heat Transfer Optimization in Air Flat Plate Solar Collectors Integrated with Baffles. *Journal of Power and Energy Engineering*, 6, 70-84. doi:10.4236/jpee.2018.61006
- Bakari, R., Minja, R. J. A., & Njau, K. N. (2014). Effect of glass thickness on performance of flat plate solar collectors for fruits drying. *Journal of Energy*, 2014, Article ID 247287. doi:10.1155/2014/247287
- Bal, L. M., Satya, S., & Naik, S. N. (2010). Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(8), 2298-2314. doi:10.1016/j.rser.2010.04.014
- Baniasadi, E., Ranjbar, S., & Boostanipour, O. (2017). Experimental investigation of the performance of a mixed-mode solar dryer with thermal energy storage. *Renewable Energy*, 112, 143-150. doi:10.1016/j.renene.2017.05.043
- Banout, J. A. N., Havlik, J., Kulik, M., Kloucek, P., Lojka, B., & Valterova, I. (2010). Effect of Solar Drying on the Composition of Essential Oil Ofsacha Culantro(*Eryngium Foetiduml.*) Grown in the Peruvian Amazon. *Journal of Food Process Engineering*, 33(1), 83-103. doi:10.1111/j.1745-4530.2008.00261.x

- Batubara, F., Dina, S. F., Kathryn, K., Tumuzi, M., Siregar, F., & Panjaitan, N. (2017). *Effect of openings collectors and solar irradiance on the thermal efficiency of flat plate finned collector for indirect-type passive solar dryer*. Paper presented at the American Institute of Physics.
- Belessiotis, V., & Delyannis, E. (2011). Solar drying. *Solar Energy*, 85(8), 1665-1691. doi:10.1016/j.solener.2009.10.001
- Ben Slama, R. (2007). The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer. *Solar Energy*, 81(1), 139-149. doi:https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.05.002
- Ben Slama, R., Bouabdallah, M., & Mora, J. (1996). Air Solar Collectors with Baffles: Aerodynamics, Heat Transfer and Efficiency. *RERIC International Energy Journal*, 18, 1-17.
- Benghanem, M. (2011). Optimization of tilt angle for solar panel: Case study for Madinah, Saudi Arabia. *Applied Energy*, 88(4), 1427-1433. doi:https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.10.001
- Bergman, H. (2001). *Improvement of a Solar Dryer for Ginger in Nicaragua*. (Master). Kungliga Tekniska Hogskolan, Estocolomo, Suecia.
- Bergqvist, K., & Lindstrom, C. (1999). *Evaluation of a hybrid drier for ginger in Nicaragua*. (Master Thesis). Kungl Tekniska Hogskolan, Estocolmo, Suecia.
- Bernemyr, M. (2001). *Energy Storage in a Solar Collector using Paraffin as Phase Change Material*. (Master). Kungliga Tekniska Hogskolan, Estocolomo, Suecia.
- Bhardwaj, A. K., Chauhan, R., Kumar, R., Sethi, M., & Rana, A. (2017). Experimental investigation of an indirect solar dryer integrated with phase change material for drying valeriana jatamansi (medicinal herb). *Case Studies in Thermal Engineering*, 10, 302-314. doi:10.1016/j.csite.2017.07.009
- Blanco, L. (2011). *Caracterización, diseño y construcción del colector de un secadero solar solar en Nicaragua*. Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España.
- Blanco, L. (2016). Guía para el desarrollo de proyectos de secado solar en comunidades rurales. *Energía sin fronteras*, 85.
- Bnear Business Development. (2021). *Mantas térmicas aluminizadas*. Recuperado de <https://bnear.cl/wp-content/uploads/2021/07/Aluminizado-Simple.pdf>
- Brace Reaserch Institute. (1975). *A survey of solar agricultural dryers*. Retrieved from Quebec, Canada:
- Castillo Carranza, J. H., & Zepeda Irigoyen, S. M. (2022). *Desarrollo de un sistema electrónico para el monitoreo en tiempo real de un secador solar mixto con material de cambio de fase, para la Facultad de Ingeniería Química (FIQ)*. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Electrotecnia y Computación, Recinto Universitario Simón Bolívar, Managua, Nicaragua.
- Castillo, M., Pilatowsky, I., Castillo, B., López, E. C., & López, A. (2018). Solar drying of Stevia (Rebaudiana Bertoni) leaves using direct and indirect technologies. *Solar Energy*, 159, 898-907. doi:10.1016/j.solener.2017.11.031
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de calor y masa* (3rd ed.). McGraw-Hill.

- Chabane, F., Moumami, N., & Benramache, S. (2013). Experimental analysis on thermal performance of a solar air collector with longitudinal fins in a region of Biskra, Algeria. *Journal of Power Technologies*, 93(1), 52-58.
- Cortez, C. (2014). *Estudio de un secador solar indirecto por convección natural para el deshidratado de frutas y vegetales en Nicaragua*. (Master). Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua- León,
- Dicovski, L. (2009). Diseño de un secador solar de café pergamino y su uso en fincas de pequeños productores. In *Manual Técnico- Beneficio, Calidad y Denominación de origen del café* (pp. 14-19). Estelí, Nicaragua: UNINORTE.
- Dinçer, İ., & Rosen, M. (2011). *Thermal Energy Storage* (Segunda ed.). Reino Unido: John Wiley & Sons, Ltd.
- Dixit, T., Yadav, A., & Gupta, S. (2017). *Annual Optimum Tilt Angle Prediction of Solar Collector using PSO Estimator*. Paper presented at the IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering
- Ekechukwu, O. V., & Norton, B. (1999). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion and Management*, 40, 615-655.
- El-Sebaei, A., Aboul-Enein, S., Ramadan, M., & El-Gohary, H. (2002). Experimental investigation of an indirect type natural convection solar dryer. *Energy Conversion and Management*, 2251-2266.
- El Khadraoui, A., Bouadila, S., Kooli, S., Farhat, A., & Guizani, A. (2017). Thermal behavior of indirect solar dryer: Nocturnal usage of solar air collector with PCM. *Journal of Cleaner Production*, 148, 37-48. doi:10.1016/j.jclepro.2017.01.149
- El Khadraoui, A., Bouadila, S., Kooli, S., Guizani, A., & Farhat, A. (2016). Solar air heater with phase change material: An energy analysis and a comparative study. *Applied Thermal Engineering*, 107, 1057-1064. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.07.004
- Energia, C. N. d. (2002). Información para Inversionistas del Sector Electrico de Nicaragua. Managua.
- Enibe, S. (2002). Performance of a natural circulation solar air heating system with phase change material energy storage. *Renewable Energy*, 27, 69-86.
- Esakkimuthu, S., Hassabou, A. H., Palaniappan, C., Spinnler, M., Blumenberg, J., & Velraj, R. (2013). Experimental investigation on phase change material based thermal storage system for solar air heating applications. *Solar Energy*, 88, 144-153. doi:10.1016/j.solener.2012.11.006
- Ezeike, G. (1986). Development and performance of a triple-pass solar collector and dryer system. *Energy in Agriculture*, 5, 1-20.
- Fahl, P., & Ganapathisubbu, S. (2011). Tracking benefits for solar collectors installed in Bangalore. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3. doi:10.1063/1.3558863
- Forson, F. K., Nazha, M. A. A., Akuffo, F. O., & Rajakaruna, H. (2007). Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: Application of principles and rules of thumb. *Renewable Energy*, 32, 2306-2319. doi:10.1016/j.renene.2006.12.003

- Foster, S. (2013). *Construction and Performance Testing of a Mixed Mode Solar Food Dryer for Use in Developing Countries*. (Master). Brigham Young University,
- Fudholi, A., Sopian, K., Yazdi, M. H., Ruslan, M. H., Gabbasa, M., & Kazem, H. A. (2014). Performance analysis of solar drying system for red chili. *Solar Energy*, 99, 47-54. doi:10.1016/j.solener.2013.10.019
- Gao, W., Lin, W., Liu, T., & Xia, C. (2007). Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. *ELSEVIER*, 84, 425-441. doi:10.1016/j.apenergy.2006.02.005
- Garg, H., Mullick, S., & Bhargava, A. (1985). *Solar Thermal Energy Storage*. doi:10.1007/978-94-009-5301-7
- Garg, H., Sharma, V., & Bhargava, A. (1985). Theory of multiple-pass solar air heaters. *Energy*, 10(5), 589-599.
- Ghiami, S., & Ghiami, A. (2018). Comparative study based on energy and exergy analyses of a baffled Solar Air Heater with Latent Storage Collector. *Applied Thermal Engineering*, 133, 797-808. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.11.111
- Gunerhan, H., & Hepbasli, A. (2007). Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications. *Building and Environment*, 42, 779-783. doi:10.1016/j.buildenv.2005.09.012
- Guzmán-Hernández, T. J., Rodríguez-Araya, F., Castro-Badilla, G., Obando-Ulloa, J. M., & Moreira-Segura, C. (2017). *Application of passive and active solar thermal technologies as an alternative to traditional drying systems in agricultural production units in the Northern Region of Costa Rica*. Costa Rica Institute of Technology.
- Handoyo, E., Ichsani, D., & Prabowo. (2012). *The optimal tilt angle of a solar collector*. Paper presented at the International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application.
- Ho, C. D., Chang, H., Wang, R. C., & Lin, C. S. (2013). Analytical and experimental study of recycling baffled double-pass solar air heaters with attached fins. *Energies*, 6(4), 1821-1842. doi:10.3390/en6041821
- Idowu, O., Olarenwaju, O., & Ifedayo, O. (2013). Determination of optimum tilt angles for solar collectors in low-latitude tropical region. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 4. doi:10.1186/2251-6832-4-29
- Ihaddadene, N., Ihaddadene, R., & Mahdi, A. (2014). *Effect of Glazing Number on the Performance of a Solar Thermal Collector*. Paper presented at the The fifth International Renewable Energy Congress IREC, Tunisia.
- ISO-9806. (2017). Solar thermal collectors. In *Test Methods* (Vol. 9806). Suiza: ISO copyright office.
- Jafarkazemi, F., Saadabadi, S., & Pasdarsahri, H. (2012). The optimum tilt angle for flat-plate solar collectors in Iran. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 4, 013118. doi:10.1063/1.3688024

- Jain, D., & Tewari, P. (2015). Performance of indirect through pass natural convective solar crop dryer with phase change thermal energy storage. *Renewable Energy*, *80*, 244-250. doi:10.1016/j.renene.2015.02.012
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, *30*(3), 231-295. doi:https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001
- Kant, K., Shukla, A., Sharma, A., Kumar, A., & Jain, A. (2016). Thermal energy storage based solar drying systems: A review. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, *34*, 86-99. doi:10.1016/j.ifset.2016.01.007
- Karim, M. A., & Hawlader, M. N. A. (2006). Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors. *Energy*, *31*(4), 452-470. doi:10.1016/j.energy.2005.03.007
- Krishnan, S., & Sivaraman, B. (2017). Experimental Investigations on Thermal Storage in a Solar Dryer. *Asian Institute of Technology*, *17*, 23-26.
- Kumar, M., Sansaniwal, S. K., & Khatak, P. (2016). Progress in solar dryers for drying various commodities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *55*, 346-360. doi:10.1016/j.rser.2015.10.158
- Laboratorio de ensayos de captadores solares. (2009). *Informe de Ensayo de Rendimiento de Captador solar* (30.1126.0-1-2). Retrieved from España:
- Lakshmi, D., Layek, A., & Muthukumar, P. (2018). *Performance analysis of a mixed mode forced convection solar dryer with and without thermal energy storage heat exchange*. Paper presented at the International Conference on Mechanical, Materials and Renewable Energy.
- Landau, C. (2017, 18-03-17). Optimum Tilt of Solar Panels. Retrieved from <http://solarpaneltilt.com/>
- 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. doi:10.1016/j.egypro.2017.03.041
- Lynn Knight, A. L., and Catherine Mendenhall. (2001). *Candles and Incense as potential sources of indoor air pollution: market analysis and literature review*. Retrieved from
- Manjunath, M., Karanth, K., & Sharma, N. (2018). *Numerical Investigation on Heat Transfer Enhancement of Solar Air Heater using Sinusoidal Corrugations on Absorber Plate*.
- Marshall, R. (1980). *A Theoretical Study of ASHRAE Standard 94-77 for Testing Thermal Storage Devices*. Paper presented at the Thermal Storage of Solar Energy, Amsterdam, Holanda.
- Mealla-Sánchez, L., & Morales-Olaciregui, J. (2018). Evaluación del comportamiento térmico de secadores solares en régimen pasivos. *Tecnológicas*, *21*(41), 29-44.
- Mehling, H., & Cabeza, L. (2008). *Heat and Cold Storage with PCM*. Berlin: Springer.
- Montero, I., Blanco, J., Miranda, T., Rojas, S., & Celma, A. R. (2010). Design, construction and performance testing of a solar dryer for agroindustrial by-products. *Energy Conversion and Management*, *51*(7), 1510-1521. doi:10.1016/j.enconman.2010.02.009

- Morcos, V. (1994). Optimum Tilt Angle and Orientation for Solar Collectors in Assiut, Egypt. *Renewable Energy*, 4(3), 291-298.
- Moreno, K., & Hudiel, T. (2011). *Evaluación del presecado de café pergamino en secador solar tipo domo, ubicado en fincas con altitudes de 1000 a 1500 m.s.n.m. de pequeños productores de café en los departamentos de: Madriz, Estelí y Nueva Segovia*. Universidad Nacional de Ingeniería-RUACS, Estelí, Nicaragua.
- Moumami, N., Youcef-Ali, S., Moumami, A., & Desmons, J. (2003). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy*, 29, 2053-2064.
- Musembi, M. N., Kiptoo, K. S., & Yuichi, N. (2016). Design and Analysis of Solar Dryer for Mid-Latitude Region. *Energy Procedia*, 100, 98-110. doi:10.1016/j.egypro.2016.10.145
- Mustayen, A. G. M. B., Mekhilef, S., & Saidur, R. (2014). Performance study of different solar dryers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34, 463-470. doi:10.1016/j.rser.2014.03.020
- Nijegorodov, N., Devan, K., Jain, P., & Carlsson, S. (1994). Atmospheric Transmittance Models and an Analytical Method to predict the Optimum Slope of an Absorber Plate, variously oriented at any latitude. *Renewable Energy*, 4(5), 529-543.
- Okundamiya, M., & Nzeako, A. (2011). Influence of Orientation on the Performance of a Photovoltaic Conversion System in Nigeria. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 3(12), 1384-1390.
- Pagels, J., Wierzbicka, A., Nilsson, E., Isaxon, C., Dahl, A., Gudmundsson, A., Swietlicki, E., & Bohgard, M. (2009). Chemical composition and mass emission factors of candle smoke particles. *Aerosol Science*, 40(3), 193-208. doi:10.1016/j.jaerosci.2008.10.008
- Pakhare, V., & Salve, S. (2016). Design and Development of Solar Dryer Cabinet with Thermal Energy Storage for Drying Chillies. *International Journal of Current Engineering and Technology*(5), 358-362.
- Papade, C. V., & Boda, M. A. (2014). Design & development of indirect type solar dryer with energy storing material. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*, 1(12), 109. Retrieved from <http://www.ijirae.com>
- Parker, B., Lindley, M., Colliver, D., & Murphy, W. (1993). Thermal Performance of Three Solar Aire Heaters. *Solar Energy*, 51(6), 467-479. doi:10.5767/anurs.cmat.100102.en.151P
- Pawakote, P., & Koonsrisuk, A. (2018). Design of a solar dryer with fins and baffles for rice-cracker drying. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 383, 012065. doi:10.1088/1757-899x/383/1/012065
- Pérez, A., & Real, O. (2012). *Efecto del presecador solar tipo domo en el secado de granos de café orgánico (Coffea arabica L.), en fincas de pequeños productores de las cooperativas San Isidro R.L Boaco y PROCOSER Nueva Segovia. Noviembre 2010- Febrero 2011*. (Pregrado). Universidad Nacional Agraria, Boaco, Nicaragua.

- Potdukhe, P. A., & Thombre, S. B. (2008). Development of a new type of solar dryer: Its mathematical modelling and experimental evaluation. *International Journal of Energy Research*, 32(8), 765-782. doi:10.1002/er.1387
- Prakash, O., & Kumar, A. (2017). *Solar Drying Technology*(pp. 640). doi:10.1007/978-981-10-3833-4
- Quintanar Olguin, J., & Roa Durán, R. (2017). Evaluación térmica y financiera del proceso de secado de grano de café en un secador solar activo tipo invernadero. *Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas*, 8(2), 321–331.
- Rabha, D. K., & Muthukumar, P. (2017). Performance studies on a forced convection solar dryer integrated with a paraffin wax–based latent heat storage system. *Solar Energy*, 149, 214-226. doi:10.1016/j.solener.2017.04.012
- Ramesh, N., Paschapure, M., Nippanikar, N., Karigoudar, S., Nataraj, J. R., & Badarinarayana, K. (2016). Performance Studies of Sustainable Solar Dryer for Drying Agricultural Products. *Indian Journal of Science and Technology*, 9(45). doi:10.17485/ijst/2016/v9i45/104682
- Torres-Gallo R, P. J. M.-L. y. K. A. M.-P. (2017). Diseño y construcción de un sistema híbrido de calentamiento de aire por combustión de biomasa y radiación solar, utilizando PCM como fuente de almacenamiento térmico, para secado de yuca. *Tecnológicas*, 20(39).
- Rivas, J. (1999). *Diseño y estimación de costos de un secador híbrido para jengibre*. Universidad Nacional de Ingeniería, Managua, Nicaragua.
- Russon, J., Dunn, M., & Steele, F. (2009). Optimization of a Convective Air Flow Solar Food Dryer. *International Journal of Food Engineering*, 5(1).
- Saha, S. N., & Sharma, S. P. (2016). Analysis of thermohydraulic performance of double flow V-corrugated absorber solar air heater. *International Energy Journal*, 16, 131-142.
- Sallam, Y. I., Aly, M. H., Nassar, A. F., & Mohamed, E. A. (2015). Solar drying of whole mint plant under natural and forced convection. *Journal of Advanced Research*, 6, 171-178. doi:10.1016/j.jare.2013.12.001
- Saraf, G., & Hamad, F. (1988). Optimum Tilt Angle for a Flat Plate Solar Collector. *Energy Conversion and Management*, 28(2), 185-191.
- Saxena, A., Agarwal, N., & Srivastava, G. (2013). Design and performance of a solar air heater with long term heat storage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60, 8-16. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.12.044
- Sekyere, C. K. K., Forson, F. K., & Adam, F. W. (2016). Experimental investigation of the drying characteristics of a mixed mode natural convection solar crop dryer with back up heater. *Renewable Energy*, 92, 532-542. doi:10.1016/j.renene.2016.02.020
- Senadeera, W., & Kalugalage, I. (2004). 2004. Paper presented at the Biennial Conference of the Society of Engineers in Agriculture, Dubbo, Australia.
- Shalaby, S. M., & Bek, M. A. (2014). Experimental investigation of a novel indirect solar dryer implementing PCM as energy storage medium. *Energy Conversion and Management*, 83, 1-8. doi:10.1016/j.enconman.2014.03.043
- Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., & Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable*

- and Sustainable Energy Reviews*, 13(2), 318-345.
doi:10.1016/j.rser.2007.10.005
- Shringi, V., Kothari, S., & Panwar, N. L. (2014). Experimental investigation of drying of garlic clove in solar dryer using phase change material as energy storage. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 118(1), 533-539.
doi:10.1007/s10973-014-3991-0
- Shukla, A., Buddhi, D., & Sawhney, R. L. (2009). Solar water heaters with phase change material thermal energy storage medium: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 2119-2125.
doi:10.1016/j.rser.2009.01.024
- Skeiker, K. (2009). Optimum tilt angle and orientation for solar collectors in Syria. *Energy Conversion and Management*, 50, 2439-2448.
doi:10.1016/j.enconman.2009.05.031
- Stanciu, C., & Stanciu, D. (2014). Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the world – A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models. *Energy Conversion and Management*, 81, 133-143.
- Tesfamariam, D., Bayray, M., Kahsay, M., & Hagos, F. (2015). *Modeling and Experiment of Solar Crop Dryer for Rural Application* (Vol. SP (9)).
- Tiris, C., Ozbalta, N., Tiris, M., & Dincer, I. (1994). Experimental Testing of a New Solar Dryer. *International Journal of Energy Research*, 18, 483-490.
- Tiris, C., Tiris, M., & Dincer, I. (1995). Investigation of the thermal efficiencies of a solar dryer. *Energy Conversion and Management*, 36(3), 205-212.
- Tiwari. (2016). A Review on Solar Drying of Agricultural Produce. *Journal of Food Processing & Technology*, 7(9). doi:10.4172/2157-7110.1000623
- Tiwari, Tiwari, A., & Shyam (Eds.). (2016). *Handbook of Solar Energy Theory, Analysis and Applications*. Singapur: Springer-Science+Business.
- Torres-Gallo, R., Miranda-Lugo, P. J., & Martínez-Padilla, K. A. (2017). Diseño y construcción de un sistema híbrido de calentamiento de aire por combustión de biomasa y radiación solar, utilizando PCM como fuente de almacenamiento térmico, para secado de yuca. *TecnoLógicas*, 20(39), 1-13.
- Udensi, N., Onyenwoke, C., Onu, O., Umunna, M., Austine, C., & Eke, A. (2017). *Design and development of a passive solar dryer primed with solar cell*. Paper presented at the Proceedings of 18th international conference and 38th annual general meetings of the Nigerian Institution of Agricultural engineers (NIAE), Umudike.
- Ulgen, K. (2006). Optimum Tilt Angle for Solar Collectors. *Energy Sources, Part A*, 28(1171-1180). doi:10.1080/00908310600584524
- Vettrivel, H., & Mathiazhagan, P. (2017). *Comparison study of solar flat plate collector with single and double glazing systems* (Vol. 7).
- Vlachos, N., Karapantsios, T., Balouktsis, A., & Chassapis, D. (2002). Design and testing of a new solar tray dryer. *Drying Technology*, 20(6), 1243-1271.
- Wijesundera, N., Ah, L., & Tjioe, L. (1982). Thermal Performance study of two-pass solar air heaters. *Solar Energy*, 28(5), 363-370.

- Yassen, T. A., & Al-Kayiem, H. H. (2016). Experimental investigation and evaluation of hybrid solar/thermal dryer combined with supplementary recovery dryer. *Solar Energy*, *134*, 284-293. doi:10.1016/j.solener.2016.05.011
- Yeh. (1994). Efficiency of Upward-Type Baffled Solar Air Heaters. *Energy* *19*(4), 443-448.
- Yeh, & Chou, W.-H. (1991). Efficiency of Solar Air Heaters with Baffles. *Energy*, *16*(7), 983-987.
- Yeh, Ho, C.-D., & Hou, J.-Z. (1999). The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously air flow over and under the absorbing plate. *Energy*, *24*, 857-871.
- Yeh, Ho, C., & Hou, J. (2002). Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fins attached. *Energy*, *27*, 715-727.

X. ANEXOS

Anexo A

Cálculo Punto de Fusión de Parafina

El procedimiento para obtener el punto de fusión de la parafina comenzó con la toma de una muestra de parafina en estado sólido. Esta muestra fue calentada utilizando un rotavapor marca BUCHI, modelo B-480, hasta que se fundió por completo. Durante este proceso, se registró la temperatura en intervalos de 15 minutos.

Una vez que la parafina alcanzó su estado líquido, se inició el proceso de enfriamiento. Para ello, se retiró del baño de agua y se dejó enfriar en una temperatura ambiente controlada de 25 °C hasta su solidificación completa, midiendo la temperatura cada 15 minutos. Este procedimiento permitió determinar con mayor precisión la temperatura a la cual la parafina cambia de estado, estableciendo así su punto de fusión.

Se observó que la parafina permaneció en estado sólido en un rango de temperatura entre 31 °C y 45 °C. Al alcanzar los 52 °C, comenzó a presentar un aspecto de pasta blanda, y a los 56 °C se encontraba completamente líquida. La muestra fue llevada hasta una temperatura de 63 °C y, una vez alcanzada, se inició el proceso de enfriamiento. Durante este proceso, se notó que, a los 60 °C, en la zona más expuesta al ambiente, comenzó a formarse una capa blanda de parafina.

Tabla A.1

Temperatura Rotavapor (°C)	Temperatura Parafina (°C)	Hora
42	31	11:30 am
50	32	11:45 am
50	36	12:00 pm
53	45	12:15 pm
56	52	12:30 pm
60	56	12:45 pm

Tabla A.2

Temperatura Ambiente	Temperatura Parafina (°C)	Hora
25 °C	63	1:30
	60	1:45
	58	2:00
	57	2:15
	56	2:30

Dado que punto de fusión de la parafina no es un valor único y exacto, sino un rango de temperaturas en el cual ocurre la transición de sólido a líquido. Basándonos en los datos experimentales, se puede establecer que el punto de fusión de la parafina se encuentra entre 52 °C y 56 °C.

Si se necesita un valor específico, se podría tomar el promedio de estas temperaturas críticas:

$$\frac{52 + 56}{2} = 54^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto, el punto de fusión aproximado de la parafina en este experimento es de 54 °C, con un margen de variabilidad entre 52 °C y 56 °C.

Anexo B

Cálculo de Contenedor De Parafina

B.1 Memoria de Cálculo para Cálculo de Contenedor de Parafina

```
// Cálculo de volumen del absorbedor-contenedor del MCF
// basado solamente en calor latente de fusión del MCF

"!Energía entregada por el MCF al fundirse"

dE\dt_MCF = (m_MCF*DELTAH_fs)/DELTAT "Ec 4.2"

DELTAH_fs = 214400 [J/kg] "El Khadraoui etal_2017"

t_hours = DELTAT * CONVERT(s, h)
t_hours = 13 [h] "Criterio de diseño 1"
{m_MCF a determinar}

"!Asumiendo pérdida despreciable de energía"
"!Energía recibida por el aire = energía entregada por MCF"

dE\dt_MCF = Q_dot_air

Q_dot_air = m_dot_air * Cp_bar_air * DELTAT_air "Ec 3.3"

"flujo másico de aire"
m_dot_air = v_dot_air * rho_bar_air "Ec 4.4"

"caudal de aire"
v_dot_air = v_air * A_T "Ec 4.5"

"área transversal al flujo de aire"
A_T = 2 * (0.06 [m]) * (0.25 [m]) "2: doble flujo, Criterio de diseño 2 colector"
"0.06: pasaje de aire"
"0.25: distancia entre deflectores"

"velocidad del aire"
v_air = 0.5 [m/s] "valor reportado por Bergman(2001)"

DELTAT_air = T_s - T_e

T_s = CONVERTTEMP(C, K, 40 [C]) "temp deseada del aire a la salida del colector"
T_e = CONVERTTEMP(C, K, 27 [C]) "valor reportado por Bergman(2001)"

CP_bar_air = CP(AIR_HA, T = T_bar, P = Po#)
rho_bar_air = DENSITY(AIR_HA, T = T_bar, P = Po#)

T_bar = (T_s + T_e)/2

"Volumen ocupado por el MCF en fase sólida, V_MCF,sol"
rho_MCFsol = m_MCF / V_MCFsol "Ec 4.6"

rho_MCFsol = 850 [kg/m3] "El Khadraoui etal_2017"

"Volumen ocupado por el MCF en fase líquida, V_MCF,liq"
rho_MCFliq = m_MCF / V_MCFliq "Ec 4.7"

rho_MCFliq = 775 [kg/m3] "El Khadraoui etal_2017"

***** End of file *****
```

Energía entregada por el MCF al fundirse

$$dE/dt_{MCF} = \frac{m_{MCF} \cdot \Delta H_{fs}}{\Delta t} \quad Ec 4.2$$

$$\Delta H_{fs} = 214400 \quad [J/kg] \quad El Khadraoui et al 2017$$

$$t_{hours} = \Delta t \cdot \left| 0.000277778 \cdot \frac{H}{s} \right|$$

$$t_{hours} = 13 \quad [H] \quad Criterio de diseño 1$$

Asumiendo pérdida despreciable de energía

Energía recibida por el aire = energía entregada por MCF

$$dE/dt_{MCF} = \dot{Q}_{air}$$

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} \cdot \overline{Cp}_{air} \cdot \Delta T_{air} \quad Ec 3.3$$

flujo másico de aire

$$\dot{m}_{air} = \dot{v}_{air} \cdot \overline{\rho}_{air} \quad Ec 4.4$$

caudal de aire

$$\dot{v}_{air} = v_{air} \cdot A_T \quad Ec 4.5$$

área transversal al flujo de aire

$$A_T = 2 \cdot 0.06 \quad [m] \cdot 0.25 \quad [m] \quad 2: \text{doble flujo, Criterio de diseño 2 colector}$$

0.06: pasaje de aire

0.25: distancia entre deflectores

velocidad del aire

$$v_{air} = 0.5 \quad [m/s] \quad \text{valor reportado por Bergman(2001)}$$

$$\Delta T_{air} = T_s - T_e$$

$$T_s = \text{ConvertTemp} [C, K \quad 40 \quad [C]] \quad \text{temp deseada del aire a la salida del colector}$$

$$T_e = \text{ConvertTemp} [C, K \quad 27 \quad [C]] \quad \text{valor reportado por Bergman(2001)}$$

$$\overline{Cp}_{air} = Cp [Air_{ha}, T = \overline{T}, P = 101325 \quad [Pa]]$$

$$\overline{\rho}_{air} = \rho [Air_{ha}, T = \overline{T}, P = 101325 \quad [Pa]]$$

$$\overline{T} = \frac{T_s + T_e}{2}$$

Volumen ocupado por el MCF en fase sólida, $V_{MCF,sol}$

$$\rho_{MCFsol} = \frac{m_{MCF}}{V_{MCFsol}} \quad \text{Ec 4.6}$$

$$\rho_{MCFsol} = 850 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{El Khadraoui etal 2017}$$

Volumen ocupado por el MCF en fase líquida, $V_{MCF,liq}$

$$\rho_{MCFliq} = \frac{m_{MCF}}{V_{MCFliq}} \quad \text{Ec 4.7}$$

$$\rho_{MCFliq} = 775 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \text{El Khadraoui etal 2017}$$

***** End of file *****

SOLUTION

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

$$\overline{A_T} = 0.03 \quad [\text{m}^2]$$

$$\overline{C_{p,air}} = 1007 \quad [\text{J/kg-K}]$$

$$\Delta H_{fs} = 214400 \quad [\text{J/kg}]$$

$$\Delta t = 46800 \quad [\text{s}]$$

$$\Delta T_{air} = 13 \quad [\text{K}]$$

$$dE/dt_{MCF} = 226 \quad [\text{J/s}]$$

$$\dot{m}_{air} = 0.01727 \quad [\text{kg/s}]$$

$$m_{MCF} = 49.34 \quad [\text{kg}]$$

$$\dot{Q}_{air} = 226 \quad [\text{J/s}]$$

$$\overline{\rho}_{air} = 1.151 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\rho_{MCFliq} = 775 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\rho_{MCFsol} = 850 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\overline{T} = 306.7 \quad [\text{K}]$$

$$T_e = 300.2 \quad [\text{K}]$$

$$t_{hours} = 13 \quad [\text{H}]$$

$$T_s = 313.2 \quad [\text{K}]$$

$$v_{air} = 0.5 \quad [\text{m/s}]$$

$$\dot{V}_{air} = 0.015 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

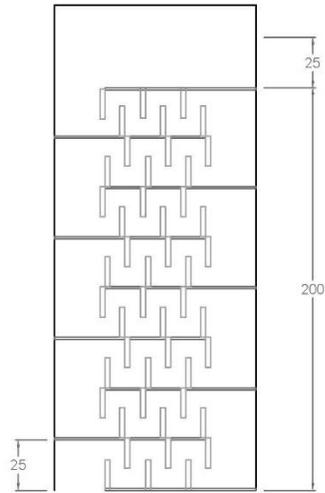
$$V_{MCFliq} = 0.06366 \quad [\text{m}^3]$$

$$V_{MCFsol} = 0.05804$$

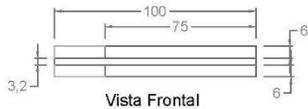
1 potential unit problem was detected.

Anexo C

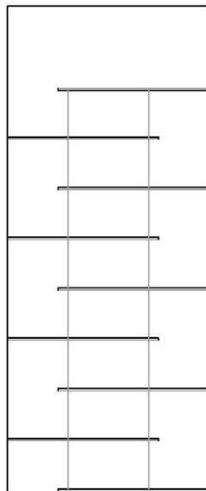
Planos y Fotografías del Prototipo de Secador



Vista Superior

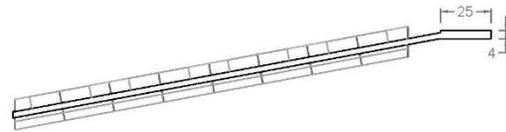


Vista Frontal



Vista Inferior

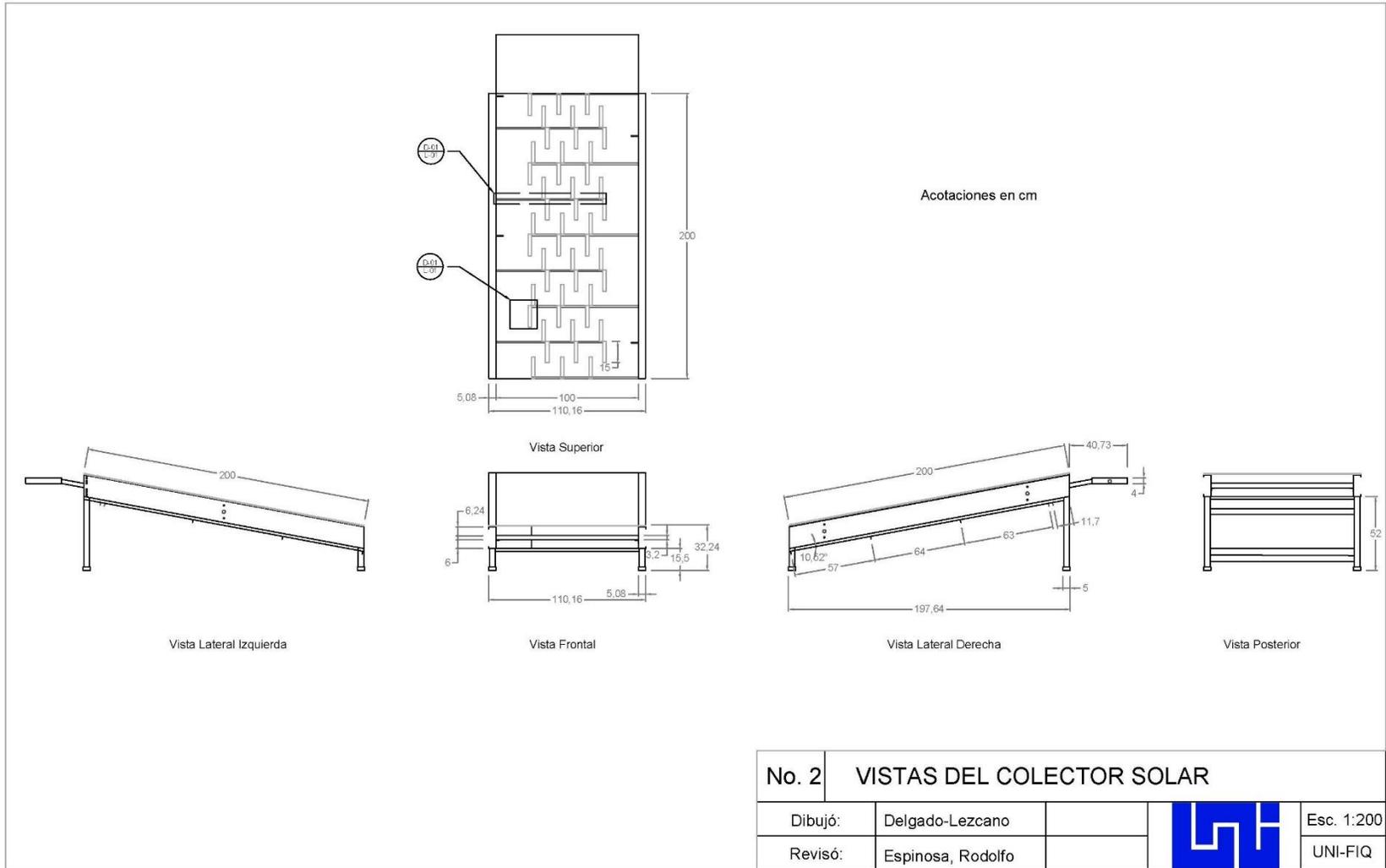
Acotaciones en cm

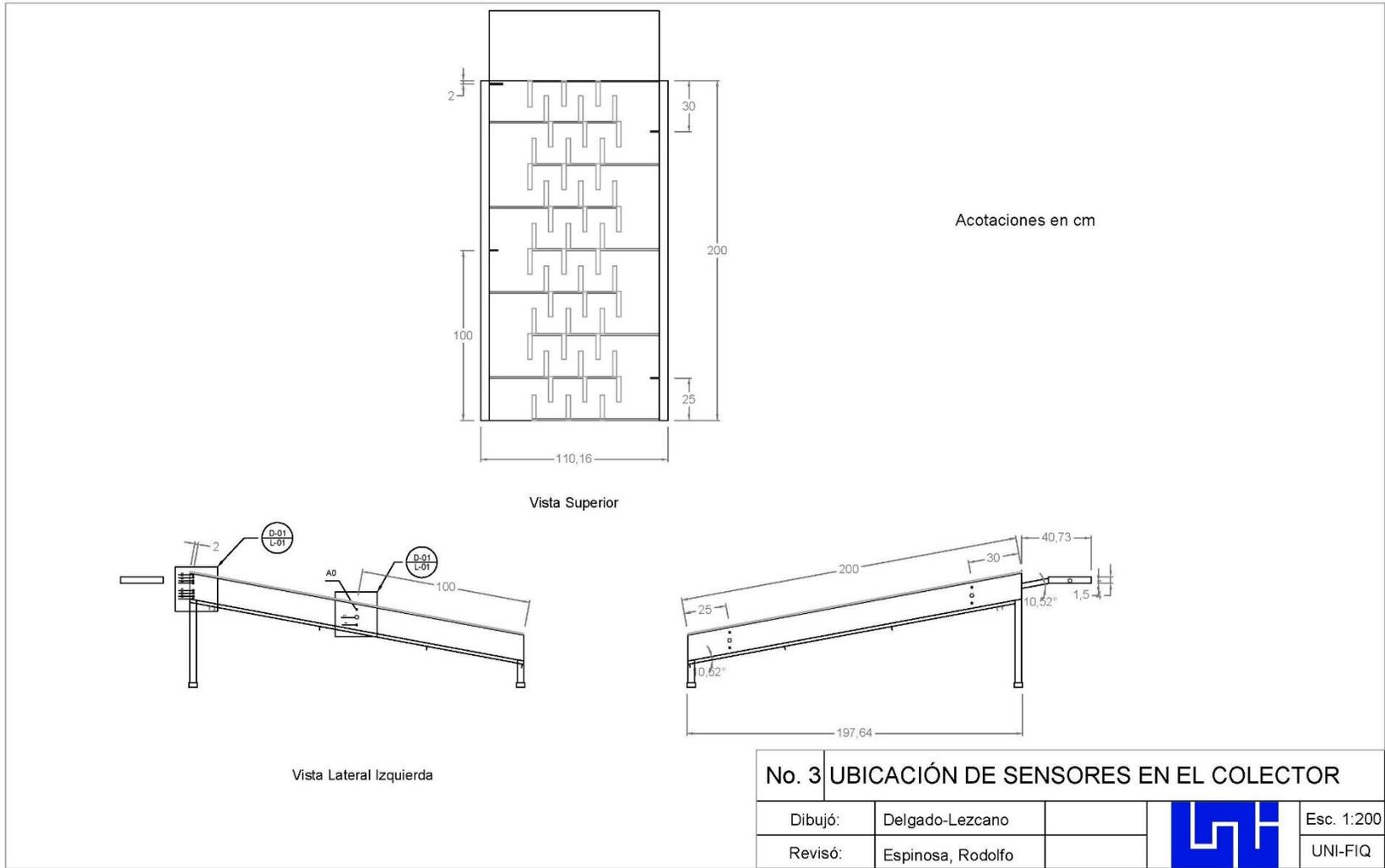


Vista Lateral Derecha

No. 1 VISTAS DEL CONTENEDOR DE PARAFINA

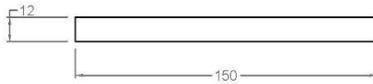
Dibujó:	Delgado-Lezcano			Esc. 1:200
Revisó:	Espinosa, Rodolfo			UNI-FIQ





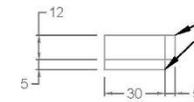
Acotaciones en cm

Detalle-01
Deflectores



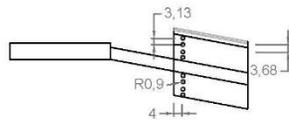
Los deflectores deberán tener una pequeña ceja hecha de la misma lámina para soldadura.

Detalle-01
Aletas

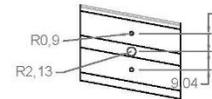


Se deja una ceja de 2.5 cm para pegar la aleta al deflector y al contenedor.

Detalle-01
Sensores de temperatura



Detalle-01
Sensores de temperatura



Los sensores de temperatura del aire y temperatura de parafina tienen la misma distribución de medidas en izquierda y derecha.

No. 4 | DETALLES EN EL COLECTOR SOLAR

Dibujó: Delgado-Lezcano

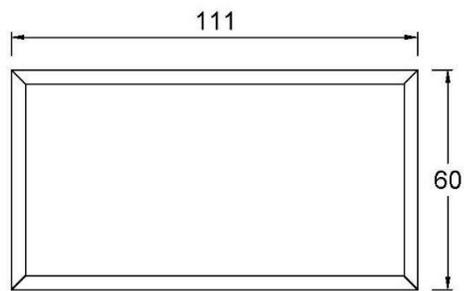
Revisó: Espinosa, Rodolfo



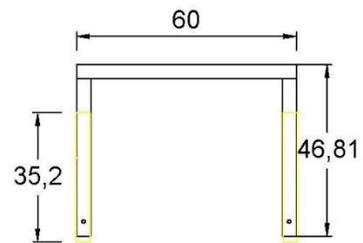
Esc. 1:200

UNI-FIQ

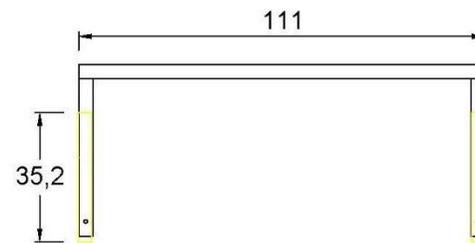
Acotaciones en cm



Vista Superior



Vista Lateral

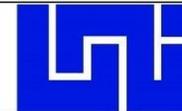


Vista Frontal

No. 5 VISTAS MESA DE SOPORTE

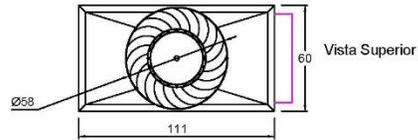
Dibujó: Delgado-Lezcano

Revisó: Espinosa, Rodolfo

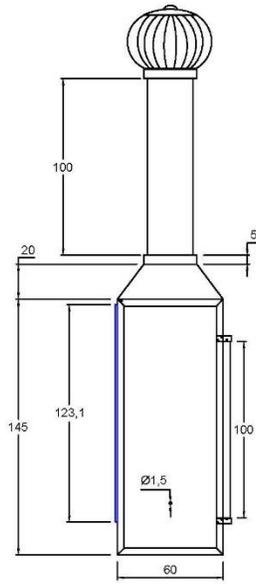


Esc. 1:200

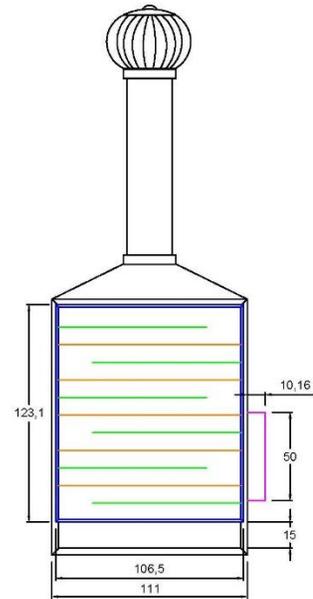
UNI-FIQ



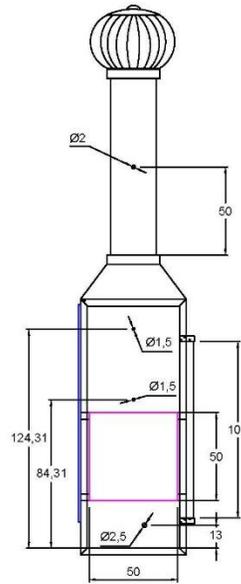
Acotaciones en cm



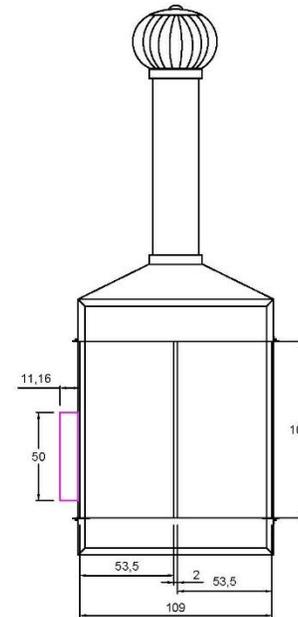
Vista Lateral Izquierda



Vista Frontal



Vista Lateral Derecha



Vista Posterior

No. 6 VISTAS DE LA CÁMARA DE SECADO

Dibujó: Delgado-Lezcano

Revisó: Espinosa, Rodolfo



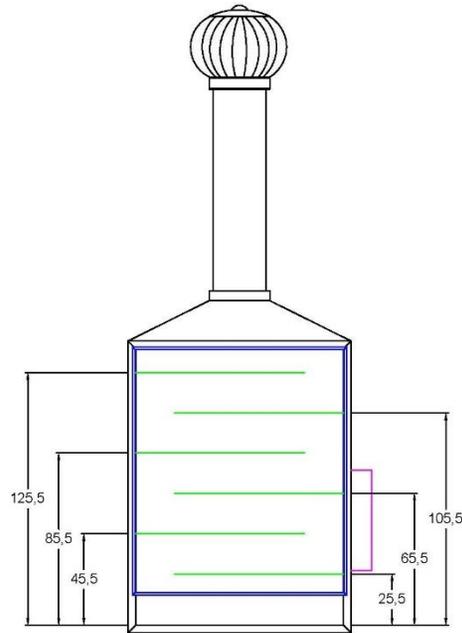
Esc. 1:200

UNI-FIQ

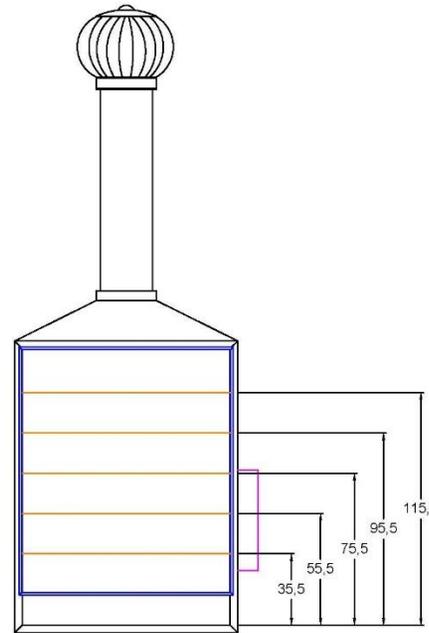
Acotaciones en cm



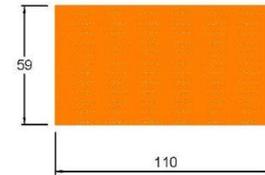
Vista Superior Deflector



Vista Frontal



Vista Frontal



Vista Superior Bandeja

No. 7 VISTAS DE DEFLECTORES Y BANDEJAS

Dibujó: Delgado-Lezcano

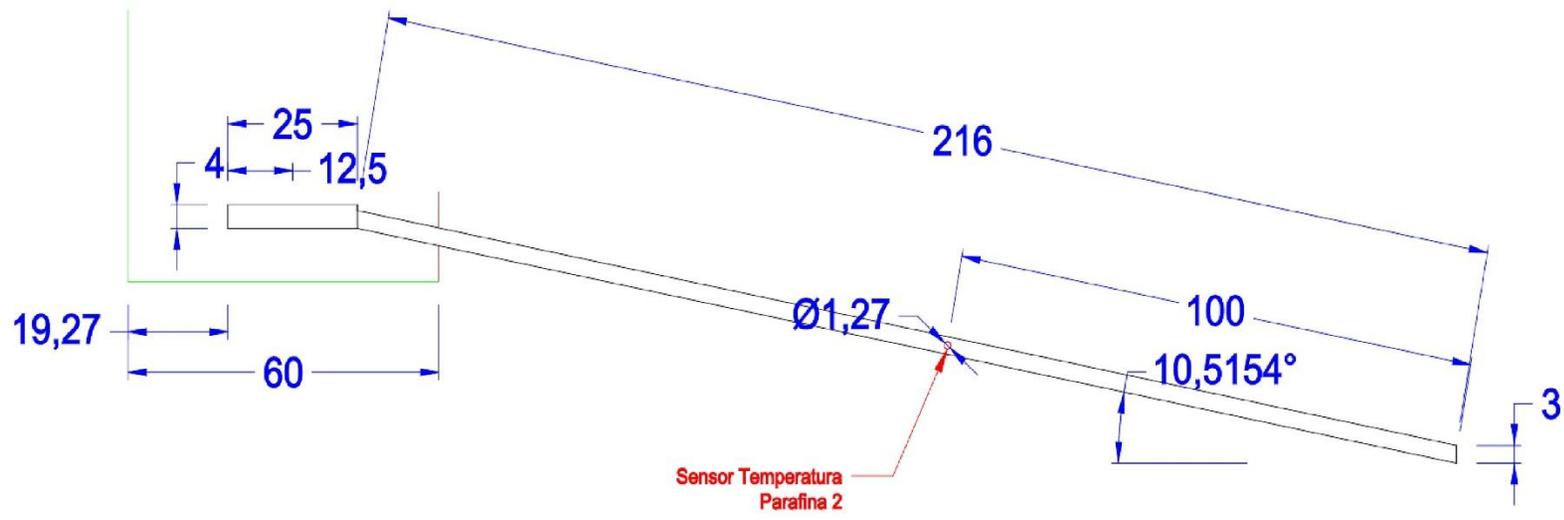
Revisó: Espinosa, Rodolfo



Esc. 1:200

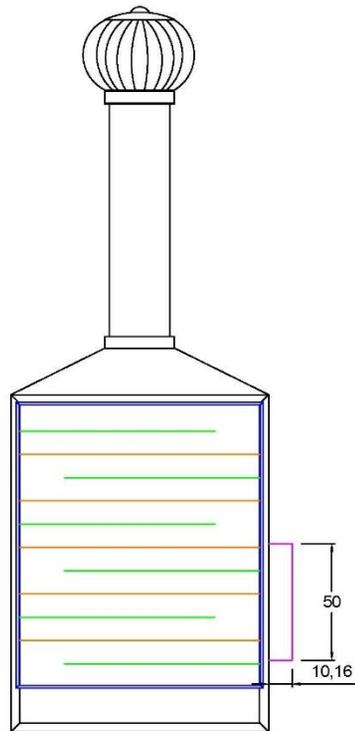
UNI-FIQ

Acotaciones en cm

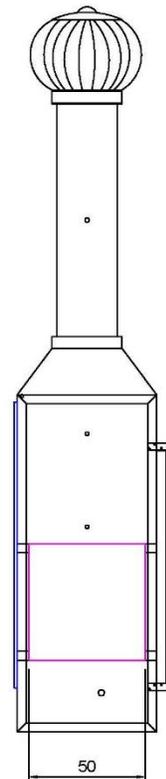


Vista lateral Izquierda

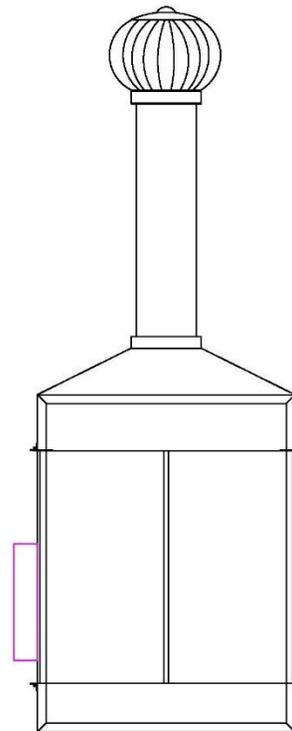
No. 8	DETALLE DE EXPANSIÓN EN EL CONTENEDOR			
Dibujó:	Delgado-Lezcano			Esc. 1:200
Revisó:	Espinosa, Rodolfo			UNI-FIQ



Vista Frontal



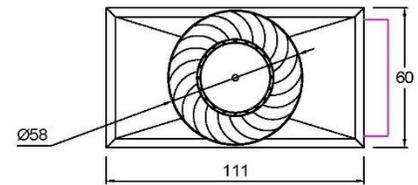
Vista Lateral Derecha



Vista Posterior

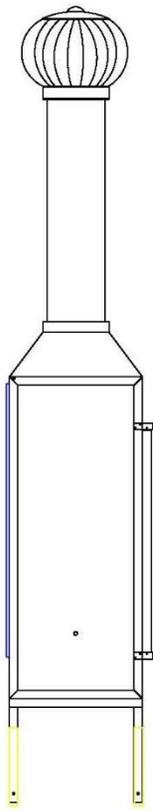
Acotaciones en cm

Vista Superior

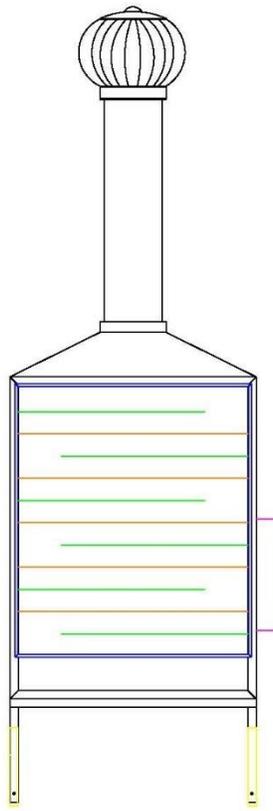


No.9 VISTAS DEL PANEL			Esc. 1:200
Dibujó:	Delgado-Lezcano		UNI-FIQ
Revisó:	Espinosa, Rodolfo		

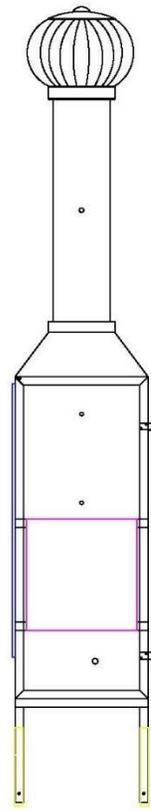
Acotaciones en cm



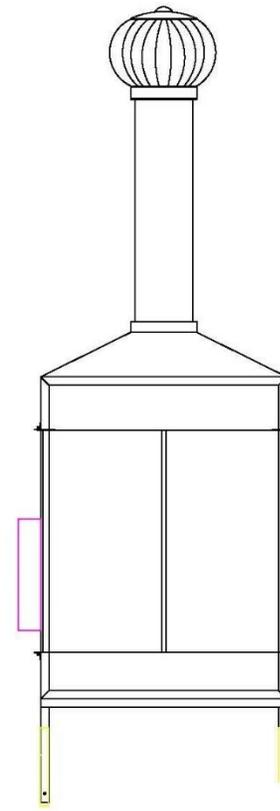
Vista Lateral Izquierda



Vista Frontal



Vista Lateral Derecha



Vista Posterior

No.10 VISTA CAMARA CON MESA

Dibujó:

Delgado-Lezcano

Fecha

Revisó:

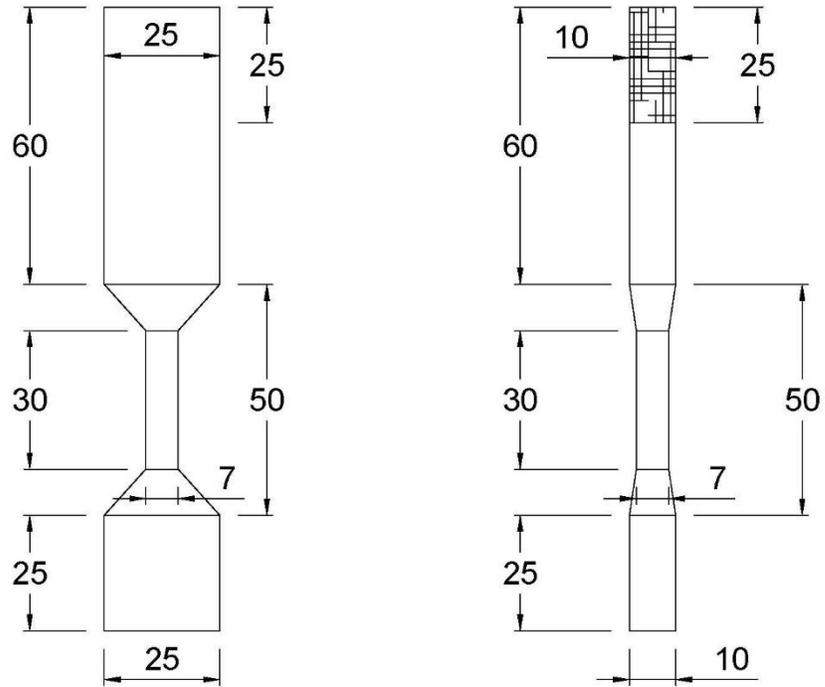
Espinosa, Rodolfo



Esc. 1:200

UNI-FIQ

Acotaciones en cm



No.11 VISTA DUCTO DE MEDICIÓN

Dibujó:	Delgado-Lezcano		Esc. 1:200
Revisó:	Espinosa, Rodolfo		UNI-FIQ



Figura C.1 Estructura del colector solar



Figura C.2 Vista inferior de estructura de colector solar



Figura C.3 Absorbedor – contenedor vista parte inferior



Figura C.4 Absorbedor – Contenedor vista superior



Figura C.5 Estructura de colector solar con lámina de aislante térmico aluminizado



Figura C.6 Colector Solar



Figura C.7 Estructura de cámara de secado



Figura C.8 Mesa de soporte cámara de secado



Figura C.9 Cámara de secado Vista frontal



Figura C.10 Cámara de secado vista lateral



Figura C.11 Secador Solar

Anexo D

Colaboración con la carrera de Ingeniería Electrónica



Figura D.3 Sensor de temperatura de parafina



Figura D.4 Sensor de temperatura superficie

Tabla D.3 Rango de Trabajo de anemómetro

Parámetro	Rango
Velocidad del aire	0.40 a 30 m/s
Resolución	0.01 m/s
Precisión	±3%
Tiempo de muestreo	1s
Sensor de temperatura	NTC
Temperatura del aire	-10 a 60 °C
Resolución Temperatura	0.1 °C

Nota: Tomado de ERAY Digital Anemometer Handheld Wind Speed Gauge Air Velocity Flow Volume Meter with Backlight LCD Display.



Figura D.5 Anemómetro ERAY

D.2 Calibración y Análisis de la Relación entre Velocidad del Viento y RPM en Anemómetros ERAY

Los anemómetros ERAY cuentan con un módulo de medición con pantalla LCD que muestra la velocidad en metros sobre segundos y permite medir la temperatura. Este módulo no cuenta con ningún tipo de comunicación para compartir los datos medidos al sistema de medición del secador, por lo tanto, se descartó el uso de este y se optó por interpretar las señales entregadas por el anemómetro.

El funcionamiento del anemómetro ERAY consiste en un LED que emite un haz de luz infrarrojo, el cual, es captado por un receptor infrarrojo. Este haz de luz es interrumpido por las aspas del anemómetro, las cuales son 8, de esta manera se forma una onda cuadrada; una vez se cumplen 8 interrupciones, se habrá completado una revolución, de esta manera se pueden calcular las RPM.

Utilizando una turbina instalada en el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la FIQ, se generó un flujo de aire constante a distintas velocidades, con 5 segundos de espera para que los anemómetros ERAY se estabilizaran y así poder simular un túnel de viento.

Haciendo uso de otro anemómetro ERAY con su módulo de medición como referencia, se estableció una relación entre la velocidad en m/s del viento que está atravesando el anemómetro y las RPM. La relación obtenida se muestra en la Figura F.6

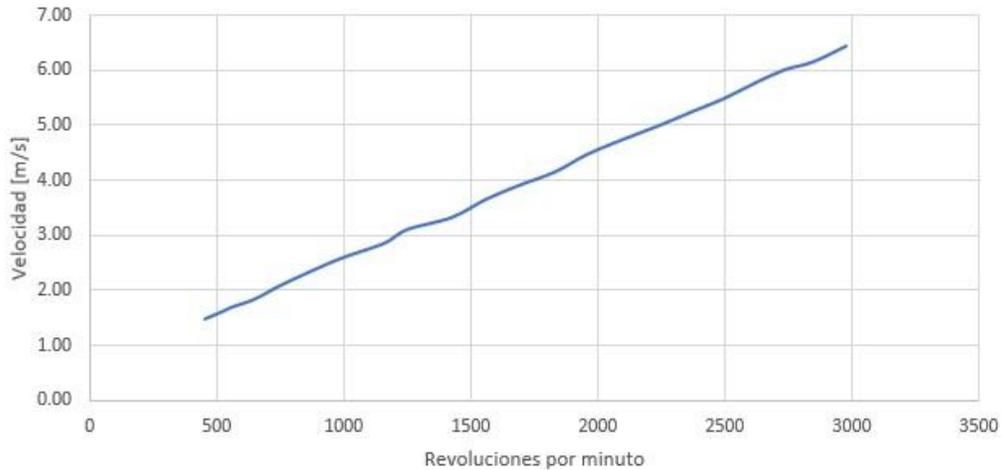


Figura D. 6. Relación entre la velocidad medida por el anemómetro y sus revoluciones por minuto

Se puede observar que las RPM son directamente proporcional a la velocidad (m/s), es decir, las RPM aumentan a medida que la velocidad del viento aumenta. Además, se observa que la relación tiene un comportamiento lineal, de esta forma se pudo determinar una función matemática que defina el comportamiento de la gráfica.

$$\frac{(RPM - 535.5)(4.81) + 4007.75}{2443.75}$$

En la Figura D.7 se compara la gráfica anterior, obtenida de los datos medidos por los anemómetros, versus, la gráfica obtenida con la fórmula matemática anterior.

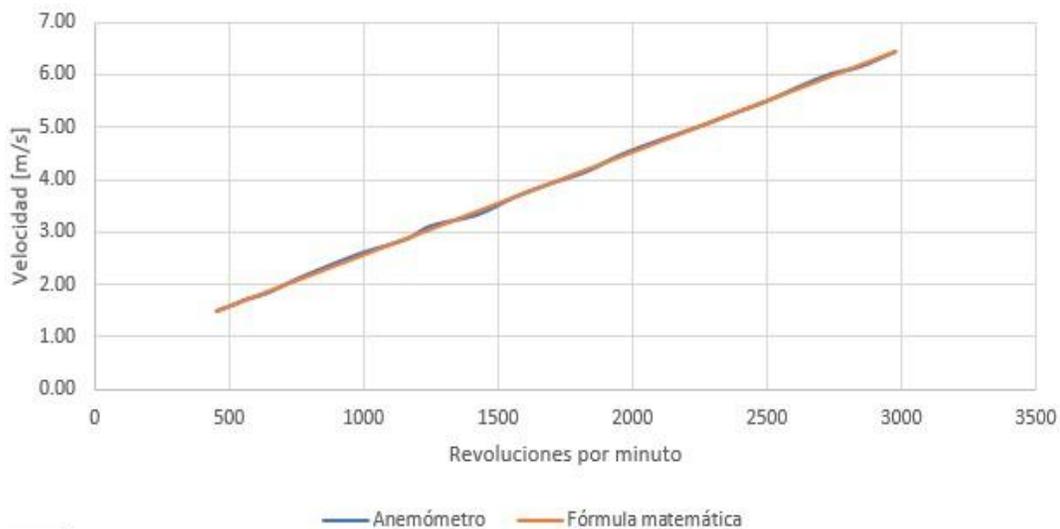


Figura D.7. Gráfico comparativo entre los datos de los anemómetros versus la fórmula matemática.

Tabla D.4 Datos de velocidad y RPM del anemómetro en túnel de viento

RPM	Velocidad (m/s)
455	1.48
505	1.58
535.5	1.64
562.75	1.7
650	1.84
756	2.1
901.5	2.41
1005.25	2.61
1161	2.86
1251.75	3.11
1427	3.33
1561.5	3.66
1689.75	3.91
1833.75	4.16
1956	4.47
2100.25	4.75
2241.75	5
2370	5.25
2496.5	5.49
2621.75	5.78
2737.75	6.02
2848	6.16
2979.25	6.45



Figura D.8. Obtención de datos de velocidad y RPM del anemómetro utilizando un soplador tipo turbina.



Figura D.9. Ducto de medición

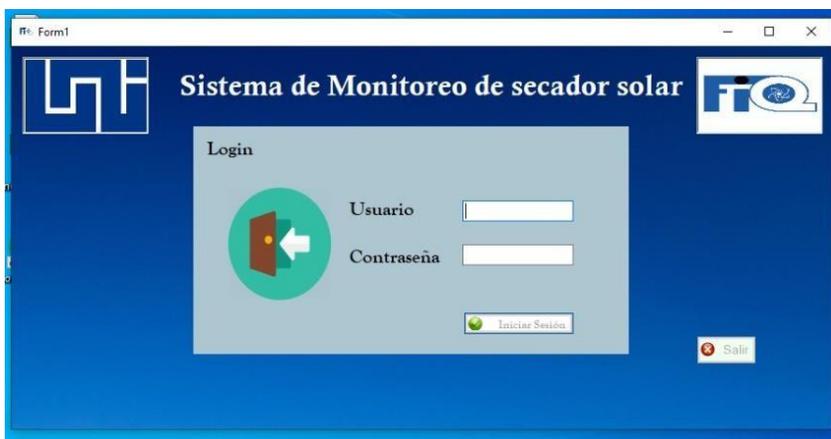


Figura D.10. Pantalla de inicio de sesión del software de monitoreo.



Figura D.11. Interfaz de control y configuración



Figura D.12. Panel de sistema de sensores



Figura D.13 Panel de sistema de sensores, vista lateral

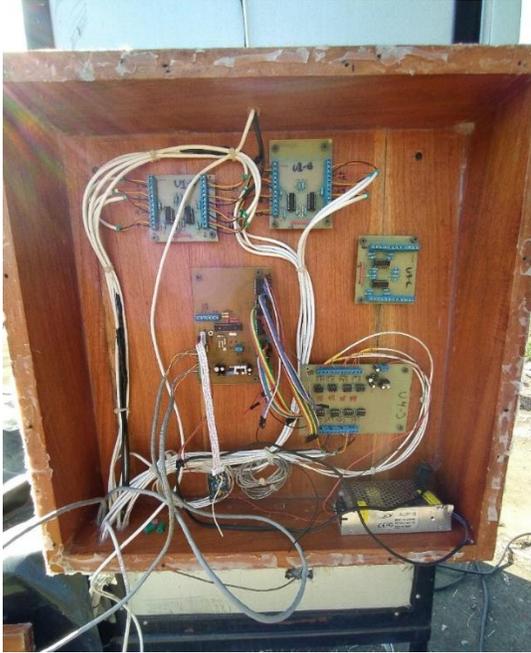


Figura D.14 Sistema de adquisición de datos



Figura D.15 Sensores de temperatura de aire y temperatura de superficie a la salida de aire del colector solar.

Tabla D.15 Nomenclatura y ubicación de sensores

ID	Parámetro	Ubicación
E0	Flujo de aire superior	Ducto de medición
E1	Flujo de aire inferior	Ducto de medición
F0	Humedad entrada al colector	Ducto de medición
F1	Temperatura de aire en el ducto de medición	Ducto de medición
B1	Temperatura del aire del colector en vuelta 1 parte inferior	Punto 1
B3	Temperatura del aire del colector en vuelta 1 parte superior	Punto 1
D0	temperatura de parafina al inicio del contenedor	Punto 1
B2	Temperatura del aire del colector en el centro (vuelta 4) parte Superior	Punto 2
D2	temperatura de parafina al centro del contenedor	Punto 2
B5	Temperatura del aire del colector en el centro (vuelta 4) parte inferior	Punto 2
B7	Temperatura de aire en el colector solar por la parte de superior en la vuelta 7	Punto 3
D1	temperatura de parafina a la salida del contenedor	Punto 3
A4	Temperatura de aire en el colector solar por la parte de abajo en la vuelta 7	Punto 3
A2	Temperatura del aire del colector solar a la salida parte superior	Punto 4
A5	temperatura del aire del colector solar a la salida parte inferior	Punto 4
D4	Temperatura de la superficie del colector arriba	Punto 4
D5	Temperatura de la superficie del colector inferior	Punto 4
D6	Temperatura superficie aislante	Punto 4
D7	Temperatura superficie vidrio	Punto 4
A6	temperatura del aire del colector solar a la salida parte superior	Punto 4
A7	Temperatura del aire del colector solar a la salida parte inferior	Punto 4
D3	temperatura parafina en la cámara de secado	Punto 5
A0	Entrada de aire cámara de secado inferior	Punto 6
A1	Cámara de secado centro	Punto 7
A3	Cámara de secado arriba	Punto 8
F2	Humedad en la chimenea	Punto 9
F3	Temperatura de aire en chimenea	Punto 9
B0	Sin sensor	
B4	Sin sensor	
B6	Sin sensor	

Anexo E

Pruebas Preliminares



Figura E.1 Fuga de parafina en colector solar (primer deflector)



Figura E.2 Fuga de parafina vista por debajo del contenedor – absorbedor



Figura E.3 Fuga de parafina en zona de soldadura



Figura E.4 Fuga de parafina en primera vuelta del colector-absorbedor



Figura E.5. Vaciado de parafina luego de identificación de fuga.



Figura E.6 Reparación contenedor – absorbedor



Figura E.7 Reparación colector solar zona de deflector



Figura E.8 Reparación contenedor – absorbedor



Figura E.9 Entradas de aire en pruebas de fuga



Figura E.10 Prueba de fugas de aire



Figura E.11 Secador solar durante pruebas de fuga de aire

Anexo F

Fotografías de la Evaluación del Desempeño Térmico del Prototipo de Secador en
la UNI



Figura F.1 Exposición solar de secador



Figura F.2 Pesaje de contenedor de frijoles



Figura F.3 Pesaje de Frijoles

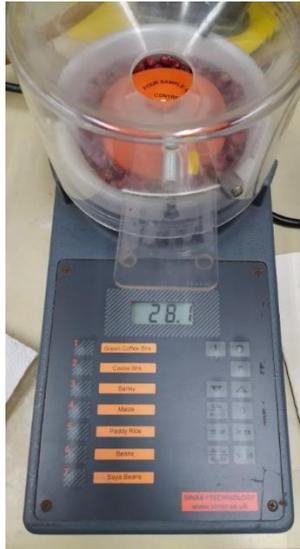


Figura F.4 Medición de humedad



Figura F.6 Bandejas con frijoles en cámara de secado



Figura F.7 Pesaje de frijoles post secado

Anexo G

Cálculos de Eficiencia Instantánea del Colector Solar

Este anexo describe detalladamente el procedimiento utilizado para el cálculo de la eficiencia instantánea del colector solar, incluyendo las fórmulas aplicadas, su implementación en Excel y las consideraciones metodológicas que justifican el enfoque utilizado.

G.1 Consideraciones metodológicas

De acuerdo con la norma ASHRAE (2014), la eficiencia de colectores solares puede calcularse utilizando una expresión integral que considera el calor útil transferido al fluido y la irradiancia solar acumulada sobre la superficie del colector durante un intervalo de tiempo. Sin embargo, en este estudio no fue necesario resolver dicha integral, ya que las mediciones se realizaron cada tres minutos, permitiendo suponer que las variables permanecieron prácticamente constantes dentro de cada intervalo. Esto permitió realizar un cálculo puntual en lugar de un promedio integral.

G.2 Fórmulas utilizadas

Las fórmulas aplicadas fueron:

1. Cálculo del flujo másico de aire:

$$\dot{m} = \rho * A * V$$

Donde:

- ρ : densidad del aire (kg/m^3)
- A : área transversal de entrada del ducto (m^2)
- v : velocidad del aire (m/s)

2. Cálculo del calor útil transferido al aire:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times c_p \times (T_s - T_e)$$

Donde:

- c_p : capacidad calorífica específica del aire ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)
- T_s, T_e : temperaturas del aire a la salida y entrada del colector ($^{\circ}\text{C}$)

3. Cálculo de la eficiencia instantánea del colector:

$$\eta = (\dot{Q} / (G_{\text{solar}} \times A_c)) \times 100$$

Donde:

- G_{solar} : irradiancia solar (W/m^2)

- Ac: área total del colector (m²)

G.3 Implementación en Excel

Los pasos realizados en Excel fueron:

- Cálculo de densidad del aire: $\rho = P / (R \times T)$, donde $R = 287.05 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ y T es la temperatura en Kelvin.
- Cálculo del flujo másico: $=\rho \cdot A \cdot v$
- Cálculo del calor útil por segmento (superior e inferior): $=m_{\text{dot}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}})$
- Cálculo del flujo de calor total: $=Q_{\text{dot_superior}} + Q_{\text{dot_inferior}}$
- Cálculo de la eficiencia instantánea: $=Q_{\text{dot_total}} / (G_{\text{solar}} \cdot A_c) \cdot 100$
- Aplicación del coeficiente de corrección: multiplicar el flujo másico por 0.6
- Filtrado de resultados: $=\text{IF}(Y < 0, "", \text{IF}(Y > 100, "", Y))$

G.3.1 Constantes

Nombre	Valor	Descripción
AT	0,015	Área transversal al flujo m ²
Ac	2,2032	Área total del colector m ²
Cp	1005	Capacidad calorífica del aire J/kg·K
R	287,05	Constante de gas del aire seco J/kg·K
P	100900	Presión atmosférica (Managua) Pa
Cf	0,6	Factor de correccion

G.4 Observaciones

- Se asumió que el calor específico del aire es constante (1.005 kJ/kg·K).
- La temperatura usada para cp fue la media entre entrada y salida.
- Se utilizaron tablas auxiliares para ingresar constantes y referencias.
- Los datos se organizaron por día y hora para facilitar la generación de gráficos.

Anexo H

Cálculo de la Eficiencia Térmica del Sistema de Almacenamiento

Para evaluar la eficiencia del sistema de almacenamiento térmico se utilizó la metodología propuesta por El Khadraoui et al. (2017), que define la eficiencia diaria como la razón entre la energía cedida por el material de cambio de fase (MCF) durante el proceso de descarga y la energía solar total recibida durante el proceso de carga:

$$Eficiencia (\%) = \frac{Q_d}{Q_{ch}} * 100$$

Cálculo de la energía térmica cedida (Q_d)

La energía térmica cedida durante la descarga se compone de tres componentes:

- $Q_{latente}$: Calor liberado durante el cambio de fase.
- $Q_{sólido}$: Calor sensible cuando el MCF se encuentra en estado sólido.
- $Q_{líquido}$: Calor sensible cuando el MCF se encuentra en estado líquido.

Los valores utilizados en el cálculo fueron los siguientes:

Parámetro	Valor	Fuente
m (kg)	51.95	Anexo G
$C_{p\text{líquido}}$ (kJ/kg·°C)	3.89	El Khadraoui et al., 2017
$C_{p\text{sólido}}$ (kJ/kg·°C)	2.94	El Khadraoui et al., 2017
L (kJ/kg)	214	El Khadraoui et al., 2017
T_{fus} (°C)	57.5	—

El cálculo de cada componente se realizó en la hoja Datos, siguiendo estas expresiones:

$Q_{sólido} = m * C_{p\text{sólido}} * \Delta T$ (Cuando el estado es “Sólido” y el proceso es “Descarga”)

$Q_{líquido} = m * C_{p\text{líquido}} * \Delta T$ (Cuando el estado es “Líquido” y el proceso es “Carga”)

$Q_{latente} = m * L$ (solo una vez al día, cuando el estado cambia de “Cambio de fase” a “sólido” durante la descarga)

Cada componente se calculó por fila y luego se sumaron mediante la función SUMIFS, filtrando por día, estado y proceso. El resultado diario total de energía cedida (Q_d) se obtuvo como:

$$Q_d = Q_{sólido} + Q_{líquido} + Q_{latente}$$

Cálculo de la energía solar incidente (Q_{ch})

La energía solar incidente se calculó usando la ecuación:

$$Q_{solar\text{inst}} = G_{solar} * A_c * \Delta t$$

donde:

- G_{solar} es la radiación solar registrada (W/m^2),
- A_c es el área del colector (2 m^2),
- Δt es el intervalo de tiempo en segundos entre registros consecutivos.

Dado que los intervalos de tiempo entre registros no fueron constantes, se creó una columna adicional con el cálculo de Δt empleando la fórmula:

$$\Delta t = (\text{Fecha} + \text{Hora}_i - \text{Fecha} + \text{Hora}_{i-1}) * 86400$$

donde la columna C contiene las marcas de tiempo ("Fecha + hora") en formato de fecha y hora.

El valor de $Q_{\text{solar,inst}}$ se calculó fila por fila y luego se sumó únicamente para los intervalos que corresponden al proceso de carga. Esta integración por partes del producto $G_{\text{solar}} \cdot A_c \cdot \Delta t$ puede interpretarse como una aproximación de la integral definida de la potencia solar respecto al tiempo:

$$Q_{ch} = \int G(t) * A_c dt$$

La suma de los productos en intervalos pequeños (método de los trapecios) permite representar numéricamente esta integral en la hoja Energía solar en la carga.

Nota: El análisis se realizó para los días 6, 7 y 8 de mayo, ya que el 5 de mayo no se cuenta con una medición completa del ciclo diario.

Los resultados obtenidos por día fueron registrados en la hoja **Eficiencia**, desde donde se calculó la eficiencia térmica diaria aplicando la fórmula inicial.

Anexo I

Cálculo de Eficiencia del Secador Solar

La eficiencia térmica del secador solar se calculó considerando la cantidad de energía solar suministrada al sistema y el calor necesario para evaporar el agua removida del producto durante el secado. A continuación, se describe detalladamente la metodología aplicada para estimar este valor, utilizando datos recolectados durante los días 6, 7 y 8 de mayo.

Todos los cálculos fueron desarrollados en hojas de cálculo de Excel, con base en datos obtenidos a intervalos de 3 minutos (temperatura y humedad relativa) y 30 minutos (radiación solar). Los procedimientos descritos a continuación son consistentes con las recomendaciones metodológicas de estudios previos como Lakshmi et al. (2018), Rabha & Muthukumar (2017) y Augustus Leon et al. (2002).

I.1 Masa de agua removida (m_w)

La masa de agua evaporada se estimó en base a la variación del contenido de humedad del frijol entre el inicio y el final de cada jornada. Para ello, se calcularon primero la masa de sólido seco y los contenidos de humedad en base húmeda, utilizando la siguiente ecuación:

I.1.1 Masa de sólido seco (m_{ss})

$$m_{ss} = m_{frijol} * (1 - X_{m_{mañana}})$$

Donde:

- m_{frijol} : masa total del frijol (kg)
- $X_{m_{mañana}}$: humedad promedio del producto por la mañana (base húmeda)

I.1.2 Masa de agua removida durante el día (m_w)

$$m_w = m_{ss} \left[\frac{X_{m_{mañana}}}{(1 - X_{m_{mañana}})} - \frac{X_{t_{tarde}}}{(1 - X_{t_{tarde}})} \right]$$

Donde:

- $X_{t, tarde}$: humedad promedio del producto al finalizar el día (base húmeda)

I.2 Energía solar suministrada al secador (E_s)

La energía solar suministrada se calculó a partir de los registros de irradiancia solar cada 30 minutos, multiplicados por el área de captación del sistema y convertidos a kilojulios:

$$G_{solar_{isnt}} = I * \Delta t * 3.6$$

Donde:

- Δt : intervalo de tiempo en horas (0.5 h)
- I : irradiancia solar (W/m^2)
- 3.6: factor de conversión de Wh a Kj

Luego, se obtuvo la irradiancia total del día:

$$G_{solar\ dia} = \sum G_{solar\ inst}$$

Finalmente, se calculó la energía total:

$$E_s = G_{solar\ dia} * (A_c + A_{cs}) = G_{solar\ dia} * 2.666$$

Donde:

- A_c : área del colector solar = $2.0\ m^2$
- A_{cs} : área de captación de la cámara de secado $\approx 0.666\ m^2$

I.3 Cálculo de la eficiencia térmica (η_s)

Una vez obtenidos m_w y E_s , la eficiencia térmica del secador solar se estimó como:

$$\eta_s = \frac{m_w * H_v}{E_s}$$

Donde:

- $H_v = 2257\ kJ/kg$ (calor latente de vaporización del agua, según Çengel, 3ª ed.)
- η_s : eficiencia térmica (adimensional)

Los valores se expresaron en porcentaje al multiplicar el resultado por 100.

I.4 Ejemplo de cálculo (6 de mayo)

Variable	Valor
Masa de frijol (m)	14.35 kg
Humedad inicial (X_m)	16.17% (0.1617)
Humedad final (X_t)	15.23% (0.1523)
Masa de sólido seco (m_{ss})	12.02 kg
Masa de agua removida (m_w)	0.1416 kg
Energía solar diaria (E_s)	7821.21 kJ
Eficiencia térmica (η_s)	4.09%

I.5 Consideraciones adicionales

- Se descartaron días con datos incompletos (5 y 9 de mayo).

- El valor de H_v se mantuvo constante para todos los días, aunque puede variar ligeramente con la temperatura.
- El cálculo asume que toda el agua eliminada provino del secado por efecto térmico, sin reposición por absorción ambiental.
- Las humedades fueron medidas con un analizador de precisión (Sinar 6060AP), con desviación estándar de 0.3%.

I.6 Constantes utilizadas

Área del colector solar (A_c): 2.0 m²

Área de la cámara de secado (A_{cs}): 0.666 m²

Calor latente de vaporización del agua (H_v): 2257 kJ/kg (Çengel, 3^a ed.)

Información Lote 1 de frijoles

Peso del recipiente de aluminio: 2.92 kg

Peso del recipiente + granos: 14.35 kg

Humedad inicial del grano: 16.2%

Humedad luego de humidificación: 25.6%

Peso del producto 48 h después: 9.10 kg

Información Lote 2 de frijoles

Peso del recipiente de aluminio: 2.95 kg

Peso del recipiente + granos: 12.90 kg

Humedad inicial del grano: 13.6%

Humedad luego de humidificación: 25.1%

Peso del producto 48 h después: 8.75 kg

I.5 Registro de humedades del frijol durante los ensayos de secado

Fecha	Hora	Lote	No. Bandeja	Humedad del frijol
05/05/2020	3:45	1	1	18,2
05/05/2020	3:45	1	2	19,2
05/05/2020	3:45	1	3	18,9
05/05/2020	3:45	1	4	18,3
06/05/2020	7:30	1	1	16,17
06/05/2020	7:30	1	2	16,1
06/05/2020	7:30	1	3	16,1
06/05/2020	7:30	1	4	16,3
06/05/2020	5:00	1	1	15,5
06/05/2020	5:00	1	2	14,2
06/05/2020	5:00	1	3	15,1
06/05/2020	5:00	1	4	16,1
07/05/2020	7:30	2	1	20,2
07/05/2020	7:30	2	2	19,5
07/05/2020	7:30	2	3	18,9
07/05/2020	5:00	2	1	18,9
07/05/2020	5:00	2	2	17,9
07/05/2020	5:00	2	3	16,2
08/05/2020	7:30	2	1	16,3
08/05/2020	7:30	2	2	16
08/05/2020	7:30	2	3	15,6
08/05/2020	5:00	2	1	15
08/05/2020	5:00	2	2	13,6
08/05/2020	5:00	2	3	12,3
09/05/2020	7:30	2	1	13,3
09/05/2020	7:30	2	2	13
09/05/2020	7:30	2	3	12,2
09/05/2020	1:00	2	1	12,7
09/05/2020	1:00	2	2	12,2
09/05/2020	1:00	2	3	11,1
09/05/2020	5:00	2	1	12,7
09/05/2020	5:00	2	2	12,5
09/05/2020	5:00	2	3	11,3

Anexo J

Cálculo de Eficiencia de Recolección

Con el objetivo de evaluar el comportamiento del sistema de secado, se calculó la eficiencia de recolección de humedad, la cual representa la razón entre la cantidad de humedad captada efectivamente por el aire y su capacidad teórica para absorber humedad bajo condiciones adiabáticas. Este indicador permite valorar el grado de aprovechamiento del aire durante el proceso de secado.

Ecuación de Eficiencia de recolección

$$\eta_p = \frac{Y_s - Y_e}{Y^* - Y_e}$$

Donde:

- Y_e : Humedad absoluta del aire a la entrada del secador (kg de vapor de agua / kg de aire seco)
- Y_s : Humedad absoluta del aire a la salida del secador
- Y^* : Humedad de saturación adiabática del aire en las condiciones de entrada

Dado que los datos registrados corresponden a humedad relativa (%) y temperatura (°C), fue necesario convertir la humedad relativa en humedad absoluta para poder utilizar la ecuación anterior. Para ello, se siguió el procedimiento descrito a continuación:

Cálculo de la humedad absoluta (kg vapor/kg aire seco)

La humedad absoluta se calculó con base en la siguiente fórmula, ampliamente aceptada en la literatura técnica (ASHRAE Handbook, Fudholi et al., 2014)

$$Y = 0.622 * \frac{p_v}{p_{atm} - p_v}$$

donde:

- p_v : es la presión parcial del vapor de agua, calculada a partir de la humedad relativa y la temperatura,
- p_{atm} : es la presión atmosférica (se asumió como 101.325 kPa en condiciones estándar),
- 0.622 es la relación entre la masa molar del vapor de agua y la del aire seco

La presión parcial del vapor de agua se establece como:

$$P_v = HR * P_{sat}$$

Donde:

- HR: humedad relativa (en fracción decimal)
- P_{sat} : presión de saturación del vapor de agua (kPa), determinada en función de la temperatura mediante la ecuación de Antoine simplificada:

$$P_{sat}(T) = 0.61078 * \exp \frac{(17.27 * T)}{T + 237.3}$$

Donde

T es la temperatura del aire en °C.

El valor de Y^* se calcula utilizando la misma ecuación de humedad absoluta, pero considerando una humedad relativa del 100%, es decir, $P_v = P_{sat}$

Aplicación en hojas de cálculo

Con el fin de facilitar el procesamiento de múltiples datos experimental este procedimiento fue automatizado mediante una hoja de cálculo en Microsoft Excel (Anexo Digital – Calculo de eficiencia de recolección). A partir de los valores de temperatura y humedad relativa a la entrada y salida del sistema de secado, se calcularon los siguientes parámetros intermedios:

1. Presión de saturación
2. Presión parcial del vapor
3. Humedad absoluta Y

Finalmente, la eficiencia η_p .

Anexo K

Cálculo de Reabsorción Nocturna

El parámetro de reabsorción nocturna permite evaluar si el producto en secado absorbió humedad durante la noche o continuó perdiéndola. Este cálculo es relevante en sistemas solares que utilizan almacenamiento térmico o donde el flujo de aire es natural y disminuye significativamente en ausencia de radiación solar. Para este estudio, el parámetro fue aplicado al frijol secado en el sistema mixto descrito en el Capítulo 3.

K.1 Definición del parámetro R_n

Según El-Sebaili et al. (2002), la reabsorción nocturna (R_n) se calcula con la siguiente fórmula:

$$R_n = \frac{(X_m - X_t)}{X_t}$$

Donde:

- X_m : contenido de humedad del producto en la mañana (base húmeda, adimensional).
- X_t : contenido de humedad del producto al atardecer del día anterior (base húmeda, adimensional).

Este valor representa el cambio relativo de humedad en el producto durante el periodo nocturno. Se considera:

- $R_n > 0 \rightarrow$ hubo reabsorción de humedad.
- $R_n < 0 \rightarrow$ el producto perdió humedad.
- $R_n = 0 \rightarrow$ no hubo cambio.

K.2 Procedimiento de cálculo

Los datos de humedad fueron registrados por bandeja y por día, utilizando un analizador de humedad (Sinar™ 6060AP) con una resolución de 0.1% y una desviación estándar de 0.3%. Para el cálculo de R_n se emparejaron las mediciones de la tarde de un día con las de la mañana del día siguiente, por cada bandeja.

Todos los cálculos se realizaron en Excel. La fórmula empleada en la hoja de cálculo fue:

$$R_n = \frac{(X_m - X_t)}{X_t}$$

donde X_m y X_t están expresados como porcentajes en forma decimal (por ejemplo, 16.3% como 0.163). En caso de tener los datos en porcentaje numérico (por ejemplo 16.3), se debe dividir entre 100 en la fórmula.

K. 3 Ejemplo de cálculo

Para la bandeja 1 del Lote 1, los valores registrados fueron:

- X_t (tarde del 5 de mayo): 0.1820
- X_m (mañana del 6 de mayo): 0.1617

Aplicando la fórmula:

$$R_n = \frac{0.1617 - 0.1820}{0.1820} = -0.1115$$

El valor negativo indica que durante la noche el frijol perdió humedad.

K.4 Observaciones

Los valores de R_n permiten identificar si el ambiente nocturno (temperatura y humedad relativa) favoreció la reabsorción del producto. Este parámetro resulta útil para comparar el desempeño de sistemas con y sin aislamiento térmico, así como para validar el comportamiento higroscópico del producto en condiciones de almacenamiento pasivo.

En este estudio, la mayoría de los valores fueron negativos, indicando que la cámara de secado mantuvo condiciones secas o que el sistema continuó disipando calor durante la noche.