

The logo of the Universidad Autónoma de la Ciudad de México (UACM) is displayed in white text on a red square background. It consists of the letters 'UACM' in a bold, sans-serif font.

Universidad Autónoma
de la Ciudad de México

Nada humano me es ajeno

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE LA CIUDAD DE MÉXICO

COLEGIO DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

PROGRAMA DE ENERGÍA

**Diseño, construcción y caracterización
de un secador solar por convección de
aire caliente, para el secado de fresa**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
LICENCIATURA EN:

INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

P R E S E N T A N

FRANCISCO JAVIER CASTAÑEDA CARAZA

CARLOS CASTAÑEDA ZULUAGA

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Fernando Gabriel Arroyo Cabañas

Profesor-Investigador del Programa de Energía, UACM

Ciudad de México, agosto de 2023.

SISTEMA BIBLIOTECARIO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE LA CIUDAD DE MÉXICO COORDINACIÓN ACADÉMICA

RESTRICCIONES DE USO PARA LAS TESIS DIGITALES

DERECHOS RESERVADOS ©

La presente obra y cada uno de sus elementos está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor; por la Ley de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México, así como lo dispuesto por el Estatuto General Orgánico de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México; del mismo modo por lo establecido en el Acuerdo por el cual se aprueba la Norma mediante la que se Modifican, Adicionan y Derogan Diversas Disposiciones del Estatuto Orgánico de la Universidad de la Ciudad de México, aprobado por el Consejo de Gobierno el 29 de enero de 2002, con el objeto de definir las atribuciones de las diferentes unidades que forman la estructura de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México como organismo público autónomo y lo establecido en el Reglamento de Titulación de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México.

Por lo que el uso de su contenido, así como cada una de las partes que lo integran y que están bajo la tutela de la Ley Federal de Derecho de Autor, obliga a quien haga uso de la presente obra a considerar que solo lo realizará si es para fines educativos, académicos, de investigación o informativos y se compromete a citar esta fuente, así como a su autor ó autores. Por lo tanto, queda prohibida su reproducción total o parcial y cualquier uso diferente a los ya mencionados, los cuales serán reclamados por el titular de los derechos y sancionados conforme a la legislación aplicable.

INTEGRACIÓN DEL JURADO:

Presidente: **Dr. Edgar Vicente Torres González, UACM.**

Secretario: **Dr. Fernando Gabriel Arroyo Cabañas, UACM.**

Vocal: **Dr. Manuel Antonio Corona Sánchez, UACM.**

1er. Suplente: **Dr. Efrén Bernardo Ramírez Soliz, UACM.**

Lugar donde se realizó la carrera:

PLANTEL SAN LORENZO TEZONCO, UACM

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Fernando Gabriel Arroyo Cabañas, UACM.

“somos un resultado de los que nos rodea, de las personas que nos apoyaron, de quienes se fueron, de los que nos enseñaron y de aquellos que confiaron en nosotros”

Dedicamos esta tesis a:

Nuestras padres y hermanos, que siempre estuvieron y estarán hasta el fin sin pedir nada a cambio y enseñarnos lo que de verdad importa en la vida.

Agradecimientos:

Agradecemos profundamente a la Universidad Autónoma de la Ciudad de México por la oportunidad de introducirnos a un mundo académico y profesional. Y por apoyarnos económicamente con la beca de manutención y “tesis”. Todo contribuyo al resultado de este proyecto.

Al Dr. Rafael Calderón y al Dr. Eduardo Maya, investigadores de la UAM que impulsaron y financiaron el proyecto.

Al Lic. Noel Olaf Nieto y el invernadero Las Berries de la Ciudad de México, por apoyar en el desarrollo de este prototipo.

Al personal de mantenimiento de la UACM del plantel San Lorenzo Tezonco, por apoyarnos con un espacio, herramientas y enseñanzas.

A todos nuestros docentes de la carrera de ingeniería en sistemas energéticos.

A nuestro asesor Dr. Fernando Arroyo Cabañas y los consejos del Dr. Álvaro Lentz Herrera, que nos guiaron y apoyaron en esta tesis.

A los lectores por revisar y ayudarnos a mejorar el resultado final.

Tabla de contenido

RESUMEN.....	6
OBJETIVO GENERAL	8
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	8
CAPÍTULO I: GENERALIDADES DE LA ENERGÍA TERMOSOLAR.....	9
1.1 ANTECEDENTES DE LA ENERGÍA TERMOSOLAR	9
1.2 LA ENERGÍA TERMOSOLAR EN MÉXICO	9
1.3 APLICACIONES DE LA ENERGÍA TERMOSOLAR	11
1.4 ENERGÍA SOLAR Y DESHIDRATADO EN MÉXICO	12
1.5 INVERNADEROS DE TRASPATIO Y TECNOLOGÍA DE DESHIDRATADO	14
1.5.1 <i>Fresas de invernadero</i>	16
1.5.2 <i>Deshidratado de alimentos en traspatio</i>	17
CAPÍTULO II: TIPOS DE COLECTORES Y SECADORES SOLARES	19
2.1 COLECTORES SOLARES	19
2.1.1 <i>Colectores solares de placa plana sin cubierta</i>	19
2.1.2 <i>Colectores solares de placa plana con cubierta</i>	20
2.1.3 <i>Colectores de placa plana con cubierta y paso de aire superior</i>	21
2.1.4 <i>Colectores de placa plana con cubierta y paso de aire inferior</i>	21
2.1.5 <i>Colectores de placa plana suspendida y con cubierta</i>	22
2.1.6 <i>Colectores de placa plana perforada y con cubierta</i>	23
2.2 SECADORES SOLARES	24
2.3 FUNCIONAMIENTO	24
2.4 TIPOS DE SECADORES SOLARES.....	25
2.4.1 <i>Secadores pasivos o de circulación natural</i>	25
2.4.2 <i>Secadores solares directos de convección natural</i>	25
2.4.3 <i>Secadores solares indirectos de convección natural</i>	27
2.4.4 <i>Secadores solares mixtos de convección natural</i>	28
2.4.5 <i>Secadores activos o de circulación forzada</i>	29
2.4.6 <i>Secadores solares directos de convección forzada</i>	29
2.4.7 <i>Secadores solares indirectos de convección forzada</i>	30
2.4.8 <i>Secadores solares mixtos de convección forzada</i>	31
2.4.9 <i>Secadores solares híbridos</i>	32
CAPÍTULO III: TEORÍA TERMODINÁMICA.....	34
3.1. CONCEPTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR APLICADOS AL SECADO SOLAR	34
3.1.1 <i>Convección forzada</i>	35
3.2. NÚMEROS ADIMENSIONALES	36
3.2.1 <i>Numero de Reynolds</i>	36
3.2.2 <i>Numero Nusselt</i>	37
3.2.3 <i>Numero de Grashof</i>	38
3.2.4 <i>Numero de Rayleigh</i>	39
3.3 TRANSFERENCIA DE MASA.....	41
3.4 CALOR LATENTE: CAMBIÓ DE FASE	41
3.5 CONDICIONES SOLARES	42
3.6 CONTENIDO DE HUMEDAD	44

CAPÍTULO IV: CRITERIOS DE DISEÑO	45
4.1 CRITERIOS PARA EL DISEÑO DEL DESHIDRATADOR SOLAR.....	45
4.1.2 <i>Consideraciones climáticas y geográficas</i>	46
4.1.3 <i>Consideraciones solares</i>	47
4.1.4 <i>Consideraciones técnicas</i>	47
4.1.4.1 Calidad y tipo de materiales	48
4.1.4.2 Dimensionamiento de la cámara de secado.....	48
4.1.4.3 Dimensionamiento de las charolas para el producto	49
4.1.4.4 Cámara de secado	50
4.1.4.5 Temperaturas límites de deshidratado	51
4.1.4.5 Orientación e inclinación del colector solar	51
4.1.4.6 Actividad de agua	52
4.1.4.7 Normativa.....	53
4.2 COMPONENTES DE LA CÁMARA DE SECADO	54
4.2.1 <i>Curva a la entrada</i>	54
4.2.2 <i>Difusor de aire</i>	55
4.2.3 <i>Aislamiento térmico</i>	57
4.2.4 <i>Domo</i>	58
4.3 COMPONENTES DEL COLECTOR	58
4.3.1 <i>Inclinación</i>	58
4.3.2 <i>Orientación</i>	59
4.3.3 <i>Placa absorbente</i>	59
4.3.4 <i>Filtro de la entrada de aire</i>	60
4.3.5 <i>Coplee del colector</i>	61
4.4. VOLÚMENES DE AIRE Y FLUJO DE EXTRACCIÓN	62
4.4.1. <i>Volumen del colector solar</i>	62
4.4.2. <i>Extracción del aire</i>	63
4.5. INOCUIDAD Y DESINFECCIÓN DE LOS ALIMENTOS.....	63
4.5.1. <i>Diseño higiénico de las instalaciones y equipo</i>	64
CAPÍTULO V: CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y RESULTADOS DEL PROTOTIPO	66
5.1. CONSTRUCCIÓN DEL SECADOR SOLAR	66
5.2. ELABORACIÓN DE PRUEBAS PRELIMINARES.	68
5.2.1 <i>Pruebas preliminares</i>	68
5.2.2 <i>Proceso para el deshidratado</i>	69
5.3. CARACTERIZACIÓN Y PRUEBAS DE HOJUELAS DE FRESA	71
5.3.1 <i>Prueba 1</i>	73
5.3.2 <i>Prueba 2</i>	75
5.2.5. <i>Colorimetría</i>	78
5.2.5 <i>Curva de secado</i>	80
5.4. <i>Razón de transferencia de calor dentro del colector solar plano</i>	83
5.4.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección	83
5.4.2 Cálculo de la razón de transferencia de calor del colector solar	92
5.5. <i>Razón de transferencia de calor en las paredes de la cámara</i>	101
CONCLUSIONES	132
<i>Posibles mejoras</i>	134
ANEXOS	135
ANEXO I: PORCENTAJE DE HUMEDAD DE LOS PRODUCTOS DESHIDRATADOS	135

ANEXO II: CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES UTILIZADOS	136
ANEXO III: PLANOS DEL DESHIDRATADOR	137
Plano estructural de la cámara de secado, con charolas y divisiones	137
Plano estructural del domo de la cámara de secado	138
Plano estructural del colector solar, con placa absorbente y soportes.....	139
Plano del cople (cámara-colector).....	140
Plano del difusor de aire	141
Camara de secado con componentes	142
Colector solar con componentes.....	144
Diseño final del secador solar.....	146
ANEXO IV: CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR	148
ANEXO V: COTIZACIÓN DE LOS MATERIALES	149
ANEXO VI: TIEMPOS Y GENERALIDADES DE USO PARA PRODUCTOS PROBADOS	151
ANEXO VII: DATOS DE LAS PRUEBAS PRELIMINARES EN NARANJA.....	153
ANEXO VIII: DIMENSIONAMIENTO ELÉCTRICO DEL VENTILADOR	156
ANEXO IX: MEDIDORES DE HUMEDAD Y TEMPERATURA.....	157
BIBLIOGRAFÍA	159

RESUMEN

Actualmente en México se desperdician millones de toneladas al año de alimentos aprovechables, donde los pequeños empresarios son los más afectados, es por ello que, mediante la búsqueda de soluciones para agricultores de fresa de invernaderos, de la zona de la Ciudad de México, se indagó en propuestas para evitar las pérdidas mediante soluciones de poco impacto ambiental. Para solventar este problema la presente tesis tiene la intención de investigar, recabar datos y desarrollar un prototipo de secador solar que cumpla con las características técnicas necesarias para lograr un secado de calidad para la fresa.

La deshidratación de alimentos tiene un papel importante en la conservación de alimentos, es un método bien conocido por su aplicación durante miles de años en frutas, carnes, verduras, pescado, etc. Actualmente su comercialización tiene un auge en aumento, sus métodos de deshidratación son variados, pero aquellos que ocasionan poco impacto ambiental es el secado mediante el uso de energía solar, ya sea de manera directa o indirecta. México es uno de los países que cuenta con un gran recurso solar, haciendo viable el uso de un secado solar; a pesar de que los secadores suelen ser espaciosos, principalmente para cargas de varios kilos, el secado solar tiene una excelente calidad, siendo más redituable al no necesitar gastos en energéticos para generar calor.

En el presente trabajo se realizó una investigación sobre el deshidratado, analizando libros, páginas web, artículos y tesis sobre la creación de prototipos de deshidratadores solares, se tomaron las bases necesarias para diseñar un deshidratador solar que cumpla las condiciones necesarias para deshidratar diez kilogramos de hojuelas de fresa en un periodo límite de 5 días. A través de la bibliografía analizada se definió que la mejor manera para deshidratar hojuela para conservar la mayor parte de sus nutrientes es mediante el secado de manera indirecta, por lo tanto, el diseño de deshidratador es mediante convección forzada, para ello se eligieron materiales para resistir la intemperie y aprovechar al máximo la radiación solar diaria.

Tras finalizar el diseño, se procedió a construirlo, se realizaron cambios en el diseño inicial durante el proceso y tras finalizar la construcción se realizaron pruebas con cargas aproximadas a 6 kg, se realizaron medidas mediante aparatos electrónicos de uso común,

obteniendo como resultado hojuelas deshidratadas, además de curvas de temperatura y humedad donde se visualiza el proceso de deshidratación, esto permitió analizar de manera termodinámica simple el funcionamiento del secador solar de tipo indirecto.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, construir y evaluar un secador solar por convección de aire, con base en los requerimientos necesarios para deshidratar diferentes productos agrícolas, haciendo mayor énfasis en la fresa, y así aportar una solución ecológica y de poco impacto sobre el desperdicio de producto debido al retraso de su comercialización por parte de pequeños invernaderos de la Ciudad de México.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recabar información que permita conocer las propiedades de los productos a tratar, para diseñar un deshidratador de acuerdo a las características fisicoquímicas de los frutos.
- Diseñar un secador solar por convección de aire caliente que garantice el flujo de aire y calor para productos que se someterán a procesos de deshidratado.
- Construir un deshidratador solar por convección de aire caliente para el deshidratado.
- Llevar a cabo el desarrollo experimental para validar las condiciones de operación del secador solar
- Evaluar las propiedades físicas del producto deshidratado: olor, color sabor, ya que esto tiene una correlación a la calidad nutricional.

Capítulo I: Generalidades de la energía termosolar

1.1 Antecedentes de la energía termosolar

EL sol ha proporcionado a la tierra la energía suficiente para poder generar y mantener la vida en el planeta. Múltiples especies, en especial los hominos sapiens, ocupan la luz solar como una herramienta de supervivencia, desde los inicios del pensamiento racional en el hombre, la radiación solar se ha ocupado de manera pasiva, secando algunos alimentos de manera primitiva, hasta que algunas civilizaciones usaron la luz de manera técnica con espejos o en combinación con arquitectura para iluminar algunas construcciones, un claro ejemplo son las grandes pirámides de los aztecas o egipcios. Los griegos fueron los primeros en utilizar la energía solar pasiva de una forma consciente. Aproximadamente, desde el año 400 antes de Cristo, los griegos empezaron a hacer sus casas teniendo en cuenta los rayos solares. Estos fueron los inicios de la arquitectura bioclimática. Los romanos fueron los primeros en construir casas de cristal o invernaderos; estas construcciones permiten crear condiciones adecuadas para el crecimiento de plantas exóticas o semillas que traían de lejos. Sus usos se remontan en armas como lo fue el rayo de Arquímedes, quien con un disco parabólico concentraba los rayos solares para defender las costas de barcos extranjeros. Horace Benedict De Saussure invento el colector solar que tiene una determinante repercusión en el desarrollo de la energía solar térmica de baja temperatura. A partir de su invento surgirán todos los desarrollos posteriores de calentadores solares de agua de placa plana. El invento se trataba de cajas calientes hechas de madera y cristal con el objetivo de atrapar la energía solar (Planas, 2015).

1.2 La energía termosolar en México

De acuerdo a la Universidad de Murcia (2022), la energía solar térmica o energía termosolar consiste en el aprovechamiento de la energía del Sol para producir calor. Esta se aprovecha para la producción de agua caliente sanitaria, el agua de la piscina y calefacción por suelo radiante. Adicionalmente puede emplearse para alimentar una máquina de refrigeración por absorción, que emplea calor en lugar de electricidad para producir frío con el que se puede acondicionar el aire de los locales.

La energía solar térmica utiliza directamente la energía que se recibe del Sol para calentar un fluido caloportador. Esta energía es almacenada y transferida a otro fluido de trabajo, utilizándose en los puntos de consumo. Con el aprovechamiento de la energía procedente del Sol conseguimos reducir el consumo de energía de diferentes sectores, como los combustibles fósiles o la energía eléctrica. Este sistema, de forma general, requiere el acoplamiento de tres subsistemas principales:

- Subsistema de captación: batería de captadores solares.
- Subsistema de intercambio y acumulación: uno o varios depósitos acumuladores de energía.
- Subsistema de energía convencional auxiliar.

La energía termosolar en México, es un recurso con un potencial enorme, según datos de la SENER (2018) tomados de la IEA. Actualmente, se considera que el calor solar puede contribuir de forma significativa a la energía global requerida para procesos térmicos. En el 2010 la IEA reportó que el 47% de la demanda de energía a nivel mundial está relacionada con aplicaciones térmicas (Véase en la ilustración 1); resaltando la importancia del aprovechamiento de este recurso, sobre todo a nivel industrial. Cabe señalar que en este mismo reporte la demanda de generación de electricidad corresponde solo al 17% de la demanda mundial.

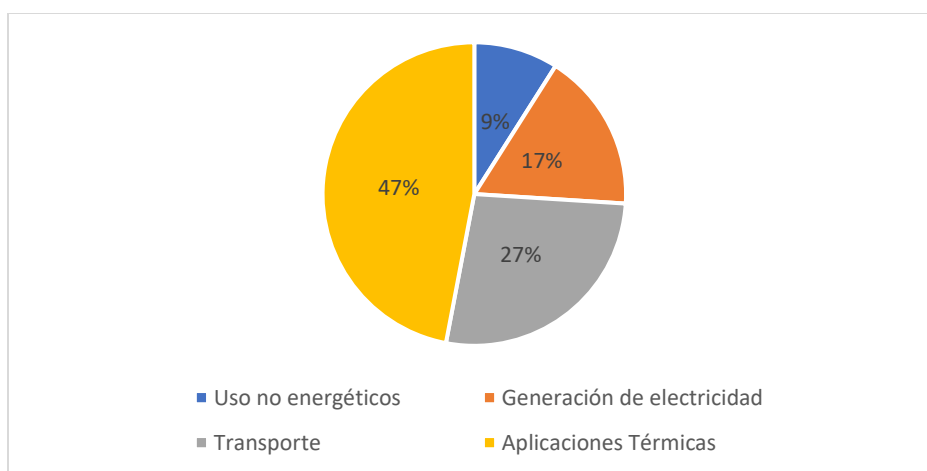


Ilustración 1: Demanda global de la energía, datos extraídos de la SENER (2017) con base en datos de la IEA.

Estas cifras incluyen tanto uso residencial e industrial, teniendo un mayor potencial para el calentamiento de fluidos de todo tipo, siendo el principal el aire y agua, para cuestiones de confort térmico o uso práctico de calefacción, calentamiento y deshidratado industrial. Siendo esto posibles por los márgenes que pueden ser alcanzados que van desde los 60 a 280 grados en procesos industriales y residenciales.

1.3 Aplicaciones de la energía termosolar

Existen muchas formas de aprovechamiento para la energía solar térmica, ya sea residenciales, industriales o de apoyo para sistemas más grandes, para Yuba S.L, empresa especializada en energías renovables, las principales aplicaciones son:

Producción de agua caliente sanitaria: ya sea para naves industriales, uso residencial, uso en edificios, piscinas, climatización de cuerpos de agua. La principal aplicación de la energía solar térmica es la producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS) para el sector doméstico y de servicios. El agua caliente sanitaria se usa a una temperatura de 45 °C, temperatura a la que se puede llegar fácilmente con captadores solares planos que pueden alcanzar como temperatura media 80 °C. Se considera que el porcentaje de cubrimiento del ACS anual es aproximadamente del 60 %; se habla de este porcentaje, y no superior, para que en la época de mayor radiación solar no sobre energía. La energía aportada por los captadores debe ser tal que en los meses más favorables aporte el 100 %. El resto de las necesidades que no aportan los captadores se obtiene de un sistema auxiliar, que habitualmente suele ser gasóleo, gas o energía eléctrica. Con este porcentaje de cubrimiento los periodos de amortización son reducidos (2015).

Calefacción de baja temperatura: Una instalación de calefacción solar es aquella que produce calor en la vivienda o edificio utilizando la energía del Sol. Esto se consigue mediante unos paneles solares apropiados y unos sistemas de calefacción de baja temperatura. Los sistemas de calefacción solar suelen utilizar sistemas de suelo radiante (circuito de tuberías por el suelo), ya que la temperatura del fluido que circula a través de este circuito es de unos 45 °C, fácilmente alcanzable mediante captadores solares, para calentar las distintas estancias de la vivienda, edificio o construcción.

Aire acondicionado mediante máquinas de absorción: Uno de los campos de máximo desarrollo de las instalaciones solares térmicas que se verá en un plazo breve de años será la de colectores de vacío o planos de alto rendimiento, calefacción en invierno y, mediante máquinas de absorción, produzcan frío en el verano.

Las principales ventajas de estos sistemas se reflejan en el ahorro de costos en calentamiento de fluidos, con un aproximado del 70 al 80 % en ahorros.

1.4 Energía solar y deshidratado en México

En México el potencial solar hace más que rentable la deshidratación por medios solares, uno de los grandes ejemplos es LABIZET empresa mexicana que opera desde el 2007 y se dedica a deshidratar productos como frutas y verduras. LABIZET ha desarrollado un equipo deshidratador de alimentos, basado en dos sistemas, que, en conjunto provén un mejor rendimiento:

- Concentrador solar. Como su nombre lo indica concentra la energía solar, transformándola en energía térmica que calienta el aire para obtener temperaturas entre 40 y 45 grados Celsius.
- Concentrador de alimentos. Sirve para depositar las charolas con los alimentos a deshidratar. Además, existen organizaciones como Tezontle, quienes ofrecen talleres y productos para el secado solar.

Dentro del ámbito académico, existe una gran variedad de investigaciones sobre deshidratado solar, entre ellas tesis como lo es la de Garduño García, Ángel, quien en 2017 realizó una investigación de este tema en su tesis llamada: “Construcción, evaluación y modelación matemática de un secador solar tipo invernadero”, en la cual menciona sobre la pérdida de productos agrícolas frescos en México de acuerdo con estudios de FAO¹ son de hasta más de 55%. sus objetivos de la investigación fue construir, evaluar y modelar matemáticamente un secador solar tipo invernadero de forma parabólica, mediante pruebas realizadas sin producto y bajo condiciones de deshidratación de Stevia (Stevia rebaudiana) y frutos de jitomate

¹ Por sus siglas traducida al español: Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación – FAO

(*Solanum lycopersicum* L). Otra de las tesis es la de Capistrán Martínez, A. (2021) quien en su tesis titulada: "Secado De Frutas Nativas De México Y El Estudio De Sus Propiedades Físico-Químicas", la cual habla de que la deshidratación del fruto puede ser una alternativa para incrementar su vida útil. Sin embargo, este proceso ocasiona cambios en las características de calidad y nutrimentales del producto, por lo cual el objetivo del presente trabajo fue evaluar algunos métodos de secado y la caracterización de las propiedades físico-químicas y funcionales, en dos diferentes presentaciones de estos frutos: hojuela y pasta.

Varios artículos abordan esta problemática, uno de ellos es el artículo "Secado de frutas y verduras con energía solar", (HERNÁNDEZ GÓMEZ, OLVERA GARCÍA, GUZMÁN TINAJERO, & MORILLÓN GÁLVEZ, 2017) el cual habla de que es un método para la conservación de los mismos, ya que impide la proliferación de microorganismos evitando su putrefacción mediante la extracción del agua que contienen, proceso que en ocasiones se lleva a cabo evaporando el agua por adición de calor latente y su velocidad de secado está en relación a la velocidad del suministro de calor latente. Otro artículo es el de Iglesias Díaz, y otros (2017) "Diseño, construcción y evaluación de un secador solar para mango Ataulfo", el cual se enfoca en reportar el diseño, construcción y evaluación de un secador solar para mango Ataulfo cosechado en la región del Soconusco en el estado de Chiapas. En esta región se pierde 15% del mango ya sea por súper producción y por no tener un método de conservación postcosecha. Para el diseño se utilizaron las especificaciones del producto a secar, el registro de las condiciones climáticas del lugar y los ensayos experimentales de secado realizados en la UNICACH. La metodología propuesta se basa en la sistemática combinación de la aplicación de los conceptos básicos de diseño y reglas generales de la transferencia de calor y masa

Este tema de deshidratado es abordado por organizaciones gubernamentales, un ejemplo es la SEMARNAT, quien desde el 2008 ofrece números y publicaciones acerca del deshidratado solar, abordando sus generalidades, sus ventajas, tratando de cumplir metas sobre ecología y cuidado ambiental. La SEMARNAT trabaja continuamente y en conjunto con la Comisión Nacional Forestal (CONAFOR), siendo un organismo público descentralizado cuyo objetivo es desarrollar, favorecer e impulsar las actividades productivas, de conservación y restauración en los bosques mexicanos, siendo uno de los principales impulsores de la energía

solar en el deshidratado, publicando manuales para el deshidratado y la construcción de deshidratadores solares.

La cooperación transnacional por el uso de recursos solares es cada vez más importante dentro de países con potencial solar; en México tenemos la cooperación entre instituciones, como lo son la GIZ2 en México, la cual es una cooperación entre instituciones del país de Alemania y México, con el fin de promover la aplicación de la energía solar en ámbitos, de sustentabilidad en viviendas, edificios, con promoción de proyectos y capacitaciones técnicas. Además de promover temas transversales sobre las energías renovables, con el fin de estimular el uso de las energías renovables en actividades humanas.

1.5 Invernaderos de traspatio y tecnología de deshidratado

Tras la expansión demográfica y el crecimiento de la mancha solar, muchas personas optaron por adaptarse a las condiciones urbanas produciendo alimentos agrícolas través de proyectos de traspatio³, principalmente en invernaderos con técnicas especializadas de cultivos para espacios pequeños, empezando desde pequeños huertos urbanos en techos, o espacio reducidos de algunos metros cuadrados, para el apoyo a la alimentación individual o familiar, hasta familias enteras que se dedican a la agricultura por tradición

Entre los proyectos más importantes son los huertos urbanos o de traspatio, estos son espacios al aire libre o bajo invernaderos donde se cultiva todo tipo de vegetales y semillas, plantas comestibles, aromáticas, medicinales y frutales durante todo el año, puede tener dos objetivos:

- Autoconsumo familiar o de comunidad
- Producir hortalizas en casa como proyecto productivo

El huerto orgánico se puede ubicar en cualquier espacio con tierra, siempre y cuando se tomen en cuenta las condiciones ambientales ideales para el crecimiento y el manejo de las

2 Por su traducción de sus siglas a español llamado: “Cooperación Alemana al Desarrollo Sustentable en México (GIZ)”.

³ De acuerdo a la RAE (2022) se define traspatio como: “Segundo patio de las casas de vecindad, que suele estar detrás del principal”, en términos de esta tesis traspatio se considera algún lugar dentro de la urbanización dedicado a la agricultura.

plantas, de esta manera obtendremos una mejor cosecha. Es importante tomar en cuenta las condiciones ambientales ideales y buscar la mejor época de cultivo adecuado si es a cielo abierto, por el contrario, si es bajo invernadero las condiciones ambientales son controladas por lo que la producción es continua todo el año (FIRCO, 2017).

Existen muchos tipos de huertos urbanos, desde los profesionales, semiprofesionales y de uso personal, estos son tan variados como las personas requieran de sembrar productos agrícolas para venta o autoconsumo.

De acuerdo al sitio web de Agrohuerto (2021), los distintos huertos urbanos pueden dividirse de acuerdo a sus fines, estos son:

- Huertos privados con ánimo de lucro: Estos huertos son dedicados a la siembra de alimentos para venta a consumidores o intermediarios que usan estos productos primarios para realizar otros secundarios.
- Huertos caseros o huertos familiares: son huertos privados, los dueños son familias que cultivan en el interior de las casas, patios, jardines o áreas de la casa.
- Huertos de ocio públicos: son terrenos públicos, gestionados por instituciones públicas para la enseñanza o esparcimiento de la gente, suelen usarse para la conservación de algunas especies.
- Huertos urbanos comunitarios: son espacios gratuitos y de libre acceso, donde los vecinos de la zona trabajan para sacarlos adelante gracias al trabajo en equipo.
- Huertos didácticos: son propiedades de instituciones públicas para la educación y enseñanza de temas agrícolas y docentes.
- Huertos terapéuticos: son usados como un método de terapia social para algunos centros comunitarios y sanitarios.
- Huertos decorativos: son espacios meramente para lucir como espacios verdes.

A pesar de que los invernaderos pueden ser climatizados y ofrecer condiciones de humedad, calor y temperatura, es de vital importancia considerar para un huerto o invernadero el tipo de clima de la zona geográfica, el acceso a agua, las especies de la zona, el tamaño del árbol o arbusto del producto a sembrar, bajo estas consideraciones es posible identificar cuales

especies son más viables para un huerto urbano en ciertas zonas de México y el mundo. Estos invernaderos aprovechan la energía solar para garantizar el calor necesario para la siembra de múltiples productos además de que una buena cantidad y calidad de luz solar generar la oportunidad de producir múltiples especies.

La floricultura como la agricultura han estado presentes incluso antes desde la conquista española, la CDMX era un centro de cultivo de especies frutales y herbarias, actualmente la mancha urbana ha disminuido de manera considerable las zonas de siembra y producción agrícola. Estas extensiones de tierra se encuentran principalmente en las delegaciones de Tlalpan, Milpa Alta, Tláhuac y Xochimilco, en las cuales se producen maíz, frutales, hortalizas y animales para el autoconsumo familiar y la venta local. También existe una producción a mayor escala de nopal, amaranto, hortalizas, hierbas y plantas ornamentales para los mercados urbanos y regionales, señala la FAO.

Es posible producir plantas durante todo el año, así se puede tener un mejor control de malas hierbas, plagas y enfermedades. Además, en un invernadero se puede maximizar energía, espacio, tiempo, agua y nutrientes, para así obtener frutos y plantas de alta calidad con el más alto potencial genético. Lo anterior precisa tener en consideración las especies y las variedades de las plantas cultivadas (frutos, hojas, flores, etc.), la duración del ciclo de producción, la proximidad de los clientes potenciales, la fluctuación de los precios, la demanda, la rentabilidad de la inversión y otros(Santiago, 2008).

1.5.1 Fresas de invernadero

Las fresas son un fruto muy apreciado, por su múltiple uso en la gastronomía mexicana, el cultivo de fresas en invernadero produce frutos de alta calidad en todas las épocas de años, el control de las variables permite controlar una producción constante a lo largo del año, particularmente los pequeños productores están encontrando un buena opción en el cultivo de fresas por los recursos que hacen viable su producción, entre ellos el espacio, su modo de reproducción, el más habitual los injertos y lo redituable que llegan hacer, este tipo de fresa tiene un bono en su atractividad al tratar de producirse en su mayoría con un proceso orgánico.

De acuerdo a (FEN, 2021) las fresas son varias especies de plantas rastreras del género *Fragaria*. La fresa es una fruta de forma cónica o casi redonda, de tamaño variable según la especie (de 15 a 22 mm de diámetro), coronada por sépalos verdes, de color rojo y con un sabor que varía de ácido a muy dulce. Esta tiene un porcentaje de consumo de 95 gramos por cada 100 gramos de producto fresco, donde solo se deshecha el tallo y las hojas. Las fresas y los fresones son frutas con bajo contenido energético, cuyo principal componente — después del agua — lo constituyen los hidratos de carbono (con una cantidad moderada, alrededor del 7% de su peso), fundamentalmente: fructosa, glucosa y xilitol. Además, son una fuente de vitamina C, con un porcentaje incluso superior al que posee la naranja. Una ración media de fresas, 150 g, contiene 86 mg de vitamina C; mientras que una naranja mediana, de 225 g, contiene 82 mg.

1.5.2 Deshidratado de alimentos en traspatio

Dentro del mercado de alimentos existen múltiples productos deshidratados o secos, siendo una excelente opción para pequeños y grandes empresarios de la industria alimenticia, principalmente la agrícola, para conservar y reaprovechar residuos alimenticios. Varios de los residuos se someten al proceso de secado directo para retirar toda la humedad de la biomasa, un ejemplo es la deshidratación de paja de varios tipos utilizadas para alimentación de ganado, existen otro tipo de industrias artesanales de secado de hierbas aromáticas para la generación de té, con procesos artesanales para conservar la mayor cantidad de sus propiedades, sus aplicaciones son variadas.

Hoy día las frutas deshidratadas se han vuelto una opción para alimentos, una de las más demandada es la fresa, ya sea seca o deshidratada, siendo un snack o un agregado para otros productos compuestos. El deshidratar alimentos es una opción para poder generar una nueva vía de generación de productos y por lo tanto de ingresos, o simplemente para conservar y reutilizar productos como abono o alimento para pequeños animales de crianza de traspatio.

Dentro el mercado existen múltiples opciones para deshidratar alimentos, ya sea para consumo humano, el cual requiere de condiciones de higiene específicas, sin olvidar que cada producto tiene sus condiciones de secado, desde si es viable secarse directamente al sol o la sombra, ya que algunos productos son mejores el secarlos mediante aire caliente, es por ello

que es de vital importancia crear nueva tecnología para mejorar las condiciones de secado para productos específicos, con el fin de obtener productos de calidad y ofrecer alternativas para todo tipo de invernaderos en explorar nuevos mercados y evitar pérdidas de productos.

Capítulo II: Tipos de colectores y secadores solares

2.1 Colectores solares

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia. Es una de las partes fundamentales de los deshidratadores solares, debido a que estos proporcionan el aire caliente.

Los colectores solares son dispositivos empleados para aprovechar la energía térmica de la radiación solar incidente. Pueden ser de placa plana o de concentración óptica. Los de concentración operan a mayor temperatura que los de placa plana. Para aplicaciones de secado con energía solar, los colectores de placa plana proveen la temperatura deseada y son más económicos que los colectores de concentración más complejos. Un colector solar consiste básicamente de una superficie que absorbe la radiación solar y la transmite en forma de calor al fluido de trabajo (López, 2011).

Una vez definido el colector solar de placa plana, es conveniente estudiar la configuración del mismo en función de la localización de la placa absorbente, la cubierta y el aislante, así como la conducción del aire en el interior del captador. Según Ekechukwu (1999), como se citó en Esteban (2015) los colectores solares de placa plana se clasifican de acuerdo al tipo de placa y sus características.

2.1.1 Colectores solares de placa plana sin cubierta

Estos sistemas están formados por la superficie absorbente (placa), el conducto de aire y el aislamiento. La transferencia de calor tiene lugar entre la placa y el aislante, lo que origina elevadas pérdidas de calor por convección ya que la placa absorbente se encuentra en contacto directo con el aire ambiente. Son los sistemas más sencillos, baratos, y con menor rendimiento. Sin embargo, su uso está extendido en las operaciones básicas de secado, tanto

en sistemas pasivos como activos, ya que sí se pueden alcanzar rendimientos aceptables si el salto de temperaturas es inferior a 10 °C.

En la ilustración 2 se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un colector solar de placa plana sin cubierta.

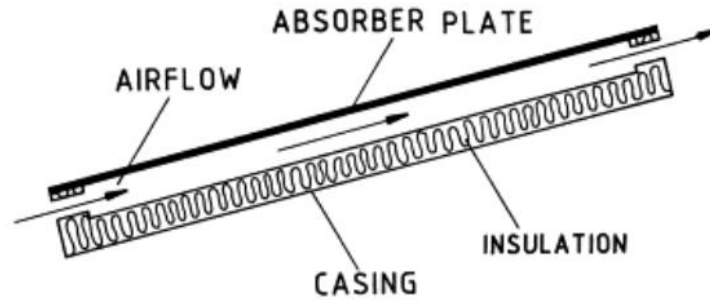


Ilustración 2: Colector solar de placa plana sin cubierta. Donde airflow es el flujo de aire, absorber plate es la placa absorbente, casing es el revestimiento de la caja, e insulation es el aislamiento térmico. (Ekechukwu, 1999, como se citó en Esteban, 2015)

2.1.2 Colectores solares de placa plana con cubierta

Estos sistemas también están compuestos por la superficie absorbente (placa), el conducto de aire, el aislamiento, y añaden una cubierta transparente (o varias en paralelo), como se observa en las FIGURAS 3,4,5 Y 6. De esta forma se reducen significativamente las pérdidas de calor por convección y de radiación desde la placa hacia el ambiente, pero aumentan las pérdidas ópticas correspondientes a la existencia de la cubierta; este hecho se compensa con la protección que garantiza este nuevo elemento a los productos de secado. Con este tipo de colectores se obtienen rendimientos mayores que en el caso anterior alcanzando temperaturas más elevadas. Sin embargo, aumenta el costo total del componente. Existen diferentes configuraciones para esta clase de colector, y en función de ellas, la transferencia de calor tiene lugar en un lugar u otro.

2.1.3 Colectores de placa plana con cubierta y paso de aire superior

Son los más sencillos y comunes. El fluido de trabajo, el aire, circula entre la cubierta y la placa absorbente.

En la siguiente figura se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un colector solar de placa plana con cubierta y paso de aires superior.

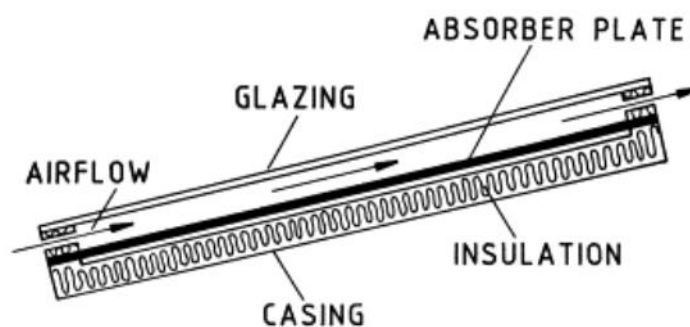


Ilustración 3: Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire superior. Donde airflow es el flujo de aire, absorber plate es la placa absorbente, casing es el revestimiento de la caja, glazing es la cubierta e insulation es el aislamiento térmico. (Ekechukwu, 1999, como se citó en Esteban, 2015)

2.1.4 Colectores de placa plana con cubierta y paso de aire inferior

La placa absorbente está contigua a la cubierta, por lo que el paso de aire está entre la placa y el aislante. La transferencia de calor tiene lugar desde la cara inferior de la placa hacia la corriente de aire.

En la ilustración 4 se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un colector solar de placa plana con cubierta y paso de aires inferior.

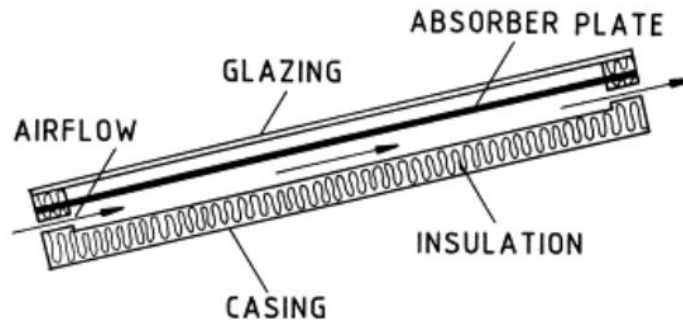


Ilustración 4: Colector solar de placa plana con cubierta y paso de aire inferior. Donde airflow es el flujo de aire, absorber plate es la placa absorbente, casing es el revestimiento de la caja, glazing es la cubierta e insulation es el aislamiento térmico. (Ekechukwu, 1999, como se citó en Esteban, 2015)

2.1.5 Colectores de placa plana suspendida y con cubierta

En estos colectores la placa está anclada entre la cubierta y el aislante, por lo que el aire circula por ambos lados, aumentando la superficie de transferencia de calor y consiguiendo rendimientos de hasta un 65 %.

En la siguiente figura se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un colector solar de placa plana suspendida y con cubierta.

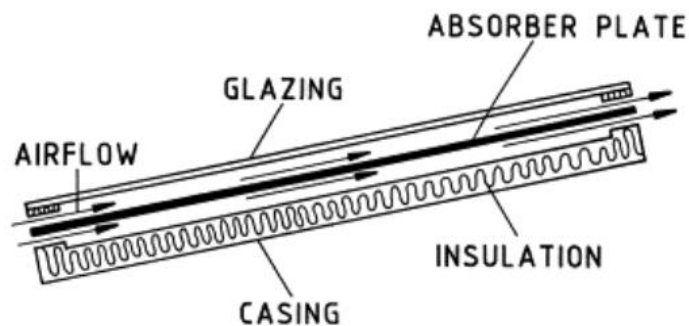


Ilustración 5: Colector solar de placa plana suspendida y con cubierta. Donde airflow es el flujo de aire, absorber plate es la placa absorbente, casing es el revestimiento de la caja, glazing es la cubierta e insulation es el aislamiento térmico. (Ekechukwu, 1999, como se citó en Esteban, 2015)

2.1.6 Colectores de placa plana perforada y con cubierta

Se trata de colectores como los anteriores de placa suspendida, pero en lugar de utilizar una placa simple, se emplea una placa perforada o porosa que favorece la turbulencia del aire circulante beneficiando la transferencia de calor hacia el mismo y disminuyendo las pérdidas térmicas al ambiente.

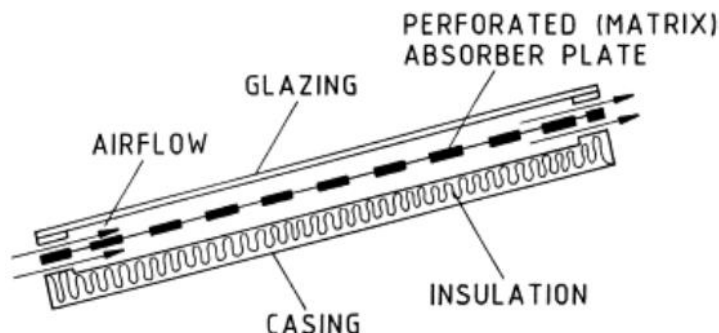


Ilustración 6: Colector solar de placa plana perforada y con cubierta. Donde airflow es el flujo de aire, absorber plate es la placa absorbente, casing es el revestimiento de la caja, glazing es la cubierta e insulation es el aislamiento térmico. (Ekechukwu, 1999, como se citó en Esteban, 2015)

Se han realizado numerosos ensayos para estudiar los rendimientos de las distintas configuraciones de los colectores, aquellos que presentan rendimientos más altos son más caros y más difíciles de construir. Debido a que en el marco de las tecnologías apropiadas las inversiones son reducidas, no es posible instalar los mejores colectores para obtener los mejores resultados; es preciso adaptar la tecnología a las comunidades locales.

Como estos sistemas se particularizan para cada tipo de producto a secar, es necesario realizar un estudio en profundidad para identificar el diseño más conveniente teniendo en cuenta los parámetros más importantes en un secadero solar: características del aire de secado y del producto a secar, así como dimensiones de los elementos que forman el sistema (colector y cámara de secado), y los parámetros económicos, como el costo de la inversión y el periodo de retorno, así como los costos de operación y mantenimiento (Esteban, 2015).

2.2 Secadores solares

El secado solar ha existido desde tiempos muy remotos, sin embargo, los métodos tradicionales que consisten solo en poner la materia prima bajo el sol tienen diferentes deficiencias, tales como el contacto con la fauna local, lluvias, vientos, etc. Por lo que la mejora en este tipo de secado se ha ido perfeccionando con el paso de los años. Actualmente existen una gran variedad de diseños de secadores solares los cuales según (Masías, 2019) se clasifican de acuerdo con el modo de calentamiento y el modo en el uso de la energía solar. En términos generales, los secadores solares se clasifican como: secadores pasivos o de circulación natural, secadores activos o de circulación forzada y secadores solares híbridos. Además, existen tres subclases o modos de secado, distintas dentro de la clasificación primaria ya sea para secadores solares activos o pasivos. El secador directo o integral en donde el producto en la cámara de secado recibe directamente la radiación solar incidente, los secadores indirectos o distribuidos, que se caracterizan porque el producto se seca por aire previamente calentado en un colector solar, y los secadores solares de modo mixto, en los que el producto recibe radiación directamente y, también, ingresa aire precalentado por un colector.

2.3 Funcionamiento

Según el estudio realizado por (Ortega, 2011) el secador solar por convección de aire caliente consiste de un sistema combinado constituido de un colector donde es previamente calentado el aire y una cámara de secado donde se colocan los productos a secar. El colector, donde ingresa el aire por uno de sus lados a temperatura ambiente y sale por el otro lado a una mayor temperatura, está previamente aislado para mantener el calor dentro de él y minimizar las pérdidas de calor. Utiliza un cobertor de vidrio para retener el calor de la energía solar por el efecto invernadero. La radiación solar atraviesa la cubierta de vidrio e impide que la radiación que se refleja escape fuera del colector, calentando la placa negra y las paredes del colector. La cámara de secado está diseñada de tal manera que haya un flujo de aire ininterrumpido dentro de este teniendo una entrada en la parte inferior que está conectada al colector y una salida en la parte superior a través de una chimenea; el aire caliente que ingresa se encuentra a su paso con el producto fresco y por efecto del intercambio de calor lo va deshidratando el producto.

2.4 Tipos de Secadores solares

2.4.1 Secadores pasivos o de circulación natural

En este secador el aire se mueve por la diferencia de temperaturas en las distintas partes del equipo, que promuevan la convección térmica del aire, por lo que no se necesita energía externa. La circulación por convección natural permite el funcionamiento del equipo en zonas donde no hay suministro de energía eléctrica (López, 2011). Estos secadores a menudo son llamados pasivos para distinguirlos de sistemas que emplean ventiladores para transportar el aire a través de la cosecha. Estos últimos son llamados secadores solares activos. Son superiores operacionalmente y económicamente competitivos con los secadores abiertos al sol (Ekechucwu & Norton, 1997, como se citó en López, 2011).

2.4.2 Secadores solares directos de convección natural

El secador solar directo más básico es el de tipo gabinete o armario, éste tiene unidades relativamente pequeñas para secar cantidades menores de productos domésticos tales como frutas, vegetales, carne, etc. (Ekechucwu & Norton, 1997).

Este secador solar consiste en una cámara de secado cubierta de una hoja transparente, que permite que la radiación solar incida sobre el producto a secar. Se dice que el colector y la cámara de secado están juntos, en el caso de la cámara funciona como un colector solar al recibir la radiación. Algunas ventajas de este método son que se aprovecha mejor la energía proveniente del sol para evaporar agua del producto a secar ya que la radiación se absorbe directamente en el producto y que la presión de vapor de la superficie del producto crece por la absorción de la radiación solar; es económico por que la cámara de secado y el colector solar se encuentran acoplados en una misma unidad. Como desventajas se tiene que es poco confiable el proceso debido a que algunos productos alimenticios son sensibles a la radiación solar lo que puede provocar una baja calidad en el producto terminado; no se recomienda para algunos productos que son sensibles a la radiación solar. El tiempo de secado es mayor al de otros equipos (López, 2011).

En la ilustración 7 se muestra un esquema general de cómo está diseñado un secador solar pasivo de gabinete con circulación natural.

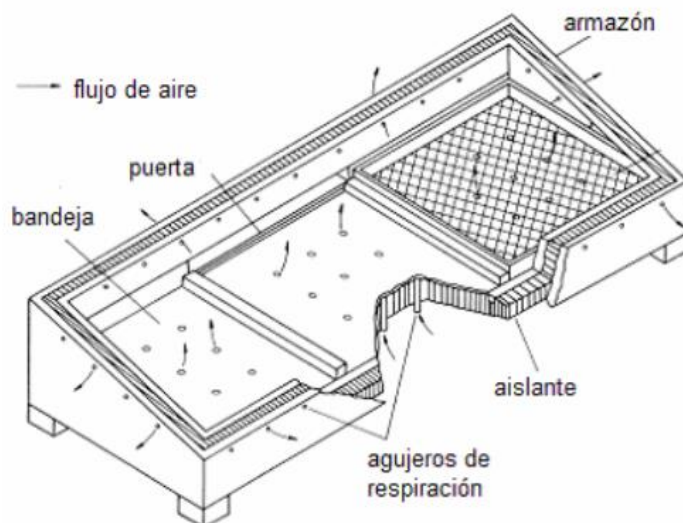


Ilustración 7: Secador solar pasivo de gabinete con circulación natural (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en López, 2011).

Otro tipo de secador solar directo es el de tipo invernadero de circulación natural que es, esencialmente, un invernadero modificado con la finalidad de controlar el flujo de aire para reducir la humedad del producto a secar. Este tipo de secador permite un mayor grado de control en el proceso de secado respecto al del tipo gabinete. Los primeros diseños fueron realizados con un techo de vidrio a dos aguas, sin embargo, en la actualidad predominan diseños con cobertores de polietileno o policarbonato transparente sobre una estructura tipo parabólica o semicilíndrica como se aprecia en la figura. Estos secadores solares permiten un mejor flujo de aire desecante en comparación con los secadores solares tipo gabinete (Masías, 2019).

En la ilustración 8 se muestra un esquema general de cómo está diseñado un secador solar de circulación natural tipo invernadero.

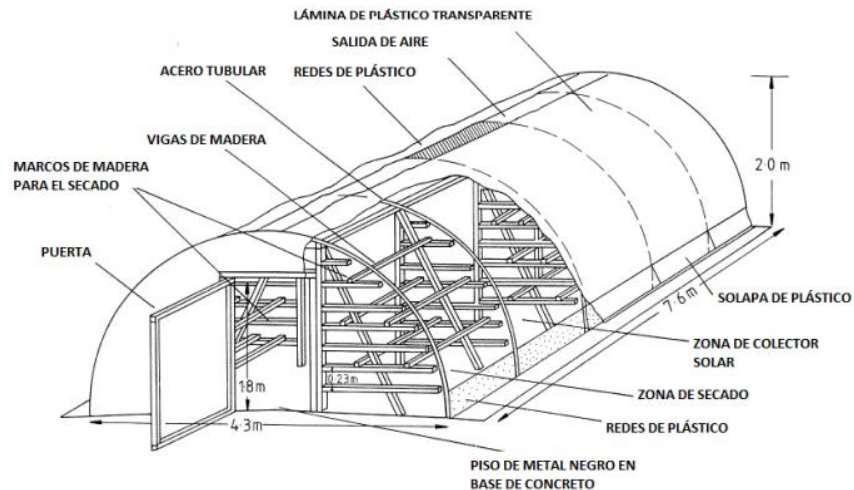


Ilustración 8 Secador solar de circulación natural tipo invernadero (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.3 Secadores solares indirectos de convección natural

En estos secadores solares, el producto se encuentra en bandejas ubicadas dentro de una cámara de secado opaca y se calienta por el aire circulante que proviene del colector solar. En éstos la radiación solar no incide directamente sobre el producto por lo que la calidad del producto es mayor que la obtenida en el secado solar directo. Los secadores solares indirectos de convección natural permiten obtener mayores temperaturas de secado en el producto sin sacrificar el nivel de calidad de la producción. Tomando en cuenta los términos económicos, generalmente, son más costosos que los secadores directos (Masías, 2019).

En la siguiente figura se muestra un esquema general de cómo está diseñado un secador solar indirecto de convección natural, donde las partes más importantes son:

- un colector de energía solar para el calentamiento de aire
- una cámara de secado
- una chimenea

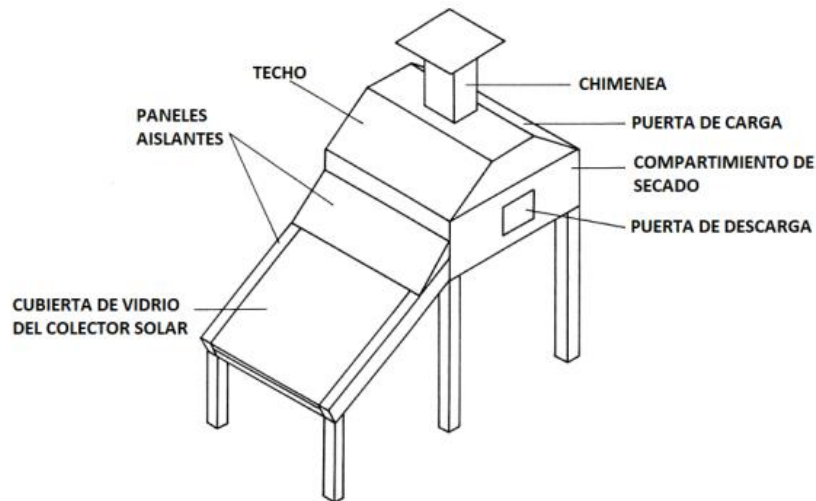


Ilustración 9: Secador solar de circulación natural tipo indirecto (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.4 Secadores solares mixtos de convección natural

Estos secadores combinan las características de los secadores tipo integrales (directos) y del tipo distribuidos (indirectos). La acción combinada de la radiación solar que incide directamente sobre el producto y el precalentamiento en un calentador solar de aire suministra el calor requerido en el proceso de secado. Un secador con circulación natural modo mixto, puede tener las mismas características estructurales que el secador tipo distribuido, la diferencia principal es que las paredes de la cámara de secado son de vidrio para que la radiación incida directamente sobre el producto como en los secadores tipo integral (López, 2011).

En la siguiente ilustración se muestra un esquema general de cómo está diseñado un secador solar mixto de convección natural.

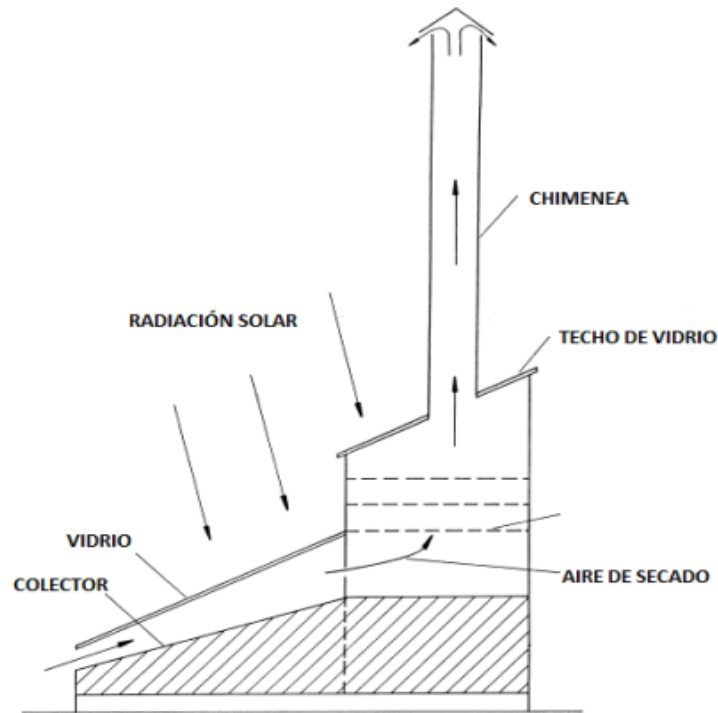


Ilustración 10: Secador solar de convección natural tipo mixto (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.5 Secadores activos o de circulación forzada

En este secador el aire se mueve por un ventilador que consume energía mecánica o eléctrica, en el secado de productos agrícolas la circulación forzada facilita el diseño de equipos de mayor tamaño y permite mayor libertad en la colocación de diversos elementos que integran el equipo. Se pueden obtener velocidades de flujo de aire entre 0.5 y 1.0 m/s. Dentro de los secadores solares que utilizan este tipo de circulación de aire se pueden encontrar secadores con circulación de aire con flujo cruzado, de flujo concurrente o de flujo encontrado. Existe una variedad de secadores solares activos que pueden ser clasificados en: tipo integral, tipo distribuido y secadores de tipo mixto (López, 2011).

2.4.6 Secadores solares directos de convección forzada

Al igual que los secadores solares directos de convección natural, éstos se caracterizan porque la energía solar incidente tiene un efecto directo sobre el producto a secar y, además,

no presentan una cámara de secado por separado. A diferencia de los secadores solares directos de convección natural, los secadores solares que predominan en esta categoría son los de tipo invernadero, es por ello que es poco común el uso de secadores de tipo gabinete de convección forzada (Masías, 2019).

La siguiente ilustración muestra un secador solar directo tipo invernadero con circulación forzada por medio de un soplador de aire, en el cual la radiación solar ingresa a través de la cubierta de vidrio hacia el producto.

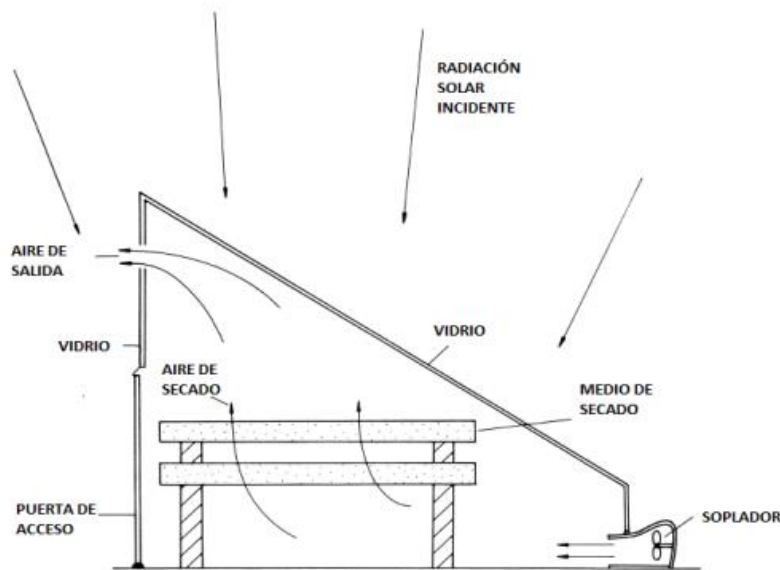


Ilustración 11: Secador solar de circulación forzada tipo invernadero (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.7 Secadores solares indirectos de convección forzada

Los secadores solares indirectos de convección forzada presentan un colector solar y una cámara de secado por separado, unidos mediante ductos por donde fluye el aire caliente. Además, este tipo de secadores se caracterizan por la presencia de ventiladores con el fin de obtener una convección forzada. La ubicación de los ventiladores no se considera un aspecto crítico dentro del diseño de este tipo de secadores solares; sin embargo, se recomienda localizarlos a la entrada de aire del colector con la finalidad de ser fácilmente desacoplado para el mantenimiento y reparación (Masías, 2019).

En la ilustración 12 se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un secador indirecto de convección forzada.

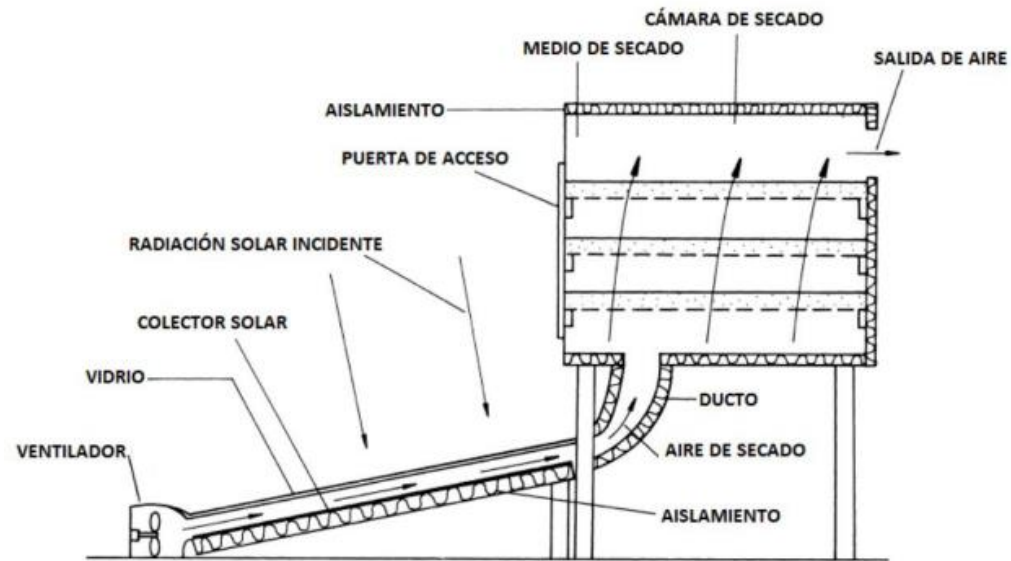


Ilustración 12: Secador solar de circulación forzada tipo indirecto (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.8 Secadores solares mixtos de convección forzada

Este tipo de diseño no es muy frecuente en el diseño de secadores solares activos. Los diseños de modo mixto combinan algunas características de los del tipo integral y de los distribuidos. Los secadores tipo mixto comprende los siguientes componentes: a) un calentador solar de aire, b) conductos de aire, c) una cámara de secado separada y un d) ventilador como en los secadores de tipo distribuido. Sin embargo, la cámara de secado es de vidrio para que el producto absorba directamente la radiación solar como en un secador tipo integral (López, 2011).

En la ilustración 13 se muestra de forma clara la distribución de los elementos de un secador solar mixto de convección forzada.

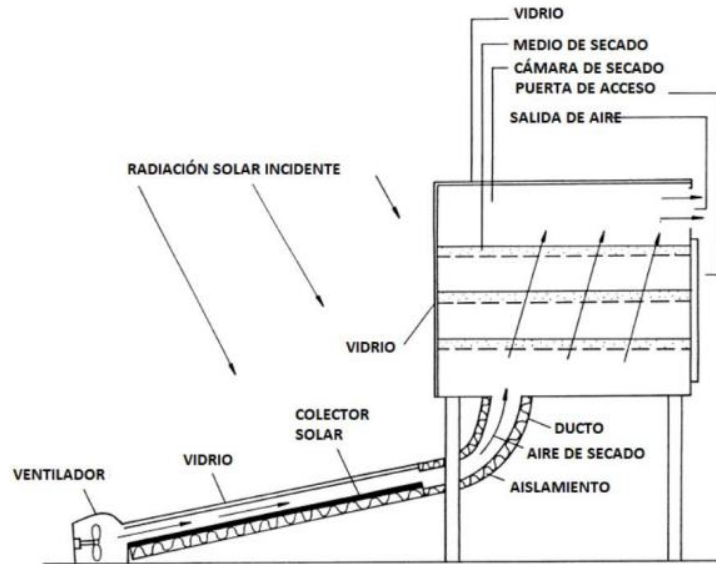


Ilustración 13: Secador solar de circulación forzada tipo mixto (Ekechukwu & Norton, 1999, como se citó en Masías, 2019).

2.4.9 Secadores solares híbridos

El propósito de diseño de los secadores solares híbridos es idéntico a los demás secadores solares, sin embargo, se caracterizan por usar otros medios para calentar el aire que se incorpora al sistema. Algunos secadores híbridos como se muestra en la ilustración 14 incluyen unidades auxiliares para el calentamiento del aire con la finalidad de aumentar la velocidad de secado. Esta unidad adicional puede ser un calentador eléctrico, un quemador de biomasa, un quemador de gas GLP, calentadores accionados por energía solar fotovoltaica, etc. (Masías, 2019).

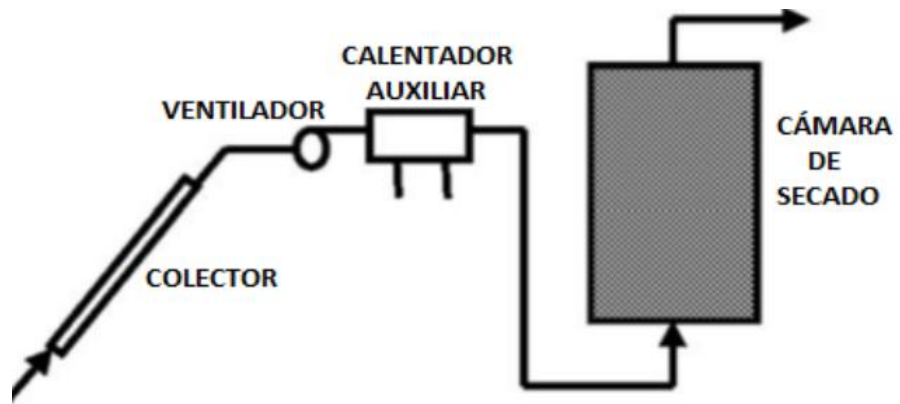


Ilustración 14: Secador solar híbrido con unidad auxiliar (Fudholi, Sopian, Ruslan, Alghoul, & Sulaiman, 2010, como se citó en Masías, 2019).

Capítulo III: Teoría termodinámica

3.1. Conceptos de transferencia de calor aplicados al secado solar

La transferencia de calor es un proceso de propagación del calor de un sitio a otro, produciéndose cuando hay un gradiente térmico de temperaturas, el proceso persiste hasta que se igualan las temperaturas (equilibrio térmico), habiendo una transferencia de energía entre ellos, a través de cambios en la presión, la temperatura y volumen.

Existen tres modos distintos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. De acuerdo a Young & Freedman (2009), las fórmulas son las siguientes:

Conducción: Es la transferencia de calor que se produce a través del contacto directo entre dos cuerpos, sean sólidos, líquidos o gaseosos, cuando existe una diferencia de temperatura y en virtud del movimiento de sus partículas del cuerpo caliente al más frío, matemáticamente se expresa como:

$$Q = \frac{dQ}{dt} = kA \frac{T_H - T_C}{L} \quad (3.1)$$

Donde:

Q = Calor

t = Tiempo

L = Largo

T_H = Temperatura mayor

T_C = Temperatura menor

k = Conductividad térmica

A = Área

Convección: La transmisión de calor por convección es la transferencia de calor debido al movimiento molecular de un fluido (gas o líquido), puede haber una convección natural o una convección forzada (o combinación de ambas).

$$Q = hA(T_s - T_F) \quad (3.2)$$

Donde:

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección

A es la superficie en la cual tiene lugar la transferencia de calor

T_s es la temperatura de la superficie

T_F es la temperatura del fluido lejos de la superficie.

Radiación: Es la radiación electromagnética emitida por los cuerpos por encima de una temperatura del cero absoluto. En ausencia de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas, debido a que todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas, matemáticamente se expresa como:

$$Q = Ae\sigma(T - T_s) \quad (3.3)$$

Donde:

Q : es la corriente de calor.

A : área superficial.

e : la emisividad e de la superficie (un número puro adimensional entre 0 y 1).

T : es la temperatura en Kelvin.

T_s : temperatura del ambiente.

σ = Constante de Stefan-Boltzmann con un valor de $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/ (m}^2\text{K}^4\text{)}$.

3.1.1 Convección forzada

La convección forzada se da cuando el fluido involucrado en el proceso es movido gracias a medios externos, como una mano al momento de agitarla para enviar aire a la tortilla o un ventilador en un equipo de cómputo. Este mecanismo se basa en que un fluido (líquido o gas) fluya sobre una superficie de un sistema dado, el cual puede ser un sólido o líquido

estacionario. En términos más profundos, las moléculas del fluido que entran en contacto con la superficie del sistema toman o depositan calor a medida que se mueven a lo largo del mismo, siendo esta capacidad de tomar o entregar calor dependiente de varios factores como la geometría del sistema, la velocidad del fluido, sus propiedades térmicas, el acabado de la superficie, etcétera, sin olvidar la diferencia de temperaturas presente entre la superficie del sistema y la temperatura del fluido. La capa límite es un concepto teórico introducido a principios del siglo pasado el cual se enfoca en el comportamiento que presenta la velocidad de un fluido al moverse sobre una superficie fija, o viceversa. El fluido está conformado por moléculas. Cuando el fluido se mueve a través de una corriente libre (sin obstáculos), todas las moléculas se mueven en la misma dirección a la misma velocidad. Sin embargo, cuando entran en contacto con una superficie fija, las moléculas que se encuentran más cerca de la superficie se frenan drásticamente (su velocidad cae a cero) debido a los esfuerzos viscosos presentes en la interfase sólido-líquido.

Por otra parte, las moléculas más alejadas de la superficie (dirección perpendicular a la dirección del fluido) mantienen la velocidad a la que se movía el flujo sin obstáculos. En el intermedio entre estos dos puntos, las moléculas se ven afectadas por el frenado de la primera capa de moléculas y la corriente libre del fluido de las moléculas más alejadas a la superficie, lo que produce un incremento de la velocidad del fluido en esta dirección. Así, a medida que se avanza sobre la longitud característica del sistema (longitud de la placa o superficie), se puede observar la formación de una frontera delimitada por el fluido que alcance el 99% de la velocidad libre del mismo. Esta frontera es conocida como Capa límite de velocidad la cual define la zona en la que las fuerzas inerciales tienen un mayor impacto que las fuerzas viscosas (Universidad de Guanajuato, 2022).

3.2. Números adimensionales

3.2.1 Numero de Reynolds

El aire es considerado como un compuesto de diferentes gases que se encuentran en la atmosfera terrestre, constituye una delgada capa fluida y turbulenta removiéndose con intensidad variable debida a grandes contrastes térmicos. Para determinar su comportamiento se utiliza el número de Reynolds, conceptualmente se trata de un numero de carácter

adimensional, que establece la relación entre las fuerzas de tipo inercial y las viscosas de un fluido en constante movimiento, se puede aplicar a cualquier tipo de fluido, El objetivo principal de este número es concretar el comportamiento del fluido, es decir, saber con certeza si este es laminar o turbulento. Es de tipo laminar cuando las fuerzas de tipo viscoso son las dominantes y, además, el fluido se mueve a una velocidad muy pequeña y con una trayectoria rectilínea. En cambio, el fluido es turbulento cuando las fuerzas de tipo inercial son las mayoritarias, en cuyo caso el fluido tiene cambios en la velocidad y con trayectorias de tipo irregular(IELOGIS, 2022).

Para calcular el número de Reynolds requiere de una serie de conocimientos matemáticos y hacer uso de la siguiente fórmula:

$$Re = (V * D) / \nu \quad (3.4)$$

V – la velocidad de flujo, m/s.

D – el diámetro hidráulico, no obstante, en secciones transversales es igual al diámetro interno del tubo.

ν – viscosidad cinemática, m²/s.

Además, el tipo de flujo también se puede determinar con el número de Reynolds:

Flujo laminar: $Re < 2300$.

Flujo turbulento: $Re > 2300$.

3.2.2 Numero Nusselt

De acuerdo a Thermal Engineering (2023) el número de Nusselt es un número adimensional, llamado así por un ingeniero alemán Wilhelm Nusselt. El número de Nusselt está estrechamente relacionado con el número de Péclet y ambos números se usan para describir la relación de la energía térmica que se convence al fluido con respecto a la energía térmica conducida dentro del fluido. El número de Nusselt es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie, y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie. El componente conductor se mide en las mismas condiciones que la convección de calor, pero con un fluido estancado. El número de

Nusselt para la capa límite térmica lo que es el coeficiente de fricción para la capa límite de velocidad. Por lo tanto, el número de Nusselt se define como:

$$NU_L = \frac{hL}{k_f} \quad (3.5)$$

Donde:

k_f es la conductividad térmica del fluido [W / mK]

L es la longitud característica [m]

h es el coeficiente de transferencia de calor por convección [W / m² *K]

La ecuación anterior define el número de Nusselt. Por lo tanto, el número de Nusselt representa la mejora de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa de fluido. Un número de Nusselt de $NU_L = 1$ para una capa de fluido representa la transferencia de calor a través de la capa por conducción pura. Cuanto mayor sea el número de Nusselt, más efectiva será la convección. Un número mayor de Nusselt corresponde a una convección más efectiva, con un flujo turbulento típicamente en el rango de 100-1000. Para flujo turbulento, el número de Nusselt suele ser una función del número de Reynolds y el Número Prandtl.

3.2.3 Numero de Grashof

De acuerdo a Thermal Engineering(2023), el número de Grashof es un número adimensional, llamado así por Franz Grashof. El número de Grashof se define como la relación entre la fuerza de flotación y la fuerza viscosa que actúa sobre un fluido en la capa límite de velocidad. Su papel en la convección natural es muy similar al del número de Reynolds en convección forzada.

El número de Grashof se define como:

$$GR = \frac{g\beta(T_{wall}-T_{\infty})L^3}{\nu^2} \quad (3.6)$$

dónde:

g es la aceleración debido a la gravedad de la Tierra

β es el coeficiente de expansión térmica

T_{wall} es la temperatura de la pared

T_{∞} es la temperatura a granel

L es la longitud vertical

ν es la viscosidad cinemática.

Para gases $\beta = 1 / T$ donde la temperatura está en K. Para líquidos se puede calcular β si se conoce la variación de densidad con temperatura a presión constante. Para una placa plana vertical, el flujo se vuelve turbulento para un valor de $Gr > 10^9$. Al igual que en la convección forzada, la naturaleza microscópica del flujo y las correlaciones de convección son claramente diferentes en las regiones laminar y turbulenta.

El número de Grashof está estrechamente relacionado con el número de Rayleigh, que se define como el producto del número de Grashof, que describe la relación entre la flotabilidad y la viscosidad dentro de un fluido, y el número de Prandtl, que describe la relación entre la difusividad de momento y la difusividad térmica.

3.2.4 Numero de Rayleigh

De acuerdo a Thermal Engineering(2023), el número de Rayleigh es un número adimensional, llamado así por Lord Rayleigh. El número de Rayleigh está estrechamente relacionado con el número de Grashof y ambos números se usan para describir la convección natural (Gr) y la transferencia de calor por convección natural (Ra). El número de Rayleigh se define simplemente como el producto del número de Grashof, que describe la relación entre flotabilidad y viscosidad dentro de un fluido, y el número de Prandtl, que describe la relación entre la difusividad de momento y la difusividad térmica.

$$Ra_x = Gr_x Pr \quad (3.7)$$

El número de Grashof se define como la relación entre la fuerza de flotación y la fuerza viscosa que actúa sobre un fluido en la capa límite de velocidad. Su papel en la convección natural es muy similar al del número de Reynolds en convección forzada.

El número de Rayleigh se utiliza para expresar la transferencia de calor en convección natural. La magnitud del número de Rayleigh es una buena indicación de si la capa límite de convección natural es laminar o turbulenta. Las correlaciones empíricas simples para el número de Nusselt promedio, Nu , en convección natural son de la forma:

$$Nu_x = C.Ra_x^n \quad (3.7.1)$$

Los valores de las constantes C y n dependen de la geometría de la superficie y el régimen de flujo, que se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. El valor de n suele ser $n = 1/4$ para flujo laminar y $n = 1/3$ para flujo turbulento.

El número de Rayleigh se define como:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_{wall}-T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.8)$$

Donde:

g es la aceleración debido a la gravedad de la Tierra

β es el coeficiente de expansión térmica

T_{wall} es la temperatura de la pared

T_∞ es la temperatura a granel

L es la longitud vertical

α es difusividad térmica

ν es la viscosidad cinemática.

Para gases $\beta = 1 / T$ donde la temperatura está en K. Para líquidos se puede calcular β si se conoce la variación de densidad con temperatura a presión constante. Para una placa plana vertical, el flujo se vuelve turbulento por un valor de:

$$Ra_x = Gr_x Pr > 10^9$$

3.3 Transferencia de masa

Cuando existe un movimiento de masa ya sea físico o químico a través de un proceso que obliga a la materia a transferirse por distintos métodos, decimos que existe transferencia de materia, en el caso de los deshidratadores solares, la transferencia de masa se presenta en la extracción de humedad, donde la materia introducida pierde humedad y algunas moléculas debido al arrastre del aire caliente que desprende pequeñas cantidades de agua, este proceso se puede representar en la ilustración 15:

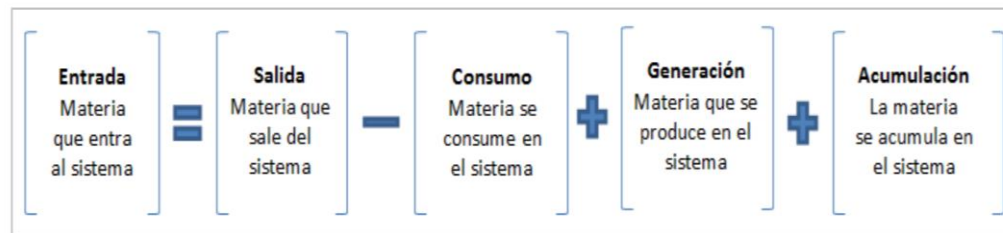


Ilustración 15: Ecuación general de balance de materia obtenido de https://dmd.unadmexico.mx/contenidos/DCSBA/BLOQUE1/BI/04/BBME/unidad_01/descargables/BBME_U1_Contenido.pdf

De manera simplificada en procesos sin reacciones químicas podemos decir que tenemos el siguiente balance:

$$[Acumulación] = [Masa_{entrada}] - [Masa_{salida}] \quad (3.9)$$

Para términos del estudio del deshidratador la acumulación se tratará de los residuos deshidratados de los diferentes productos post secado.

Para que los productos conserven en su mayoría sus nutrientes y sus características organolépticas, de acuerdo a su porcentaje de humedad debe ser entre menor al 21 %, para productos deshidratados la humedad crítica se encuentra entre el 5 y 2.5 %, contenido de humedad mínimo para evitar daños significativos al material.

3.4 Calor latente: cambio de fase

Cuando existe transferencia de energía, de un cuerpo caliente a otro más frío en forma de calor, siempre sucederá que ocurra en algún punto un equilibrio térmico entre los dos cuerpos, existiendo casos de materiales que al alcanzar cierta temperatura sufren un cambio

de fase al adsorber la energía en forma de calor llegando a una temperatura de fusión o ebullición. Cuando se trasfiere energía se producen variaciones de temperatura, de acuerdo a las características de los materiales puede haber adsorción de calor, cambio de forma y fase, estos cambios de fase aparente, suceden por un cambio de energía interna, pero no de temperatura (González, 2010).

La energía Q necesaria para cambiar la fase de una sustancia pura es

$$Q = \pm mL_a \quad (3.10)$$

Donde L_a es el llamado calor latente de la sustancia y depende de la naturaleza de la fase de cambio, así como de la sustancia y m es la masa de la sustancia.

De acuerdo a Solano Valles(2006) en sus datos recabados de Corvalán et al(1992), durante el secado, se requiere calor para evaporar el agua internar del producto, el calor latente de vaporización para evaporar 1 kg de agua, tiene una correlación directa con la temperatura, en promedio puede tomarse como 2450 kJ/kg

3.5 Condiciones solares

Dentro de las condiciones a considerar para estimar características técnicas del secador tenemos las condiciones solares. la radiación térmica, es la radiación que emite un cuerpo en forma de calor, debido a la transferencia de calor de un cuerpo a otro, en este caso del sol a la superficie terrestre, las zonas, en definición de la IDEAM(2023), la radiación térmica es: “La energía emitida por el Sol, que se propaga en todas las direcciones a través del espacio mediante ondas electromagnéticas y se genera en las reacciones del hidrógeno en el núcleo del Sol por fusión nuclear y es emitida por la superficie solar”. Para cada parte de la tierra la radiación solar tiene cierta intensidad a lo largo del año, esto se debe a la rotación de la tierra sobre el sol, ocasionando diferentes que los días tenga diferentes horas solares, esto se explica mediante la geometría solar(véase ilustración x), no todas estas horas con iluminación solar son aprovechables para la energía solar, pero solo una tercera parte en promedio llamadas horas picos son las que ofrecen un máximo rendimiento en las tecnologías solares, donde el puntos más alto del sol al encontrarse a los 90 grados es llamado cenit, a partir de ese puntos las horas picos se distribuyen adelante y hacia atrás en el horario, agregando un par de horas

en ambos bordes para considerar las horas útiles solares para las tecnologías solares. De acuerdo AMEVEC (2022) México cuenta con un promedio de horas luz solar de 11 horas en invierno y de casi 13 horas en verano, con un promedio de 12 horas diarias

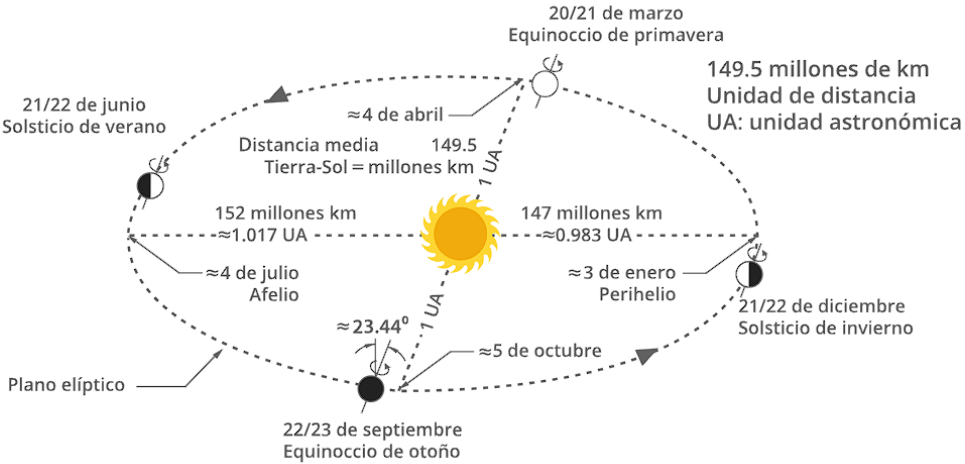


Ilustración 16: Movimiento de la Tierra alrededor del Sol, basada en Iqbal, An Introduction to Solar Radiation, 2, 1983. Obtenida de Guadarrama (2019)

En la ilustración 17 se muestra las horas pico anuales medidas por el departamento de Geofísica de la UNAM. La radiación solar, de acuerdo a Limón Portillo (2020) en el sitio web ciep.mx, se encuentra en 5.5 kWh /m² promedio en hora pico

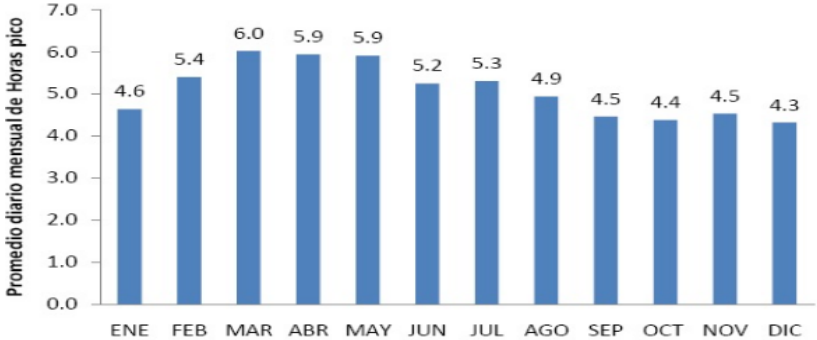


Ilustración 17: Grafica de promedio mensual de radiación solar en la CDMX obtenido del departamento de Geofísica de la UNAM (2014)

3.6 Contenido de humedad

Un alimento está constituido por muchos componentes. Para propósitos de secado se considera que está formado solamente por agua y material seco. Para calcular los aproximados se tienen las siguientes formulas tomadas de Strumillo y Kudra citadas en Dávila Nava (2004)pagina 52:

Base seca:

$$X_{seca} = \frac{\text{Kg de humedad}}{\text{Kg de material seco}} \quad (3.11)$$

la base húmeda:

$$X_{húmeda} = \frac{\text{Kg de humedad}}{\text{Kg de material humedad}} \quad (3.12)$$

Capítulo IV: Criterios de diseño

4.1 Criterios para el diseño del deshidratador solar

Para diseñar un deshidratador que cumpla con los requerimientos técnicos del deshidratado de los productos objetivo, y con el fin de garantizar y conservar la mayoría de sus propiedades nutrimentales, es de importante realizar un prototipo que cumpla con la deshidratación sin comprometer que el producto pierda la mayoría de su calidad, eso se hará en base a ciertas consideraciones promedio.

4.1.1 Consideraciones de masa

Para poder realizar un secado de buena calidad, se debe enfocar en poder realizar el proceso de deshidratado con las condiciones necesarias para el producto objetivo, considerando la cantidad de agua a extraer del producto y cuantos Kg de masa se pretende deshidratar en un determinado tiempo. Para este diseño se plantea la mejor forma de introducir el material al secador solar; de acuerdo a la literatura revisada en los anteriores temas, la forma más eficiente para el secado de frutas es córtalas en rodajas, esto para exponer el interior de la fruta, ya que el exocarpo no permitirá el tránsito de la humedad hacia el exterior de la fruta.

La cantidad promedio a tratar de acuerdo a los productores del invernadero donde se harán las pruebas son 10 kg de fresas semanales, a partir de esta información se pueden realizar los dimensionamientos de aire, y calor necesario para el secador solar.

El principal objetivo del deshidratador es que el contenido de agua inicial de la mayoría de los productos agrícolas varía entre el 30% y 90% de la masa original; mediante el deshidratado este contenido de agua es reducido a valores por debajo del 20%, preferiblemente un 15 % en frutas(CHAN GONZÁLEZ, 2010).

Entonces, si se tiene que al introducir 10 Kg de fresa semanalmente, el contenido debe verse reducido un 85%, entonces calculando la masa:

$$M_{post-secado} = 10 \text{ Kg} * 0.15 = 1.5 \text{ Kg}$$

La consideración diaria propuesta de secado por 5 días semanales es:

$$M_{post-secado,diaria} = \frac{3 \text{ Kg}}{5 \text{ día}} = 0.6 \text{ Kg/día}$$

4.1.2 Consideraciones climáticas y geográficas

Para realizar un diseño eficiente, éste debe estar acoplado a las condiciones geográficas de la CDMX, principalmente hacer las consideraciones de las horas de radiación solar útil para el secado, y como estas cambian a lo largo del año para hacer las consideración y ajustes para el diseño final, además de tener que considerar la humedad del lugar, para que esta no sea un problema para el secado

De acuerdo a la página de la organización INEGI (2010), la zona donde se probará y se hará las consideraciones de acuerdo a datos recolectados por el gobierno estatal, los cuales son:

Datos geograficos de la zona de la CDMX	
Ubicación geográfica	Tiene coordenadas extremas que van de 19° 03´ a 19° 36´ de latitud norte y de 98° 57´ a 99° 22´ de longitud oeste. La altitud va aumentando de norte a sur, aunque la altura significativa es de 2,240 msnm.
Rango de temperatura	<p>Encontrándose a una altitud superior a 2,000 msnm, la CDMX cuenta con cuatro tipos de clima:</p> <p>Templado subhúmedo: temperatura media anual entre 12° a 18° C, grado de humedad intermedio, temporada lluviosa en verano, precipitación total anual que va de menos de 600 mm en el noroeste a menos de 1,500 mm en la porción occidental.</p> <p>Semifrío subhúmedo: temperatura media anual entre 5° y 12° C y precipitación total anual entre 1,200 a menos de 1,500 milímetros.</p> <p>Semifrío húmedo (C(E)(m)): hacia el sureste de la CDMX, considerada la región más húmeda de la capital, con abundantes lluvias en verano, temperatura media anual entre 5° y los 12° y precipitación total anual mayor a 1,200 mm al año.</p>

	Clima semiseco templado: temperatura media anual entre 12° y 18° C y precipitación total anual menor de 600 mm.
--	---

4.1.3 Consideraciones solares

Para calcular el volumen necesario de aire y su temperatura de introducción al secador solar mediante un colector solar, es necesario tener los datos solares de la zona, la irradiancia directa, así como las horas picos a lo largo del año. Para ello se considerarán la hora más alta del sol llamada zenit, como un punto de partida, donde los extremos estarán dados por las horas pico solares, y dos horas extras ampliadas en la mañana y tarde, teniendo un promedio de 8-9 horas útiles de sol para el secado.

4.1.4 Consideraciones técnicas

Las consideraciones técnicas se toman en cuenta para conservar gran parte de la propiedades nutrimentales el deshidratado de la masa, para poder desarrollar un prototipo que cumpla con las condiciones de volumen de aire, con una temperatura mínima requerida, que la velocidad del flujo de aire sea apropiada para el secado y extracción de la humedad, además de que el diseño interno sea de charolas la capacidad de sostener la demanda de un determinado tiempo, cumpliendo las normas de sanidad nacionales y por último el prototipo debe ser capaz de manejar la extracción de jugos de una manera eficaz. El garantizar las condiciones de secado dentro del deshidratador se hará en base a las condiciones geográficas, realizando los cálculos para obtener la temperatura y volumen de aire necesario para el secado, de acuerdo a la radiación solar del lugar y la humedad del ambiente. Por ello se listan las consideraciones más importantes:

- Cantidad y tipos de productos que se desea secar
- Temporadas de cosecha, si es temporal o todo el año
- Características climatológicas y geográficas de la zona
- Humedad, radiación solar, dirección de las corrientes de viento
- Geometría solar
- Dirección, ángulo de inclinación.

- Diseño desde 0 o uso de partes existentes en el mercado

4.1.4.1 Calidad y tipo de materiales

Para el diseño final es de vital importancia elegir los materiales apropiados para la construcción del diseño, estos materiales deben tener una gran duración, conservar el calor dentro del deshidratador, con buenas características de resistencia a la pérdida de calor, deben soportar las condiciones climáticas de la zona, no sufrir repercusiones el proceso de deshidratado, así como no tener problemas con los jugos del material deshidratado y sin olvidar debemos buscar las mejores opciones locales.

Materiales considerados para el secador solar

- Hojas de acero inoxidable: usada para el interior de la cara de secado y soportar la humedad como los posibles escurrimientos.
- Hojas de unicel de 1 cm: como aislante para evitar pérdidas de calor.
- Hojas de lámina galvanizada: usada como recubrimiento interior del colector.
- Ángulo para estructura: será utilizada para construir por separado el colector y la cámara de secado, ya que tiene la resistencia para sostener decenas de kg.
- Hojas de policarbonato: ideales para las paredes del colector y la cámara de secado, al ser de un material plástico resisten la intemperie y los cambios bruscos del clima.
- Hoja de acrílico: para el colector solar se usará como un cristal que dejar pasar la mayor parte de la radiación solar con el fin de calentar la placa que estará en medio del colector solar.
- Placa de aluminio: el aluminio es un excelente conductor que ayudara a transmitir el calor irradiado por el sol al aire dentro del colector, ocasionando un flujo de aire para convección.

4.1.4.2 Dimensionamiento de la cámara de secado

El dimensionamiento de la cámara de secado es de gran importancia para el prototipo, debido a que dentro de esta se colocaran las charolas del producto a secar, aunado a esto dicha cámara debe cubrir la demanda semanal de producto que se pretende secar, la cual según los encargados del invernadero corresponden a 10 kg semanales lo que lleva a una producción diaria de 4 kg en un promedio de 5 días hábiles.

Para determinar las dimensiones internas de la cámara de secado es necesario establecer las medidas, cantidad y tipo de charola que se colocara dentro de esta, ya que en base a las charolas se determinaran las medidas internas de la cámara. Para elegir las medidas y la cantidad de charolas adecuadas es necesario saber cuánta área ocupa el producto por cada kilogramo y en base a esto establecer un tipo de charola que exista en el mercado que se adapte a la producción del invernadero. Dicho lo anterior se estableció como producto base a la fresa ya que es uno de los productos del invernadero que puede llegar a ocupar una mayor área debido a su tamaño.

4.1.4.3 Dimensionamiento de las charolas para el producto

Área por kilogramo de producto: El cálculo de área ocupada por kilogramos de producto se realizó de manera experimental, utilizando 1 kilogramo de fresa como producto base. Dichas fresas se lavaron y se desinfectaron, para posteriormente ser cortadas en rodajas de entre 0.35 y 0.4 cm aproximadamente, ya que de acuerdo al trabajo de EPSEA (2007), y considerando la cita de Ángeles (2007) donde menciona que:

“El material a secar debe ser cortado en rodajas finas de 1/3 de cm, sin encimarlas, para que tengan buena ventilación”.

Dicho lo anterior en una superficie limpia y desinfectada (esto para mantener la inocuidad del producto) se colocaron una por una las rodajas de fresa, con una separación de 1 cm una de la otra como también de las orillas de la superficie como se muestra en la siguiente imagen.



Ilustración 18: Determinación de área ocupada por kilogramo de fresa. Fuente: elaboración propia.

Dando como resultado una superficie cubierta de 0.98 X 0.55 m, lo que da como resultado un área aproximada de 0.539 m² por kilogramo de fresa.

Para las charolas se optó por una opción más económica que las charolas de acero encontradas en el mercado nacional, descartando un modelo inicial, se optó por usar charolas de marco de madera con malla plástica con normativa alimentaria, por lo tanto se rediseño el interior, dejando 2 cm de separación por lado, para tener flujos laterales que ayuden a esparcir el calor, dando como resultado unas charolas con medidas de 0.96 X 0.66 m, con un área aproximada de 0.6336 m², siendo 0.0946 m más grande que lo dimensionado, decidiéndose no aumentar la cantidad de 1 kg de fresa por nivel, estos se debe a la variabilidad del tamaño de la fresa, los cortes en variaran de acuerdo al tamaño de la fresa, al cubrir más área se puede ocasionar problemas en los flujos de aires, es por ello que debe considerase un excedente de área superficial.

4.1.4.4 Cámara de secado

Para el diseño de deshidratador solar, la primera consideración es la demanda diaria a secar, siendo de 2 kg diarios, para que la fresa pueda recibir el flujo de aire se hará a través de charolas perforadas, con un espacio de 0.539 m² por kilogramo de fresa. En el mercado actual podemos encontrar Charolas de 0.45 m por 0.65 m, con un área de 0.2925 m² y tenemos un área por kilo de 0.539 m² lo que equivale aproximadamente a dos charolas por kilogramo de

producto, lo que nos indica que la cámara de secado deberá tener espacio suficiente para introducir estas charolas además de considerar que la separación entre charolas 10 -12.5 cm según la literatura consultada.

4.1.4.5 Temperaturas límites de deshidratado

Las temperaturas a alcanzar se deben establecer de acuerdo a las características del producto, su naturaleza y el tamaño de las partículas también influyen en la intensidad del deshidratado. Muchos alimentos tienen una capa exterior de protección que impide que su interior se seque por completo. El nivel de secado de algunos productos puede facilitarse si el alimento se pela y/o se corta. Luego que la humedad de la superficie de un alimento se ha retirado por evaporación, la intensidad de secado depende de la velocidad con la que su humedad interna se dirige hacia su superficie, la que varía de un producto a otro, podemos basarnos en la tabla.

Tabla 1: Temperatura de deshidratación obtenida de Cabascango & De la Vega (2018)

PRODUCTO	TEMPERATURA RECOMENDADA
Hierbas	Mayor que 35° C
Vegetales	Mayor que 42° C
Frutas	Mayor que 50° C

4.1.4.5 Orientación e inclinación del colector solar

La dirección óptima para el mayor rendimiento es hacia el sur, sin embargo, a lo largo del año tenemos que hacer ajustes de acuerdo a la estación, en verano, por ejemplo, los rayos de Sol inciden de manera más perpendicular sobre el planeta. Es decir, que caen de forma más directa y concentrada, mientras que en invierno inciden en ángulo y no nos dan de lleno. Por eso hace más calor en verano, a pesar de que el Sol esté más alejado de la Tierra, Dado que cualquier tecnología de aprovechamiento solar es más productiva cuando los rayos solares son perpendiculares a sus superficies, por lo tanto, su mejor orientación es sin duda la que está directamente al sur, en un ángulo azimutal de 108 grados (MPPTSolar, 2022).

En cuanto a la inclinación óptima para todo el año, se obtiene un promedio entre la inclinación de verano e invierno, esta se mide con respecto a la relación entre la superficie del panel solar y la superficie de montaje con respecto al suelo, el cual se denomina plano horizontal. Se utiliza el siguiente método utilizado por la página web de (tarifasdeluz, 2022):

- Calcula el ángulo de inclinación sumando 15 grados a la latitud durante el invierno y restando 15 grados de la latitud durante el verano.

Cálculos

En invierno

$$\angle = 19^\circ + 15^\circ = 34^\circ$$

En verano

$$\angle = 19^\circ - 15^\circ = 4^\circ$$

Un promedio de inclinación para todo el año es:

$$\angle_{promedio} = \frac{\angle_{invierno} + \angle_{verano}}{2} = \frac{34^\circ + 4^\circ}{2} = \frac{38^\circ}{2} = 19^\circ$$

4.1.4.6 Actividad de agua

Algunos microorganismos causan sustancias tóxicas, necesitando agua para poder crecer y desarrollarse, para ello es importante reducir de gran manera la disponibilidad de agua dentro de los productos, a este parámetro se le conoce como actividad de agua⁴, es un factor determinante para mejorar la vida útil de los productos, ya que con una menor cantidad de agua es más difícil que los microorganismos prosperen y se multipliquen.

De acuerdo al estudio de De Michelis y Ohaco (s. f.), es aceptado que para que un producto deshidratado sea estable, es decir, las reacciones de degradación ocurren a muy baja velocidad y el desarrollo de microorganismos se ve impedido, el a_w debe ser de 0.6 o menor. En el caso de las frutas con altos contenidos de azúcares el valor 0.6 se obtiene para valores de humedad de entre 25 y 30 %. Mientras que en la mayoría de las hortalizas el contenido de

4 Conocido en sus siglas en inglés AW (Activity Water)

humedad, para a_w 0.6, oscila entre 9 y 14 %. Esto significa que también la composición del producto afecta el valor del a_w .

De acuerdo a (HIGIENE ALIMENTARIA, 2021), la a_w establece el rango de inicio y final del crecimiento de muchos microorganismos. La mayoría de ellos, incluyendo las bacterias patógenas, requieren una a_w por encima de 0.96 para poder multiplicarse y crecen más rápidamente a niveles de 0.99-0.98. Si los valores de a_w son menores que éstos, la velocidad de crecimiento de los microorganismos disminuye y la fase de latencia aumenta. En el límite inferior, cuando la a_w es menor de 0.60 no existe crecimiento microbiano, pero si puede haber microorganismos residentes en el alimento (que no lo degradan) durante largos periodos de tiempo.

6.1.4.7 Normativa

Para todo proceso industrial o controlado, nos debemos apegar a los requerimientos sanitarios y de control de calidad que marcan las normativas nacionales, entre las que consideraremos para el proceso de deshidratado y el diseño del deshidratador tenemos:

- Norma Oficial Mexicana NOM-120-SSA1-1994, Bienes y servicios. Prácticas de higiene y sanidad para el proceso de alimentos, bebidas no alcohólicas y alcohólicas. Esta normativa reduce significativamente el riesgo de intoxicaciones a la población consumidora, esta norma establece requisitos necesarios para todo el proceso de producción y empaquetado de productos comestibles.
- Norma Oficial Mexicana NOM-116-SSA1-1994, Bienes y servicios. Determinación de humedad en alimentos por tratamiento térmico. Método por arena o gasa. a establecer el procedimiento para determinar la humedad por tratamiento térmico con el método por arena o gasa y es aplicable a alimentos en general, con excepción de
- El reglamento de Control Sanitario de Productos y Servicios de la secretaría de salud, en su segunda sección, ARTÍCULO 17. Señala que los materiales, equipos, utensilios y envases que se empleen en la fabricación de los productos objeto de este Reglamento, no deberán contener sustancias tóxicas, y necesariamente serán inocuos y resistentes a la corrosión.

- La norma ISO 3506-1 :2009, es una norma que identifica los diferentes tipos de acero con una letra que indica la clase de acero y un número que indica el tipo de acero, seguido por un número de dos cifras que declara la clase de resistencia (expresada como la décima parte de la carga de rotura mínima).
- NMX-E-235-CNCP-2009: industria del plástico-bolsas de polietileno para uso en aseo, aplicaciones generales, guarderías, así como nutrición y dietética, que se utilizan en el sector salud-especificaciones y métodos de prueba.

4.2 Componentes de la cámara de secado

4.2.1 Curva a la entrada

Para mantener la ruta del aire caliente lo más uniformemente posible del colector a la entrada de la cámara, deben evitarse los cambios pronunciados de dirección, así como las perturbaciones para los flujos de aire, ya que según el trabajo realizado por (Goribar, 1997, como se citó en Cámara, 2017) se mencionan los siguientes criterios:

- *Los ductos deben seguir, en la medida de lo posible, la ruta más directa*
- *Los cambios de dirección pronunciados deben evitarse*
- *Si los ductos son rectangulares, no deben ser muy aplanados.*

En base a lo anterior, se decidió colocar una ligera curvatura frente a la entrada del aire caliente de la cámara de secado, con el fin de evitar ángulos pronunciados y tener una mejor dirección del aire.

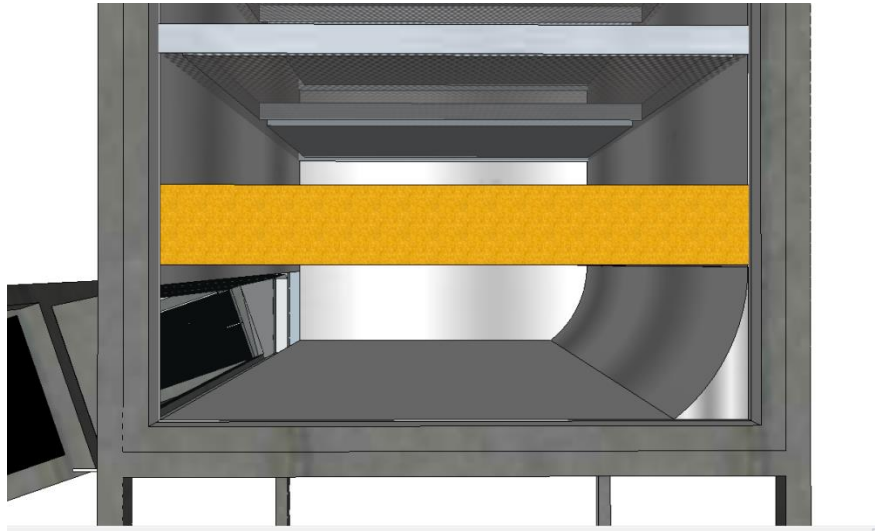


Ilustración 19: Cámara de secado. Curva de entrada. Elaboración propia

4.2.2 Difusor de aire

Una adecuada distribución de aire dentro de la cámara de secado es de vital importancia, ya que de esto dependerá que el secado se realice de forma uniforme, por lo que se decidió colocar un difusor de aire entre la curva de entrada y las charolas perforadas, esto de acuerdo al estudio realizado por (Rodríguez,2014) el cual dice:

“El difusor de aire es un elemento que se coloca tras la impulsión de aire que tiene como objetivo modificar la velocidad y dirección de la corriente suministrada para que de este modo el aire se distribuya homogéneamente por el local”.

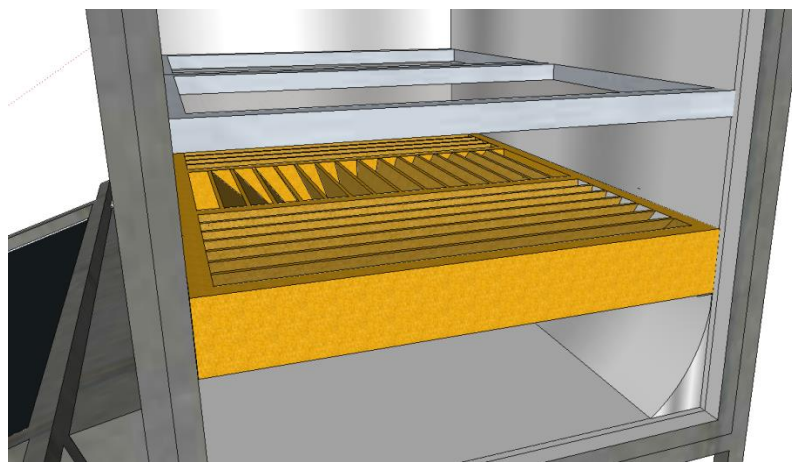


Ilustración 20: Cámara de secado. Difusor de aire. Elaboración propia.

El difusor puede realizarse de múltiples materiales, para el presupuesto obtenido para este proyecto se optó por un difusor hecho de madera, como se muestra en la ilustración 21.

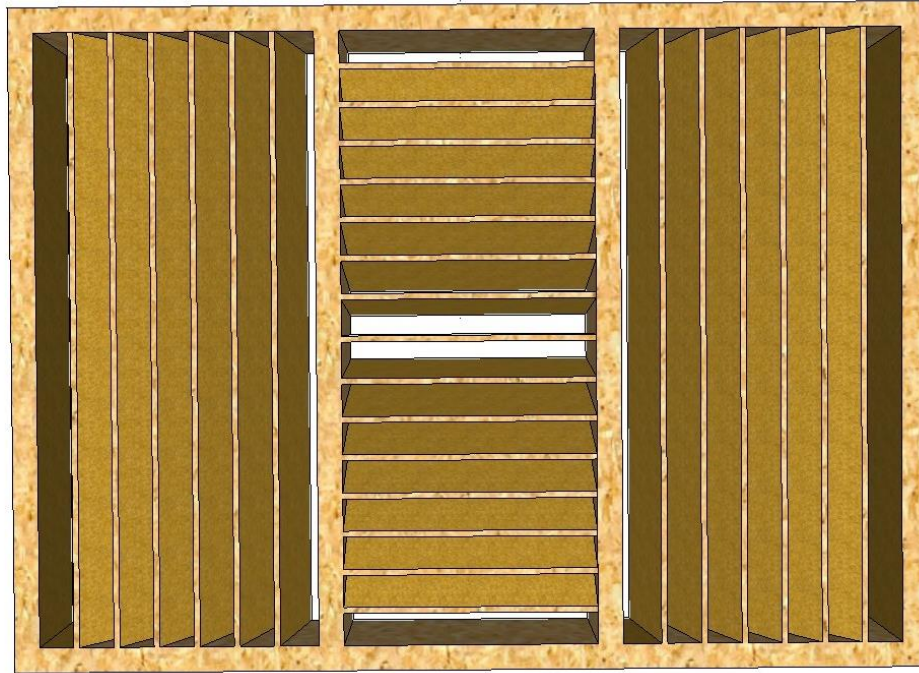


Ilustración 21: difusor de aire de madera. Elaboración propia.

Para la parte lateral se decidió dejar 2 cm de separación por lado entre charola y pared (puerta), con el fin de mejorar la circulación de aire y mantener una temperatura homogénea, además de que al usarse con productos que cubran bastante área de las charolas dificultaran el paso del aire, eso se muestra de manera simple en la ilustración 22.

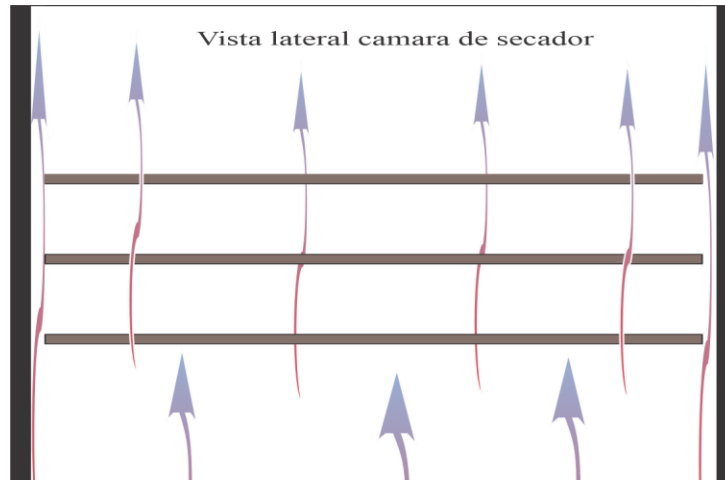


Ilustración 22: Representación del flujo de aire, vista lateral. Elaboración propia.

4.2.3 Aislamiento térmico

Para mantener una temperatura lo más constante posible dentro de la cámara y evitar pérdidas de calor se decidió utilizar como aislante térmico placas de unicel de 2 cm de espesor, debido a que son fáciles de instalar de acuerdo a la estructura de la cámara de secado. El aislamiento térmico permite evitar pérdidas de calor en el interior del deshidratador solar, estos se logran utilizando materiales con poca conducción de calor, como lo son: con el fin de mantener una temperatura óptima para desprender la humedad de los productos a deshidratar.

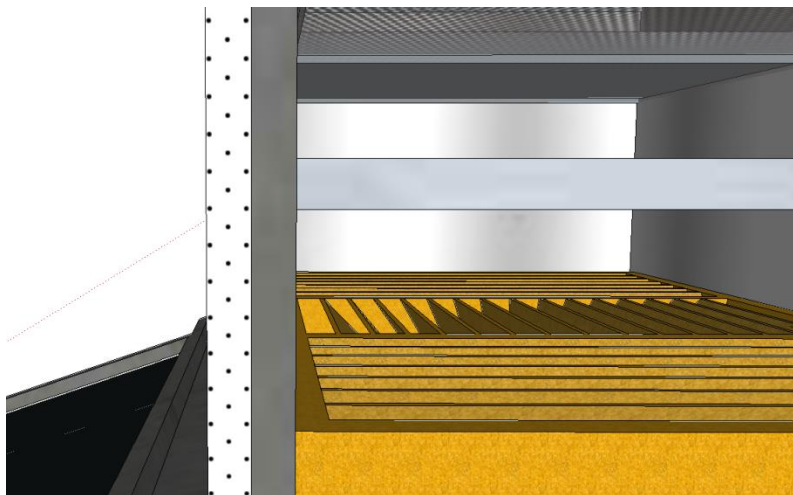


Ilustración 23. Aislamiento térmico. Elaboración propia.

4.2.4 Domo

Para mejorar la extracción del aire, se decidió añadir un pequeño domo en forma de triángulo, con el cual se concentraría en cierta área el aire, área donde en el centro está el extractor de aire caliente, el domo puede observarse en la ilustración 24 y sus medidas se encuentra en el anexo III.

4.3 Componentes del colector

El colector solar es una parte fundamental del deshidratador, es la parte que concentrará la radiación solar calentando el volumen de aire que recorrerá la cámara de secado desprendiendo la humedad del producto, para el prototipo se deben hacer las siguientes consideraciones.

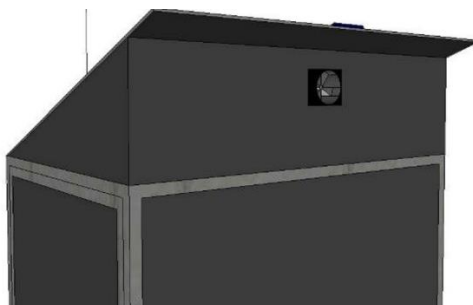


Ilustración 24: Domo en la parte superior de la cámara de secado, elaboración propia

4.3.1 Inclinación

la inclinación es un factor importante para el aprovechamiento del Sol, debido a que se mantendrá inmóvil el deshidratador solar, siendo de importancia tener una buena posición para el aprovechamiento de la radiación solar, en base a los cálculos realizados, la mejor inclinación durante el año se da en los 19 grados.

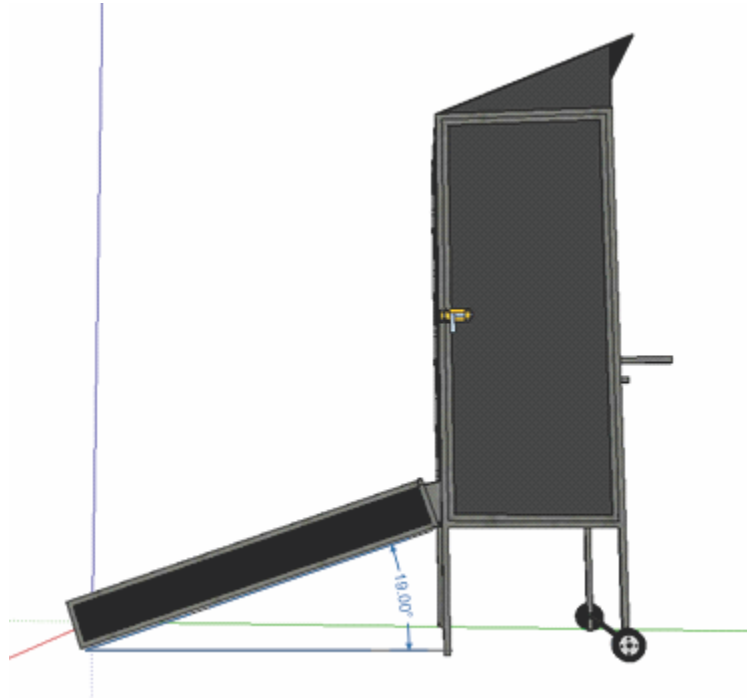


Ilustración 25. Inclinación del colector de aire caliente. Elaboración propia

4.3.2 Orientación

La orientación del Sol va cambiando de acuerdo a la época del año, para ello en base a la literatura revisada, la mejor orientación es hacia el sur.

4.3.3 Placa absorbente

La placa absorbente es un componente que absorbe la radiación solar y la convierte en calor que sea transmitido al aire, se calienta y suba en la cámara de deshidratado, con el fin de calentar y retirar humedad de los productos, mediante una convección forzada se pintará de color negro para aprovechar que los colores oscuros retienen la radiación solar, con ello mejorando la eficiencia.

Se decidió utilizar lámina ondulada ya que esta tiene un área mayor comparada con una lámina lisa. Al tener un área más grande se aprovecha de mayor manera el recurso solar ya que se tiene una mayor área de captación solar (véase ilustración 26).

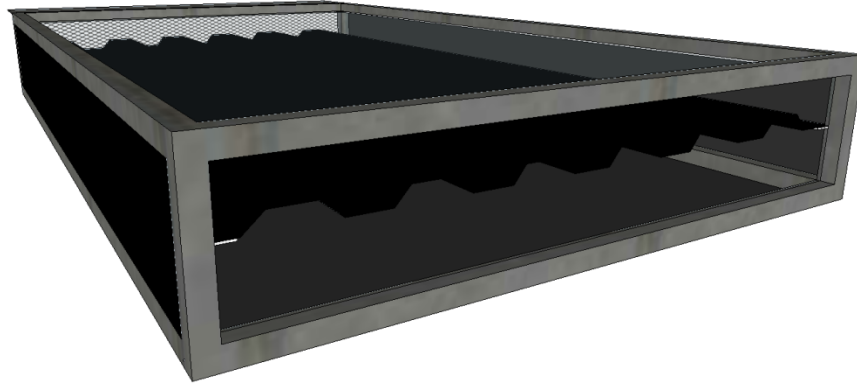


Ilustración 26: Lamina ondulada en el colector. Elaboración propia.

En base a la literatura solicitada se decidió ubicar la placa absorbente a la mitad del colector, esto para aprovechar el calor por ambas caras de la placa y no solo de la parte superior (véase la ilustración 27).

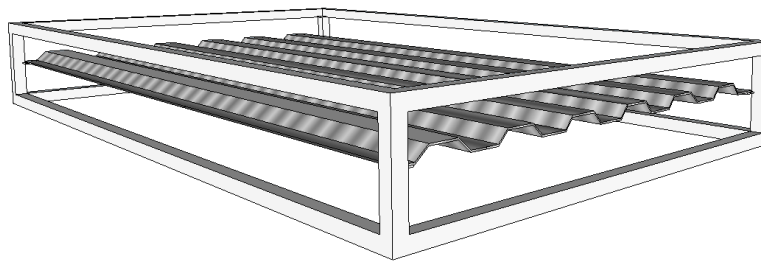


Ilustración 27: Ubicación de la placa absorbente dentro del colector.

4.3.4 Filtro de la entrada de aire

Para la entrada del aire, se diseñó un colector simple de madera, un marco de madera que ajuste en la entrada, con medidas 0.85 m *0. 15 m, este filtro consiste en malla plástica de bajo calibre para evitar la entrada de insectos y pequeños animales, siguiendo una segunda capa de filtro alimenticio tal como se muestra en la ilustración 28.

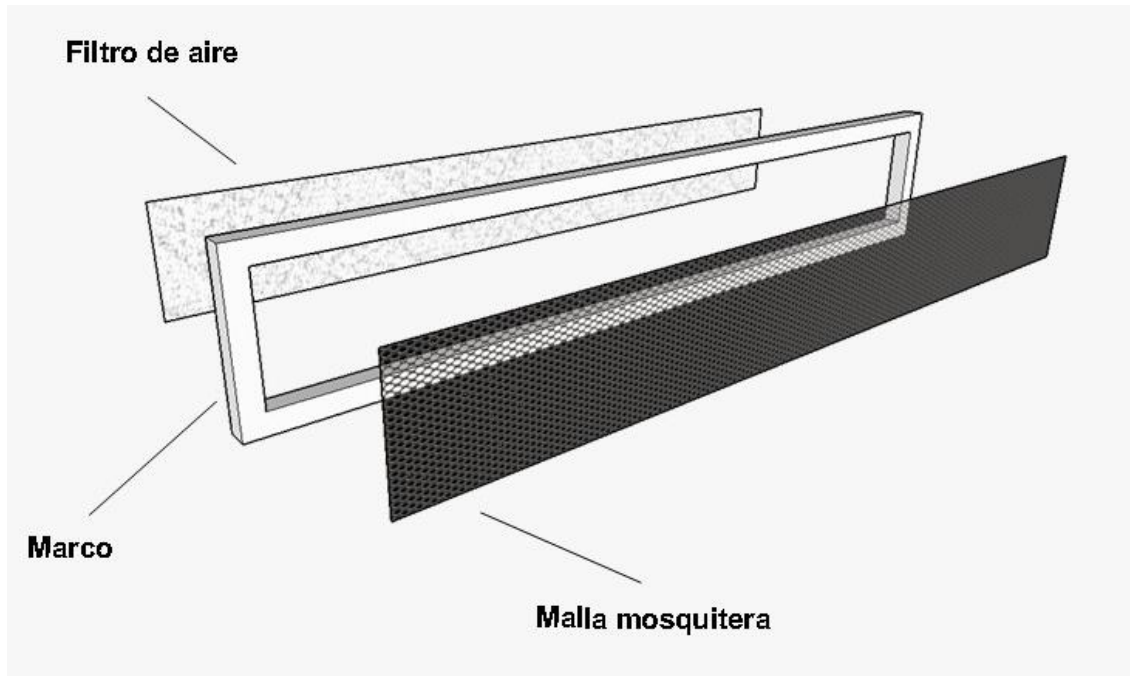


Ilustración 28: Filtro de aire del colector. Elaboración propia.

4.3.5 Coplee del colector

El coplee funciona como un sello para el acoplamiento del colector con la cámara de secado, evitando la salida de aire, con ello garantizar que el flujo de aire entre a la cámara, sus medidas se encuentran en el anexo III, en base a los recursos disponibles se utilizó el material sobrante del policarbonato, en la ilustración 29 se muestra una simplificación 3d de esta pieza.

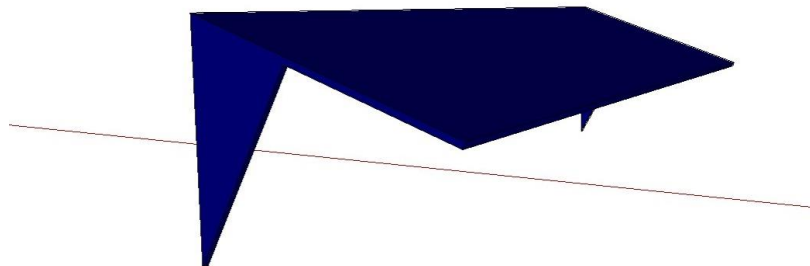


Ilustración 29: Coplee del colector. Elaboración propia.

4.4. Volúmenes de aire y flujo de extracción

Para garantizar la eficiente extracción, es necesario razonar sobre el volumen de aire que se puede extraer en torno al colector y la cámara de secado, para ello se elegirá un ventilador con la capacidad de extraer el suficiente aire humedad para mantener una temperatura mayor a los 30 grados y menor a los 60 grados en todo el día, además de evitar la condensación del aire.

4.4.1. Volumen del colector solar

Para el colector solar se tomaron las medidas de los planos ubicados en el anexo número III, reduciendo un 1 cm de largo, ancho y alto, esto se debe a los múltiples aislantes que se usaron para evitar las pérdidas de calor, entonces se tiene que las medidas a utilizar de volumen son:

Largo: 1.54 m.

Ancho: 0.89 m.

Alto: 0.19 m.

Entonces el volumen de aire es:

$$Volumen = largo * ancho * alto = 1.54 m * 0.89 m * 0.19 m = 0.260414 m^3$$

Volumen de la cámara de secado

Para el colector solar se tomaron las medidas de los planos ubicados en el anexo número III, reduciendo un 1 cm de largo, ancho y alto, esto se debe a los múltiples aislantes que se usaron para evitar las pérdidas de calor, además de despreciar el domo donde se colocara el ventilador, entonces tendremos que las medidas a utilizar de volumen son:

Largo: 0.95 m.

Ancho: 0.675 m.

Alto: 1.68 m.

Entonces el volumen de aire es:

$$Volumen_c = largo_c * ancho_c * alto_c = 0.95 m * 0.675 m * 1.68 m = 1.0773 m^3$$

En comparativa el volumen del colector al de la cámara de deshidratado es:

$$\frac{Volumen_c}{Volumen} = \frac{1.0773 m^3}{0.260414 m^3} = 4.13687$$

4.4.2. Extracción del aire

Para lograr una eficiente extracción del aire húmedo es necesario un ventilador de baja potencia que permita extraer un volumen adecuado de aire constante que permita mantener la humedad debajo del 50 % y mantener una temperatura interior entre los 40 a 60 grados Celsius, para ello se buscó en la zona y el mercado virtual el modelo, con las características en el anexo núm. IV. de acuerdo a las características del proveedor, es un ventilador que funciona con una potencia de 0.35 W, 5 V y 0.07 A, dando un rendimiento de extracción de 34 CFM (cubic feet per minute), en su equivalencia son 0.962 metros cúbicos por minuto, entonces podemos decir que la velocidad de extracción para el volumen de aire de la cámara de secado será:

$$Extracción = \frac{Volumen_c}{Volumen_{Extracción}} = \frac{1.0773 m^3}{0.962. m^3/M} = 1.119 M$$

Este volumen de aire puede ser cambiado por factores como presión, humedad y temperatura, pero su variabilidad es de poco impacto para el volumen manejado, por lo que se desprecian estos cambios.

4.5. Inocuidad y desinfección de los alimentos

Todos los productos agrónomos al estar en contacto con la tierra tienen algunos microorganismos nocivos para el ser humano, para cualquier proceso se debe realizar una desinfección, actualmente el mercado ofrece una variedad de opciones, la opción escogida para esta tesis fue el de usar algún Microbicida a Base de Plata Ionizada, el cual es un producto existente en el mercado para la desinfección de frutas y verduras.

El método de conservación por reducción del contenido de agua en un alimento funciona para estabilizar el alimento frente a las actividades nocivas de enzimas y microorganismos, donde la mayoría de las bacterias patógenas no resisten la desecación de un alimento (Bello, 2000).

4.5.1. Diseño higiénico de las instalaciones y equipo.

Los sitios destinados para la elaboración de alimentos deben ser diseñados y construidos para este fin; con materiales capaces de superar diversas condiciones físicas sin deterioro. Los principales factores a considerar son: calor, frío, humedad y vibraciones. De manera general las superficies internas serán lisas, no porosas, fáciles de limpiar y desinfectar. Las pinturas y otros recubrimientos de superficies serán atóxicos y no desmenuzables. Las tuberías, conductos de drenaje, conducciones de corriente eléctrica, cuando atraviesen paredes, suelos y techos deben tener algún medio para evitar la entrada de roedores e insectos; algunos de estos elementos estructurales elevados tienen que ser accesibles para su limpieza y desinfección (Marriot y Gravani, 2006; Martín et al,2011).

-Pisos

Garanticen la impermeabilidad, no absorbentes, antideslizantes, con pendiente a un desagüe, de fácil L y D (limpieza y desinfección). Que puedan soportar salpicaduras de productos como: aceite, agua y desinfectantes. No deben tener grietas (NRA, 1992).

-Paredes

Sean lisas, de color claro y de preferencia con azulejos para facilitar su L y D, sin grietas (Marriot y Gravani, 2006).

-Techos

Al igual que los pisos y paredes sean lisos, sin goteras, humedad o moho, de fácil L y D (Montes et al., 2013).

-Ventanas

Ubicadas por encima de los muebles de cocina, precisan de protección contra insectos voladores y aves (Armendáriz, 2014).

-Puertas

De superficie lisa, de preferencia de vaivén; las puertas tienen que ajustar perfectamente con cortinas de aire que actúen al abrirlas, pues una presión positiva de aire mantenida en el interior de la zona principal de la elaboración de alimentos impedirá la entrada de insectos (Marriot y Gravani, 2006).

-Ventilación

La ventilación tiene que controlar la temperatura interna del lugar, ocasionada por el vapor, humo, etcétera. El aire debe ir en dirección del área de preparación de alimentos hacia la zona de residuos sólidos. Las campanas extractoras tienen que ser del tamaño adecuado para eliminar eficazmente los vapores de cocción; ventiladores, protectores y ductos tienen que estar dispuestos de manera que no goteen sobre la comida ni el equipo (Montes et al., 2013).

Capítulo V: Construcción, pruebas y resultados del prototipo

5.1. Construcción del secador solar

Para la construcción, primeramente, se utilizó el ángulo para montar la estructura, durante el proceso se realizaron mejoras del prototipo, como integrar un pequeño domo a la colocación final, se construyó mediante lo planteando, tras armar la estructura se añadieron los materiales aislantes, el ventilador, y finalmente se elaboraron las charolas, que fueron probadas con mallas ligera de plástico y bajo calibre. El proceso puede observarse en las ilustraciones 30, 31 y 32.



Ilustración 30: Elaboración del esqueleto mediante Angulo de aluminio. Elaboración propia.



Ilustración 31: Acabado del colector solar. Elaboración propia.



Ilustración 32: Prototipo terminado. Elaboración propia.

5.2. Elaboración de pruebas preliminares.

Las pruebas se realizaron a partir del 5 de diciembre del 2022, en donde se probó pasivamente el secador solar, posteriormente instalando el ventilador para forzar la extracción, la investigación se concentró en los datos de las fresas como producto objetivo. Para las pruebas que siguieron a las preliminares para el producto objetivo se utilizaron medidores de uso rustico, con el cual se obtuvieron datos técnicos de temperatura y humedad, resaltando que los medidores tenían deficiencias para dar datos pasados ciertos rangos, en la ilustración 33 se muestran donde se encontrada los medidores.



Ilustración 33: Colocación de los medidores, elaboración propia.

Para las temperaturas y humedad externas, los datos se extrajeron de la página web de METEORED, página que recaba datos climáticos en tiempo real.

5.2.1 Pruebas preliminares

Antes de probar y tecnificar el proceso de deshidratado, se realizaron pruebas menores en convección pasiva y forzada, para probar las horas útiles y observar el comportamiento del calor y las temperaturas adecuadas para el secado, como lo picos con las temperaturas más altas transferencia de calor, se obtuvieron diferentes tiempos para múltiples productos, lo que ayudo a definir un proceso para el deshidratado, para el tipo de corte, las horas para introducir

el producto, interacción con la noche, las horas útiles de secado que coinciden con el encendido del ventilador. Se destaca que no se presentó condensación ni escurrimiento de algún tipo.

Tras las pruebas preliminares se observó el siguiente gradiente de secado mostrado en la ilustración 34, donde se observa que el secado aumenta conforme las charolas se acercan a la entrada de aire, igualmente fue posible observar que el gradiente de secado aumenta conforma el producto en las charolas se encuentra cerca a la pared frontal, y puertas laterales. Además, se recabaron datos de tiempo de secado para múltiples productos ubicados en el anexo VI, además de obtener datos específicos para curvas de secado de rodajas de naranja ubicadas en el anexo VII.

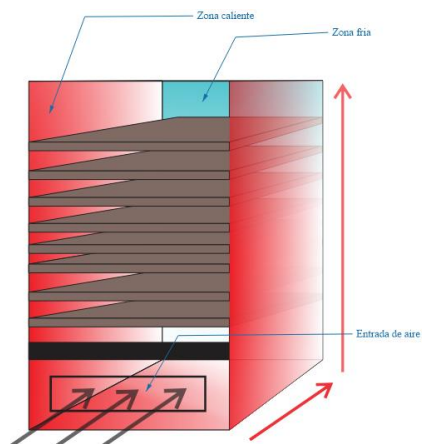
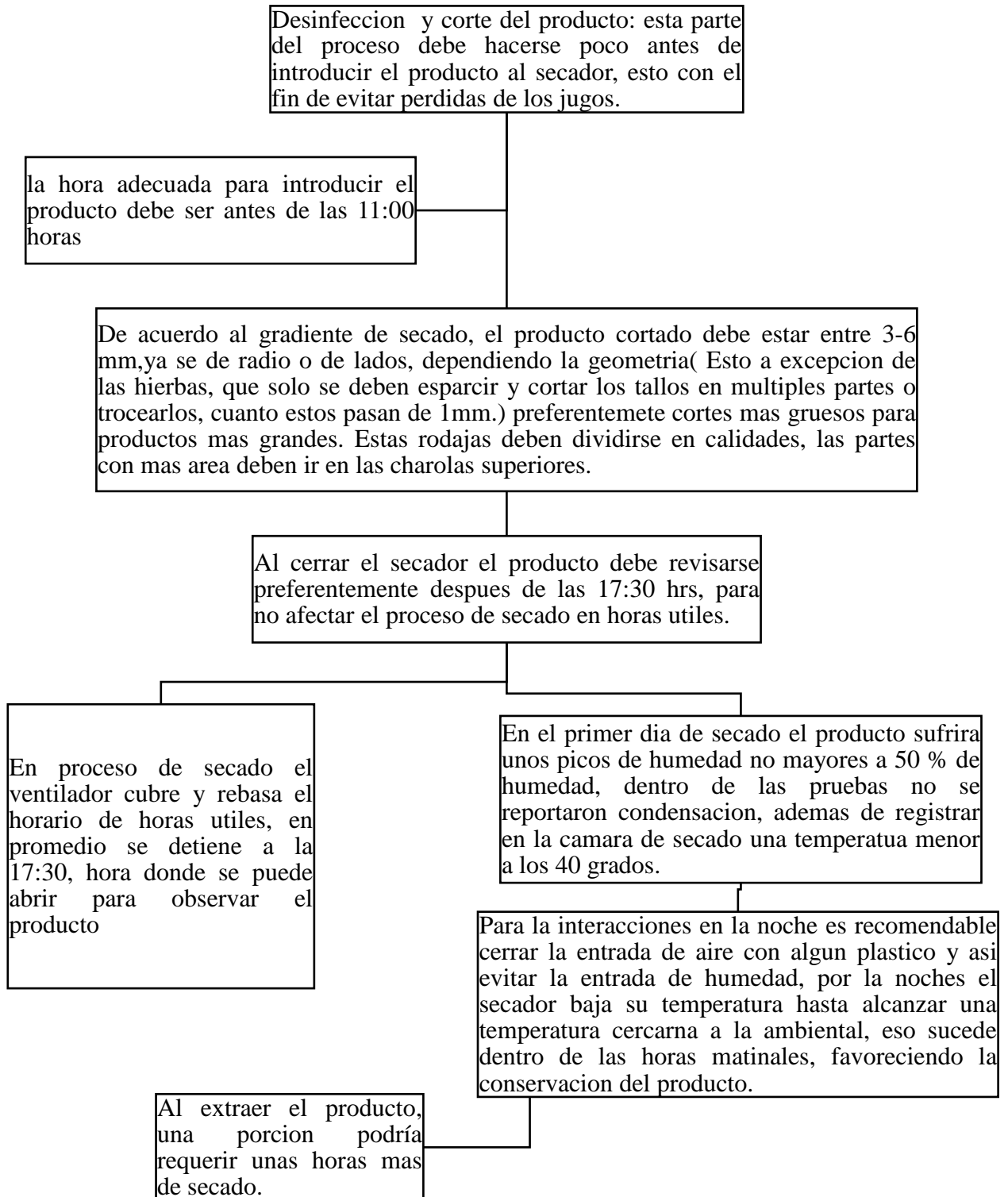


Ilustración 34: Gradiente de secado, Elaboración propia.

5.2.2 Proceso para el deshidratado

El proceso de deshidratado general de acuerdo a los datos de las pruebas preliminares realizadas se conformó de la siguiente manera:



Este diagrama del proceso de secado fue elaborado con datos empíricos de esta investigación

5.3. Caracterización y pruebas de hojuelas de fresa

La primera prueba se realizó del día 12/12/2022 a las 14:40 al 14/12/2022, donde se tomaron las mediciones al azar para completar un día teórico, se utilizaron 1.5 kg de fresa lavados y desinfectados, dejando reposar por 15 minutos en una solución de agua y Medyclean, tras eso se enjuagaron con agua limpia y se cortaron en rodajas de 3 a 6 mm, tras cortarse y quitar hojas y tallos de la fresa, se tiene un masa útil y consumible de 2000 gramos, se acomodaron a lo largo de las charolas con una separación de 0.5 a 1 cm para mejorar la convección del aire.

Dado que en esa época del año el punto más alto del sol fue a las 12:30, y teniendo un promedio de 4.3 horas pico solar, con las 4 horas ampliadas en los extremos tendremos que las horas de secador solar es desde 8:30 hasta las 16:40.

En cuanto al peso el resultado post-secado fue de 260 gr, en cuanto al peso original es un 12%, esto significa en base al porcentaje de humedad ubicado en el anexo I, que residualmente tenemos un porcentaje de masa seca de 9% y un contenido de humedad del 4 por ciento.

De acuerdo a la literatura revisada, los cortes fruta para deshidratado deben estar entre 3-6 mm, para ello se decidió corta la fresa en 5 partes, con el fin de obtener rodajas con el grosor cercano a los 6 mm, estos cortes deben darse por la parte denominada como altura, considerando la altura como la medida menos de los laterales de la fresa, el ancho será el mayor que servida que la placa producida sea de un mayor tamaño, con el fin de obtener rodajas con el grosor cercano a los mm deseados, la fresa tiene una masa útil que resulta al quitar el tallo y las hojas, dado que no tiene cascara se clasificaran las rodajas de la siguiente manera:

- Rodajas de buena calidad: numeras con el 2,3,4 en la ilustración 35, estas rodajas con los 4 trozos céntricos, que darán las mejores partes en placas, que quedan expuesta en la parte inferior y superior.

- Rodajas de media calidad: numeras con 1 y 5 ilustración 35, estas rodajas conservan en un lado parte epidermis de la fresa que dificulta el secado, son las partes más chicas compensando la facilidad del secado con su tamaño y su resistencia de la epidermis a perder humedad.

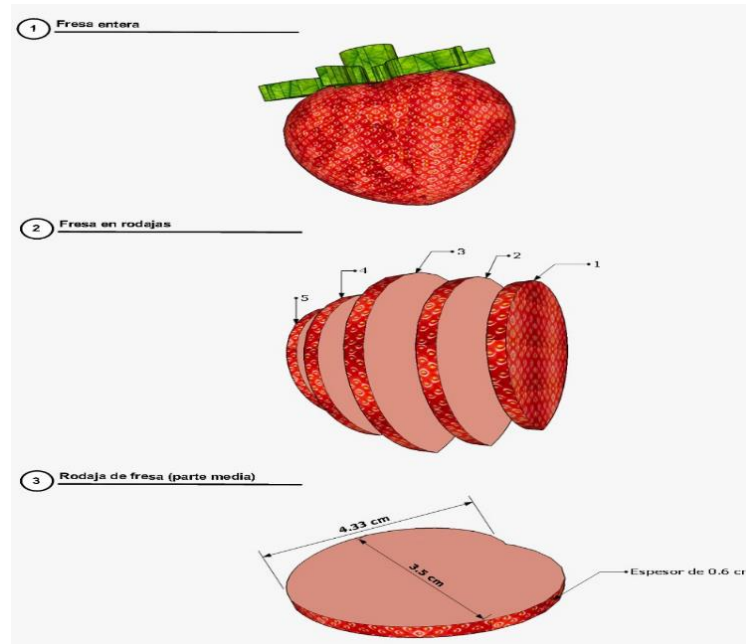


Ilustración 35: Clasificación de las rodajas de fresa. Elaboración propia.

De acuerdo al gradiente de secado mostrado en la ilustración 34, el modo de acomodo de la fresa es poner las rodajas de alta calidad en las charolas más bajas y en las charolas superiores poner los cortes 1 y 5 como se muestra en la ilustración 36.



Ilustración 36: introducción de rodajas de fresa. Elaboración propia.

5.3.1 Prueba 1

Para probar la eficiencia del secado en el producto objetivo se utilizaron 6.362 kg de fresa, teniendo el siguiente estándar

Característica	Estándar(promedio)
Peso	16.4
Largo	4.33
Ancho	3.5
Altura	31
Humedad ⁵	90.95%

⁵ Dato ubicado en el anexo I

Resultados

Tras días de pruebas, que inicio el día 17/01/2023 al día 19/01/2023, se tienen los siguientes resultados del secado de la fresa.

Datos	Medida
Peso residual	0.701 kg
Días completos	2.875
Tiempo solar útil(hrs)	23

Entonces se observa que la pérdida de la fresa en humedad es:

$$\%P_{residual,F1} = \frac{\text{Peso seco}}{\text{peso inicial}} * 100\% = \frac{0.701 \text{ kg}}{6.362 \text{ kg}} = 11.01 \%$$

$$\%H_{perdida \text{ en peso}} = 100\% - \%p_{residual,F1} = 100\% - 11.01\% = 88.99 \%$$

Si se considera que la fresa tiene un promedio de 90.95% de agua entonces el porcentaje de humedad residual es:

$$\%H_{residual} = \%p_{promedio} - \%H_{perdida \text{ en peso}} = 90.95\% - 88.9\% = 2.05 \%$$

La humedad residual está por debajo de los márgenes establecidos, sin embargo, existe una incertidumbre ya que al ser una fresa que ha tenido un recorrido desde su extracción al mercado estatal después al local, existe una disminución de humedad del producto al no ser conservado en condiciones adecuadas, Se observó que el deshidratado ocurre de acuerdo al gradiente de secado, las charolas 1 y 2, se deshidratado en su mayoría en un tiempo cercano a 1/3 del tiempo total. Al segundo día se observó que varios productos estaban deshidratados, pero se decidió no retirarse nada al observarse que gran parte de algunas charolas tenían un porcentaje alto de producto con una cantidad de humedad. En la extracción final la fresa tomo un color, sabor y textura poco atractiva, concluyéndose que hubo un exceso de tiempo comprobándose con los pesos.

Tenemos que la eficiencia es:

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia} &= \frac{\text{Agua evaporada(Kg)}}{\text{Area de secado} * \text{dias de secado}} = \frac{6.362 \text{ kg} - 0.701 \text{ kg}}{(0.6336 \text{ m}^2 * 8) * 2.875 \text{ dias}} \\ &= 0.3884 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{dias}} \end{aligned}$$

5.3.2 Prueba 2

Tras el análisis de los datos de la prueba 1, se decidió hacer las siguientes modificaciones al proceso:

- Al observarse un secado tan desigual durante el primer día y evitando un sobre deshidratado para la parte baja de la cámara, se decidió en probar un cambio de charolas, como se muestras en la ilustración 37.
- Se decidió abrir, observar y extraer el producto a medio día útil solar.



Ilustración 37: Cambio de charolas para mejorar la eficiencia. Elaboración propia.

La prueba se realizó con un peso de masa útil de 6.614 kg, del 1/2/2023 al día 3/2/2023 teniendo los siguientes resultados:

Datos	Medida
Peso residual	0.6546 kg
Días completos	2.31
Tiempo solar útil(horas)	18.5

Entonces, la pérdida de masa en humedad en la hojuela de fresa es:

$$\%P_{residual,F1} = \frac{Peso\ seco}{peso\ inicial} * 100\% = \frac{0.6546\ kg}{6.514\ kg} * 100\% = 10.049\ \%$$

$$\%H_{perdida\ en\ peso} = 100\% - \%p_{residual,F1} = 100\% - 10.049\% = 89.95\ \%$$

Si se considera que la fresa tiene un promedio de 90.95 % entonces el porcentaje de humedad residual es:

$$\%H_{residual} = \%p_{promedio} - \%H_{perdida\ en\ peso} = 90.95\% - 89.95\ \% = 1\%$$

La humedad residual está por debajo de los márgenes establecidos para un producto seco, esta prueba se tuvo mayor cuidado en conseguir una fresa de mejor calidad y cuidada dentro de una hielera para mantener su humedad, además de que existen consideraciones al considerar que la fruta se considera en su totalidad con el tallo y las hojas, que en el desperdicio fueron alrededor de 250 gramos descartados de la masa útil, así como las condiciones de transporte hasta el secador donde toda fruta pierde humedad significativa, incluso en datos publicados por estudios de fresa existen resultados que varían de entre 92 a 89 por ciento de humedad de la fresa. Es por ello que a pesar de lograrse el resultado en una hojuela atractiva solo se tiene una percepción cercana sobre los pesos al contenido de humedad en producto seco.

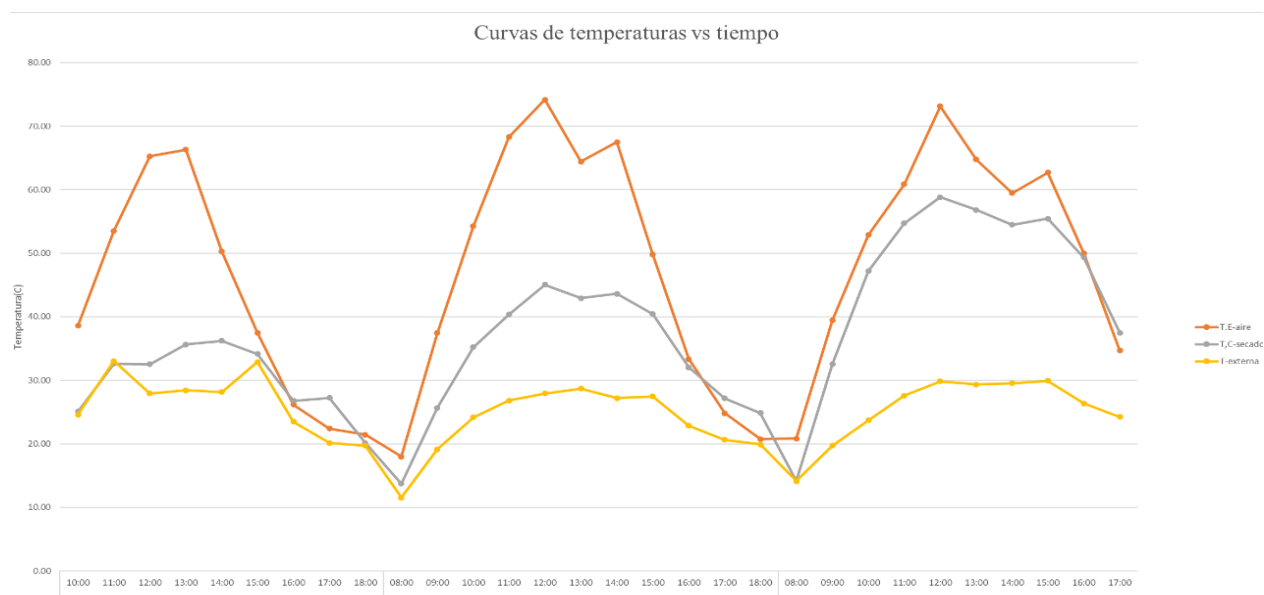
Tenemos que la eficiencia es:

$$Eficiencia = \frac{Agua\ evaporada(Kg)}{Area\ de\ secado * dias\ de\ secado} = \frac{6.514\ kg - 0.6546\ kg}{(0.6336\ m^2 * 8) * 2.31\ dias}$$

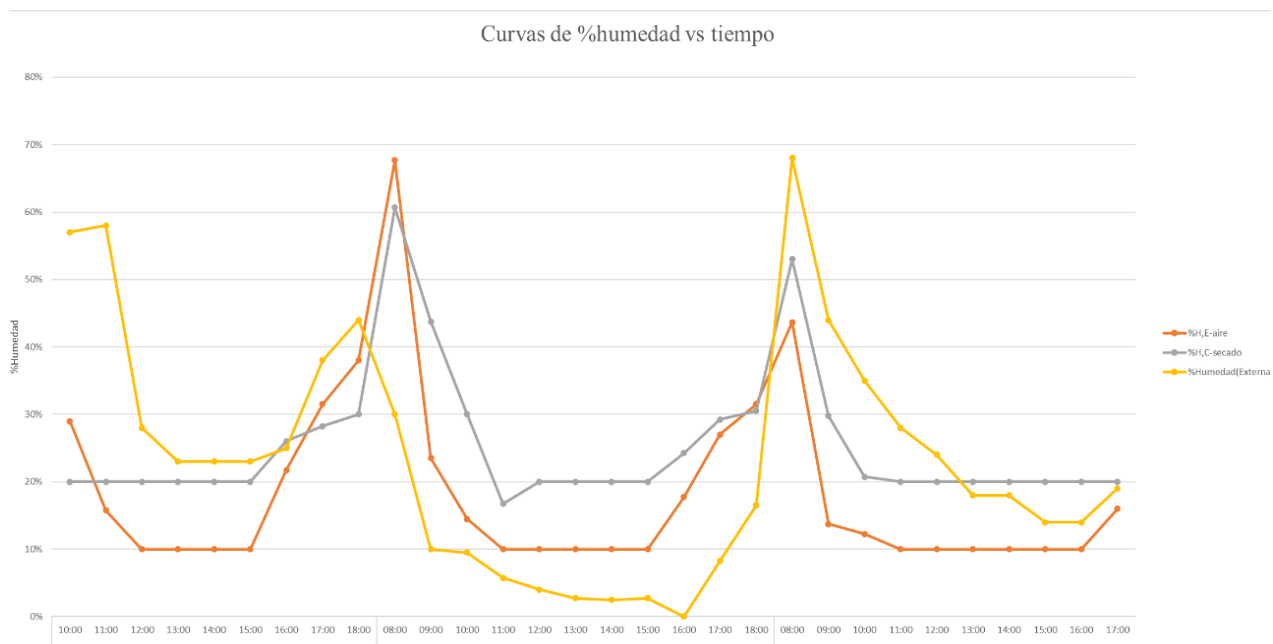
$$= 0.50 \frac{kg}{m^2 * dias}$$

La eficiencia en su comparativa a la primera prueba aumento un 12 por ciento.

En las gráficas 1 y 2 se pueden observar los cambios de temperatura y humedad promedios por hora para el proceso de deshidratado de la fresa, los cuales coinciden con los cambios de la hora pico y sus altas tasas de radiación solar.



Gráfica 1: Curvas de temperaturas vs tiempo, horas útiles solares, elaboración propia.



Gráfica 2: Curvas de % humedad vs tiempo, horas útiles solares, elaboración propia

5.2.5. Colorimetría

En la ilustración 38, se muestran los resultados de las diferentes pruebas en cuestión del color y texturas, las cuales tienen una relación directa con el sabor y aroma de fruta, teniendo las siguientes observaciones de acuerdo al número:

1. Pruebas preliminares, se observa una reducción considerable de acuerdo a los cortes laterales, tiene un color medianamente opaco.
2. Primera prueba, extracción de 100 gramos durante el primer día: su color es mejor, debido al cortar las hojuelas a lo ancho de la fresa, mejorando el secado.
3. Primera prueba, segunda extracción de 601 gramos tercer día: al observarse que gran cantidad de la fresa seguía con cumulos de humedad, se decidió extraer todo al último día teórico, teniendo como resultado una fresa poco atractiva con rastros de materia oscura, de acuerdo al gradiente de secado se observó que parte de la fresa en las zonas frías conservó mayormente sus propiedades organolépticas.
4. Segunda prueba, extracción de 39.5 gramos al primer día de secado: se observa una hojuela con mejor textura y color brillante, teniendo un área mayor por el uso de una fresa más grande.
5. Segunda prueba, extracción 359.14 gramos al segundo día de secado: tras realizar el cambio de charolas después del primer día de secado, se mostró una mejoría en el deshidratado teniendo una mayor cantidad de fresa seca, su color perdió brillo pero ganó intensidad en colores rojizos, su área disminuyó el producto resultante con cumulos de humedad se movió a las charolas inferiores.
6. Segunda prueba, extracción de 246.05 gramos al segundo día de secado: al ser la extracción final, resulta en una hojuela con una pérdida de calor, pero aun manteniendo colores rojizos, logrando evitarse rastros de colores negros y oscuros, su área se ve reducida.



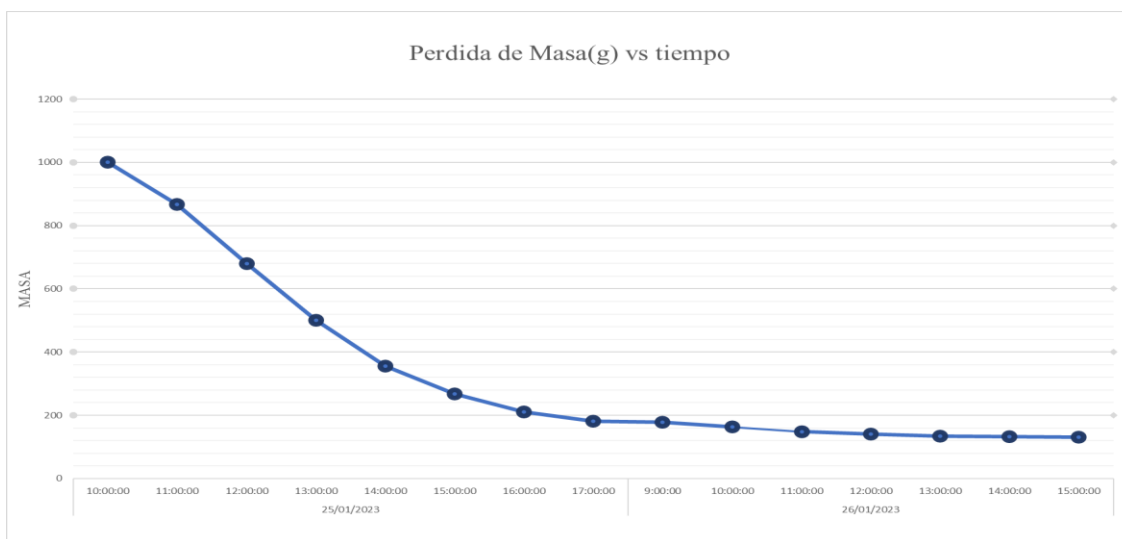
Ilustración 38: Colorimetría de los resultados de las hojuelas deshidratada. Elaboración propia.

Existe una relación directa sobre la calidad de la hojuela sobre su color y textura en relación a su sabor y aroma, en la segunda prueba se pudo mejorar el secado, que a pesar de que en el tercer día se tiene un producto un tanto desgastado por un sobre tiempo, aún conserva un color rojizo, y textura rugosa, indicativo de un sabor dulce y aroma atractivo. Se tiene que destacar que el secado solar es demasiado variable, los días en los que ocurrieron las pruebas presentaron escasas nubes, pero existen múltiples factores que alteran directa o indirectamente el deshidratado final, como la sobre exposición de hojuelas que tienen un área deshidratada, pero presentan pequeños cúmulos de agua, que obligan a introducir el producto por más tiempo teniendo un área con sobre secado.

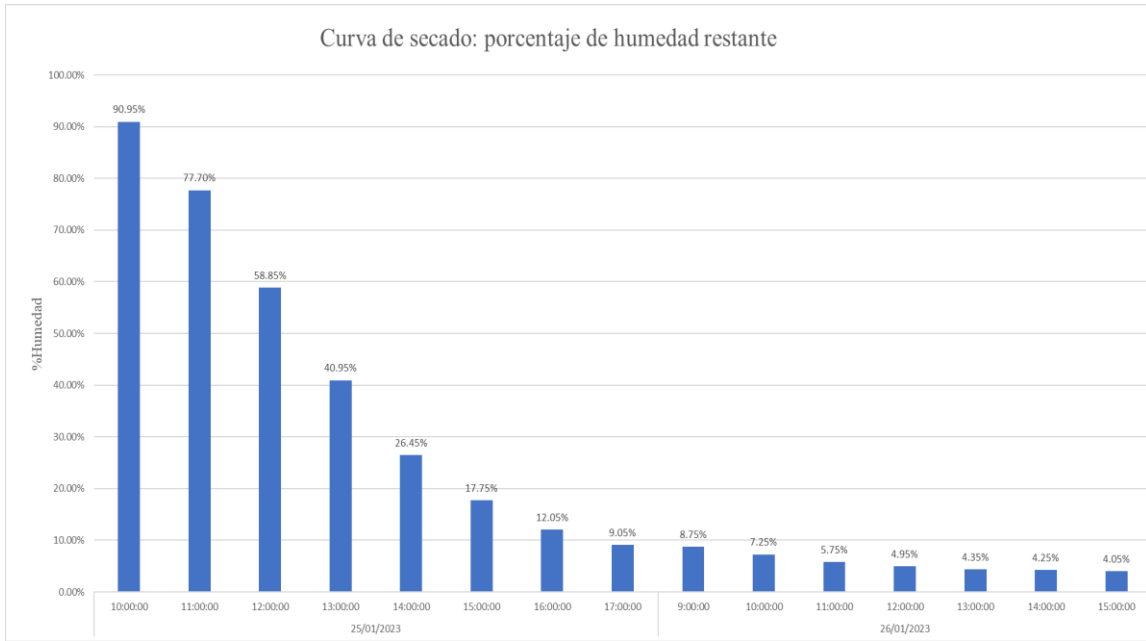
5.2.5 Curva de secado

Para medir la curva de pérdida de humedad reflejada en el peso, se optó por ingresar un kilogramo de fresa en la charola inferior, tomándolo como base para mostrar una curva de secado, se introdujo el kilo extendida a lo largo de la charola con 1-2 cm de separación, y se sacó cada hora para pesar el producto, reintroduciendo el producto, se extrajo 36 gramos de fresa seca en la séptima hora, volviendo a extraer 59 gramos de fresa seca en la onceava hora desde la introducción, para finalmente en la última hora extraer todo el material deshidratado en el cual cumplía con las características físicas observadas de una hojuela de fresa deshidratada.

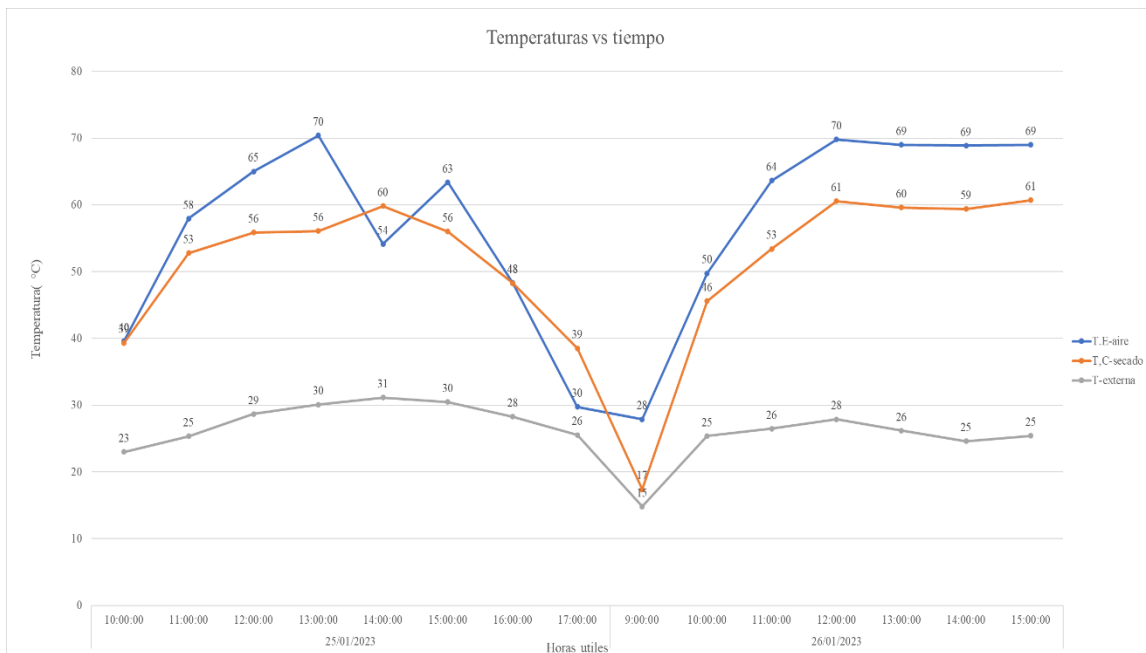
Este proceso de pérdida de peso se puede observar en la gráfica 3 y 4, debido a las pérdidas de calor que implico el abrir y cerrar la cámara cada hora, el tiempo de la extracción se vio sumamente afectado en comparación con el tiempo de extracción mostrada en las pruebas generales, pero mostro que a pesar de que en la noche existe una menor temperatura y mayor humedad el producto llego a perder 3 gramos gracias al calor almacenado por los materiales. Al observar la gráfica 3 y 4 se puede ver una relación de perdida de humedad con respecto al calor de las primeras horas (véase la gráfica 5).



Gráfica 3: Curva de secado, pérdida de peso, elaboración propia.



Gráfica 4: Curva de porcentaje de humedad residual. Elaboración propia.



Gráfica 5: Curva de temperatura vs tiempo, elaboración propia.

En cuestión de color, el producto de la curva de secado muestra un parecido a la extracción del primer día del secado de la primera prueba de la fresa, pero con una textura más rugosa (véase ilustración 39)



Ilustración 39: Hojuelas de la prueba de curva de deshidratado. Elaboración propia.

Resultados de la curva de secado

$$\%P_{residual,F1} = \frac{\text{Peso seco}}{\text{peso inicial}} * 100\% = \frac{0.131 \text{ kg}}{1\text{kg}} = 13.1\%$$

$$\%H_{perdida \text{ en peso}} = 100\% - \%p_{residual,F1} = 100\% - 13,1\% = 86.9 \%$$

Si consideramos que la fresa tiene un promedio de 90.95 % entonces tenemos que el porcentaje de humedad residual es:

$$\%H_{residual} = \%p_{promedio} - \%H_{perdida \text{ en peso}} = 90.95\% - 86.9 \% = 4.05 \%$$

Estos resultados comparados a las pruebas en capacidad alta, solo muestran una similitud en cuestión del resultado del color, esto se debe a que al extraer el producto cada hora, para pesarlo se ocasiono que exista una pérdida de calor considerable, condicionando las condiciones para hacer una comparativa más útil, pero teniendo una conclusión de que existe demasiados factores considerados y no considerados que afectaran el secado y por lo tanto el resultado final.

5.4. Razón de transferencia de calor dentro del colector solar plano

El colector solar es una pieza fundamental del deshidratador ya que este es el encargado de transferir calor al aire que ingresa a la cámara de secado, por lo tanto, el cálculo de la razón de transferencia de calor a través de este es de vital importancia para analizar su comportamiento. Cabe recalcar que los cálculos que se presentan a continuación son aproximaciones, ya que, aunque se tomaron las temperaturas de superficies y del aire circundante dentro del colector de manera manual, se utilizaron ciertas propiedades y coeficientes a ciertas condiciones además de aproximaciones para la obtención de datos para la realización de los cálculos.

5.4.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

El colector presenta tres mecanismos de transferencia de calor conducción, convección y radiación, para calcular las razones de transferencia de calor de los mecanismos mencionados son necesarios diferentes datos los cuales son proporcionados por diferentes literaturas. Los únicos valores que no proporciona la literatura son los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Placa absorbente cara negra

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte superior de la placa absorbente necesita calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ sup} = \frac{T_{placa} + T_{\infty sup}}{2} \quad (5.1)$$

Donde:

$T_{media\ sup}$ = Temperatura media interna en la parte superior del colector

T_{placa} = Temperatura de la placa negra

$T_{\infty sup}$ = Temperatura interna superior del colector

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ sup} = \frac{107^{\circ}C + 84.6^{\circ}C}{2} = 95.8^{\circ}C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.2)$$

Sustituyendo los valores obtenemos lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(95.8 + 273.15)} = 0.002710394 \text{ K}^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel,2007).

$$k(\text{conductividad termica}) = 0.030652 \text{ W/m C}$$

$$\nu(\text{viscosidad cinematica}) = 2.3 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.711982$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty sup} - T_{placa})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.3)$$

Donde:

g = aceleración gravitacional, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica, $1/\text{K}$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_{placa} = Temperatura de la placa negra

$T_{\infty sup}$ = Temperatura interna superior del colector

L = el largo de la placa absorbidora

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = numero de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.002710394 K^{-1})((107 + 273.15) - (84.6 + 273.15))(1.54m)^3}{(2.3 \times 10^{-5} m^2/s)^2} (0.711982)$$

$$Ra = 2927689503$$

Para calcular la proporción dimensional del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$\text{Proporción dimensional} = \frac{H}{L} \quad (5.4)$$

Donde:

H= Largo de la placa

L= Separación entre placas

Sustituyendo los valores se obtiene lo siguiente:

$$\text{Proporción dimensional} = \frac{1.54m}{0.1m} = 15.4$$

Como se mencionó en capítulos anteriores el colector solar tiene una inclinación a 19° respecto a la horizontal, esto para tener un mejor aprovechamiento del recurso solar, pero debido a esta inclinación el comportamiento de la pérdida de calor se comporta de diferente manera en comparación con la posición horizontal o vertical.

Según (Cengel,2007) la transferencia de calor a través de un espacio inclinado depende de la proporción dimensional, H/L, así como del ángulo de inclinación θ con respecto a la horizontal.

Para proporciones dimensionales grandes ($H/L \geq 12$), esta ecuación correlaciona extremadamente bien los datos experimentales para ángulos de inclinación hasta de 70°, cómo se muestra en la siguiente ecuación (P.523).

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \theta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra_L \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cos \theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

θ = Angulo de inclinación de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{(2927689503) \cos(19)} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin(1.8(19)))^{1.6}}{(2927689503) \cos(19)} \right) + \left[\frac{((2927689503) \cos(19))^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+$$

$$Nu = 80.61559738$$

Con la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.5)$$

Donde:

h (coeficiente de transferencia de calor por conveccion) = $W/m \cdot K$

k (conductividad termica) = $W/m \cdot C$

L = largo de la placa absorbedora

Nu = número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la cara negra:

$$h = \frac{0.030652 \frac{W}{m} \cdot C}{1.54 m} (80.61559738)$$

$$h = 1.604564475 \frac{W}{m^2} \cdot C$$

Placa absorbente cara galvanizada

El procedimiento es similar al anterior por lo que para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte inferior de la placa absorbente necesitamos calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ sup} = \frac{T_{placa} + T_{\infty sup}}{2} \quad (5.6)$$

Donde:

$T_{media\ sup}$ = Temperatura media interna en la parte inferior del colector

T_{placa} = Temperatura de la placa cara galvanizada

$T_{\infty sup}$ = Temperatura interna inferior del colector

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ sup} = \frac{67.4^{\circ}C + 56^{\circ}C}{2} = 61.7^{\circ}C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}}$$

Sustituyendo los valores obtenemos lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(61.7 + 273.15)} = 0.002986412K^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel,2007).

$k(\text{conductividad termica}) = 0.028204W/m\ C$

$\nu(\text{viscosidad cinematica}) = 0.000019\ m^2/s$

$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.719775$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty sup} - T_{placa})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.7)$$

Donde:

g =aceleración gravitacional, m/s^2

β =coeficiente de expansión volumétrica, $1/K$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_{placa} = Temperatura de la placa cara galvanizada

$T_{\infty sup}$ = Temperatura interna inferior del colector

L = el largo de la placa absorbedora

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = numero de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.002986412 K^{-1})((67.4 + 273.15) - (56 + 273.15))(1.54m)^3}{(0.000019 m^2/s)^2} (0.719775)$$

$$Ra = 2432065540$$

Para calcular la proporción dimensional del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$\text{Proporción dimensional} = \frac{H}{L} \quad (5.8)$$

Donde:

H = Largo de la placa

L = Separación entre placas

Sustituyendo los valores se obtiene lo siguiente:

$$\text{Proporción dimensional} = \frac{1.54m}{0.1m} = 15.4$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Nusselt con la siguiente ecuación:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \theta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra_L \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cos \theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

θ = Angulo de inclinación de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{(2432065540) \cos(19)} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin(1.8(19)))^{1.6}}{(2432065540) \cos(19)} \right) + \left[\frac{((2432065540) \cos(19))^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+$$
$$Nu = 75.86887137$$

Con la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.9)$$

Donde:

h (coeficiente de transferencia de calor por conveccion) = $W/m \cdot K$

k (conductividad termica) = $W/m \cdot C$

L = largo de la placa absorbadora

Nu = número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la cara galvanizada:

$$h = \frac{0.028204 \frac{W}{m} \cdot C}{1.54 m} (75.86887137)$$

$$h = 1.389484187 \frac{W}{m^2} \cdot C$$

Parte inferior del colector lado policarbonato

El procedimiento es similar al anterior, por lo que para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte inferior del colector del lado de la pared del policarbonato se debe calcularla temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ sup} = \frac{T_{placa} + T_{\infty sup}}{2} \quad (5.10)$$

Donde:

$T_{media\ sup}$ = Temperatura media en la parte inferior del colector

T_{placa} = Temperatura de la placa cara policarbonato

$T_{\infty sup}$ = Temperatura externa en la parte inferior del colector

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ sup} = \frac{38.6^{\circ}C + 27.9^{\circ}C}{2} = 33.25^{\circ}C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.11)$$

Sustituyendo los valores obtenemos lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(33.25 + 273.15)} = 0.003263708\ K^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel,2007).

$k(\text{conductividad termica}) = 0.02625\ W/m\ C$

$\nu(\text{viscosidad cinematica}) = 0.000016\ m^2/s$

$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.72729$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty sup} - T_{placa})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.12)$$

Donde:

g = aceleración gravitacional, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica, $1/K$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_{placa} = Temperatura de la placa cara policarbonato

$T_{\infty sup}$ = Temperatura externa inferior del colector

L = el largo de la placa absorbadora

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = Número de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.003263708 K^{-1})((38.6 + 273.15) - (27.9 + 273.15))(1.54m)^3}{(0.000016 m^2/s)^2} (0.72729)$$

$$Ra = 3554625381$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Nusselt con la siguiente ecuación:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \theta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra_L \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cos \theta)^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+ \quad (5.13)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

θ = Angulo de inclinación de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{(3554625381) \cos(19)} \right]^+ \left(1 - \frac{1708(\sin(1.8(19)))^{1.6}}{(3554625381) \cos(19)} \right) + \left[\frac{((3554625381) \cos(19))^{\frac{1}{3}}}{18} - 1 \right]^+$$

$$Nu = 85.90581121$$

Con la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.14)$$

Donde:

h (coeficiente de transferencia de calor por conveccion) = $W/m \cdot K$

k (conductividad termica) = $W/m \cdot C$

L = largo de la placa

Nu = Número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa del policarbonato:

$$h = \frac{0.02625 \frac{W}{m} \cdot C}{1.54 m} (85.90581121)$$

$$h = 1.4643036 \frac{W}{m^2} \cdot C$$

5.4.2 Cálculo de la razón de transferencia de calor del colector solar

Con los coeficientes de transferencia de calor por convección anteriormente calculados se puede calcular la razón de transferencia de calor en el colector solar.

Cálculo de la razón de transferencia de calor por radiación de la placa absorbente (cara negra)

Para calcular la razón de transferencia de calor por radiación se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (5.15)$$

Donde:

\dot{Q}_{rad} = Razón de transferencia de calor por radiación

ε = Emisividad del material (pintura negra)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann

A_s = Área superficial

T_s = Temperatura superficial (placa absorbadora cara negra)

T_{alred} = Temperatura del aire por la cara superior de la placa

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene la razón de transferencia de calor por radiación.

$$\dot{Q}_{rad} = (0.98) \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (1.4014 m^2) \left((107 + 273.15 K)^4 - (84.6 + 273.15 K)^4 \right)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 350.7371953 W$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor por convección en la parte interna superior del colector

Para calcular la razón de transferencia de calor por convección se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_{alred}) \quad (5.16)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} = Razón de transferencia de calor por convección

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

T_s = Temperatura superficial (placa absorbadora cara negra)

T_{alred} = Temperatura del aire por la cara superior de la placa

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene la razón de transferencia de calor por convección.

$$\dot{Q}_{conv} = (1.604564475 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ\text{C})(1.4014m^2)(107 - 84.6)$$

$$\dot{Q}_{conv} = 50.36946107W$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor por radiación del acrílico. Para calcular la razón de transferencia de calor por radiación se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4) \tag{5.17}$$

Donde:

\dot{Q}_{rad} = Razón de transferencia de calor por radiación

ε = Emisividad del material acrílico

σ = Constante de Stefan-Boltzmann

A_s = Área superficial

T_s = Temperatura superficial del acrílico

T_{alred} = Temperatura del aire por la cara superior del acrílico

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene la razón de transferencia de calor por radiación.

$$\dot{Q}_{rad} = (0.85)(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4})(1.4014m^2)((61.6 + 273.15K)^4 - (27.9 + 273.15K)^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 293.3215589W$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor por radiación de la placa absorbidora parte inferior (cara galvanizada)

Para calcular la razón de transferencia de calor por radiación se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (5.18)$$

Donde:

\dot{Q}_{rad} = Razón de transferencia de calor por radiación

ε = Emisividad del material (lámina galvanizada)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann

A_s = Área superficial

T_s = Temperatura superficial (placa absorbadora cara galvanizada)

T_{alred} = Temperatura del aire por la cara inferior de la placa

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene la razón de transferencia de calor por radiación.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rad} &= (0.23) \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (1.4014 m^2) \left((67.4 + 273.15 K)^4 \right. \\ &\quad \left. - (56 + 273.15 K)^4 \right) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{rad} = 31.29785589 \text{ W}$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor por convección en la parte interna superior del colector

Para calcular la razón de transferencia de calor por convección se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{alred}) \quad (5.19)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} = Razón de transferencia de calor por convección

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

T_s = Temperatura superficial (placa absorbente cara galvanizada)

T_{alred} = Temperatura del aire por la cara inferior de la placa

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene la razón de transferencia de calor por convección.

$$\dot{Q}_{conv} = (1.389484187 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C})(1.4014m^2)(67.4 - 56)$$

$$\dot{Q}_{conv} = 22.19834379 \text{ W}$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor en la parte trasera exterior del colector

Para calcular la razón de transferencia de calor en esta parte del colector se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{total}} \quad (5.20)$$

Donde:

\dot{Q} = Razón de transferencia de calor

$T_{\infty 1}$ = Temperatura del aire en la parte interna inferior del colector

$T_{\infty 2}$ = Temperatura del aire en la parte exterior del colector (cara policarbonato)

R_{total} = Resistencia térmica total

Para utilizar la ecuación anterior es necesario calcular las resistencias térmicas de las diferentes placas que componen este sistema de transferencia de calor.

Resistencia a la convección en la parte interna inferior del colector

Para calcular la resistencia en esta parte del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.21)$$

Donde:

$R_{conv,1}$ = Resistencia a la convección en la parte interna inferior

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{\left(1.389484187 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (1.4014m^2)}$$
$$R_{conv,1} = 0.513551826 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la lámina inferior del colector

Para calcular la resistencia en esta parte del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{lamina} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.22)$$

Donde:

R_{lamina} = Resistencia a la conducción en la lámina inferior

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$R_{lamina} = \frac{0.00038 m}{\left(46.5 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (1.4014m^2)}$$
$$R_{lamina} = 5.83134 \times 10^{-6} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la placa de unicel

Para calcular la resistencia en esta parte del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{unicel} = \frac{L}{K A_S} \quad (5.23)$$

Donde:

R_{unicel} = Resistencia a la conducción en la placa de unigel

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_S = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{unicel} = \frac{0.01 \text{ m}}{\left(0.04 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (1.4014m^2)}$$

$$R_{unicel} = 0.178393036 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

Para calcular la resistencia en esta parte del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{policarb} = \frac{L}{K A_S} \quad (5.24)$$

Donde:

$R_{policarb}$ = Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_S = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{policarb} = \frac{0.006 \text{ m}}{\left(0.02 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (1.4014m^2)}$$

$$R_{policarb} = 0.021407164 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia a la convección en la parte externa inferior del colector (policarbonato)

Para calcular la resistencia en esta parte del colector utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.25)$$

Donde:

$R_{conv,2}$ = Resistencia a la convección en la parte externa inferior (policarbonato)

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{\left(1.4643036 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^{\circ}\text{C}\right) (1.4014\text{m}^2)}$$

$$R_{conv,2} = 0.487311608 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia térmica total

Para calcular la resistencia total solo se suman las resistencias calculadas anteriormente.

$$\begin{aligned} R_{total} &= R_{conv,1} + R_{lamina} + R_{unicel} + R_{policarb} + R_{conv,2} \\ R_{total} &= 0.513551826 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} + 5.83134 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} + 0.178393036 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} + 0.021407164 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \\ &\quad + 0.487311608 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \\ R_{total} &= 1.200669466 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \end{aligned}$$

Teniendo la resistencia total podemos sustituir los valores en la ecuación de razón de transferencia de calor anteriormente escrita.

$$\dot{Q} = \frac{(56^{\circ}\text{C} - 27.9^{\circ}\text{C})}{1.200669466 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}}$$

$$\dot{Q} = 23.40361007 \text{ W}$$

Balance de energía

El balance de energía para el colector esta dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad1} + \dot{Q}_{rad2} - \dot{Q}_{conv1} - \dot{Q}_{rad3} - \dot{Q}_{conv2} - \dot{Q} = 0 \quad (5.26)$$

Donde:

\dot{Q}_{rad1} =Razón de transferencia de calor por radiación placa absorbente (cara negra)

\dot{Q}_{rad2} =Razón de transferencia de calor por radiación placa absorbente (cara galvanizada)

\dot{Q}_{conv1} =Razón de transferencia de calor por convección en la parte interna superior

\dot{Q}_{rad3} =Razón de transferencia de calor por radiación en el acrílico

\dot{Q}_{conv2} =Razón de transferencia de calor por convección en la parte interna inferior

\dot{Q} =Razón de transferencia de calor en la parte trasera exterior del colector (policarbonato)

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$350.7371953\text{W} + 31.29785589\text{W} - 50.36946107\text{W} - 293.3215589\text{W} \\ - 22.19834379\text{W} - 23.40361007 \text{ W} = -7.257922656\text{w}$$

Nótese que el resultado del balance no es cero esto debido a que en la elaboración de los cálculos se realizaron diferentes aproximaciones para la obtención de las razones de transferencia de calor, además de que en la obtención de los datos de las temperaturas en las superficies pudieron variar, ya que estas se tomaron en un ambiente no controlado por lo que pudieron afectar directamente al resultado.

5.5. Razón de transferencia de calor en las paredes de la cámara.

Debido a que en la parte interna de la cámara de secado se hace pasar aire a temperatura mayor que la del ambiente es importante saber la razón de transferencia de calor por convección en las paredes de la cámara, ya que de esto afectara directamente la temperatura interna de la misma, cabe recalcar que las paredes no se comportan de manera uniforme a lo largo del día ya que debido al movimiento del sol, la mayor parte del tiempo solo tienen contacto con estas dos caras las cuales pueden ser la cara frontal y una de las dos laterales y sombra la cara trasera y una de las dos laterales.

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

Al igual que el colector la cámara presenta tres mecanismos de transferencia de calor conducción, convección y radiación, siendo más importante en el comportamiento de la cámara el de convección para calcular las razones de transferencia de calor del mecanismo mencionado son necesarios diferentes datos los cuales son proporcionados por diferentes literaturas. Los únicos valores que no proporciona la literatura son los coeficientes de transferencia de calor por convección, por lo que es necesario calcularlos como se muestra a continuación.

Lámina galvanizada interior lado sol

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la lámina galvanizada parte interior de la cámara lado sol necesitamos calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ int} = \frac{T_{placa} + T_{\infty int}}{2} \quad (5.27)$$

Donde:

$T_{media\ int}$ = Temperatura media interna de la cámara lado sol

T_{placa} = Temperatura de la lámina galvanizada

$T_{\infty int}$ = Temperatura interna de la cámara

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ int} = \frac{57^{\circ}C + 68^{\circ}C}{2} = 62.5^{\circ}C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.28)$$

Sustituyendo los valores obtenemos lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(62.5 + 273.15)} = 0.002979294\ K^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel,2007).

$$k(\text{conductividad termica}) = 0.028262\ W/m\ C$$

$$\nu(\text{viscosidad cinematica}) = 1.9 \times 10^{-5}\ m^2/s$$

$$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.719575$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty int} - T_{placa})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.29)$$

Donde:

$$g = \text{Aceleración gravitacional, } m/s^2$$

$$\beta = \text{Coeficiente de expansión volumétrica, } 1/K \ (\beta = 1/T \text{ para los gases ideales})$$

$$T_{placa} = \text{temperatura de la lámina galvanizada}$$

$$T_{\infty int} = \text{temperatura interna de la cámara}$$

$$L = \text{largo de la placa}$$

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = Número de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.002979294 K^{-1})((68 + 273.15) - (57 + 273.15))(1.69m)^3}{(1.9 \times 10^{-5}m^2/s)^2} (0.719575)$$

$$Ra = 3093171638$$

Con los datos obtenidos calculamos el número de Nusselt para placa horizontal utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.30)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

Pr = numero de Prandtl

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(3093171638)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.719575} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 174.7905846$$

Con la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.31)$$

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

k = Conductividad térmica

L = largo de la placa

Nu = Número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la lámina galvanizada lado sol.

$$h = \frac{0.028262 \frac{W}{m} \cdot C}{1.69 m} (174.7905846)$$

$$h = 2.923036392 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$$

Policarbonato exterior lado sol

El procedimiento es similar al anterior por lo que para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte exterior de la cámara lado sol se necesita calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ ext} = \frac{T_{placa} + T_{\infty ext}}{2} \quad (5.32)$$

Donde:

$T_{media\ ext}$ = Temperatura media externa de la cámara lado sol

T_{placa} = Temperatura de la placa de policarbonato lado sol

$T_{\infty ext}$ = Temperatura del aire externo de la cámara lado sol

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ int} = \frac{42^\circ C + 60^\circ C}{2} = 51^\circ C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.33)$$

Sustituyendo los valores se obtiene lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(62.5 + 273.15)} = 0.003084992 \text{ K}^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel, 2007).

$$k(\text{conductividad termica}) = 0.027423 \text{ W/m C}$$

$$\nu(\text{viscosidad cinematica}) = 1.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.72254$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{placa} - T_{\infty ext})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.34)$$

Donde:

g = aceleración gravitacional, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica, $1/\text{K}$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_{placa} = temperatura de la placa de policarbonato lado sol

$T_{\infty ext}$ = temperatura del aire externo de la cámara lado sol

L = el largo de la placa

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = Número de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.003084992 K^{-1})((60 + 273.15) - (42 + 273.15))(1.69m)^3}{(1.8 \times 10^{-5}m^2/s)^2} (0.72254)$$

$$Ra = 5863710021$$

Con los datos obtenidos calculamos el número de Nusselt para placa horizontal utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.35)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

Pr = Número de Prandtl

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(5863710021)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.72254} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 213.7275423$$

Con la siguiente ecuación se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.36)$$

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

k = Conductividad térmica

L = largo de la placa

Nu = Número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa de policarbonato lado sol.

$$h = \frac{0.027423 \frac{W}{m} \cdot C}{1.69 m} (213.7275423)$$

$$h = 3.468077156 \frac{W}{m^2} \cdot C$$

Lámina galvanizada interior lado sombra

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la lámina galvanizada parte interior de la cámara lado sombra se necesita calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ int} = \frac{T_{placa} + T_{\infty int}}{2} \quad (5.37)$$

Donde:

$T_{media\ int}$ = Temperatura media interna de la cámara lado sombra

T_{placa} = Temperatura de la lámina galvanizada lado sombra

$T_{\infty int}$ = Temperatura interna de la cámara

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ int} = \frac{38^{\circ}C + 68^{\circ}C}{2} = 53^{\circ}C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.38)$$

Sustituyendo los valores obtenemos lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(53 + 273.15)} = 0.003066074\ K^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel, 2007).

$$k(\text{conductividad termica}) = 0.027569\ W/m\ C$$

$$v(\text{viscosidad cinematica}) = 1.8 \times 10^{-5}\ m^2/s$$

$$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.72202$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty int} - T_{placa})L^3}{\nu^2} Pr \quad (5.39)$$

Donde:

g = aceleración gravitacional, m/s^2

β = coeficiente de expansión volumétrica, $1/K$ ($\beta = 1/T$ para los gases ideales)

T_{placa} = Temperatura de la lámina galvanizada

$T_{\infty int}$ = Temperatura interna de la cámara

L = el largo de la placa

ν = viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Pr = numero de Prandtl

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.003066074K^{-1})((68 + 273.15) - (38 + 273.15))(1.69m)^3}{(1.8 \times 10^{-5}m^2/s)^2} (0.72202)$$

$$Ra = 9705931247$$

Con los datos obtenidos calculamos el número de Nusselt para placa horizontal utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.40)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

Pr = numero de Prandtl

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(9705931247)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.72202} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 250.5033262$$

Con la siguiente ecuación calculamos el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.41)$$

Donde:

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

k =conductividad térmica

L = largo de la placa

Nu = número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la lámina galvanizada lado sombra.

$$h = \frac{0.027569 \frac{W}{m} \cdot C}{1.69 m} (250.5033262)$$

$$h = 4.086465207 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$$

Policarbonato exterior lado sombra

El procedimiento es similar al anterior por lo que para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte exterior de la cámara del lado de la sombra necesitamos calcular la temperatura media con la siguiente ecuación:

$$T_{media\ ext} = \frac{T_{placa} + T_{\infty ext}}{2} \quad (5.42)$$

Donde:

$T_{media\ ext}$ = Temperatura media externa de la cámara lado sombra

T_{placa} = Temperatura de la placade policarbonato lado sombra

$T_{\infty ext}$ = Temperatura del aire externo de la cámara lado sombra

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene lo siguiente:

$$T_{media\ int} = \frac{36^\circ C + 32^\circ C}{2} = 34^\circ C$$

Con la temperatura media se calcula el coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal β utilizando la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} \quad (5.43)$$

Sustituyendo los valores se tiene lo siguiente:

$$\beta = \frac{1}{(34 + 273.15)} = 0.003255738 \text{ K}^{-1}$$

Los siguientes datos para el aire a la temperatura media se obtuvieron haciendo aproximaciones con los datos del apéndice 1, tabla A-15 de (Cengel,2007).

$$k(\text{conductividad termica}) = 0.026176 \text{ W/m C}$$

$$v(\text{viscosidad cinematica}) = 1.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr(\text{numero de Prandtl}) = 0.72708$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el número de Rayleigh utilizando la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{placa} - T_{\infty ext})L^3}{v^2} Pr \quad (5.44)$$

Donde:

$$g = \text{Aceleración gravitacional, m/s}^2$$

$$\beta = \text{Coeficiente de expansión volumétrica, 1/K } (\beta = 1/T \text{ para los gases ideales})$$

$$T_{placa} = \text{temperatura de la placa de policarbonato lado sombra}$$

$$T_{\infty ext} = \text{temperatura del aire externo de la cámara lado sombra}$$

$$L = \text{largo de la placa}$$

$$v = \text{viscosidad cinemática del fluido, m}^2/\text{s}$$

$$Pr = \text{Numero de Prandtl}$$

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene lo siguiente:

$$Ra = \frac{(9.81m/s^2)(0.003255738 K^{-1})((36 + 273.15) - (32 + 273.15))(1.69m)^3}{(1.6 \times 10^{-5}m^2/s)^2} (0.72708)$$

$$Ra = 1751381775$$

Con los datos obtenidos calculamos el número de Nusselt para placa horizontal utilizando la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.45)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Ra_L = Número de Raleigh

Pr = Numero de Prandtl

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(1751381775)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.72708} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$Nu = 146.6135904$$

Con la siguiente ecuación se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (5.46)$$

Donde:

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

k = Conductividad térmica

L = largo de la placa

Nu = Número de Nusselt

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección de la placa de policarbonato lado sombra.

$$h = \frac{0.026176 \frac{W}{m} \cdot C}{1.69 m} (146.6135904)$$

$$h = 2.270862333 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$$

Cálculo de la razón de transferencia de calor del colector solar

Con los coeficientes de transferencia de calor por convección anteriormente calculados se puede calcular la razón de transferencia de calor en las paredes de la cámara cara sol y cara sombra.

Para calcular la razón de transferencia de calor en la placa plana lado sol se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{L\ sol} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{total}} \quad (5.47)$$

Donde:

$\dot{Q}_{L\ sol}$ = Razón de transferencia de calor lado sol

$T_{\infty 1}$ = Temperatura del aire en la parte interna de la cámara de secado

$T_{\infty 2}$ = Temperatura del aire en la parte exterior de la cámara de lado sol

R_{total} = Resistencia térmica total

Para utilizar la ecuación anterior es necesario calcular las resistencias térmicas de las diferentes placas que componen este sistema de transferencia de calor.

Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sol

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.48)$$

Donde:

$R_{conv,1}$ = Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sol

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección interna lado sol

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{\left(2.923036392 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (1.6224m^2)}$$
$$R_{conv,1} = 0.210866622 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la lámina galvanizada de la cámara lado sol

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{lamina} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.49)$$

Donde:

R_{lamina} = Resistencia a la conducción en la lámina galvanizada

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción del material

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{lamina} = \frac{0.00038 m}{\left(46.5 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) (1.6224m^2)}$$

$$R_{lamina} = 5.037008759 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la placa de unigel cara al sol

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara siguiente ecuación:

$$R_{unicel} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.50)$$

Donde:

R_{unicel} = Resistencia a la conducción en la placa de unigel

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{unicel} = \frac{0.01 \text{ m}}{\left(0.04 \frac{W}{m^{\circ}C}\right) (1.6224 \text{ m}^2)}$$

$$R_{unicel} = 0.154092702 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{poliarb} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.51)$$

Donde:

$R_{policarb}$ = Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{policarb} = \frac{0.006 \text{ m}}{\left(0.02 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right) (1.6224\text{m}^2)}$$

$$R_{policarb} = 0.018491124 \frac{\text{°C}}{\text{W}}$$

Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sol

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.52)$$

Donde:

$R_{conv,2}$ = Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sol

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{\left(3.468077156 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}\right) (1.6224\text{m}^2)}$$

$$R_{conv,2} = 0.17772696 \frac{\text{°C}}{\text{W}}$$

Resistencia térmica total

Para calcular la resistencia total solo se suman las resistencias calculadas anteriormente.

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{lamina} + R_{unicel} + R_{policarb} + R_{conv,2}$$

$$R_{total} = 0.210866622 \frac{\text{°C}}{\text{W}} + 5.037008759 \times 10^{-6} \frac{\text{°C}}{\text{W}} + 0.154092702 \frac{\text{°C}}{\text{W}} + 0.018491124 \frac{\text{°C}}{\text{W}} + 0.17772696 \frac{\text{°C}}{\text{W}}$$

$$R_{total} = 0.561182445 \frac{^{\circ}C}{W}$$

Teniendo la resistencia total podemos sustituir los valores en la ecuación de razón de transferencia de calor anteriormente escrita.

$$\dot{Q}_{L\ sol} = \frac{(68^{\circ}C - 42^{\circ}C)}{0.561182445 \frac{^{\circ}C}{W}}$$

$$\dot{Q}_{L\ sol} = 46.33074368\ W$$

Para calcular la razón de transferencia de calor en la placa plana lado sombra se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{L\ omb} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{total}} \quad (5.53)$$

Donde:

$\dot{Q}_{L\ omb}$ = Razón de transferencia de calor lado sombra

$T_{\infty 1}$ = Temperatura del aire en la parte interna de la cámara de secado

$T_{\infty 2}$ = Temperatura del aire en la parte exterior de la cámara de lado sombra

R_{total} = Resistencia térmica total

Para utilizar la ecuación anterior es necesario calcular las resistencias térmicas de las diferentes placas que componen este sistema de transferencia de calor.

Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sombra

Para calcular la resistencia en esta parte de la acámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.54)$$

Donde:

$R_{conv,1}$ = Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sombra

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección interna lado sombra

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{\left(4.086465207 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (1.6224m^2)}$$
$$R_{conv,1} = 0.150832266 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la lámina galvanizada de la cámara lado sombra

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{lamina} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.55)$$

Donde:

R_{lamina} = Resistencia a la conducción en la lámina galvanizada

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción del material

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{lamina} = \frac{0.00038 m}{\left(46.5 \frac{W}{m^{\circ C}}\right) (1.6224m^2)}$$
$$R_{lamina} = 5.037008759 \times 10^{-6} \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia a la conducción en la placa de unisel cara a sombra

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara se utiliza la siguiente ecuación:

$$R_{unicel} = \frac{L}{K A_s} \quad (5.56)$$

Donde:

R_{unicel} = Resistencia a la conducción en la placa de unicel

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{unicel} = \frac{0.01 \text{ m}}{\left(0.04 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}\right) (1.6224\text{m}^2)}$$

$$R_{unicel} = 0.154092702 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{poliarb} = \frac{L}{K A_s} \tag{5.57}$$

Donde:

$R_{policarb}$ = Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato

K = Coeficiente de transferencia de calor por conducción

A_s = Área superficial

L = Espesor de la placa

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{policarb} = \frac{0.006 \text{ m}}{\left(0.02 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}\right) (1.6224\text{m}^2)}$$

$$R_{policarb} = 0.018491124 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sombra

Para calcular la resistencia en esta parte de la cámara utilizamos la siguiente ecuación:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{h A_s} \quad (5.58)$$

Donde:

$R_{conv,2}$ = Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sombra

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

A_s = Área superficial

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior obtenemos lo siguiente:

$$R_{conv,2} = \frac{1}{\left(2.270862333 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (1.6224 m^2)}$$
$$R_{conv,2} = 0.271425881 \frac{^\circ C}{W}$$

Resistencia térmica total

Para calcular la resistencia total solo se suman las resistencias calculadas anteriormente.

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{lamina} + R_{unicel} + R_{policarb} + R_{conv,2}$$
$$R_{total} = 0.150832266 \frac{^\circ C}{W} + 5.037008759 \times 10^{-6} \frac{^\circ C}{W} + 0.154092702 \frac{^\circ C}{W} +$$
$$0.018491124 \frac{^\circ C}{W} + 0.271425881 \frac{^\circ C}{W}$$
$$R_{total} = 0.594847011 \frac{^\circ C}{W}$$

Teniendo la resistencia total podemos sustituir los valores en la ecuación de razón de transferencia de calor anteriormente escrita.

$$\dot{Q}_{L\ somb} = \frac{(68^\circ C - 32^\circ C)}{0.594847011 \frac{^\circ C}{W}}$$

$$\dot{Q}_{L\text{ somb}} = 60.51976283\text{ W}$$

Razón de transferencia de calor en ambas caras

$$\dot{Q}_{L\text{ sol}} = 46.33074368\text{ W}$$

$$\dot{Q}_{L\text{ somb}} = 60.51976283\text{ W}$$

Se tiene que la razón de transferencia de calor en la cara al sol es menor que la cara sombra debido a que existe una mayor diferencia de temperatura entre la superficie exterior lado sombra comparada con la cara al sol, este comportamiento tendrá gran influencia en el producto a secar ya que el producto que esté más cerca de las caras al sol tendrá una mayor velocidad de secado comparada con las que esté más cerca de la cara sombra.

La cámara de secado tiene un funcionamiento empírico, que puede observarse en la ilustración 40, su funcionamiento puede simplificarse en una temperatura homogénea interna y la pérdida de transferencia de calor sobre placas planas que son las paredes, esto se debe a que la circulación del aire, es demasiado rápida para tener una pérdida de calor mayor. Faltaría un estudio a profundidad de la termodinámica de la cámara de secado con datos y modelación matemática sobre el funcionamiento interno y su interacción con el exterior.

Todos los resultados obtenidos se visualizan en la siguiente en la siguiente tabla:

Tabla 2: Resultados termodinámicos, Elaboración propia.

Placa absorbente cara negra		
Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media interna	$T_{media\ sup}$	95.8°C
Coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	0.002710394 K ⁻¹
Número de Rayleigh	Ra	2927689503

Número de Nusselt	Nu	80.61559738
Coeficiente de transferencia de calor por convección	h	$1.604564475 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$
Placa absorbente cara galvanizada		
Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media interna en la parte inferior del colector	$T_{media\ sup}$	$61.7^\circ C$
Coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	$0.002986412 K^{-1}$
Número de Rayleigh	Ra	2432065540
Número de Nusselt	Nu	75.86887137
Coeficiente de transferencia de calor por convección	h	$1.389484187 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$
Parte inferior del colector lado policarbonato		
Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media en la parte inferior del colector	$T_{media\ sup}$	$33.25^\circ C$
Coeficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	$0.003263708 K^{-1}$

Número de Rayleigh	Ra	3554625381
Número de Nusselt	Nu	85.90581121
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	$1.4643036 \frac{W}{m^2} ^\circ C$
Razón de transferencia de calor del colector solar cara negra		
Nombre	Variable	Resultado
Razón de transferencia de calor por radiación	\dot{Q}_{rad}	350.7371953 W
Razón de transferencia de calor por convección	\dot{Q}_{conv}	50.36946107 W
Razón de transferencia de calor por radiación del acrílico		
Nombre	Variable	Resultado
Razón de transferencia de calor por radiación del acrílico	\dot{Q}_{rad}	293.3215589 W
Razón de transferencia de calor del colector solar cara galvanizada		
Nombre	Variable	Resultado
Razón de transferencia de calor por radiación	\dot{Q}_{rad}	31.29785589 W

Razón de transferencia de calor por convección en la parte interna superior del colector		
Nombre	Variable	Resultado
Razón de transferencia de calor por convección	\dot{Q}_{conv}	22.19834379 W
Razón de transferencia de calor en la parte trasera exterior del colector		
Nombre	Variable	Resultado
Resistencia a la convección en la parte interna inferior del colector	$R_{conv,1}$	$0.513551826 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la lámina inferior del colector	R_{lamina}	$5.83134 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la placa de unicel	R_{unicel}	$0.178393036 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato	$R_{poliarb}$	$0.021407164 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la convección en la parte externa inferior del colector (policarbonato)	$R_{conv,2}$	$0.487311608 \frac{^{\circ}C}{W}$

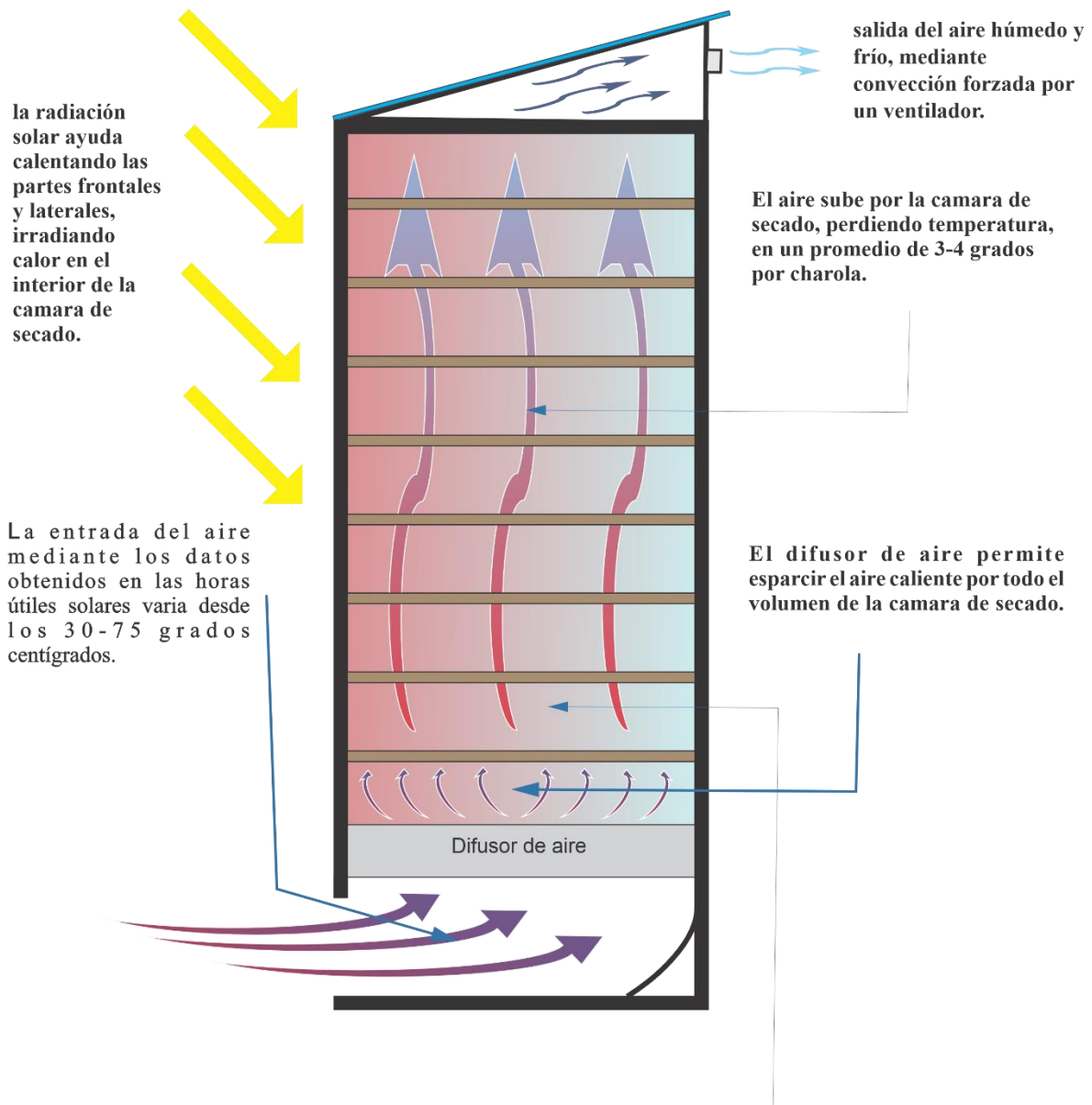
Resistencia térmica total	R_{total}	$1.200669466 \frac{^{\circ}C}{W}$
Razón de transferencia de calor en la parte trasera exterior del colector	\dot{Q}	$23.40361007 W$
Razón de transferencia de calor en las paredes de la cámara		
Lámina galvanizada interior lado sol		
Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media interna de la cámara lado sol	$T_{media\ int}$	$62.5^{\circ}C$
Coefficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	$0.002979294 K^{-1}$
Número de Rayleigh	Ra	3093171638
Número de Nusselt	Nu	174.7905846
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	$2.923036392 \frac{W}{m^2} ^{\circ}C$
Policarbonato exterior lado sol		
Nombre	Variable	Resultado

Temperatura media externa de la cámara lado sol	$T_{media\ ext}$	51°C
Coefficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	0.003084992 K ⁻¹
Número de Rayleigh	Ra	5863710021
Número de Nusselt	Nu	213.7275423
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	3.468077156 $\frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$
Lámina galvanizada interior lado sombra		
Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media interna de la cámara lado sombra	$T_{media\ int}$	53°C
Coefficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	0.003066074 K ⁻¹
Número de Rayleigh	Ra	9705931247
Número de Nusselt	Nu	250.5033262
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	4.086465207 $\frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$
Policarbonato exterior lado sombra		

Nombre	Variable	Resultado
Temperatura media externa de la cámara lado sombra	$T_{media\ ext}$	34°C
Coefficiente de expansión volumétrica del gas ideal	β	0.003255738 K ⁻¹
Número de Rayleigh	Ra	1751381775
Número de Nusselt	Nu	146.6135904
Coefficiente de transferencia de calor por convección	h	2.270862333 $\frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C$
Resistencia térmica total para las paredes de la cámara lado sol		
Nombre	Variable	Resultado
Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sol	$R_{conv,1}$	0.210866622 $\frac{^\circ C}{W}$
Resistencia a la conducción en la lámina galvanizada de la cámara lado sol	R_{lamina}	5.037008759X10 ⁻⁶ $\frac{^\circ C}{W}$

Resistencia a la conducción en la placa de unigel cara al sol	R_{unigel}	$0.154092702 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato	$R_{poliarb}$	$0.018491124 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sol	$R_{conv,2}$	$0.17772696 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia térmica total	R_{total}	$0.561182445 \frac{^{\circ}C}{W}$
Razón de transferencia de calor lado sol		
Nombre	Variable	Resultado
Razón de transferencia de calor lado sol	$\dot{Q}_{L\ sol}$	$46.33074368\ W$
Resistencia térmica total para las paredes de la cámara lado sombra		
Nombre	Variable	Resultado
Resistencia a la convección en la parte interna de la cámara lado sombra	$R_{conv,1}$	$0.150832266 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la lámina	R_{lamina}	$5.037008759 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}C}{W}$

galvanizada de la cámara lado sombra		
Resistencia a la conducción en la placa de unigel cara a sombra	R_{unigel}	$0.154092702 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la conducción en la placa de policarbonato	$R_{poliarb}$	$0.018491124 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia a la convección en la parte externa de la cámara lado sombra	$R_{conv,2}$	$0.271425881 \frac{^{\circ}C}{W}$
Resistencia térmica total	R_{total}	$0.594847011 \frac{^{\circ}C}{W}$
Razón de transferencia de calor lado sombra	$\dot{Q}_{L\,somb}$	$60.51976283 W$



Dentro de la cámara de secado, existe un gradiente de calor radiativo, principalmente por la pared frontal y en menor medida por las paredes laterales, debido a que las paredes externas como la estructura adsorben calor el cual se trasmite a las paredes internas y en los propios rieles que sostienen la charola ayudando al proceso de secado.

Ilustración 40: Funcionamiento termodinámico. Elaboración propia.

Dentro de la cámara de secado las hojuelas pueden tratarse como placas planas, que, al interactuar con flujos de aire con temperaturas, ocasionando una pérdida de calor y humedad de la fresa, se puede ejemplificar en la ilustración 41, dentro de esta tesis no se

exploró esta interacción, ya que excede los adjetivos, además de ser trasversal a otras disciplinas biológicas y alimentarias.

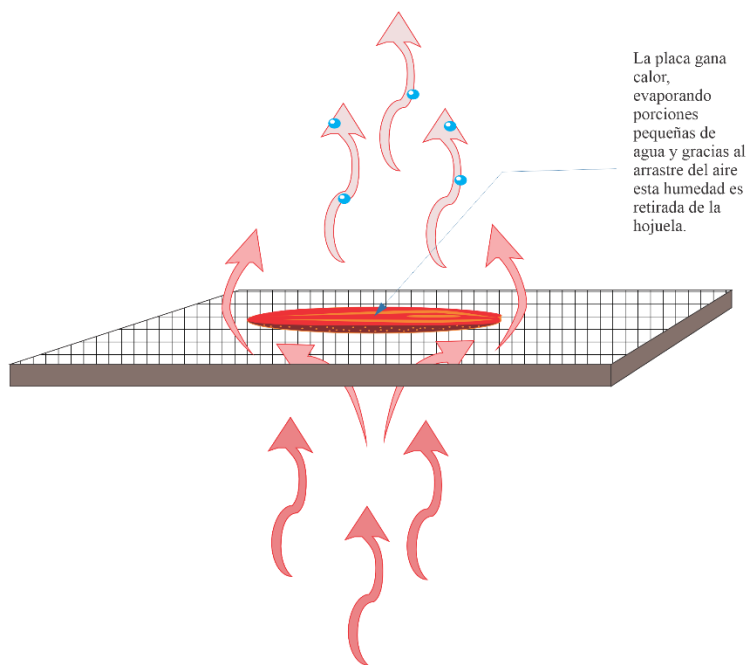


Ilustración 41: Representación de la pérdida de humedad por convección forzada. Elaboración propia.

Conclusiones

Este proyecto tuvo como objetivo generar una alternativa para múltiples desperdicios alimenticios de productos cultivados en invernaderos de traspatio en la ciudad de México, una de las opciones actual es el uso de la energía solar de forma directa o indirecta, ya sea usando la radiación solar directa o calentando aire para deshidratar alimentos y extender su vida útil durante meses o años. Se planteo como objetivo en diseñar un secador de tipo indirecto para diferentes productos de invernadero, teniendo un enfoque en caracterizar la forma de deshidratar fresa, buscando las condiciones óptimas para conservar el mayor parte de sus propiedades.

Se comenzó con una investigación sobre el uso de la energía termosolar en México, comprobando que es un mercado creciente durante las últimas dos décadas, pero su uso es más enfocado en la generación eléctrica y el calentamiento de fluidos como agua o aire, existe una pequeña aplicación de la energía solar en el deshidratado de alimentos, ya sea de forma directa o indirecta, siendo un proceso más experimental y artesanal, varias investigaciones solucionan el deshidratado de un solo producto.

En el capítulo II se realiza una investigación teórica y bibliográfica de los diferentes tipos de tecnologías termosolares, sus diferencias y aplicaciones, teniendo las bases para seleccionar la tecnología que más beneficie el deshidratar productos específicos, en este caso fue la fresa el producto objetivo de este proyecto, en el capítulo III se recabaron las bases teóricas sobre el deshidratado, números adimensionales, ecuaciones teóricas y conceptos que nos permitirán evaluar el rendimiento termodinámico del secador solar, en el capítulo IV se tomaron los criterios correspondientes para diseñar el secador solar, se analizaron las condiciones climáticas, solares y técnicas que debería tener un secador, seleccionando un diseño de aire por convección forzada. Se diseñó para construirse en 3 partes que permitieran el desarmado y guardarlo cuando las condiciones climáticas no permitan el secador, estas tres partes son partes: una cámara de secado donde se introducirán los alimentos, mediante el dimensionamiento empírico de cortar un kilo de fresa en rodajas, se diseñó en una charola el espacio necesario de la cámara de secado, su altura se determinó para la separación de 15 cm por charola, para 8 charolas, por consiguiente se diseñó del colector solar, por el cual se

calentó se calentara el aire, además de diseñar un pequeño coplee que conectaría el colector con la cámara de secado, el colector tiene un placa de color negra para adsorber la mayor radiación solar y transmitir el calor al aire, creando un fluido caliente con una densidad menor por esta propiedad este recorrería toda la cámara de secado. Tras finalizar el diseño se seleccionaron los materiales que permitieran una correcta adsorción de la radiación solar, además de resistir la intemperie y el peso total del prototipo. Se observó que los volúmenes de aire del colector eran cercanos a una tercera parte de la cámara de secado, al usar un extractor de aire se podía controlar la velocidad de renovación del aire, esperando que fuera una velocidad suficiente para permitir conservar el calor necesario para alcanzar una temperatura entre los 30 a los 60 grados centígrados.

Tras acabar el diseño se realizó la construcción, dentro de este proceso se realizaron mejoras, como un techo inclinado para mejorar la salida de aire. Al terminar el prototipo se comenzó con las pruebas preliminares con diferentes productos, se creó una metodología para aprovechar las mejores horas de secado, además de analizar el comportamiento del secador, concluyendo que las caras al sol de la cámara de secado permiten introducir calor gracias a las paredes de metal, mejorando la eficiencia del secado. También se observó que existe un gradiente de secado que va desde las partes que reciben calor a las partes que reciben sombra, así como el gran diente de calor que vas disminuyendo desde la entrada del aire de la cámara de secado hasta la extracción en la parte superior. Tras llevar a cabo la pruebas del producto objetivo, se formó una caracterización del corte de la fresa, la cantidad de poca epidermis expuesta, tanto como su área de la hojuela determinaba el nivel de charola en el cual se colocaría, en la dos pruebas se analizó que el producto no se seca de manera homogénea y sus niveles de humedad finales varían , se observó que las fresas frescas conservan mejor el color y sabor que las fresa precongeladas, existiendo una correlación de la calidad de hojuela final con la calidad de fresa que se introduce, se comprobó también que entre más horas de secado, menor calidad de propiedades organolépticas tiene el producto final, pero a pesar de llegar a una humedad menor al 1% se conservan los azúcares en las hojuelas de fresa, se realizaron curvas de secado y curvas de temperatura y humedad vs tiempo, mostrando una correlación con la radiación a lo largo del día, junto con una relación de a mayor humedad extraída mayor temperatura se alcanzaba.

Al acabar las pruebas y analizar los resultados se concluye que se realizaron todos los objetivos, ofreciendo una alternativa para secar que depende solo del sol y sin ninguna necesidad de otra energía que contamine, además de que se sobrepasaron las expectativas de secado, pasando de 8 kg en 6 días a máximo 20 kg semanales de hojuela de fresa, teniendo diferentes calidades que van desde considera un producto deshidratado a húmedo.

Posibles mejoras

Tras las observaciones empíricas y matemáticas, se pudo observar que existe varias mejoras sobre este modelo, algunas de ellas son:

- Un concentrado solar para el colector solar.
- El uso de charolas de aluminio, acero, amalgamas de grado alimenticio, sus coeficientes de transferencia sobre la superficie mejorarían el secado.
- Cambio de volumen de la cámara de secado, una reducción de la cámara podría mejorar el secado de pequeñas frutas o cortes finos de otros frutos.
- Mejorar la extracción de aire en los días 2 y 3 de secado, con el fin de reducir la temperatura para que se encuentre alrededor de los 45 grados.

ANEXOS

Anexo I: Porcentaje de humedad de los productos deshidratados

Porcentaje de humedad de los productos objetivo, datos de la tabla obtenido de HerbaZest (2022)

Producto agrícola	% de agua
Fresa	90.95
Naranja	86.74
Zahoria	88.29
Cilantro	92.21

Anexo II: Características de los materiales utilizados

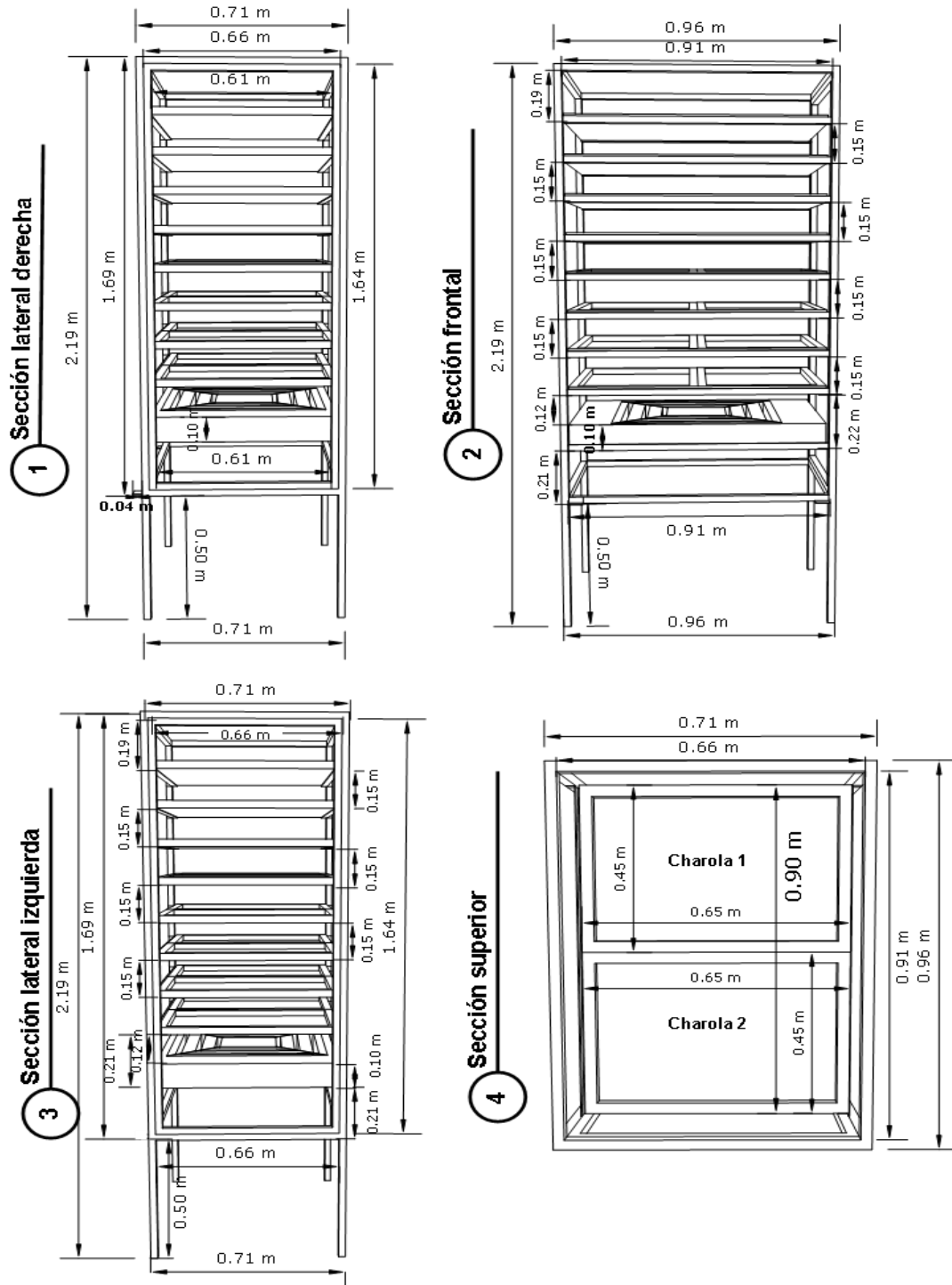
El valor U o K es el coeficiente que determina la pérdida de calor. En la medida que el valor U disminuye, la aislación térmica aminora las pérdidas del calor.

Material	Valor de U o K	Extraído de:
Polycarbonato(espesor)	0.2W/m°C	(Thermal Engineering , 2013)
Lámina galvanizada	0.018 W/m°C	(Metecno, 2012)
Unicel (1cm)	0.030 y 0.040 W / m · K.	(La Casa de la Moldura, 2023).
Acrílico(3mm)	0.19 W / m · K	(HYDROSIGHT, 2023)
Aire	0.025 W / m · K	(Cengel,2001)
Lamina de aluminio	205 W/(m/K)	(Thermtest, 2021)

Anexo III: Planos del deshidratador

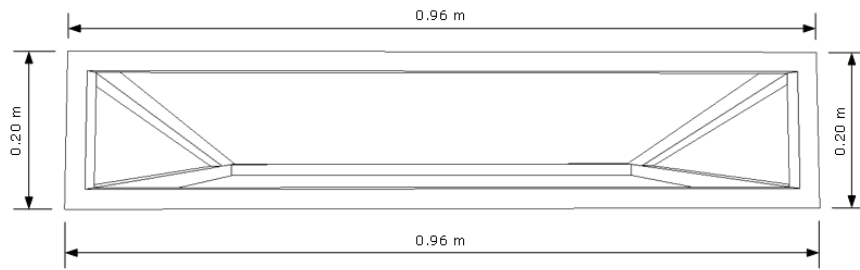
Las siguientes ilustraciones son elaboración propia.

Plano estructural de la cámara de secado, con charolas y divisiones

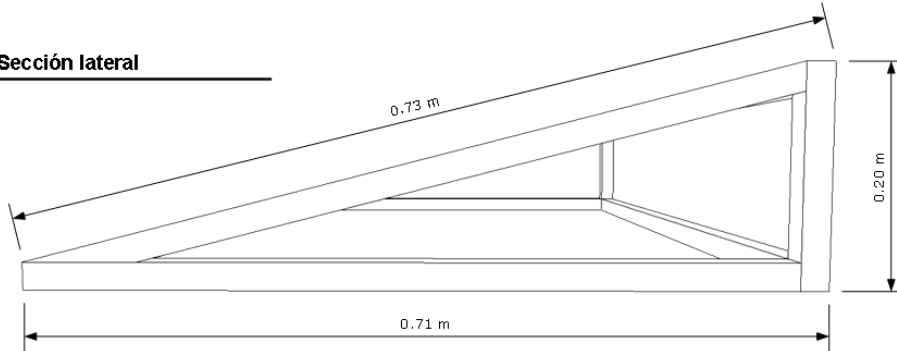


Plano estructural del domo de la cámara de secado

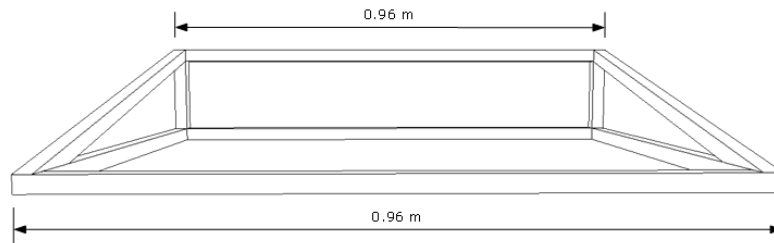
1 Sección trasera



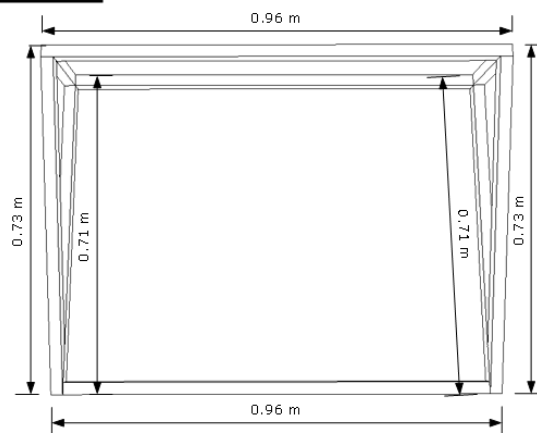
2 Sección lateral



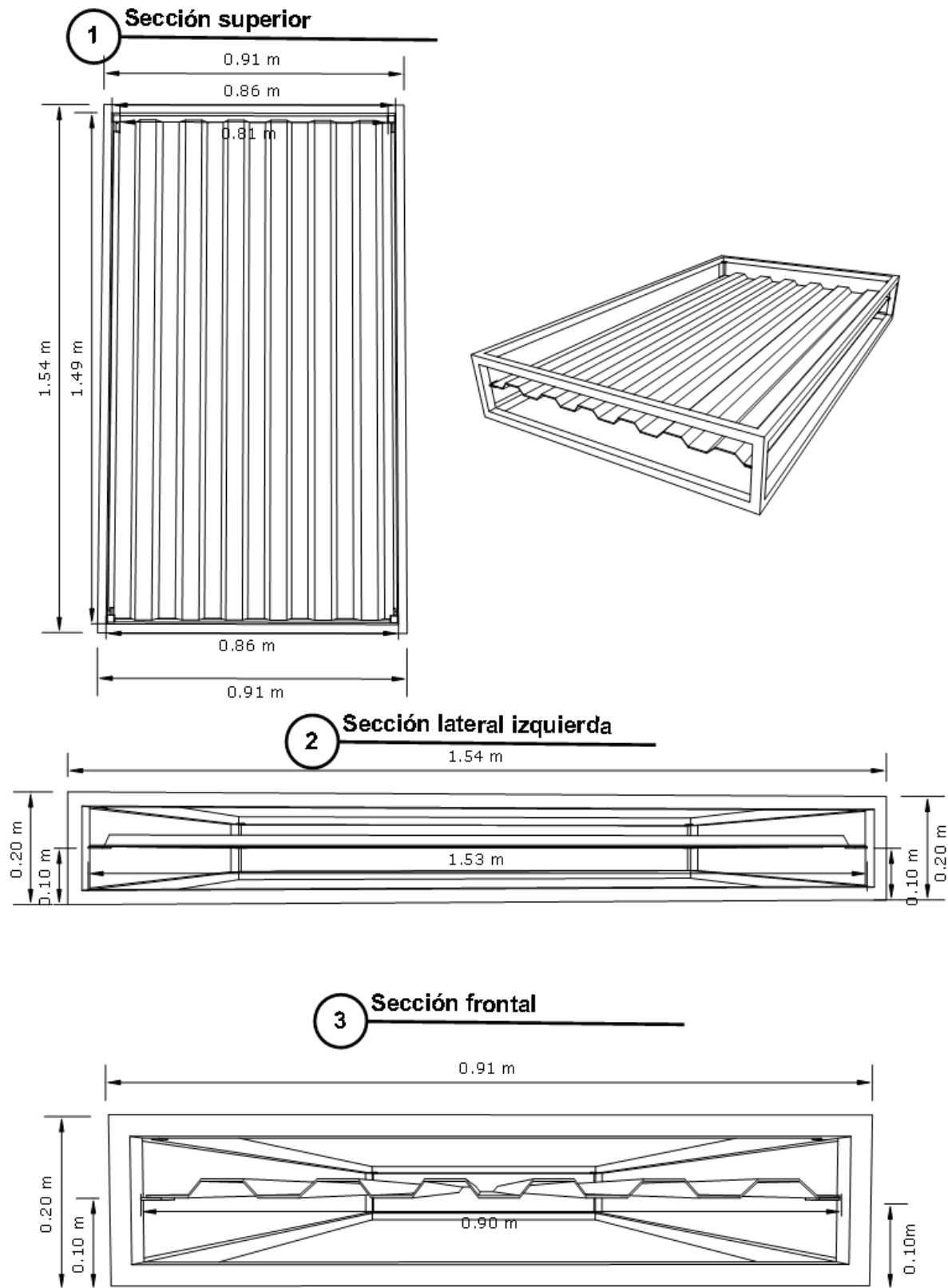
3 Sección frontal



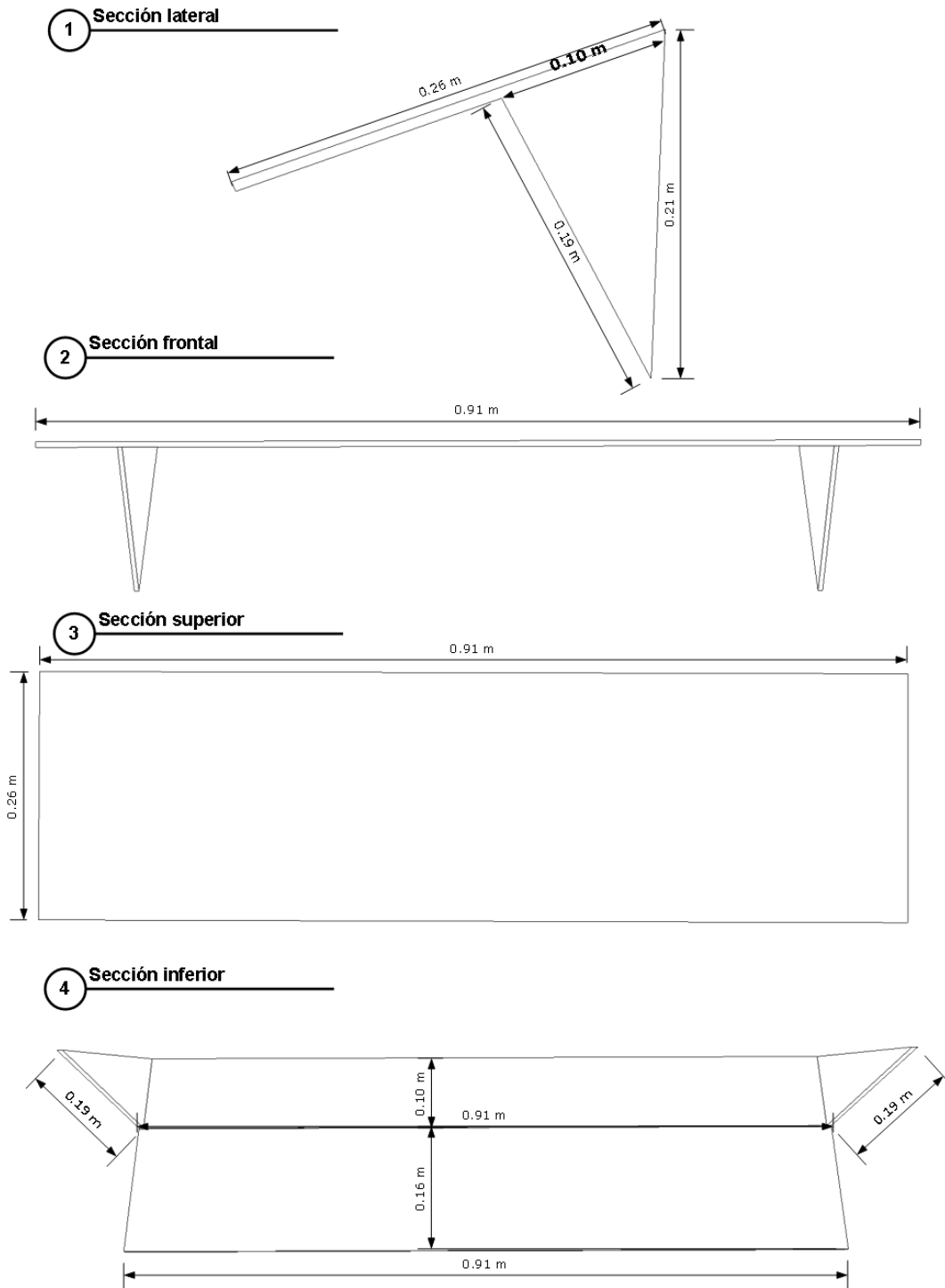
4 Sección superior



Plano estructural del colector solar, con placa absorbente y soportes

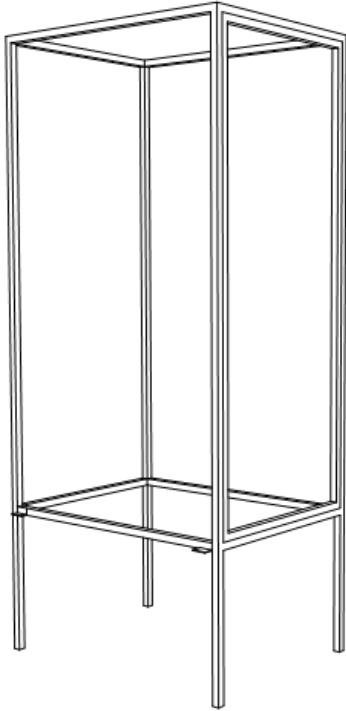


Plano del copele (cámara-colector)

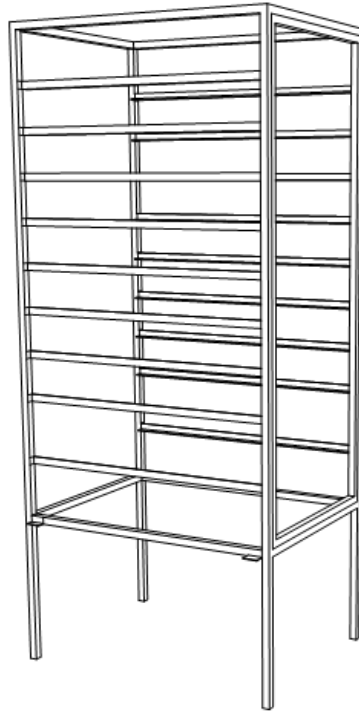


Camara de secado con componentes

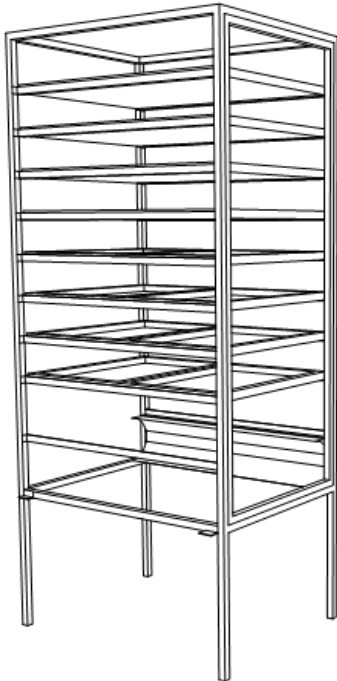
1 Estructura principal



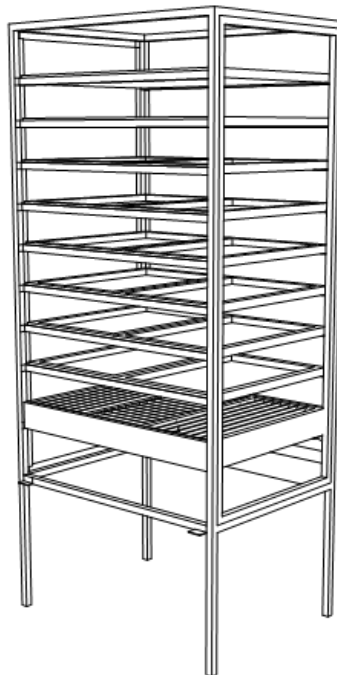
2 Estructura con divisiones



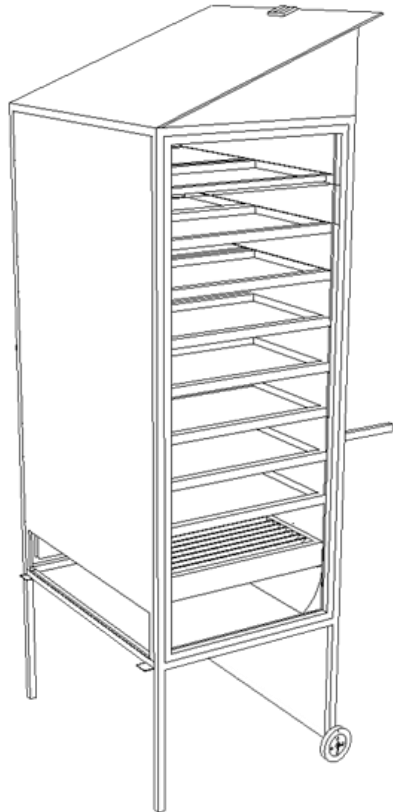
3 Estructura con charolas y curva



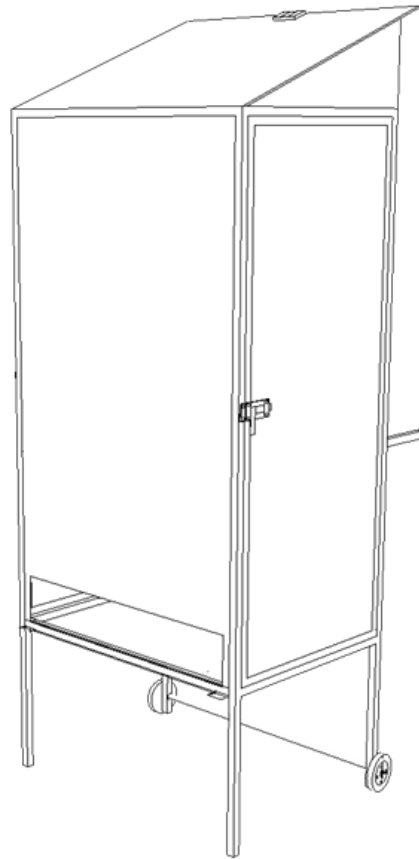
4 Estructura con difusor de aire



5 Estructura con paneles laterales

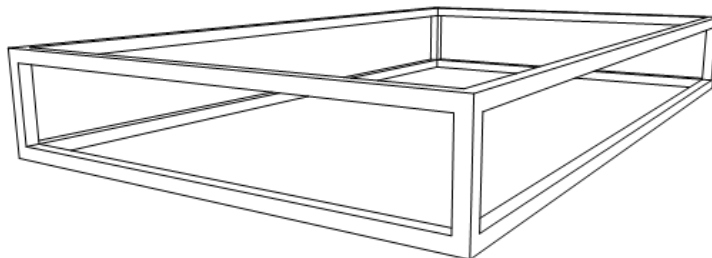


6 Estructura con puerta

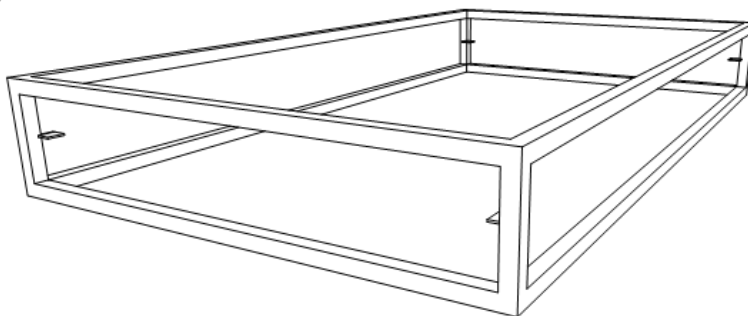


Colector solar con componentes

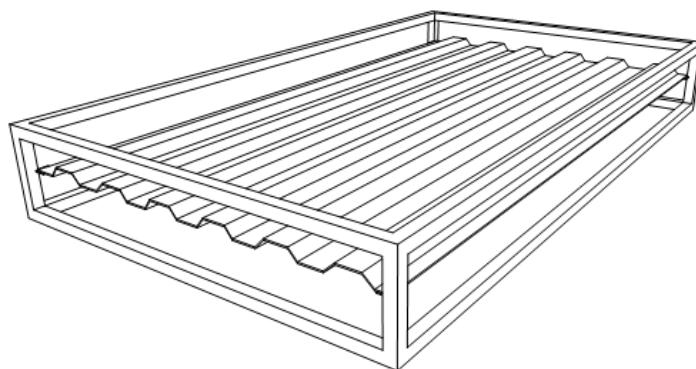
1 Estructura principal



2 Estructura con soportes para placa



3 Estructura con placa absorbadora



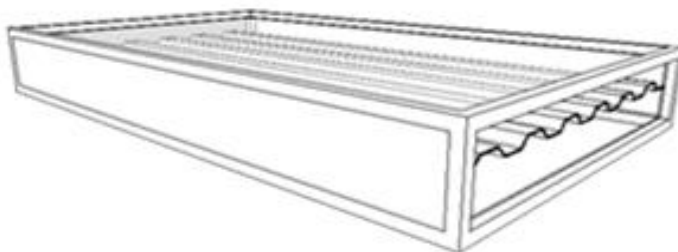
4 Estructura con soportes para vidrio



5 Estructura con paneles laterales y entrada de aire inferior



6 Estructura paneles y salida de aire superior

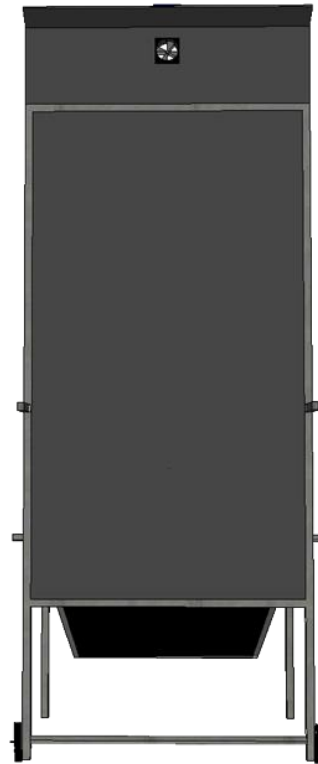


Diseño final del secador solar

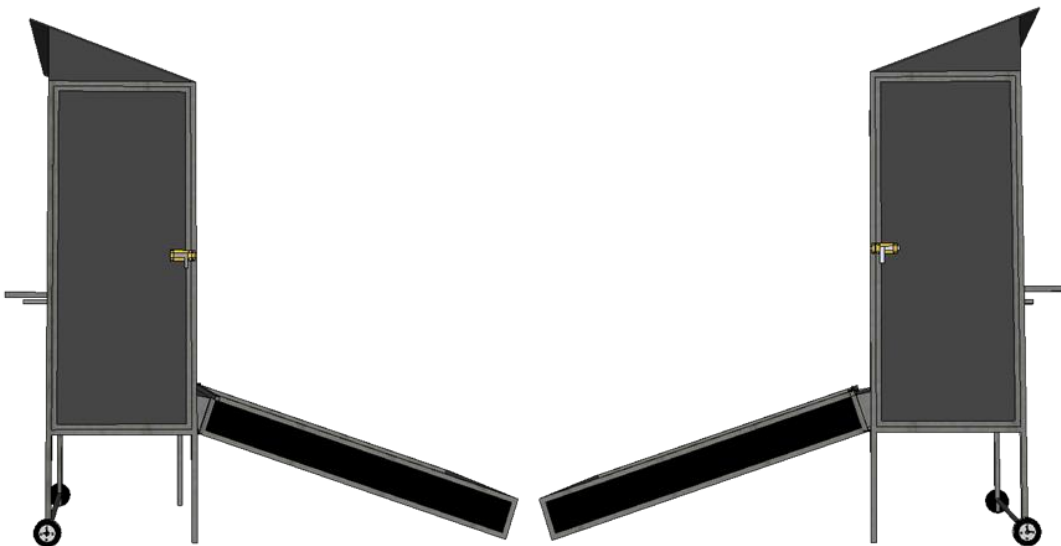
1 Vista frontal



2 Vista trasera



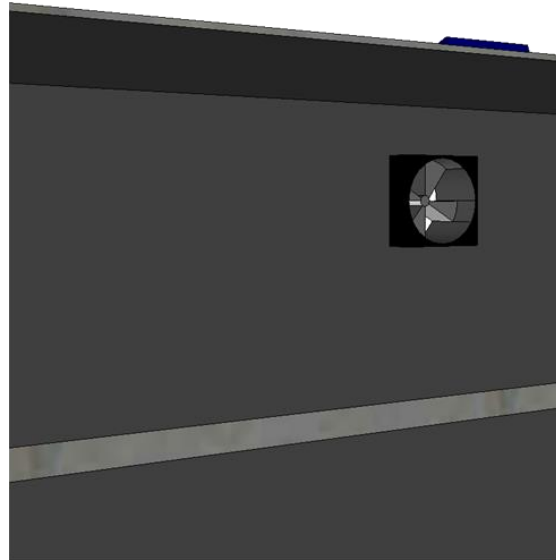
3 Vista lateral izquierda y derecha



4 Vista superior



5 Salida de aire



6 Entrada de aire



Anexo IV: Características del ventilador



Ilustración 42: Ventilador modelo Brand Linkworld Electronic LLC, imagen tomada de EBAY (2023).

Datos técnicos traducidos y extraídos del sitio web de(EBAY, 2023)

Modelo: Brand Linkworld Electronic LLC, FAN-8-2.

Detalles:

Tipo: Case Fan

Fan Size: 80mm

RPM: 2600 RPM

Flujo de aire:34 CFM

Dimensiones: 80 x 80 x 25mm

Anexo V: Cotización de los materiales

Material	Costo por unidad	No. de unidades	Costo total
Ángulo de 2x1/8	\$662 la pieza	5 piezas	\$3,310
Lámina calibre 28 negra	\$392	4 piezas	\$1,568
Lámina galvanizada 0.90x3.5	\$651	4 piezas	\$2,064
Ángulo de pulgada	\$520 la pieza	2 piezas	\$1,040
Lámina de unicel 2.44 m x 1.22 m x 2 cm	\$167	4 piezas	\$668
Electrodos 3/32"	\$125 el kg	4kg	\$500
Remaches 1/8" x 3/16"	\$28 el ciento	100 piezas	\$28
Bisagras	\$14 la pieza	3 piezas	\$42
Pasador para puerta	\$42 la pieza	1 pieza	\$42
Malla para mosquitero	\$20 el metro	1 m	\$20

Vidrio de 0.90 m x 1.54 m	\$250 la pieza	2 piezas	\$500
lamina ondulada de 1.5 x 1 m	\$150 la pieza	1 pieza	\$150
Pintura negra	\$247 el litro	2 L	\$494
Charolas perforadas	\$930 la pieza	8 piezas	\$7,440
Tubo de silicón	\$120	2 piezas	\$240
tornillos 1/4 "x 1 1/2 "con tuerca y rondana	\$3 la pieza	50 piezas	\$150
Disco de corte para esmeril	\$30	6 piezas	\$180
Difusor de aire de 24" x 24"	\$1430	1 pieza	\$1,430
Total			\$20,406

Anexo VI: Tiempos y generalidades de uso para productos probados

Estos tiempos fueron tomados para las cargas totales de los productos, pero debe tomarse en cuenta el gradiente de secado, ya que alguno de estos productos tiene una fracción de tiempo de secado para el nivel de charola puesta.

Producto	Peso óptimo para introducir	porcentaje de humedad teórica	Porcentaje de peso total post deshidratado	horas sol de deshidratado	Días de deshidratado	Generalidades
Zahoria	7-8 kg	88.29 %	10% Solidos: Humedad:	34	4.3	La zahoria puede cortarse ya sea en rodajas, cubos, rallada y rectángulos.
Naranja	7-8 kg	86.74%	14% Solidos: Humedad:	34.4	4.3	La forma más útil para deshidratar naranja es en rodajas de 4-5 mm
Cilantro	4 kg	92.21%	10 % Solidos:8 Humedad:2%	26-34	2-3	Las hierbas pueden introducirse esparciéndolas en las charolas con tallos no mayores a 1mm, si se desea los tallos se deben cortarse a lo largo o trocearse
Fresa	6-8 kg	90.95 %	12% Solidos: 9% Humedad:3%	18-24	2-3	La fresa puede cortarse en rodajas de 3-5 mm o en cubos no mayores a 5 mm por lado.

Para comprobar el deshidratado de manera empírica se hace mediante la observación de su textura (rugosa) o firme de algunos productos, en la búsqueda masas de agua, un color uniforme. Puede hacerse una prueba simple cortando un trozo a la mitad y exprimirla, si contiene un exceso de humedad escurrirán unas pequeñas gotas de agua y debe dejarse dentro un mínimo de $\frac{1}{2}$ día solar extra.

Anexo VII: Datos de las pruebas preliminares en naranja.

Dentro de las pruebas preliminares se recabaron datos de naranja, se estandarizo como se muestra en la ilustración 43, donde las calidades van desde las tapas hasta el centro, los resultados de la prueba fueron los siguientes.

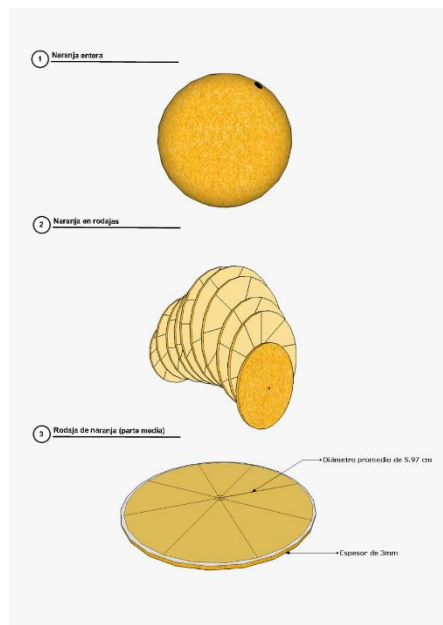


Ilustración 43: Estandarización, división y corte de la naranja, Elaboración propia.

Resultados

Tras 4.5 días de pruebas, que inicio el día 12/01/2023 a las 10:00 horas al 16/01/2023 a las 13:00 horas, tenemos los siguientes resultados del secado de la naranja.

Datos	Medida
Peso	1732.36 gr
Tiempo (días)	4.125 días
Tiempo solar útil(hrs)	34.5 hrs

Entonces tenemos que la pérdida de la naranja en humedad es:

$$\%P_{residual} = \frac{\text{Peso inicial}}{\text{peso seco}} * 100\% = \frac{1.732 \text{ kg}}{8.065 \text{ kg}} = 21.47 \%$$

$$\%H_{perdida \text{ en peso}} = 100\% - \%p_{residual} = 100\% - 21.47\% = 78.52 \%$$

Si consideramos que la naranja tiene un promedio de 86.74 % de agua entonces tenemos que el porcentaje de humedad residual es:

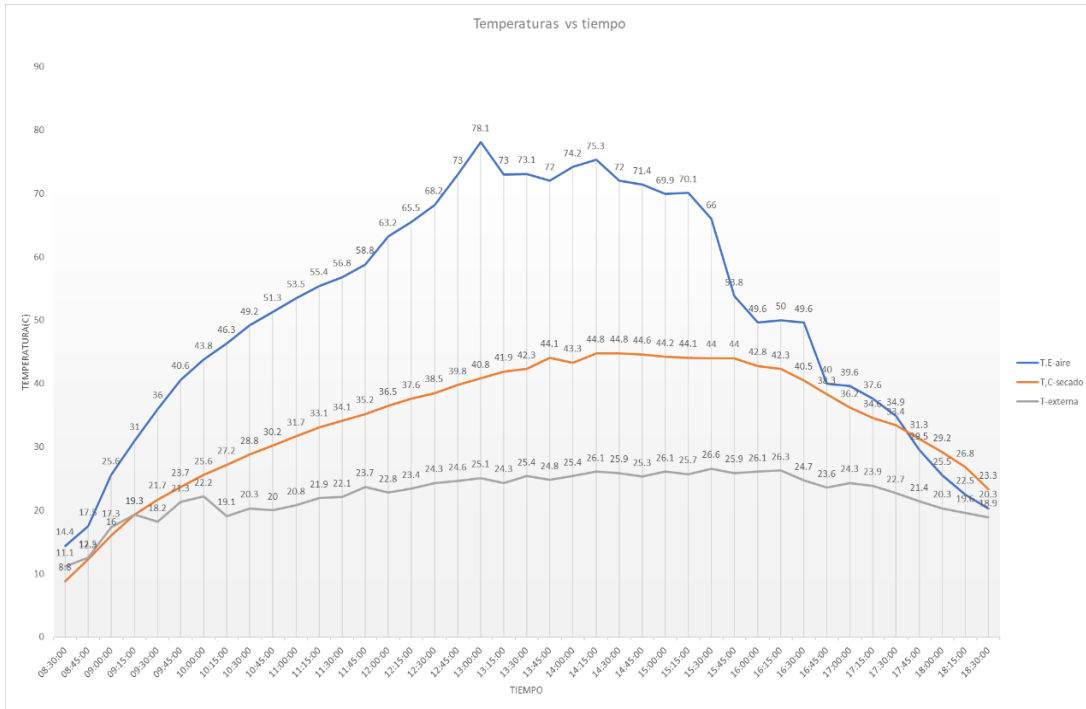
$$\%H_{residual} = \%p_{promedio} - \%H_{perdida \text{ en peso}} = 86.74\% - 78.52 \% = 8.22\%$$

La humedad residual se mantiene en los márgenes establecidos por para una fruta seca, por lo tanto, tenemos que el secado fue eficiente.

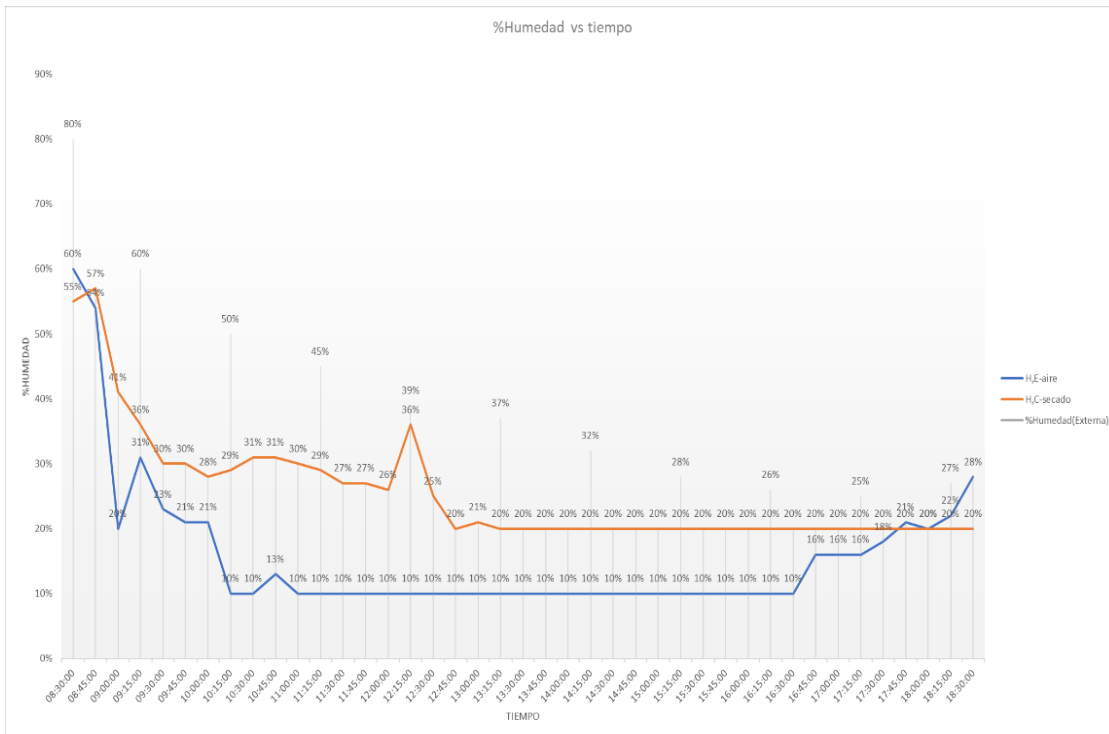
Comportamiento del secador con la naranja

El secador tiene un comportamiento interno diferente para cada producto, esta depende de múltiples factores ambientales como lo son el sol, el viento y la humedad, para los días de secado se revisaron diferentes medidas de humedad y temperatura de entrada de aire, humedad y temperatura interna, temperatura externa, se complementaron con medidas de clima en la zona de Iztapalapa, para realizar las curvas de temperatura y humedad con respecto al tiempo se tomó las siguientes generalidades.

- El primer día de secado se omitió ya que al meter el producto este tiene una fase de adaptación, donde sucede un secado de la superficie que sella al producto, hay un pico alto de humedad que no pasa del 30 por ciento gracias a la buena extracción de humedad, pero las temperaturas no pasan en el interior de la cámara de secado como en los días posteriores.
- Se reviso el producto después de las 17:30, tiempo donde la temperatura del aire ha decaído, por lo tanto, el secado es inexistente y no se interrumpe ningún proceso.
- Todas las rodajas se extrajeron en su totalidad, a pesar de que se observó en los días de secado que las piezas reflejan el gradiente de secado.



Gráfica 5: Curva de Temperatura vs tiempo, prueba de naranja, Elaboración propia



Gráfica 4: Curva de % de humedad vs tiempo, prueba de naranja, Elaboración propia

Anexo VIII: Dimensionamiento eléctrico del ventilador

Para alimentar el ventilador (el cual funciona como un extractor de aire), se usaron celdas de baja calidad, cada celda tiene características de generación de 5 V y 130 mA, para alimentar el ventilador, el cual requiere 5 V y 7mA, se utilizó un arreglo en paralelo, como se observa en la ilustración 46, obteniendo los siguientes resultados:

$$V_1 = V_2 = V_3 = 5V$$

$$I_{Total} = I_1 + I_2 + I_3 = 30mA + 30mA + 30mA = 90mA$$

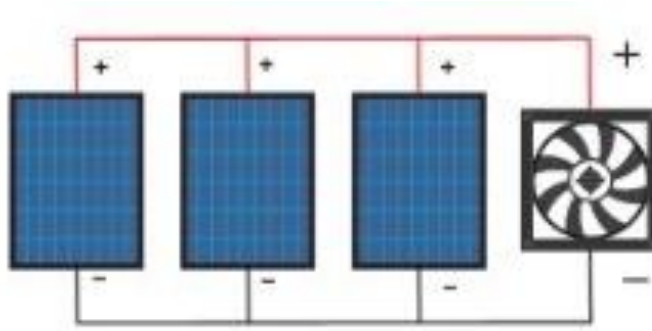


Ilustración 44:Arreglo de las celdas solares de alimentación del ventilador, Elaboración propia.

La corriente tiene un excedente, pero es tolerable para el ventilador, al ser de baja potencia tiene un riesgo mínimo de mal funcionamiento, al ser probado en la práctica tiene el rendimiento esperado.

Anexo IX: Medidores de humedad y temperatura

Para la medición técnica, se utilizaron los siguientes medidores comerciales:

1.- Termómetro digital para interior/externo con sensor de humedad modelo TER-150.



Ilustración 45: Medidor digital, imagen tomada de Steren (2023).

- Tiene sensor con cable para medir en exteriores
- Rango de temperatura interior: -10 a 50 °C
- Rango de temperatura exterior: -50 a 90 °C
- Humedad: 10 a 99 % no condensada
- Muestra: hora y fecha, temperatura interna, externa y % de humedad.
- Función de alarma de reloj
- Memoria de temperatura interna (mínima y máxima)
- Puedes establecer una alarma para la temperatura externa
- Selección entre °C Y °F

Datos técnicos y fotografía tomados del sitio web de Steren (2023).

2.- YS-11 Termómetro: Medidor de Humedad y temperatura, Inalámbrico, Mini Digital LCD, tiene medidas de Humedad 10% -99% y de temperatura de 50~60 °C.

Datos técnicos y fotografía tomados del sitio web de Amazon (2023).



Ilustración 46: Medidor de humedad y temperatura, modelo YS-11, imagen tomada de; Amazon (2023).

3.-Termómetro de vidrio de -10 a 400°C.



Ilustración 47: Termómetro de vidrio, modelo BRAND, Imagen tomada de El crisol(2023).

Datos técnicos y fotografía tomados del sitio web de El Crisol (2023).

Bibliografía

1. AgroHuerto. (03 de 03 de 2021). www.agrohuerto.com/. Obtenido de www.agrohuerto.com/: <https://www.agrohuerto.com/7-tipos-de-huertos-urbanos/>
2. Amazon. (2023). Amazon tienda online. Obtenido de Sitio web de ventas: https://www.amazon.com.mx/Term%C3%B3metro-temperaturainal%C3%A1mbricoHigr%C3%B3metroelectr%C3%B3nicos/dp/B07NXZHRG8/ref=psdc_9725442011_t3_B08LFYK64X
3. AMEVEC. (Enero de 2022). amevec.mx. Obtenido de [amevec](http://amevec.mx) sitio web: <https://amevec.mx/radiacion-solar-en-mexico/>
4. Baley, A. (2020, 14 octubre). Greenhouse Herb Gardening - Using A Greenhouse For Growing Herbs. DiverseGarden. Recuperado 14 de febrero de 2022, de <https://www.diversegarden.com/special/greenhouses/growing-greenhouse-herbs.htm>
5. Cabascango, O., & De la Vega , J. (2018). <https://www.ppd-ecuador.org/>. Ibarra-Ecuador.: Universidad Técnica del Norte (UTN,ECOPAR/ PPD). Obtenido de <https://www.ppdecuador.org/>. 153
6. Capistrán Martínez, A. (2021). SECADO DE FRUTAS NATIVAS DE MEXICO Y EL ESTUDIO DE SUS PROPIEDADES FÍSICO-QUIMICAS(Tesis de Maestría). CDMX: UAM. Obtenido de chromeextension://efaidnbnmnnibpcajpcglclefindmkaj/viewer.html?pdfurl=http%3A%2F%2Friaa.uaem.mx%2Fxmlui%2Fbitstream%2Fhandle%2F20.500.12055%2F1964%2FCAMARN09_T.pdf%3Fsequence%3D1&clen=2483480
7. CHAN GONZÁLEZ, G. E. (12 de 2010). CONSTRUCCIÓN DE UN SECADOR SOLAR. Tesis de licenciatura. Chetumal , Quintana Roo, México: UNIVERSIDAD DE QUINTANA ROO.
8. Chaverri, D., & Moya, R. (2008). TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVAS EN UN SECADOR SOLAR DE PLANTAS. Uniciencia, 5-9.

9. Dávila Nava, J. R. (2004). Estudio experimental del efecto de la porosidad de partículas sobre el proceso de secado en un lecho fluidizado a vacío empleando aire. Tesis de licenciatura, Universidad de las Américas Puebla., Puebla, México.
10. EBAY. (2023). Tienda online. Obtenido de Sitio web de ventas: <https://www.ebay.com/itm/273879195552>.
11. El Crisol. (2023). Tienda online. Obtenido de Sitio web de ventas: https://elcrisol.com.mx/termometro-de-vidrio-c-inm-total-de-10-a-400-c-800099.html?gclid=EAIaIQobChMir9rIsMyl_QIVnRPUAR0jMAAtqEAQYBCABEGIMU_D_B wE.
12. Erick César López Vidaña. Caracterización y evaluación de la eficiencia térmica y de secado en un deshidratador híbrido (solar - gas). 2011. México. recuperado de: <https://www.repositoriodigital.ipn.mx/bitstream/123456789/15641/1/TESIS%201.pdf> 63
13. FEN. (2021). FEN.org.fen. Obtenido de FEN sitio web: <https://www.fen.org.es/MercadoAlimentosFEN/pdfs/fresa.pdf>
14. FIRCO. (12 de 6 de 2017). <https://www.gob.mx/>. Obtenido de <https://www.gob.mx/>: <https://www.gob.mx/firco/articulos/huerto-organico-de-traspatio?idiom=es>
15. Garduño García, A. (12 de 2017). Construcción, evaluación y modelación matemática de un secador solar tipo invernadero, (Tesis de Doctorado). CDMX: CHAPINGO.
16. Germán Leonardo Roa Marín. Diego Bladimir Ortega Torres. Diseño y Construcción de un Secador Solar por Convección de Aire Caliente Automatizado de Pequeña Escala, para el Secado de café para la Universidad Nacional de Loja. 2011. Ecuador. recuperado de: <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/12368/1/Ortega%20Torres%20C%20Diego%20Bladimir%20Roa%20Mar%C3%ADn%20Germ%C3%A1n%20Leonardo.pdf> 154
17. Giraldo, E. J. (2014). CONTROL DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA PARA UN DESHIDRATADOR SOLAR DE FRUTAS [Tesis de licenciatura]. UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA.

18. GIZ México. (2022). Cooperaciones sustentables. Sitio web informativo. Obtenido de <https://cooperacionenergiasustentable.mx/>:
<https://cooperacionenergiasustentable.mx/tema1-energias-renovables/>
19. González, M. (9 de 12 de 2010). fisica.laguia2000.com. Obtenido de La Guía sitio web educativo: <https://fisica.laguia2000.com/>
20. Guadarrama, C. G. (2019). Geometría solar para arquitectos. Obtenido de nidades de Apoyo para el Aprendizaje. CUAED/Facultad de Arquitectura-UNAM.: <https://uapa.cuaieed.unam.mx/sites/default/files/minisite/static/f6999a28-3256-44a6-8823-be5ea5137a5b/Contenido/index.html>
21. HerbaZest. (23 de 02 de 2022). Sitio web informativo, Características de la fresa, cilantro, naranja y zanahoria: <https://www.herbazest.com>
22. HERNÁNDEZ GÓMEZ, V., OLVERA GARCÍA, O., GUZMÁN TINAJERO, P., & MORILLÓN GÁLVEZ, D. (2017). Secado de frutas y verduras con energía solar. *Revista de Sistemas Experimentales*, 5(11), 22-33.
23. HYDROSIGHT. (2023). Sitio web de ventas. VENTANAS DE ACRÍLICO VS. VENTANAS DE VIDRIO: <https://www.hydrosight.com/es/vidrio-vs-acrilico-lacomparacion>
24. IDEAM. (2023). Tiempo y clima. sitio web de gobierno: <http://www.ideam.gov.co/web/tiempo-y-clima/caracteristicas-de-la-radiacion-sola>
25. IELOGIS. (26 de Agosto de 2022). ielogis.com. Obtenido de ielogis.com: <https://ielogis.com/numero-reynoldscalculo/#:~:text=El%20n%C3%BAmero%20de%20Reynolds%20se,un%20fluido%20en%20constante%20movimiento.>
26. Iglesias Díaz, R., José Gómez, R., Lastres Danguillecourt, O., López de Paz, P., Farrera Vázquez, N., & Ibáñez Duharte, G. (2017). Diseño, construcción y evaluación de un secador solar para mango Ataulfo. *Revista mexicana de ciencias agrícola*, 8(8), 1719-1732. doi:<https://doi.org/10.29312/remexca.v8i8.697>
27. Ignacio Rodriguez Mortes. Caracterización de difusores de aire en locales mediante mapas de isovelocidad obtenidos a partir de técnicas cfd. Universidad politécnica de valencia, escuela técnica superior ingenieros industriales valencia. Valencia España. 2014.

Recuperado

- de:https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/53842/Caracterizaci%F3n%20de%20Difusores%20de%20Aire%20Mediante%20Mapas%20de%20Isovelocidad%20obtenidos%20a%20partir%20de%20t%20E9cnicas%20CFDEFINITIVO_143625522918682194679709630102_3.pdf?sequence=3 155
28. INEGI. (2010). www.inegi.org.mx. Obtenido de www.inegi.org.mx: <https://www.inegi.org.mx/app/areasgeograficas/?ag=09013#collapse-Herramientas>
- INEGI. (2010). www.inegi.org.mx. Obtenido de www.inegi.org.mx: <https://www.inegi.org.mx/app/areasgeograficas/?ag=09013#collapse-Herramientas>
29. La Casa de la Moldura. (2023). Poliestireno expandido o unicel : Aislamiento térmico. Obtenido de sitio web de ventas: <https://www.casadelamoldura.com/poliestireno-expandidoo-unicel-aislamiento-termico/>
30. LABIZET. (2022). Deshidratados. Sitio web de marketing: <https://labizet.com/nuestrosequipos/>
31. Limón Portillo, A. (2020). ciep.mx. Obtenido de ciep.mx: <https://ciep.mx/x3Da>
32. Lirola, A. (25 de 02 de 2020). CONASI: blog de cocina y productos organicos. Obtenido de conasi.eu blog corporativo: <https://www.conasi.eu/blog/consejos-de-salud/consejos-desalud-consejos-de-salud/son-saludables-frutas-deshidratadascomerciales/#:~:text=Frutas%20secas%20o%20desecadas%20%C2%BFson,y%20a%20la%20vez%20muy%20nutritivos.>
33. Luis Enrique Masias Rivera. Diseño de un secador solar directo de circulación natural tipo invernadero para cacao. 2019. Perú. recuperado de: https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/4234/IME_270.pdf
34. Metecno. (2012). Manual técnico: Aislamiento Térmico Contrucción. Queretaro: Metecno. Obtenido de https://laminasyaceros.com/uploads/3/1/8/8/3188129/manual_tecnico_glamet.pdf
35. METEORED. (2023). Stio web de datos climáticos en tiempo real. Obtenido de Clima en Ciudad de México: https://www.meteored.mx/clima_Ciudad+de+Mexico-America+NorteMexico-Distrito+Federal--1-21043.html

36. MPPTSolar. (2022). Orientación e Inclinación de los Paneles. MPPTSOLAR.com. Recuperado 1 de agosto de 2022, de <https://www.mpptsolar.com/es/orientacion-inclinacionpaneles-solares.html>
37. Planas, O. (19 de 12 de 2015). La historia de la energía solar. Sitio web informativo: <https://solar-energia.net/que-es-energia-solar/historia>
38. Rodríguez Suárez, J. S. E., Espinoza Navarrete, E., Rosenbuch, J., Ortega Navarro, H. O., Martínez Fernández, M. M., Cedano Villavicencio, K. G., & Armenta, M. M. (2017). LA INDUSTRIA SOLAR FOTOVOLTAICA Y FOTOTÉRMICA EN MÉXICO (Primera ed., Vol. 1). promexico. https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/428621/La_industria_solar_fv_y_ft_en_M_xico-compressed.pdf 156 Sandra Esteban Biescas. Actuaciones de un colector solar de aire para secado de productos agrícolas en países en vías de desarrollo. Universidad Carlos III de Madrid. 2015. España. Recuperado de: [https://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23022/TFG](https://earchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23022/TFG_Sandra_Esteban_Biescas.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
39. _Sandra_Esteban_Biescas.pdf ? sequence=1&isAllowed=y Santiago, j. d. (7 de 11 de 2008). hortalizas.com. Obtenido de hortalizas.com: <https://www.hortalizas.com/miscelaneos/fresas-en-invernadero/>
40. SEMARNAT. (2008). Transferencia de Tecnología y Divulgación sobre Técnicas para el Desarrollo Humano y Forestal Sustentable. CDMX: SEMARNAT.
41. SENER. (2018). REPORTE DE INTELIGENCIA TECNOLÓGICA, REPORTE DE INTELIGENCIA TECNOLÓGICA. CDMX: CONACYT.
42. Solano Valles, K. P. (2006). EVALUACIÓN DE LA OPERACIÓN DE UN SECADOR SOLAR PARA PRODCUTOS ALIMENTICIOS EN ZONAS RURALES. Tesis de licenciatura, Universidad de Sonora, Hermosillo, Sonora.
43. Steren. (2023). Steren tienda online. Obtenido de Steren sitio web de ventas: <https://www.steren.com.mx/termometro-digital-para-interior-exterior-con-sensor-dehumedad.html>
44. Thermal Engineering. (2023). ¿Qué es el número de Grashof? – Definición. Obtenido de Blog educativo: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-numero-de-grashofdefinicion/>

45. Thermal Engineering. (2023). ¿Qué es el número de Nusselt? Definición. Obtenido de Blog educativo: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-numero-de-nusselt-definicion/>
46. Thermal Engineering. (2023). ¿Qué es el número de Rayleigh? Definición. Obtenido de blog educativo: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-numero-de-rayleighdefinicion/>
47. Thermal Engineering . (2013). Policarbonato – Densidad – Resistencia – Punto de fusión – Conductividad térmica. Obtenido de Sitio web de docencia: <https://materialproperties.org/es/policarbonato-densidad-resistencia-punto-de-fusion-conductividadtermica/>
48. Thermttest. (30 de 6 de 2021). Stio web de marketing. Obtenido de Efectos de la conductividad térmica en la técnica de cocción: <https://thermttest.com/latinamerica/efectosde-la-conductividad-termica-en-la-tecnica-decoccion#:~:text=El%20aluminio%20posee%20una%20conductividad,de%20manera%20r%C3%A1pida%20y%20uniforme.>
49. Tzenzontle. (2022). tzenzontle.com.mx. Obtenido de tzenzontle.com.mx: <https://www.tzenzontle.com.mx/> 157 Tzenzontle. (2022). tzenzontle.com.mx. Obtenido de tzenzontle.com.mx: <https://www.tzenzontle.com.mx/>
50. UNAM. (2014). <http://areas.geofisica.unam.mx>. Obtenido de <http://areas.geofisica.unam.mx>: http://areas.geofisica.unam.mx/radiacion_solar/energia.php United Nations. (s. f.). La energía urbana sostenible es el futuro | Naciones Unidas. Recuperado 3 de febrero de 2022, de [https://www.un.org/es/chronicle/article/la-energiaurbana-sostenible-es-elfuturo#:~:text=La%20utilizaci%C3%B3n%20de%20energ%C3%ADa%20renovable,las%20emisiones%20\(ibid.\).](https://www.un.org/es/chronicle/article/la-energiaurbana-sostenible-es-elfuturo#:~:text=La%20utilizaci%C3%B3n%20de%20energ%C3%ADa%20renovable,las%20emisiones%20(ibid.).)
51. Universidad de Guanajuato. (2022). blogs.ugto.mx. Obtenido de blog educativo de la UG: <https://blogs.ugto.mx/rea/clase-digital-6-conveccion-forzada-flujo-externo/>
52. UNIVERSIDAD DE MURCIA. (2022). www.um.es. Obtenido de www.um.es: <https://www.um.es/web/campusostenible/ambiental/energia/energias-renovables/energiasolar-termica>

53. Urfalino, D. P., & Quiroga, A. (s.f.). inta.gob.ar. Obtenido de INTA sitio web: https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmpalmacenamiento_de_frutas_y_hortalizas_deshidratadas.pdf
54. Vallvé, X. (2020, 4 agosto). La rentabilidad de las energías renovables. Blog IL3 - UB. Recuperado 14 de febrero de 2022, de <https://www.il3.ub.edu/blog/la-rentabilidad-de-lasenergias-renovables/>
55. Víctor Luis Cámara Aranda. Diseño y construcción de un sistema de ductos para la climatización zonificada de un invernadero de fresa. CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN MATERIALES AVANZADOS, S.C. México. 2017. Recuperado de: <https://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1004/832/1/Victor%20Luis%20Cámara%20Aranda%20MCTA.pdf>
56. Young, H., & Freedman, R. (2009). Física Universitaria. Sears- Zemansky (Vol1). México: Pearson Educación.
57. YUBA S.L. (05 de 03 de 2015). www.yubasolar.net. Obtenido de www.yubasolar.net: <http://www.yubasolar.net/2015/03/aplicaciones-de-la-energia-solar-termica.html>
58. YUBA S.L. (05 de 03 de 2015). www.yubasolar.net. Obtenido de www.yubasolar.net: <http://www.yubasolar.net/2015/03/aplicaciones-de-la-energia-solar-termica.html>
59. Yunus A. Çengel. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Un enfoque práctico. MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. Mexico. 2007. recuperado de https://www.academia.edu/11262715/Transferencia_de_calor_y_masa_Yunus_A_Cengel http://sitios1.dif.gob.mx/alimentacion/docs/manual_inocuidad.pdf 158
60. Ángeles Martínez Daniel. Diseño y construcción de un secador solar. IPN. 2007. México. Recuperado de: <https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/14555/DISE%20Y%20CONSTRUCCI%20DE%20UN%20SECADOR%20SOLAR.%20Ángel%20Martínez%20.pdf?sequence=1&isAllowed=>