



**INSTITUTO TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO**  
**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO**  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**TESIS:**

**PROPUESTA DE CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN A PARTIR DE LA ENERGÍA  
ENTREGADA POR UN SISTEMA SOLAR HÍBRIDO**

**PARA OBTENER EL GRADO DE:**

**MAESTRO EN INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**PRESENTA:**

**ING. JOSÉ MICHAEL CRUZ GARCÍA**

**ASESORES:**

**DR. VICENTE FLORES LARA**

**DR. JORGE BEDOLLA HERNÁNDEZ**

**APIZACO, TLAXCALA.**

**SEPTIEMBRE, 2018**

Apizaco, Tlax., 31 de Agosto de 2018

ASUNTO: Aprobación del trabajo de Tesis de Maestría.

DR. JOSÉ FEDERICO CASCO VÁSQUEZ  
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE  
POSGRADO E INVESTIGACIÓN.  
P R E S E N T E.

Por este medio se le informa a usted, que los integrantes de la **Comisión Revisora** para el trabajo de tesis de maestría que presenta el **ING. JOSÉ MICHAEL CRUZ GARCÍA** con N° de control **M16370017**, candidato al grado de **Maestro en Ingeniería Mecatrónica** y egresado del **Instituto Tecnológico de Apizaco**, cuyo tema es **"PROPUESTA DE CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN A PARTIR DE LA ENERGÍA ENTREGADA POR UN SISTEMA SOLAR HÍBRIDO"**, fue:

**A P R O B A D O**

Lo anterior, al valorar el trabajo profesional presentado por el candidato y constatar que las observaciones que con anterioridad se le marcaron así como correcciones sugeridas para su mejora ya han sido realizadas.

Por lo que se avala se continúe con los trámites pertinentes para su titulación.

Sin otro particular por el momento, le envió un cordial saludo.

LA COMISIÓN REVISORA



DR. VICENTE FLORES LARA



DR. JORGE BEDOLLA HERNÁNDEZ



DR. MARCOS BEDOLLA HERNÁNDEZ



M.E. JUDITH DÍAZ DOMÍNGUEZ

C. p.- Interesado.



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO

Instituto Tecnológico de Apizaco

Apizaco, Tlax., 31 de Agosto de 2018

No. de Oficio: DEPI/380/18

ASUNTO: Se Autoriza Impresión de Tesis de Grado.

ING. JOSÉ MICHAEL CRUZ GARCÍA  
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO  
EN INGENIERÍA MECATRÓNICA,  
No. de Control: **M16370017**  
PRESENTE.

Por este medio me permito informar a usted, que por aprobación de la Comisión Revisora asignada para valorar el trabajo, mediante la Opción: I **Tesis de Grado por Proyecto de Investigación**, de la **Maestría en Ingeniería Mecatrónica**, que presenta con el tema: "PROPUESTA DE CÁMARA DE DESHIDRATACIÓN A PARTIR DE LA ENERGÍA ENTREGADA POR UN SISTEMA SOLAR HÍBRIDO" y conforme a lo establecido en el Procedimiento para la Obtención del Grado de Maestría en el Instituto Tecnológico, la División de Estudios de Posgrado e Investigación a mi cargo le emite la:

**AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN**

Debiendo entregar un ejemplar del mismo debidamente encuadernado y seis copias en CD en formato PDF, para presentar su Acto de Recepción Profesional a la brevedad.

Sin otro particular por el momento, le envío un cordial saludo.

**ATENTAMENTE**  
EXCELENCIA EN EDUCACIÓN TECNOLÓGICA®  
PENSAR PARA SERVIR, SERVIR PARA TRIUNFAR®

DR. JOSÉ FEDERICO CASCO VÁSQUEZ  
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE  
POSGRADO E INVESTIGACIÓN.



JFCV\*mebr.

C.p. Expediente.



Carretera Apizaco-Tzompantepec, Esq. con Av. Instituto Tecnológico S/N  
Conurbado Apizaco-Tzompantepec, Tlaxcala, Méx.  
C.P. 90300, Apizaco, Tlax. Tels. 01241 4172010, Ext. 146, 246  
e-mail: [depi@apizaco.tecnm.mx](mailto:depi@apizaco.tecnm.mx) [www.itapizaco.edu.mx](http://www.itapizaco.edu.mx)



# **DEDICATORIAS**

***A MI DIOS***

***A MIS PADRES:***

***JOSÉ LUIS Y ROSA NELY***

***A MI HERMANA:***

***CANDY***

***A MIS SOBRINAS:***

***MAYRIN Y HEYDI***

***A MI NOVIA:***

***YESENIA***

## AGRADECIMIENTO

*A mi Dios por guiarme en el camino, por protegerme en los momentos difíciles y por apoyarme y apoyar a mis padres.*

*A mis padres, señores José Luis y Rosa Nely por su apoyo incondicional, sus consejos y porque son importantes en mi vida.  
Gracias papás, los amo.*

*A mi hermana Candy y mis sobrinas Magrin y Heydi por sus consejos, apoyo y motivación.*

*A mi director de tesis y amigo, el Doctor Vicente Flores Lara por su gran enseñanza, paciencia y consejos, para llevar a cabo este proyecto, gracias amigo.*

*A mis revisores Doctor Jorge Bedolla, Doctor Marcos Bedolla y Maestra Judith Díaz por sus consejos, motivación, sus valiosos comentarios y sugerencias que enriquecieron este trabajo de tesis.*

*A mi novia Yesy por su apoyo, motivación y por ser parte importante en mi vida.*

*A mis amigos: Cristina, Rodrigo y Miguel Ángel por su amistad y apoyo.*

*Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo financiero recibido para realizar la maestría.*

## Resumen

Hace unas décadas los deshidratadores térmicos utilizaban combustibles fósiles como fuente de energía para calentar el aire con el propósito de llevar a cabo el proceso de secado. Sin embargo el aumento de los precios de los combustibles convencionales y la contaminación que existe en el medio ambiente, ha dado paso a la energía solar, empezando a ser considerada como una fuente energética importante para la deshidratación de productos.

El diseño y construcción de la cámara de deshidratación se realizó considerando el calor generado por un sistema híbrido fotovoltaico térmico (FV/T) y se realizaron pruebas experimentales a convección natural y a convección forzada para evaluar las condiciones termofísicas del aire con el propósito de determinar si estas cumplen con las características para llevar a cabo el proceso de secado.

En el sistema FV/T se determinó el calor útil mediante el análisis térmico, donde se consideraron las características del aire y del sistema. Empleando el calor útil, las propiedades termofísicas del aire en la salida del sistema FV/T y las características del producto, se realizó un balance de masa y de energía para evaluar la cantidad de producto a deshidratar.

El diseño de la cámara de deshidratación se realizó considerando simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) que permiten verificar el comportamiento de la velocidad del aire, en el interior de la cámara de deshidratación. El estudio de CFD se realizó para 4 formas geométricas de un secador tipo gabinete, el tipo de secador fue considerado por la cantidad de producto a deshidratar (9 kg). Con base en los resultados se eligió la forma geométrica para el diseño de cámara de deshidratación, el cual incluyó la geometría de la cámara de deshidratación, la orientación y distribución del aire en interior de la cámara y el campo de velocidades.

La construcción de la cámara de deshidratación se llevó a cabo considerando el diseño de la cámara, los planos de construcción, los materiales que se adecuan a la forma de la cámara, la cámara debe ser ligera y fácil de transportarla y que permita el ingreso de radiación solar. Después de la construcción de la cámara de deshidratación se acopla al sistema FV/T formando un deshidratador solar mixto, se instrumenta y se realizan pruebas experimentales.

Se realizaron pruebas en el deshidratador solar mixto a convección forzada y convección natural. Para la prueba a convección forzada, se generaron temperaturas en el interior de la cámara obteniendo un promedio de 48.8 °C, las humedades relativas se encontraron en un rango de 7 % a 20.6 % y las entalpías en un promedio de 63.93 kJ/kg. Para la prueba a convección natural, en el interior de la cámara la temperatura promedio fue de 50.7 °C, las humedades relativas se encontraron en un rango de 4.8 % a 7.6 % y las entalpías en un promedio de 69.85 kJ/kg. Comparando los resultados obtenidos con los establecidos en la literatura y la experiencia en el proceso de deshidratación, las propiedades del aire en la cámara cuenta con las características necesarias para deshidratar productos alimenticios como frutas y verduras.

Finalmente se presentan las conclusiones que se obtuvieron al final del trabajo de acuerdo a los objetivos presentados y las recomendaciones que se realizan para trabajos futuros.

## **Abstract**

A few decades ago thermal dehydrators used fossil fuels as an energy source to heat the air in order to carry out the drying process. However, the increase in the prices of conventional fuels and the pollution that exists in the environment has given way to solar energy, beginning to be considered as an important energy source for the dehydration of products.

The design and construction of the dehydration chamber was carried out considering the heat generated by a thermal photovoltaic hybrid system (FV/T) and experimental tests were conducted with natural convection and forced convection to evaluate the thermophysical conditions of the air in order to determine if these comply with the characteristics to carry out the drying process.

In the FV / T system, the useful heat was determined by thermal analysis, where the characteristics of the air and the system were considered. Using the useful heat, the thermophysical properties of the air at the outlet of the FV/T system and the characteristics of the product, a mass and energy balance was made to evaluate the quantity of product to be dehydrated.

The design of the dehydration chamber was performed considering Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations that allow to verify the behavior of the air velocity, inside the dehydration chamber. The CFD study was carried out for 4 geometric shapes of a cabinet type dryer, the type of dryer was considered by the amount of product to be dehydrated (9 kg). Based on the results, the geometric shape for the dehydration chamber design was chosen, which included the geometry of the dehydration chamber, the orientation and distribution of air inside the chamber and the velocity field.

The construction of the dehydration chamber was carried out considering the design of the chamber, the construction plans, the materials that are adapted to the shape of the chamber, the chamber must be light and easy to transport and allow the entry of solar radiation. After the construction of the dehydration chamber, it is coupled to the FV / T system forming a mixed solar dehydrator, instrumented and experimental tests are carried out.

Tests were carried out on the mixed solar dehydrator with forced convection and natural convection. For the forced convection test, temperatures were generated inside the chamber obtaining an average of 48.8 ° C, relative humidities were found in a range of 7% to 20.6% and enthalpies in an average of 63.93 kJ / kg. For the natural convection test, inside the chamber the average temperature was 50.7 ° C, the relative humidities were in a range of 4.8% to 7.6% and the enthalpies in an average of 69.85 kJ / kg. Comparing the results obtained with those established in the literature and the experience in the dehydration process, the properties of the air in the chamber have the characteristics necessary to dehydrate food products such as fruits and vegetables.

Finally, the conclusions that were obtained at the end of the work are presented according to the objectives presented and the recommendations made for future work.

## CONTENIDO

<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>	V
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	Viii
<b>Capítulo 1.- Introducción</b>	1
1.1 Planteamiento del problema	1
1.2 Justificación	4
1.3 Objetivos	6
1.3.1 Objetivo general	6
1.3.2 Objetivos específicos	6
1.4 Metodología general	7
1.5 Alcance	8
1.6 Limitaciones	8
1.7 Estado de la técnica	8
1.7.1 Clasificación de los secadores solares	9
1.7.2 Sistemas de calefacción o calentador de aire	10
1.7.3 Cámaras de secado	12
1.7.4 Sistema de deshidratación	15
1.7.5 Análisis del comportamiento de aire por CFD	17
1.8 Estructura de la tesis	19
<b>Capítulo 2.- Marco teórico</b>	21
2.1 Sistema Térmico Fotovoltaico (FV/T)	21
2.1.1 Generación interna de calor en el sistema FV/T	22
2.1.2 Análisis térmico en el sistema FV/T	23
2.1.3 Configuración de las aletas en la placa FV/T	25

<b>2.2</b>	Cámara de deshidratación	29
<b>2.2.1</b>	Balance de energía en la cámara de deshidratación	30
<b>2.3</b>	Sistemas de secado	32
<b>2.3.1</b>	Tipos de secadores solares	32
<b>2.3.2</b>	Selección de secadores	33
<b>2.3.3</b>	Secador solar mixto	34
<b>2.3.3.1</b>	Secadores solares de circulación natural en modo mixto	34
<b>2.3.3.2</b>	Secadores solares de circulación forzada en modo mixto	35
<b>2.3.4</b>	Partes de un deshidratador solar	36
<b>2.3.4.1</b>	Materiales para la construcción de los secadores solares	36
<b>2.3.5</b>	Proceso y parámetros de secado	37
<b>2.3.5.1</b>	Ecuaciones para hallar parámetros importantes respecto al producto	39
<b>2.3.6</b>	Transferencia de masa	40
<b>2.3.6.1</b>	Balance de masa	40
<b>2.3.6.2</b>	Balances en un deshidratador solar mixto	41
<b>2.3.6.2.1</b>	Balance de energía para el deshidratador mixto	41
<b>2.3.6.2.2</b>	Balance de masa para el deshidratador mixto	42
<b>2.3.7</b>	Carta psicrométrica	42
<b>2.3.7.1</b>	Parámetros psicrométricos del aire	44
<b>Capítulo 3.- Estudio térmico de un sistema FV/T para el proceso de deshidratación</b>		<b>45</b>
<b>3.1</b>	Sistema fotovoltaico térmico	45
<b>3.2</b>	Lugar de implementación	47
<b>3.2.1</b>	Condiciones ambientales del lugar	47
<b>3.3</b>	Prueba experimental del sistema FV/T	48

<b>3.4</b>	Estudio térmico en el sistema FV/T	49
<b>3.4.1</b>	Cálculo del calor convectivo	50
<b>3.4.2</b>	Características del aire	54
<b>3.5</b>	Evaluación de la cantidad de producto a deshidratar	56
<b>3.5.1</b>	Consideraciones	56
<b>3.5.2</b>	Elaboración del diagrama para el proceso de deshidratación	58
<b>3.5.3</b>	Balance de masa y de energía	59
<b>3.6</b>	Análisis del flujo de aire en el proceso de deshidratación	61
<b>Capítulo 4.- Materiales y métodos</b>		<b>65</b>
<b>4.1</b>	Metodología	65
<b>4.2</b>	Requerimientos del diseño de la cámara de deshidratación	66
<b>4.2.1</b>	Consideraciones de diseño de la cámara de deshidratación	66
<b>4.3</b>	Cámara de deshidratación	67
<b>4.3.1</b>	Formas geométricas de la cámara de deshidratación	67
<b>4.3.2</b>	Dimensionamiento	68
<b>4.4</b>	Simulaciones CFD	72
<b>4.4.1</b>	Procedimiento para la selección de la mejor propuesta	73
<b>4.4.2</b>	Simulación de CFD a las formas geométricas	74
<b>4.4.3</b>	Elección de la mejor forma geométrica	78
<b>4.5</b>	Construcción de la cámara de deshidratación	80
<b>4.5.1</b>	Selección de materiales	80
<b>4.5.2</b>	Características de la cámara de deshidratación	80
<b>4.5.3</b>	Proceso de fabricación de la cámara de deshidratación	82
<b>4.5.3.1</b>	Hoja de proceso de fabricación	83
<b>4.5.4</b>	Cámara de deshidratación	86

4.6	Instrumentación del deshidratador solar mixto	86
<b>Capítulo 5.- Resultados y análisis</b>		89
5.1	Deshidratador solar mixto	89
5.2	Estudio termofísico del aire en el interior del deshidratador mixto	90
5.2.1	Pruebas a convección forzado	91
5.2.1.1	Condiciones ambientales	91
5.2.1.2	Cabios de temperatura del aire	91
5.2.1.3	Temperaturas puntuales en el interior de la cámara de deshidratación	93
5.2.1.4	Cambio de humedad relativa y entalpia del aire en el interior de la cámara de deshidratación	94
5.2.2	Convección natural	96
5.2.2.1	Condiciones ambientales	96
5.2.2.2	Cabios de temperatura del aire	97
5.2.2.3	Temperaturas puntuales en el interior de la cámara de deshidratación	98
5.2.2.4	Cambio de humedad relativa y entalpia del aire en el interior de la cámara de deshidratación	99
5.2.3	Comparación de resultados (convección natural vs convección forzada)	101
5.3	Distribución del aire	103
5.4	Comparación del deshidratador solar Mixto	103
<b>Capítulo 6.- Conclusión</b>		107
6.1	Trabajos futuros	109
7	Referencias	110
<b>Anexo</b>		116

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Fig. 1.1</b>	Pérdidas por fase en la cadena de suministro	2
<b>Fig. 1.2</b>	Cantidad de pérdidas en productos	2
<b>Fig. 1.3</b>	Clasificación de los secadores solares	10
<b>Fig. 2.1</b>	Sistema FV/T aire	22
<b>Fig. 2.2</b>	Balance energético en el panel fotovoltaico	22
<b>Fig. 2.3</b>	Configuración del arreglo de las aletas o disipadores de calor (escalonado)	25
<b>Fig. 2.4</b>	Configuraciones de disipadores, (a) alineado, (b) escalonado	26
<b>Fig. 2.5</b>	Presentación del fluido que choca con la aleta	27
<b>Fig. 2.6</b>	Constantes de la ecuación (14) para cilindros no circulares en flujo cruzado de un gas	28
<b>Fig. 2.7</b>	Balance de energía en la cámara de deshidratación	30
<b>Fig. 2.8</b>	Diseños típicos de secadores de energía solar	33
<b>Fig. 2.9</b>	Deshidratador mixto a convección natural	35
<b>Fig. 2.10</b>	Deshidratador mixto a convección forzada	35
<b>Fig. 2.11</b>	Esquema de un proceso de secado que muestra los términos de entrada y salida	41
<b>Fig. 2.12</b>	Carta Psicométrica	43
<b>Fig. 3.1</b>	a).-Sistema fotovoltaico experimental y b).- canal para flujo de aire de sección variable con aletas	46
<b>Fig. 3.2</b>	Temperatura del aire durante el año	47
<b>Fig. 3.3</b>	Radiación solar en México	48
<b>Fig. 3.4</b>	Temperaturas en el sistema FV/T	48
<b>Fig. 3.5</b>	Distribución de temperaturas en la superficie	49
<b>Fig. 3.6</b>	Configuración de las aletas en el sistema FV/T	51
<b>Fig. 3.7</b>	Área del sistema FV/T	54

<b>Fig. 3.8</b>	<b>(a) (b).</b> Característica del aire en la entrada y salida del sistema FV/T	55
<b>Fig. 3.9</b>	Análisis del flujo en el deshidratador	63
<b>Fig. 4.1</b>	Esquema de la metodología	65
<b>Fig. 4.2</b>	Formas geométricas para la cámara de deshidratación	68
<b>Fig. 4.3</b>	Dimensionamiento	70
<b>Fig. 4.4</b>	Ubicación de las bandejas para cada forma geométrica	72
<b>Fig. 4.5</b>	Condiciones de entrada y salida del aire	74
<b>Fig. 4.6</b>	Simulación de la geometría 1	75
<b>Fig. 4.7</b>	Simulación de la geometría 2	76
<b>Fig. 4.8</b>	Simulación de la geometría 3	77
<b>Fig. 4.9</b>	Simulación de la geometría 4	78
<b>Fig. 4.10</b>	Forma geométrica para la construcción de la cámara de deshidratación	79
<b>Fig. 4.11</b>	Característica de la cámara de deshidratación	81
<b>Fig. 4.12</b>	Vista explosionada	82
<b>Fig. 4.13</b>	Cámara de deshidratación	86
<b>Fig. 4.14</b>	Diagrama esquemático de la instrumentación del secador experimental	87
<b>Fig. 5.1</b>	Deshidratador solar mixto	90
<b>Fig. 5.2</b>	Variación horaria de la intensidad solar con una inclinación de 19° y temperatura ambiente para un día típico de marzo en el ITA Apizaco	91
<b>Fig. 5.3</b>	Variación horaria de diferentes temperaturas del aire, específicamente, ambiente, interior del sistema FV/T e interior de la cámara de deshidratación, con una velocidad promedio de 4.8 m/s	92
<b>Fig. 5.4</b>	Temperaturas en cada zona de la cámara de deshidratación a convección forzada	94
<b>Fig. 5.5</b>	(a) Curvas de humedad relativa y entalpía del aire, en el ambiente e interior del secador mixto. (b) Carta Psicrométrica (Características del aire)	96

<b>Fig. 5.6</b>	Variación horaria de la intensidad solar con una inclinación de 19° y temperatura ambiente para un día típico de abril en el ITA Apizaco	97
<b>Fig. 5.7</b>	Variación horaria de diferentes temperaturas del aire, específicamente, ambiente, interior del sistema FV/T e interior de la cámara de deshidratación, con una velocidad promedio de 0.187 m/s	98
<b>Fig. 5.8</b>	Temperaturas en cada zona de la cámara de deshidratación a convección natural	99
<b>Fig. 5.9</b>	(a) Curvas de humedad relativa y entalpia del aire, en el ambiente e interior del secador mixto. (b) Carta Psicrométrica (Características del aire)	101
<b>Fig. 5.10</b>	Distribución del aire	103
<b>Fig. 5.11</b>	Condiciones psicrométricas del aire en los deshidratadores	106

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 3.1</b>	Propiedades del aire a 40 °C	50
<b>Tabla 3.2</b>	Resultados de las entalpías en la entrada y salida del secador	61
<b>Tabla 4.1</b>	Dimensiones de las bandejas	71
<b>Tabla 4.2</b>	Condiciones del aire para la simulación	74
<b>Tabla 4.3</b>	Evaluación de las formas geométricas	78
<b>Tabla 4.4</b>	Equipos de medición	87
<b>Tabla 5.1</b>	Campo de temperatura a convección forzada y a convección natural	102
<b>Tabla 5.2</b>	Condiciones del aire en los deshidratadores solares	104

## **Capítulo 1.- Introducción**

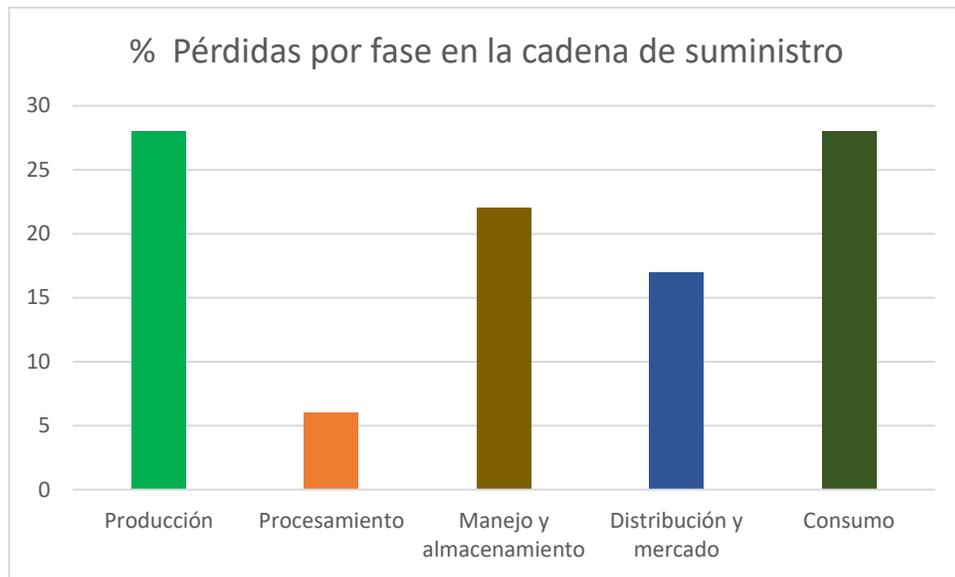
En este capítulo se presenta la problemática y las causas de acuerdo a las pérdidas de productos alimenticios perecederos a nivel mundial, a nivel Latino América y nivel México. También se menciona la importancia de deshidratar producto alimenticios y el de diseñar y construir un deshidratador solar mediante el calor generado por un sistema FV/T. Por otra parte, se muestra la justificación, los objetivos, la metodología, los alcances y limitaciones que conllevan a realizar este trabajo de tesis. Finalmente, se presentan los trabajos que se han llevado a cabo y que están reportados en la literatura.

### **1.1.- Planteamiento del problema**

De acuerdo con Murthy [6], uno de los problemas que enfrenta la humanidad es la pérdida de alimentos que se produce en diversas zonas de cada país, esto se debe a la falta de canales de comercialización, transporte inadecuado y las pérdidas posteriores a la cosecha.

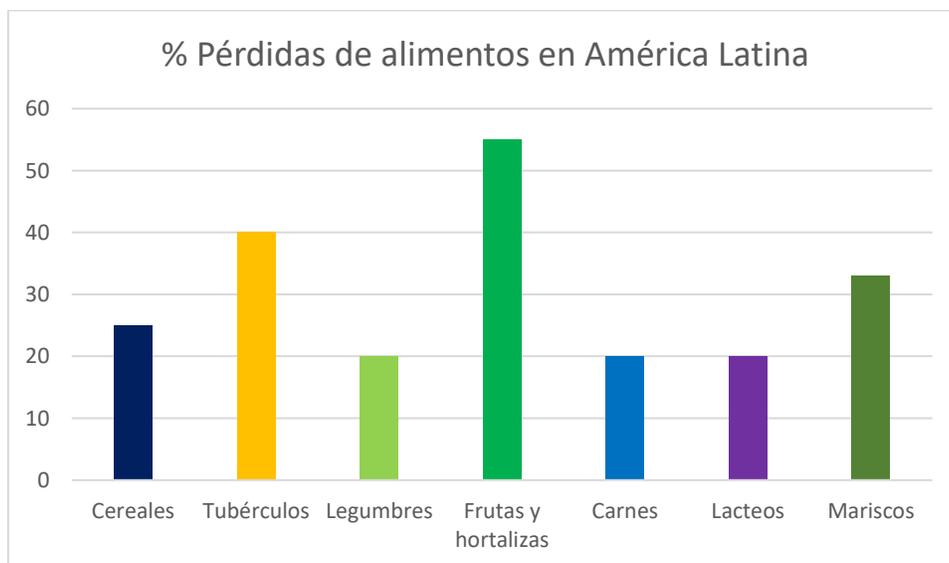
Las frutas y verduras son fuentes importantes de nutrientes, como vitaminas, minerales y fibra. Dado que el contenido de humedad de las frutas y hortalizas frescas es más del 80%, se clasifican como productos altamente perecederos [4]. Estas frutas y verduras cuentan con una gran demanda a nivel mundial. Sin embargo, una parte importante de los alimentos que se cosechan se pierden antes de ser consumidos o comercializados [5]. Mantener el producto fresco es la mejor manera de mantener su valor nutricional, pero la mayoría de las técnicas de almacenamiento requieren bajas temperaturas, que son difíciles de mantener a lo largo de la cadena de distribución.

De acuerdo con la FAO [7], en el mundo se pierden o se desperdician por año 1300 millones de toneladas de alimentos, estas pérdidas de alimentos se hacen presente durante la cadena de suministro, considerando las pérdidas por producción, procesamiento, manejo y almacenamiento, distribución y mercado y consumo, ver fig. 1.1.



**Fig. 1.1.** Pérdidas por fase en la cadena de suministro [7].

En América Latina se desperdician 127 millones de toneladas de alimentos al año, se estima que los alimentos desaprovechados en América Latina serían suficientes para satisfacer las necesidades alimenticias de 300 millones de personas [7]. En la fig. 1.2, de acuerdo a la FAO [7] se presentan el porcentaje de pérdidas anual de cada uno de los productos en América Latina.



**Fig. 1.2.** Cantidad de pérdidas en productos [7].

Por otra parte, México es uno de los países con mayor producción a nivel mundial de frutas y verduras, las cuales juegan un papel muy importante en la nutrición de la población [3]. En México se desperdicia un 37.26 % de alimentos perecederos al año, con esto se estima que se podrían alimentar 7.4 millones de personas en pobreza extrema e inseguridad alimentaria [72].

De acuerdo con Bennamoun y Belhamri (2003) [8], el almacenamiento es una de las etapas importantes en el proceso de producción del alimento, y durante esta etapa puede haber deterioro de cantidades considerables de alimento. La deshidratación solar en los alimentos es una solución a los problemas relacionados con esta parte del proceso y en la conservación de productos es una de las etapas más importantes de la producción. Por otro lado, la deshidratación es una alternativa adecuada para la gestión posterior a la cosecha, se observa que más del 20% de los cultivos perecederos del mundo se secan para aumentar la vida útil y promover la seguridad alimentaria [9], [2]. Sin embargo en ocasiones al realizar el proceso de secado se presentan pérdidas de productos ya sea por el diseño del secador o por la necesidad de transportar el producto al lugar donde se encuentre el secador, FAO [7].

De acuerdo a los diseños de los secadores solares, algunos utilizan energía eléctrica para accionar un ventilador que permite al aire caliente realizar su recorrido en el interior de la cámara de secado. Los productos a deshidratar en zonas alejadas de la energía eléctrica, necesitan ser transportados, de acuerdo con la FAO [7] esto genera pérdidas de productos y costos por el transporte. Por otra parte, los secadores a convección natural se utilizan en lugares donde los productos son cosechados, sin embargo en estos equipos, el tiempo de secado aumenta y por lo consiguiente existen pérdidas del producto, debido a que el aire presente no tiene una velocidad constante o en ocasiones no existen velocidades que permita cruzar por toda el área de secado. De acuerdo con Chow [17], para las zonas alejadas de la energía eléctrica y la realización de un proceso de secado apropiado, los sistemas FV/T son la opción adecuada para acoplarlo a una cámara de deshidratación, debido que este proporciona energía térmica y energía eléctrica al mismo tiempo.

Por otra parte, de acuerdo con [10], la deshidratación solar permite crear beneficios tales como:

- Eliminar pérdidas del producto.
- Crea oportunidades de empleo y un ingreso sostenible.
- Los productos secos mejoran la nutrición familiar porque las frutas y verduras contienen altas cantidades de vitaminas, minerales y fibra.
- Para los diabéticos, la fruta seca preparada sin agregar azúcar es una opción saludable en lugar de postres.
- Mejora la posición de negociación de los agricultores. A veces los agricultores venden a precios muy bajos durante la temporada de cosecha porque no pueden almacenar ni conservar sus productos excedentes.

De acuerdo a los problemas que enfrenta la humanidad respecto a las pérdidas de productos alimenticios y las causas por las que se genera cuyas pérdidas, en este trabajo se diseñará y construirá una cámara de deshidratación solar con el objetivo de deshidratar productos alimenticios mediante el calor obtenido de un sistema FV/T.

## **1.2.- Justificación**

En el manejo y almacenamiento posterior a la cosecha de los alimentos existe deterioro que contribuye a gran cantidad de pérdidas de producto, causando pérdidas del 10 al 40 % de la producción total, [6], [8]. El secado o deshidratación es un proceso ampliamente utilizado para la conservación de alimentos, ya que proporciona mayor tiempo de vida a los productos [12]; sin embargo los equipos de secado tienen eficiencias energéticas bajas y obtienen su energía de calentamiento a partir de combustibles fósiles o por electricidad, por lo cual es un área susceptible de optimización y desarrollo tecnológico [61], [1].

La energía que se utiliza para los secadores solares es una fuente de calor inagotable, gratuito, limpio y amigable con el medio ambiente, esto ayuda a disminuir emisiones

de CO<sub>2</sub>, que las fuentes tradicionales de energía como el petróleo y sus derivados traen consigo.

El desempeño de deshidratadores solares han reportado una disminución en el consumo de fuentes convencionales de energía que fluctúa entre 13-25% dependiendo del caudal másico de aire usado, lo que hace el proceso de secado más económico y amigable con el medio ambiente [11].

En zonas alejadas de los secadores convencionales, surge la necesidad de transportar los productos, esto genera pérdidas de productos y costos por el transporte [7]. De acuerdo con Chow [17], utilizar el sistema FV/T como un colector y acoplarlo a una cámara de deshidratación, permitirá disminuir pérdidas de productos y costos en transportes, debido que el sistema proporciona energía térmica y eléctrica al mismo tiempo por la radiación solar, y por lo consiguiente el secador se ubicará cerca del lugar donde se cosecha el producto. Por otra parte, en los casos en que el área disponible es limitada y la máxima utilización del espacio disponible es deseada, los colectores FV/T sobresalen como la mejor alternativa.

De acuerdo a los secadores que existen en la actualidad, para el secado de frutas y verduras se utilizan secadores de bandejas, debido a que en el secado de estos productos no se deben apilar más de 60 mm, ya que contienen un alto porcentaje de agua (mayor al 80%), el cual es un ambiente propicio para la oxidación del producto, la generación de hongos y por lo tanto degeneración de los mismos [53]. Una de las partes principales del diseño del secador de bandejas, es su cámara de deshidratación; algunos de los parámetros principales que rige la capacidad y el buen funcionamiento del mismo es la distancia entre charolas y el comportamiento del aire en el interior de la cámara. Una de las formas de conocer estos parámetros es realizando simulaciones de CFD y pruebas experimentales para diversas condiciones de operación.

De acuerdo a la FAO [72] en México se desperdicia el 37% de los alimentos que se produce, debido a esto se generan pérdidas millonarias para los productores y

consumidores. Por otro lado, nuestro país dispone de una oferta abundante de radiación solar para ser aprovechada con fines energéticos, entre otros para la deshidratación de productos alimenticios, los cuales podrían ser almacenados y en consecuencia permitirá una reducción de pérdidas. Por lo que resulta necesario trabajar en diseños enfocados a los deshidratadores solares.

De acuerdo a lo anterior, el presente trabajo se enfoca en el diseño y construcción de una cámara de deshidratación para el proceso de secado con base en el calor generado por un sistema híbrido FV/T.

### **1.3.- Objetivos**

#### **1.3.1.- Objetivo general**

Diseñar y construir una cámara de deshidratación con base en el calor generado por un sistema híbrido FV/T.

#### **1.3.2.- Objetivos específicos**

- Realizar investigaciones bibliográficas para determinar el estado de la técnica.
- Determinar el calor útil del sistema FV/T mediante el análisis térmico, para la aplicación del proceso de deshidratación.
- Determinar las características del fluido que entrega el sistema FV/T mediante la carta psicométrica, para conocer su capacidad de secado.
- Proponer formas geométricas para la cámara de deshidratación, considerando un flujo uniforme y un campo de temperaturas para el proceso de deshidratación.
- Realizar simulaciones computacionales (CFD) de las geometrías propuestas considerando parámetros y condiciones de operación, para la elección de la mejor propuesta.
- Construir la cámara de deshidratación considerando materiales que se adecuen a la forma de la cámara y cumplan con la función de un aislante térmico.

- Realizar pruebas experimentales del deshidratador solar mixto para evaluar las condiciones termofísicas del aire.
- Analizar los resultados experimentales para determinar si las condiciones del aire son adecuadas para el proceso de deshidratación.

#### **1.4.- Metodología general**

La metodología que se utilizó para diseñar y construir una cámara de deshidratación es la siguiente:

- 1.- Se realizó investigaciones bibliográficas, esto conduce a determinar el estado de la técnica.
- 2.- Se realizó el marco teórico, estas teorías sirven para llevar a término procedimiento y actividades.
- 3.- Se realizó un análisis térmico del sistema FV/T y se determinó la cantidad de producto a deshidratar.
- 4.- Se propusieron formas geométricas para la cámara de deshidratación, utilizando como base el deshidratador tipo gabinete.
- 5.- Se realizaron análisis de CFD a las formas geométricas y se obtuvo el diseño la cámara de deshidratación.
- 6.- Se construyó la cámara de deshidratación y se acopló al sistema FV/T.
- 7.- Se realizaron pruebas experimentales, obteniendo las propiedades termofísicas del aire.
- 8.- Se analizaron los resultados obtenidos en las pruebas.

Con base en lo anterior a continuación se presentan los alcances y limitaciones del proyecto.

### **1.5.- Alcance**

- 1.- Calcular la cantidad del producto a deshidratar a partir del calor proporcionado por el sistema FV/T.
- 2.- Estudiar cuatro modelos geométricos para la cámara de deshidratación.
- 3.- Realizar simulación y elegir el modelo adecuado para la cámara de deshidratación.
- 4.- Diseñar la cámara de deshidratación.
- 5.- Construir la cámara de deshidratación.
- 6.- Acoplar el sistema FV/T con la cámara de deshidratación para obtener un deshidratador solar mixto.
- 7.- Realizar pruebas experimentales
- 8.- Analizar los resultados

### **1.6.- Limitaciones**

- 1.- La cantidad de calor que proporciona el sistema térmico FV/T (2 kW).
- 2.- El diseño se limita a propuestas de cámara de secado debido que no existen normas para el dimensionamiento de la cámara.
- 3.- La eficiencia está sujeta a condiciones climáticas del lugar.

### **1.7.- Estado de la técnica**

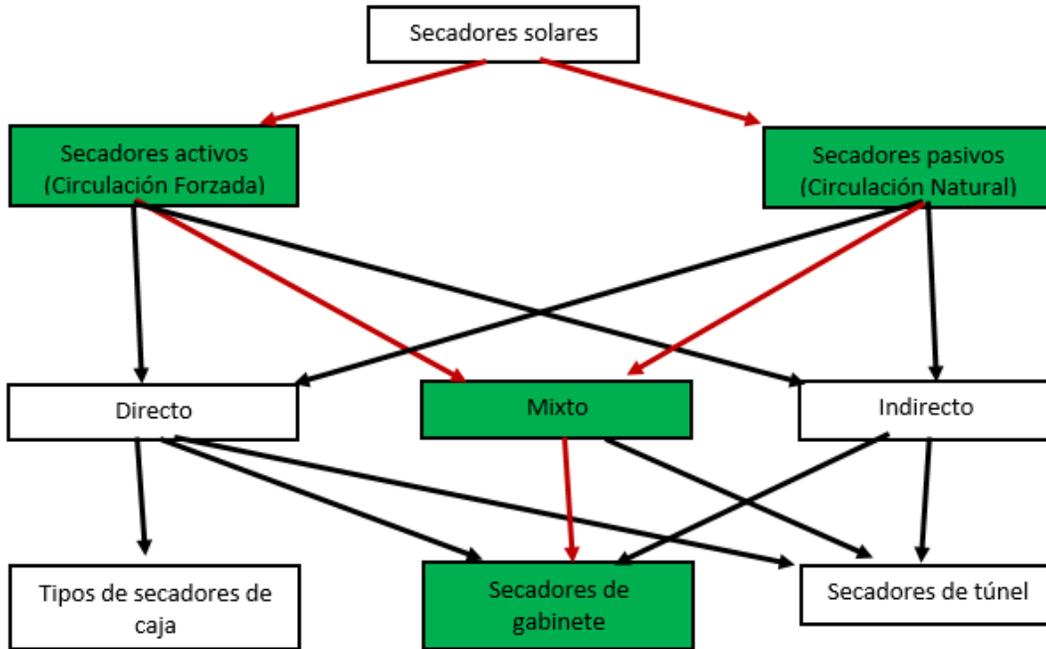
Deshidratar es una técnica de conservación de alimentos que se remonta al Neolítico, época en que el hombre deja la vida nómada (caza y recolección de lo que encuentra a su paso) forma comunidades, siendo la agricultura una de sus principales actividades. Todas las civilizaciones han desarrollado en menor o mayor medida formas de conservar los alimentos de acuerdo a sus necesidades. El más utilizado por todas ellas es la deshidratación o secado de los alimentos, y es el que se adapta mejor

a cualquier tipo de producto alimenticio y proporciona una gran estabilidad microbiológica, debido a su reducción de la actividad del agua es la deshidratación además de aportar otras ventajas como la reducción del peso facilitando a su vez el almacenaje, manipulación y transporte de los productos finales deshidratados [13].

A continuación se presenta el estado de la técnica, respecto a lo que se han realizado sobre el sistema FV/T y deshidratadores solares. Los estudios reportados se clasifican en: clasificación de los secadores solares, estudios realizados al sistema FV/T y estudios presentados a los secadores solares.

### **1.7.1.- Clasificación de los secadores solares**

En la mayoría de los países la deshidratación solar de algún tipo de fruta, verdura, carne o pescado forma parte de su propia tradición, debido a esto es necesario cada vez realizar estudios de equipos para el proceso de secado, tomando en cuenta variables del sistema y variables del producto a deshidratar. Los secadores de alimentos solares están disponibles en una variedad de tamaños y diseños, y se utilizan para el secado de diversos productos alimenticios. No es una tarea fácil clasificar equipos de secado solar con fiabilidad, ya que hay muchas configuraciones, muchas de las cuales son construcciones empíricas. Se pueden clasificar de diversos modos, según el tipo de secador, la temperatura de funcionamiento o el material a secar, el tipo de operación, por ejemplo, por lotes o continuo, [14] ellos presentan una clasificación sistemática de secadores de alimentos solares disponibles, basada en el diseño de los componentes del sistema y el modo de utilización de la energía solar, ver fig. 1.3.



**Fig. 1.3.** Clasificación de los secadores solares [14].

### 1.7.2.- Sistemas de calefacción o calentador de aire

Un sistema FV/T es la combinación de un colector fotovoltaico en la parte superior y un colector térmico en la parte inferior. La idea de combinar estos dos se puede explicar de la siguiente manera: el rendimiento de los colectores fotovoltaicos disminuye a medida que aumenta la temperatura de los módulos. Al hacer circular un fluido que extraerá calor de los módulos fotovoltaicos, la temperatura del módulo disminuye y, por lo tanto, el rendimiento de los módulos fotovoltaicos aumenta. Además, en los casos en que se requiere calentamiento, el calor extraído de los módulos fotovoltaicos sirve como un segundo beneficio junto con el mayor rendimiento del módulo fotovoltaico. La calefacción de agua caliente doméstica, la calefacción de aire en los sistemas de ventilación, la calefacción de la piscina se puede contar entre estos casos, donde la combinación de un colector fotovoltaico y térmico tiene más sentido en términos de eficiencia y rendimiento [15]. A lo largo de los años, se ha llevado a cabo muchas investigaciones para el FV/T, que se originó a partir de varios

desarrollos independientes que dieron como resultado la idea de integrar FV y Térmica en un solo módulo [16].

Desde la década de los 70, se han realizado diversos trabajos de investigación y desarrollo sobre la tecnología fotovoltaica / térmica (FV/T). Muchos sistemas y productos innovadores han sido presentados y su calidad evaluada por académicos y profesionales. Se ha introducido una gama de modelos teóricos y su adecuación se ha validado con datos experimentales e identificando parámetros de diseño importantes [17]. Sin embargo, aún existe la posibilidad y necesidad de modificar al sistema FV/T con el objetivo de aumentar la eficiencia eléctrica y térmica y aplicar lo ha otras necesidades.

En [18] desarrollaron un modelo de simulación para el análisis del rendimiento de un colector de calefacción por aire FV / T convencional. El modelo se basa en la solución analítica de una ecuación diferencial que produce la temperatura del fluido de trabajo en la dirección del flujo. Se calculan varios parámetros de rendimiento para configuraciones de vidrio simple y doble vidrio. Los resultados fueron presentados para mostrar el efecto de varios parámetros operacionales y de diseño sobre el rendimiento de un sistema.

En [19, 20] desarrollaron una expresión para la eficiencia térmica de los colectores de aire FV/T en función de los parámetros climáticos y de diseño, y la aplicaron a varios casos (módulo fotovoltaico de vidrio a vidrio con y sin conductos, vidrio módulo FV a tedlar con y sin conductos). La eficiencia térmica representada por la temperatura del aire de salida más alta se obtuvo para el caso de un módulo FV de vidrio a vidrio con un conducto.

En [21-23] han realizado extensos estudios sobre colectores de agua y aire FV/T, que incluyen simulación numérica, experimentación, diseño de prototipos y desarrollo de procedimientos de prueba. Se demostró que el colector de aire FV/T esmaltado sin tedlar funciona mejor que otros diseños, y que el sistema con un pequeño número de colectores en serie produce un rendimiento mayor que un colector único equivalente.

En [24] revisaron críticamente los captadores de aire FV/T para el calentamiento del aire, proporcionando resultados útiles relacionados con la practicabilidad de estos colectores para precalentar el aire para adaptarse a una gran variedad de aplicaciones. Realizó investigaciones del rendimiento de un colector solar FV/T de doble paso adecuado para el sistema de secado solar, la configuración experimenta, permitió determinar conjuntos de condiciones de funcionamiento y diseño donde se obtuvo temperaturas teóricas y experimentales de salida y del panel fotovoltaico medio, [25].

En [26] evaluaron el rendimiento del secador de modo mixto compuesto por colectores de aire FV/T y cámara de secado de madera con condiciones de carga. En base a los balances de energía de los colectores de aire FV/T y del colector convencional, se ha derivado una expresión de la temperatura del aire de salida del colector de aire FV/T. Además, al utilizar la tasa de energía térmica disponible del colector de aire FV/T, también se obtuvieron una expresión analítica para las temperaturas de los cultivos en términos de diseño y parámetros climáticos. El secador de modo mixto muestra un comportamiento similar al del colector de placa plana porque está diseñado desde el punto de vista de la energía térmica. Se observa que hay una mejor concordancia entre las observaciones teóricas y experimentales con las condiciones de carga para la temperatura del cultivo del secador de modo mixto.

### **1.7.3.- Cámaras de secado**

En [27] presentaron una revisión compacta de varios diseños, detalles de construcción y principios de operación de una amplia variedad de sistemas de secado solar. Donde dividieron los secadores en dos grupos: secadores por convección forzada y secadores por convección natural; dentro de cada grupo realizaron tres subdivisiones que comprenden secadores de tipo: directo, indirecto o mixto.

En [28] se diseñó y construyó dos secadores solares para alimentos que trabajan por convección natural. Los secadores se construyeron con madera y polietileno. Un secador fue de tipo gabinete y el otro de cama fija. Las eficiencias máximas de los secadores fueron de 21% para el de tipo gabinete y de 23% para el de tipo cama fija,

durante el proceso de secado de chile. El tiempo de secado, comparado con el secado en asoleaderos, se redujo en un 50% en el de tipo cama fija y en un 33% en el tipo gabinete.

En [29] aplicaron un software de Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD) llamado CHAM, para simular el movimiento del aire en 3D, en el interior de la cámara de secado de un secador de charolas de 5 toneladas. La geometría de la cámara de secado solo permitía el flujo del aire a una charola por paso. Con la simulación se determinaron los perfiles de presión y velocidad del aire, por encima del producto, los cuales indicaron que existía una mala distribución del aire de secado en el interior de la cámara de secado. Para validar los resultados de la simulación se realizaron pruebas experimentales para varias frutas. Se encontró que existían charolas en ciertas posiciones que no se lograban secar adecuadamente, los cuales coincidían con las posiciones donde la simulación indicaba que existía una mala distribución del aire de secado.

En [30] estudiaron el comportamiento del flujo de aire en el interior de una cámara de secado de un secador tipo túnel. Ellos midieron la velocidad del aire y encontraron que existía una distribución no uniforme de las velocidades del aire de secado. Considerando lo anterior se colocaron placas para desviar la dirección del aire, indicando que la modificación puede reducir el rango en el contenido final de humedad del fruto en aproximadamente 40 % y eliminar la necesidad de redirigir la fruta para aumentar la capacidad de secado. Sin embargo, los datos indicaron que no hubo diferencia significativas en la humedad promedio de la fruta para las dos configuraciones, debido que las diferencias en la velocidad se encuentran dentro del rango de variaciones entre los túneles sin modificaciones.

En [31] sus estudios del secado solar de hojas de Stevia (Rebaudiana Bertoni) utilizando tecnologías directas e indirectas, donde analizaron un secador solar directo tipo gabinete, muestran las temperaturas presentadas en el interior de la cámara de secado, Con el secado por convección natural, la temperatura interna generalmente

estaba entre 42 °C y 44 °C con un valor máximo de 53 °C. Con secado convectivo forzado, las temperaturas fueron generalmente entre 36 °C y 40 °C con un valor máximo de 45 °C, esto se produjo en un día de prueba en particular del mes de abril del 2015. Las temperaturas más altas se encontraron consistentemente con la convección natural, debido a la menor velocidad del aire en la cámara de secado, produciendo una estratificación térmica que se rompe debido a la mayor velocidad del aire con la convección forzada, produciendo una temperatura más baja y homogénea, la transferencia de calor masiva más eficiente. Sin embargo, debido a la forma del secador el extractor tiene como objetivo retirar el aire húmedo que surge cuando el producto es deshidratado directamente por el sol, es decir el aire no cruza por el producto, considerando lo anterior es importante acoplar a estos tipos de secadores un colector solar para obtener una mejor eficiencia, menor tiempo de secado y el flujo de aire constante y homogéneo en todo el secador.

En [32] diseñaron y construyeron un secador de cama fija profunda, donde realizaron pruebas de secado de trigo para diferentes condiciones de operación. La temperatura del aire de secado y el contenido de humedad del trigo, fueron medidos periódicamente en tres niveles en el interior de la cama. La cámara de secado tuvo 0.6m de alto y 0.3m de diámetro con capacidad para almacenar 15kg de trigo. Al mismo tiempo, desarrollaron un código numérico con base en balances de masa y energía para simular el proceso de secado en una cama profunda. Los resultados mostraron que hubo una buena concordancia entre las tasas de secado simulado entre las capas con lo experimental. Además, hubo un buen acuerdo con respecto a las formas de los perfiles de temperatura del aire de secado. Sin embargo la simulación comparada con lo experimental presenta un error relativo menor de 8.5%.

En [33] se realizó un estudio paramétrico de un secador de gabinete con un absorbedor de placa plana inversa, donde el rendimiento del sistema estudiado fue comparado con los secadores de gabinete convencionales, encontrando que el secador absorbente de placa plana inversa ofrece el mejor rendimiento considerando la optimización del área de ventilación para mejorar aún más el rendimiento térmico del

sistema bajo el modo de operación natural. El rendimiento surge debido al calentamiento de la placa absorbidora, sin embargo el aire que ingresa al sistema a convección natural, en ocasiones no aprovechará el calor presente debido que su velocidad no es constante, es por ello que para el aprovechamiento de calor en un sistema térmico se recomienda una velocidad constante es decir a convección forzada.

#### **1.7.4.- Sistema de deshidratación**

En [34] realizó un estudio de un secador solar tipo invernadero para industrias de alimentos a pequeña escala. Para investigar su rendimiento, el secador se usó para secar 3 lotes de tomate osmóticamente deshidratado. Los resultados obtenidos de estos experimentos mostraron que las temperaturas del aire de secado en el secador variaron de 35 °C a 65 °C. Además, el tiempo de secado para estos productos fue 2-3 días más corto que el del secado al sol natural y obteniendo productos secos de buena calidad. De acuerdo a la experiencia e investigaciones presentes en la literatura, para un secado homogéneo a menor tiempo y una mayor eficiencia, es recomendable acoplar colectores solares y retirar el aire húmedo en zonas estratégicos.

En [35] se desarrolló un modelo matemático del proceso de secado de granos en cama fija. El modelo involucra los balances de energía y masa. Los balances son diseñados en una dimensión. Realizó pruebas experimentales de secado de cebada con un contenido de humedad inicial de 25 a 66%, temperaturas del aire de secado de 40 a 175°C y velocidad del aire de 0.6 m/s. Los resultados numéricos se compararon con datos experimentales, concluyendo que el modelo desarrollado predice con exactitud la historia de la temperatura y contenido de humedad del aire de secado y del producto.

En [36] diseñaron un secador solar de charolas y desarrollaron un código numérico para simular el proceso de secado de cebolla. El secador consistió de un ventilador, una cámara de secado, un colector solar y un calentador eléctrico, que sirvió de respaldo para los días de baja radiación solar. El estudio numérico se basó en balances de masa y energía, que llevan a un conjunto de ecuaciones diferenciales, completado con un modelo empírico, que representa la cinética de secado. Los resultados

obtenidos mostraron que la superficie del colector, la temperatura del aire de secado y las características del producto son esencialmente los factores que afectan en el secado solar del producto.

En [37] investigaron el efecto de pre-deshumidificación del aire de secado antes de ser calentado y suministrado a un secador de charolas. Para esta investigación se realizó un trabajo numérico-experimental. El estudio numérico se basó en balances de energía y masa. Los experimentos se realizaron con muestras de vainilla, con una humedad inicial del 85.3%, temperatura del aire de secado en el rango de 35 a 65°C y un flujo másico del aire de entrada de 0.01 a 1.3kg/s. Los resultados demostraron que el proceso de pre-deshumidificación del aire de secado reduce el tiempo de secado, por lo tanto se reduce considerablemente el consumo de energía y aumenta el rendimiento del secador de charolas. Sin embargo, el proceso de pre-deshumidificación genera un costo extra y es necesario controlar el proceso de secado considerando el tipo de producto a deshidratar.

En [38] se consideró un nuevo modelo para el análisis termodinámico, en términos de exergía, de un proceso de secado. Las eficiencias de Exergía se derivan como funciones de los parámetros de transferencia de calor y masa, con el objetivo de demostrar la utilidad del análisis de exergía en las evaluaciones termodinámicas de los procesos de secado, sino también proporcionar información sobre sus rendimientos y eficiencias.

En [39] se realizó una investigación termodinámica exhaustiva a través de análisis de energía y exergía para evaluar el rendimiento de un proceso industrial de secado de chips para mejorar las condiciones operativas y la eficiencia. En este sentido, las eficiencias energéticas y exergéticas se evalúan con los datos termodinámicos reales disponibles, tal como se obtienen de la fábrica, en Turquía. Al final del estudio, las eficiencias energéticas y exergética del sistema se encontraron en 34.07% y 4.39%, respectivamente.

### **1.7.5.- Análisis del comportamiento de aire por CFD**

El estudio del comportamiento del aire se ha llevado a cabo por diversos investigadores. Adams y Thompson (1985) [30], estudiaron el comportamiento del flujo de aire en el interior de una cámara de secado de un secador tipo túnel. Ellos midieron la velocidad del aire y encontraron que existía una distribución no uniforme de las velocidades del aire de secado, el cual se redujo al colocar placas para desviar la dirección del aire.

Por otra parte, Mathioulakis et al. [29] desarrolló un secador de bandeja industrial de tipo por lotes para secar frutas. Utilizaron la simulación CFD para predecir los perfiles de velocidad del aire en la cámara de secado y encontraron que el contenido final de humedad en varias bandejas no era uniforme. La comparación del resultado de la simulación de CFD y los datos experimentales revelaron una fuerte correlación entre la velocidad de secado y la velocidad del aire. Margaris y Ghious [58] estudiaron la simulación numérica dentro de una cámara de secado para predecir los parámetros del flujo de aire y optimizar el diseño del secador. Un conjunto de mediciones se obtuvieron experimentalmente, se usaron para validar el modelo de turbulencia más apropiado para la configuración analizada. La validación de los datos medidos y los resultados de la simulación a través de CFD mostraron que el modelo k-ε estándar es el modelo de turbulencia más adecuado.

MISHA et al. [59], diseñó y evaluó un secador de bandejas de escala industrial para el núcleo de kenaf astillado. La simulación de CFD se usó para predecir la distribución del flujo de aire en la cámara de secado al considerar el producto como un medio poroso. Los datos experimentales y de simulación estuvieron de acuerdo. La velocidad de secado de los productos secos en cada bandeja se predijo utilizando los datos validados. El resultado muestra, que cuanto mayor es la velocidad del aire, mayor es la velocidad de secado de los productos.

Efraín Simá Moo [60] realizó el diseño de la cámara de secado con base en una simulación aerodinámica del comportamiento de la velocidad del aire, en el interior de

la cámara de secado. Inicialmente el estudio se realizó para tres geometrías de camas estáticas: horizontal, inclinado y cónico, utilizando Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD). Con base en los resultados obtenidos, se definió el diseño de la cámara de secado, el cual incluyó la orientación de los ductos de entrada de aire, la geometría de la cámara de secado (cámara de aeración y cama de grano) y el campo de velocidades en el interior de la cama de grano.

En [57], el diseño se basó en un estudio aerodinámico del secador con el software FLUENT, con la finalidad de obtener una distribución uniforme del aire en el interior de la cámara de secado. Los datos experimentales se compararon con once modelos de capa delgada reportados en la literatura y se seleccionó el modelo que mejor representa al proceso, con base en parámetros estadísticos.

Para el análisis del comportamiento de aire por CFD, se ha demostrado que uno de los parámetros importantes a considerar en el diseño de un secador es la velocidad del aire de entrada, el cual es parte fundamental para obtener un buen proceso de deshidratación ya que se necesita que el aire se distribuya de manera uniforme en el interior de la cámara de secado. El uso del CFD permite obtener una distribución de velocidad, presión, temperatura y otras propiedades físicas significantes, de igual manera predice el funcionamiento de un secador, considerando la forma geométrica de la cámara de secado.

De la literatura se encontró que para aumentar la eficiencia tanto eléctrica como térmica en el sistema FV/T, es necesario modificar el sistema térmico y que el calor que se genera, puede ser aprovechado para diversas aplicaciones, es por ello que, en este trabajo el sistema FV/T, en su interior cuenta con aletas configuradas de manera escalonadas, cosa que hasta el momento no se ha trabajado, esto se ha propuesto para realizar una remoción del calor generado dentro del sistema, debido a esto, se observa que existe un aumento de temperaturas en la salida del sistema. Por otra parte, realizar un análisis teórico experimental, permite determinar la cantidad de energía que proporciona el sistema.

Considerando la literatura, de acuerdo a la forma de aprovechar la radiación solar para el calentamiento del interior de la cámara de deshidratación, los deshidratadores solares se clasifican en: directo, indirecto y mixto. La cámara de deshidratación tiene diferentes diseños, dichas diferencias se presentan en la forma geométrica y en el interior de la cámara. En cuanto a la geometría la mayoría han sido rectangular y cuadrado, y pocas tienen una forma geométrica que permita a la radiación solar ingresar directamente en el interior. Por otra parte, para el interior de la cámara, las bandejas son colocadas de diferente manera, las cuales son: bandejas en forma de cama, bandejas apiladas y bandejas escalonadas. Esta última se ha considerado para un secador directo a convección natural. El problema que enfrenta los deshidratadores solares, es la mala distribución del aire en el interior y con ello, la temperatura y la humedad, lo cual no permiten un secado uniforme. Para solucionar el problema es necesario conocer y verificar el recorrido del flujo de aire, el análisis de CFD contribuye a esta solución y se utiliza para determinar geometrías adecuadas para la cámara de deshidratación. Con base a lo anterior, para este trabajo se considera que la circulación del aire es por convección forzada, debido a esto, el dimensionamiento y la forma geométrica de la cámara de deshidratación corresponderá a obtener un flujo de aire que recorra por toda el área de secado.

### **1.8.- Estructura de la tesis**

En el capítulo 2 se presentan los fundamentos teóricos. Los cuales corresponden al sistema térmico FV/T y al análisis térmico del sistema, considerando las ecuaciones que lo gobiernan. También se muestra la teoría de la cámara de deshidratación y el balance de energía para determinar el calor útil. Después se menciona los tipos de secadores solares que existen en las literaturas, como se clasifican y su funcionamiento. Por otra parte de se presenta el proceso de secado, los parámetros de secado y las ecuaciones que existen para hallar los parámetros. Finalmente se presenta la carta psicrométrica con la que se puede analizar gráficamente las propiedades del aire.

En el capítulo 3 se presenta el análisis térmico del sistema FV/T, donde se determina el calor que será utilizado para el proceso de deshidratación. Se muestra las características del aire que entrará a la cámara de deshidratación y se presenta el balance de energía y masa para obtener la cantidad de producto a deshidratar considerando el calor retirado del sistema.

En el capítulo 4 se presenta la metodología para realizar el diseño, la construcción y evaluación experimental de la cámara de deshidratación. Por otra parte, se realiza un análisis de CFD a 4 formas geométricas correspondientes a un secador tipo gabinete, para verificar el comportamiento del fluido en el interior de cada una de ellas. Finalmente, se elige la forma geométrica para el diseño de la cámara de deshidratación y se realiza la construcción para llevar a cabo las evaluaciones experimentales.

En el capítulo 5 se presenta los resultados y análisis. Primero se muestra el deshidratador solar mixto. Después los resultados de las pruebas con flujo a convección forzada y con flujo a convección natural, las cuales fueron realizadas para verificar las condiciones termofísicas del aire en el interior de la cámara de deshidratación. Por otra parte, se muestra el recorrido del aire mediante el ingreso de humo a convección forzada. Para finalizar, se realiza una comparación de las condiciones termofísicas del aire obtenidas en el interior de la cámara de deshidratación contra las condiciones de algunos equipos que existen en la literatura.

Finalmente, en el Capítulo 6 se presentan las conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.

## **Capítulo 2.- Marco teórico**

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos para la realización de la presente tesis. Primero se presenta el sistema térmico FV/T, la generación interna de calor y el análisis térmico del sistema, considerando ecuaciones que gobiernan a dicho sistema. Por otra parte, se describe la cámara de deshidratación, el balance de energía de la cámara de deshidratación para determinar el calor útil para la realización del proceso de deshidratación. Después se menciona los tipos de secadores solares que existen en las literaturas, como se clasifican, su funcionamiento y los materiales utilizados para su construcción. También se presenta el proceso, los parámetros de secado y las ecuaciones que existen para hallar los parámetros. Finalmente se presenta la carta psicrométrica debido que es una representación gráfica con la que se puede analizar gráficamente las propiedades del aire.

### **2.1.- Sistema Térmico Fotovoltaico (FV/T)**

El sistema FV/T considerado en esta investigación son colectores, que proporcionan energía eléctrica y térmica al mismo tiempo. El sistema de aire FV/T, el aire se usa como fluido de transferencia de calor. El aire puede circular por ventilación natural o por ventilación forzada. El sistema de aire FV/T, es de mayor importancia para la realización de este proyecto, el cual en este sistema el calor generado por el módulo fotovoltaico y el absorbente de metal (disipador de calor) se transferirá al aire y, por lo tanto, el calor transferido se ocupará para el proceso de deshidratación [15].

El disipador de calor incrementa su efectividad aumentando ya sea la conductividad térmica de las aletas, el área superficial de las aletas o el coeficiente de transferencia de calor. Los perfiles típicos de disipadores de calor incluyen geometrías de tipo rectangular, triangular y parabólica, para este proyecto se utilizará disipadores rectangulares, donde las aletas tienen un arreglo tipo escalonado, ver fig. 2.1, [40].

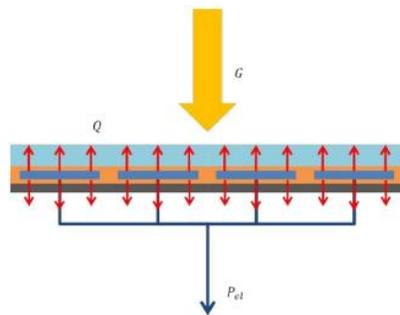


**Fig. 2.1.** Sistema FV/T aire

**2.1.1.- Generación interna de calor en el sistema FV/T**

Es la energía que no es utilizado para generar electricidad pero que sí fue absorbido por el sistema fotovoltaico, queda al interior en forma de calor (que se debe sacar en forma de flujo de calor mediante la presencia de un disipador inteligente), el cual el calor aprovechado sean utilizado para diversos procesos, [17].

Considerando la fig. 2.2 es posible hacer un balance de energía para el sistema FV/T, igualando la energía total (energía proporcionado por el sol) con la energía que pueden ser útil para la deshidratación más la energía aprovechada para la generación de electricidad.



**Fig. 2.2.** Balance energético en el panel fotovoltaico.

En el sistema el balance queda como

$$Q = \frac{T_{celda} - T_{\infty}}{R_{total}} = G - P_{el} \quad (1)$$

$T_{celda}$ : Temperatura de la celda [ $^{\circ}C$ ]

$T_{\infty}$ : Temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ]

$R_{total}$ : Resistencia térmica del módulo fotovoltaico completo [ $^{\circ}C/W$ ]

$G$ : Radiación incidente [ $W/m^2$ ]

$P_{el}$ : Potencia eléctrica [ $W$ ]

### 2.1.2.- Análisis térmico en el sistema FV/T

La tecnología solar fotovoltaica térmica (FV/T) es capaz de producir electricidad y calor al mismo tiempo con un mejor desempeño global en comparación con las dos tecnologías de forma separada, [40]. El sistema consiste de un canal de sección transversal rectangular con aletas, ver fig. 2.3, donde las aletas tienen un arreglo escalonado.

Considerando la característica del sistema FV/T, para calcular la cantidad de calor que es retirado por el aire de manera forzada, se utilizan investigaciones.

#### Ecuaciones principales

Las ecuaciones que gobiernan este sistema son principalmente las que vienen de las leyes de la termodinámica, que son las de movimiento, continuidad y energía, [41, 42]:

Balance de calor para flujo que pasa por el sistema (aletas)

$$Q = C_p * \dot{m} * (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

Donde:

$Q$ : Calor transferido por el sistema a la corriente de aire [ $W$ ]

$C_p$ : Calor específico [ $J/kg K$ ]

$\dot{m}$ : Flujo Másico [Kg/s]

$T_{out}$ : Temperatura de salida del sistema [K]

$T_{in}$ : Temperatura ambiente, entrada al sistema [K]

Coeficiente convectivo medio alrededor de las aletas

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (3)$$

Donde:

$h$ : Coeficiente convectivo [ $W/m^2 K$ ]

$\Delta T$ : Diferencia entre temperatura de salida y entrada de aire [K]

$A$ : Área de transferencia de calor [ $m^2$ ]

### Números adimensionales

Los números adimensionales son utilizados para determinar el comportamiento del flujo dentro del sistema  $FV/T$ , debido a esto son presentados a continuación [41, 43].

#### Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (4)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del aire [ $kg/m^3$ ]

$D$ : Longitud característica o diámetro hidráulico [m]

$\mu$ : Viscosidad dinámica [ $kg/m s$ ]

$V$ : Velocidad de la corriente libre [m/s]

$\nu$ : Viscosidad cinemática [ $m^2/s$ ]

### Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

Donde:

$K$ : Conductividad térmica [W/mK]

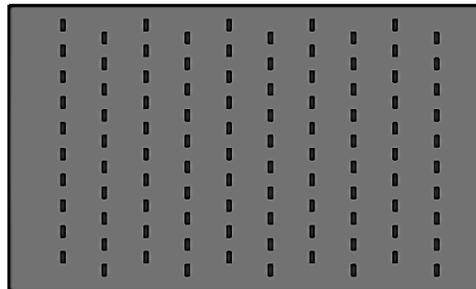
$\alpha$ : Difusividad térmica [m<sup>2</sup>/s]

### Número de Nusselt

$$N_U = \frac{h \cdot D}{K} \quad (6)$$

#### 2.1.3.- Configuración de las aletas en la placa FV/T

En la fig. 2.3, se observan aletas pegadas a una placa FV que sirven como disipadores de calor. Las aletas están distribuidas uniformemente a lo ancho y largo del canal adoptando una configuración escalonada con base en la dirección del flujo de aire.

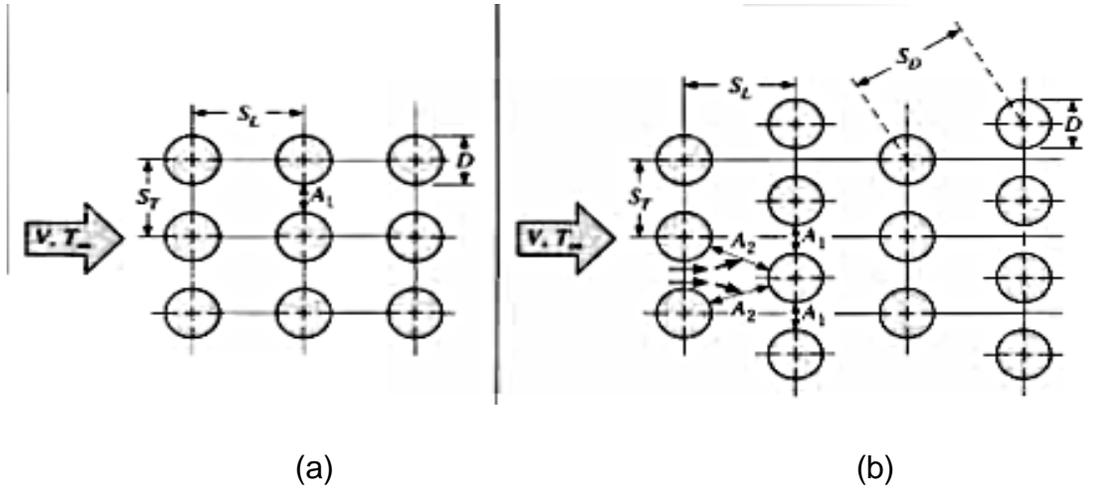


**Fig. 2.3.** Configuración del arreglo de las aletas o disipadores de calor (escalonado).

#### Calor convectivo en aletas

Para determinar el calor útil de un sistema aletado, es importante considerar la configuración de las aletas, para un análisis del comportamiento del flujo. De acuerdo con [41], en sus estudios determinó el calor útil de dos tipos de configuraciones (alineado y escalonado). Una de las configuraciones (escalonado) tiene relación con

el sistema estudiado en este proyecto. En la fig. 2.4, se observan las dos configuraciones estudiadas [41, 43].



**Fig. 2.4.** Configuraciones de disipadores, (a) alineado, (b) escalonado [43]

Para cada tipo de sistema se puede hallar la velocidad máxima [43].

1.- Sistema alineado

$$V_{max \text{ alineado}} = \left( \frac{S_T}{S_T - D} \right) V \tag{7}$$

2.- Sistema escalonado

$$V_{max \text{ escalonado}} = \left( \frac{S_T}{2(S_D - D)} \right) V \tag{8}$$

Para determinar  $S_D$  se utiliza

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + S_T^2} \tag{9}$$

### Nusselt para el sistema aletado

De acuerdo con [41], el número de Nusselt promedio en un haz de tubos con 10 o más filas se puede calcular a partir de la relación siguiente.

$$Nu_D^{10+} = \phi Nu_D^1 \quad (10)$$

Donde

$Nu_D^1$  es el número de Nusselt de la primera fila

$\phi$  es un factor de arreglo.

Para definir el paso transversal adimensional se obtiene con

$$P_T = \frac{S_T}{D} \quad (11)$$

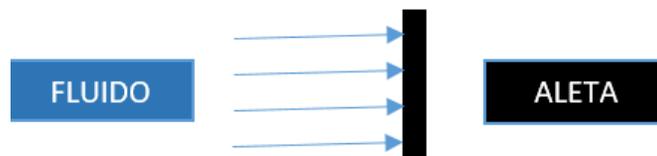
El paso longitudinal adimensional se define con

$$P_L = \frac{S_L}{D} \quad (12)$$

Para el factor de arreglo ( $\phi$ ), debido que es un sistema alternado se puede determinar con la ecuación, [41].

$$\phi = 1 + \frac{2}{3P_T} \quad (13)$$

Considerando el recorrido del fluido en el interior del sistema FV/T, cuando este choca con aletas rectangulares (ver fig.2.5), estudios han propuestos correlaciones para diferentes geometrías de aletas, con ello se determinan el comportamiento del flujo, en los que destacan [44, 45].

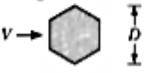
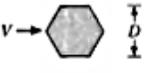


**Fig. 2.5.** Presentación del fluido que choca con la aleta

$$Nu_D^1 = \left(\frac{hD}{k}\right) = C(Re^m * (Pr^{\frac{1}{3}})) \quad (14)$$

$$Pr \geq 0.7$$

Donde C y m se obtienen de fig. 2.6 [44, 45].

Geometry	$Re_D$	C	m
Square 	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
Hexagon 	$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$ $1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.160 0.0385	0.638 0.782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
Vertical plate 	$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

**Fig. 2.6.** Constantes de la ecuación (14) para cilindros no circulares en flujo cruzado de un gas [41, 44, 45].

Anteriormente se determinó el número Nusselt ( $Nu_D^1$ ) considerando el recorrido del aire cuando este se impacta con una aleta rectangular, de lo anterior, debido que en el sistema existen aletas a lo largo y ancho del canal, tales autores proponen multiplicar el número Nusselt ( $Nu_D^1$ ) con un factor de arreglo ( $\phi$ ), para determinar el número Nusselt ( $Nu_D^{10+}$ ), correspondiente a todas las aletas presentes en el interior del sistema FV/T, [41-43].

$$Nu_D^{10+} = \phi Nu_D^1 \tag{15}$$

Hallando el Nusselt de todo el sistema  $Nu_D^{10+}$  se determina el coeficiente convectivo ( $h$ ), [43].

$$h = \frac{Nu_D^{10+} * K}{D} \tag{16}$$

A consecuencia de lo anterior, es posible evaluar la cantidad de energía que el sistema FV/T pueda entregar a la cámara de deshidratación, para llevar a cabo el proceso de deshidratación, determinando el producto posible a deshidratar. Es por ello que el calor entregado por el sistema se calcula de la siguiente manera, [42].

$$Q = h * A * (T_{out} - T_{in}) \quad (17)$$

Donde:

$T_{in}$ : Es la temperatura del aire a la entrada del sistema [K]

$T_{out}$  : Es la temperatura del aire a la salida del sistema [K]

$$T_{out} = (T_s - T_{in}) / (\ln(T_s / T_{in})) \quad (18)$$

$T_s$ : Es la temperatura de la superficie [K]

$A$ : Área de transferencia de calor [m<sup>2</sup>]

## 2.2.- Cámara de deshidratación

Suministra al producto más calor del que está disponible en condiciones ambientales, incrementando así la presión de vapor de la humedad contenida en el cultivo y disminuyendo significativamente la humedad relativa del aire de secado y, por lo tanto, aumentando su capacidad de transporte de humedad y asegurando un contenido de humedad de equilibrio suficientemente bajo [27].

En secadores solares, la energía solar se utiliza como la única fuente del calor requerido o como una fuente complementaria. La generación del flujo de aire puede ser generado mediante convección natural o forzada. El procedimiento de calentamiento podría implicar el paso de aire precalentado a través del producto o exponiendo directamente el producto a la radiación solar o una combinación de ambos [27]. El requisito principal es la transferencia de calor al producto húmedo por convección y conducción desde la masa de aire circundante a temperaturas superiores a las del producto o por radiación, principalmente del sol y en cierta medida de las superficies calientes circundantes, o la conducción de calor superficies en contacto con el producto [27].

## Balance de energía

Se puede entender un balance de energía como una contabilidad del aporte, del consumo de energía en un sistema y la energía no utilizada (pérdidas). El balance de energía y el balance de materia de un proceso son herramienta fundamental para el análisis del mismo. La aplicación de un balance de energía, permite un aprovechamiento efectivo del calor, generar y usar efectivamente el calor, determinar el consumo de combustible y calcular la cantidad de energía mecánica necesaria, [46].

### 2.2.1.- Balance de energía en la cámara de deshidratación

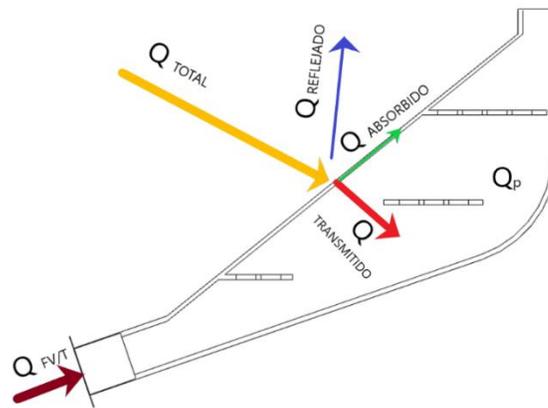


Fig. 2.7. Balance de energía en la cámara de deshidratación

#### Balance de energía en la placa de vidrio

Considerando el esquema mostrado en la fig. 2.7, se hace un balance de energía para la placa de vidrio, igualando la energía total (energía proporcionado por el sol) y las energías que pueden ser útil a la deshidratación más las pérdidas que se presentan.

$$Q_{TOTAL} = Q_{REFLEJADO} + Q_{ABSORBIDO} + Q_{TRANSMITIDO} \quad (19)$$

$$Q_{REFLEJADO} = Q_{TOTAL}(\rho) \quad (20)$$

$$Q_{ABSORBIDO} = Q_{TOTAL}(\alpha) \quad (21)$$

$$Q_{TRANSMITIDO} = Q_{TOTAL}(\tau) \quad (22)$$

$Q_{TOTAL}$ : Es la energía de radiación que incide sobre la superficie [W/m<sup>2</sup>]

$Q_{TRANSMITIDO}$ : Es la energía que ingresa por medio de la radiación solar [W/m<sup>2</sup>]

$Q_{REFLEJADO}$ : Es la energía que refleja considerando el tipo de material [W/m<sup>2</sup>]

$Q_{ABSORBIDO}$ : Es la energía que absorbe la superficie [W/m<sup>2</sup>]

$\rho$ : Reflectividad, es la fracción reflejada por la superficie

$\alpha$ : Absortividad, es la fracción de irradiación absorbida por la superficie.

$\tau$ : Transmisividad, es la la fracción transmitida

Despejando el  $Q_{TRANSMITIDO}$ , debido que este es el que ingresa a la cámara de deshidratación , entonces la ecuación queda:

$$Q_{TRANSMITIDO} = Q_{TOTAL} - Q_{REFLEJADO} - Q_{ABSORBIDO} \quad (23)$$

### **Balance de energía total en el interior de la cámara de deshidratación**

De acuerdo al esquema mostrado en a fig. 2.7, se hace un balance de energía en el interior de la cámara de deshidratación, lugar donde se realiza el proceso de deshidratación, igualando la energía interior con la energía que ingresa del sistema FV/T más la energía que ingresa a la cámara de deshidratación proporcionado por el sol menos la energía que es perdida durante el proceso.

$$Q_{INTERIOR} = Q_{FV/T} + Q_{TRANSMITIDO} - Q_p \quad (24)$$

$Q_{FV/T} = Q$ : Es el calor que proporcional el sistema FV/T [W]

$Q_p$ : Es la energía que se pierde en el interior de la cámara de deshidratación [W]

$Q_{INTERIOR}$ : Es el calor que se encuentra en el interior de la cámara de deshidratación [W]

### **2.3.- Sistemas de secado**

Todos los sistemas de secado se pueden clasificar principalmente según sus rangos de temperatura de funcionamiento en dos grupos principales de secadores de alta temperatura y secadores de baja temperatura. Sin embargo, los secadores se clasifican más ampliamente según sus fuentes de calefacción en secadores de combustibles fósiles (más comúnmente conocidos como secadores convencionales) y secadores de energía solar. Estrictamente, todos los diseños prácticos de secadores de alta temperatura funcionan con combustibles fósiles, mientras que los secadores de baja temperatura son sistemas basados en energía fósil o energía solar [27].

#### **2.3.1.- Tipos de secadores solares**

Los sistemas de secado de energía solar se clasifican principalmente según sus modos de calefacción y la manera en que se utiliza el calor solar.

En términos generales, se pueden clasificar en dos grupos principales, a saber [27]:

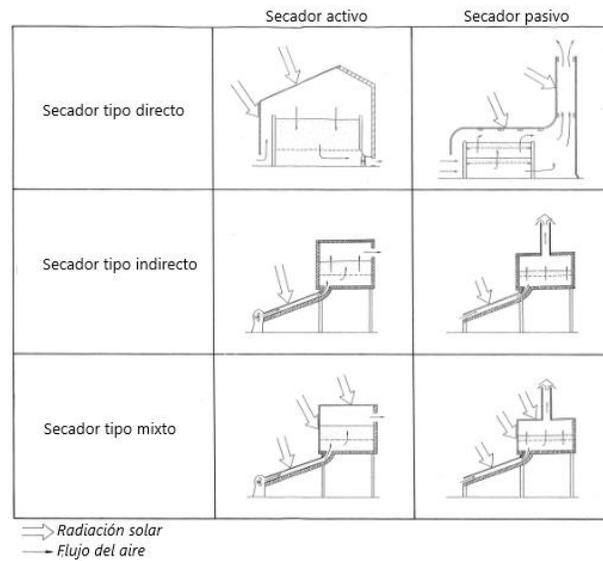
Sistemas activos de secado de energía solar (la mayoría de los tipos de los cuales se denominan a menudo secadores solares híbridos); y

Sistemas pasivos de secado de energía solar (convencionalmente llamados sistemas de secado solar de circulación natural).

Se pueden identificar tres subclases distintas de los sistemas de secado solar activos o pasivos, que varían principalmente en la disposición de diseño de los componentes del sistema y el modo de utilización del calor solar, concretamente [27]:

- Secadores solares de tipo directo (integral);
- Secadores solares de tipo indirecto (distribuido).
- Secadores mixto

Las características principales de los diseños típicos de las diversas clases de secadores de energía solar se ilustran en la fig. 2.8.



**Fig. 2.8.** Diseños típicos de secadores de energía solar [27].

### 2.3.2.- Selección de secadores

De acuerdo a la gran variedad de secadores disponibles en el mercado, diversos autores han intentado clasificar, atendiendo a diversos criterios, como el tipo de materia prima a secar, el modo en que el material se transfiere a través del secador. La clasificación más extendida es quizás la de Kröll (1987), que se basa en los siguientes aspectos, [47]:

- 1) Temperatura y presión del secador
- 2) Modo de calefacción (radiación, solar, microondas, convección)
- 3) Modo de transporte de la humedad a través del secador
- 4) Posibles medios mecánicos para mejorar el secado
- 5) Modo en que circula el aire
- 6) Modo en que se soporta el material
- 7) El agente de calefacción

8) La naturaleza del alimento húmedo y la forma en que se introduce en el secador

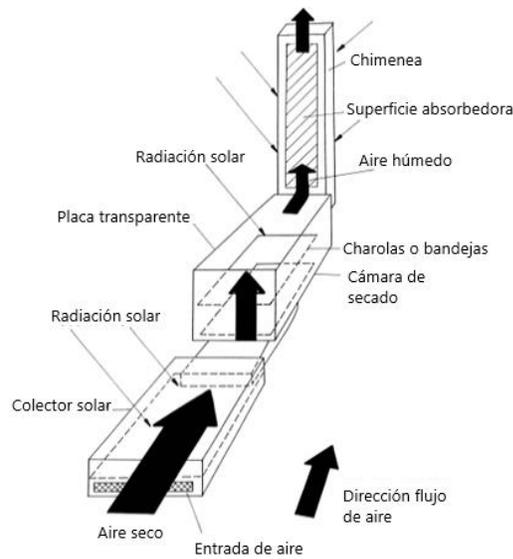
La mayoría de los secadores pueden aceptar materiales de fácil flujo, mientras que los materiales en masa o con formas irregulares requieren normalmente de diseños específicos. Una vez que se ha seleccionado un grupo de secadores, la selección puede restringirse considerando la forma en que operan las distintas unidades, por cargas o en continuo. Además de las restricciones impuestas por el tipo de material, un factor importante a considerar es el modo de calefacción, si el sólido entra en contacto con una superficie sólida o es por convección y/o radiación [47].

### **2.3.3.- Secador solar mixto**

El tipo de deshidratador solar para la realización del proyecto es del **tipo mixto**, considerado así, por el origen de la fuente de energía, la cual primero es por la generación de calor en el sistema FV/T y segundo por la misma cámara expuesta a la radiación solar.

#### **2.3.3.1.- Secadores solares de circulación natural en modo mixto**

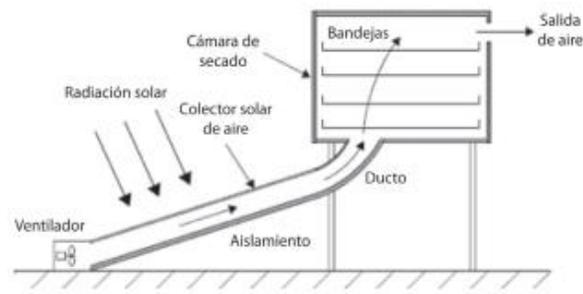
Estos secadores combinan las características del tipo integral (directo) y los secadores de energía solar distribuidos (indirectos) de circulación natural. Aquí la acción combinada de la radiación solar incidente directamente sobre el producto a secar y precalentar en un calentador de aire solar, proporciona el calor necesario requerido para el proceso de secado [48-50]. Un secador de energía solar de circulación natural típico en modo mixto (ver la Fig. 2.9) tendría las mismas características estructurales que el tipo distribuido (es decir, un calentador de aire solar, una cámara de secado separada y una chimenea), pero además, las paredes de la cámara de secado está acristalada para que la radiación solar incida directamente sobre el producto como en los secadores de tipo integral [48-50].



**Fig. 2.9.** Deshidratador mixto a convección natural [49].

**2.3.3.2.- Secadores solares de circulación forzada en modo mixto**

Estos son diseños poco comunes de secadores solares activos. Los diseños de modo mixto combinan algunas características de los tipos integral y distribuido. Los diseños típicos comprenden los siguientes componentes: un calentador de aire solar, conductos de aire, una cámara de secado separada y un ventilador y / o bomba como en un secador de tipo distribuido. Sin embargo, la cámara de secado está acristalada para que el producto absorba la radiación solar directamente como en diseños integrales de absorción directa [51, 52]. Las características de un secador solar de modo mixto activo se ilustran en la fig. 2.10.



**Fig. 2.10.** Deshidratador mixto a convección forzada [49].

### **2.3.4.- Partes de un deshidratador solar**

La mayoría de los deshidratadores solares están formados con:

1. Estructura: brinda el espacio para ser calentado, a la vez soporta la cubierta y las bandejas donde irá la fruta. Debe ser resistente y de dimensiones apropiadas, ya que si es demasiado grande, se pierde la capacidad de deshidratar.
2. Cristal superior: para que la radiación solar entre en el espacio de secado y se produzca el efecto invernadero, lo cual implica que parte de la radiación solar que traspasa el material se queda en el interior, calentando el espacio. Se necesita que sea resistente a la intemperie y a los rayos de sol.
3. Bandejas: donde irán colocadas las frutas para secar. Se requiere que sean lo menos pesadas posible y que tengan en el fondo agujeros para el correcto paso del aire. Normalmente constituidas por un marco y una malla como fondo.
4. Cubierta: es lo que cubre a la estructura. Se requiere que sea resistente al ambiente y en ocasiones tenga la capacidad de cumplir la función de un aislante térmico.
5. Puerta: es indispensable para poder aislar el deshidratador y acceder al producto.

#### **2.3.4.1.- Materiales para la construcción de los secadores solares**

Una vez definidas las características del prototipo, se elige los materiales para la construcción. Las investigaciones realizadas acerca de secadores solares mostraron el uso de una gran variedad de materiales, entre los cuales destacan la madera, el vidrio, el polietileno, el poliestireno y láminas y estructuras de diversos metales, [63]. El uso de estos materiales depende de la economía de los mismos, del sitio donde van a ser colocados y del tiempo que se pretende usar el secador principalmente.

Para la selección de los materiales se consideraron las siguientes limitaciones:

- a) El prototipo va a ser colocado a la intemperie, por lo cual hay que seleccionar materiales que resistan las inclemencias climáticas
- b) La economía de los materiales a utilizar

- c) La disponibilidad de los materiales en la zona de estudio

### **2.3.5.- Proceso y parámetros de secado**

El secado es la eliminación de cantidades de agua de un cuerpo húmedo por medio de un proceso de evaporación de la misma.

El principio del secado por arrastre se aprecia cuando un cuerpo húmedo, es colocado a través de una corriente de aire lo suficientemente caliente y seco, entonces se establece una diferencia de temperatura y de presión parcial de agua, de manera que, [47, 53, 54]:

- La transferencia de calor se efectúa desde el aire hacia el producto, bajo el efecto de la diferencia de temperaturas.
- Una transferencia de agua se efectúa en sentido inverso a causa de la diferencia de concentración de agua en el aire.
- El aire sirve a la vez de fluido de calefacción y de gas vector o portador del agua evaporada.

En el proceso de secado o deshidratación, se deben considerar otras variables como: la humedad del aire, la velocidad de desplazamiento del aire, el tiempo de exposición, temperatura, el área expuesta, volumen, dimensiones y geometría del material.

### **Temperatura de secado**

La temperatura del aire de secado es el parámetro de mayor flexibilidad en un sistema de secado a altas temperaturas e influye significativamente en la tasa y la eficiencia de secado y en la calidad del producto final. Un aumento de dicha temperatura significa un menor consumo de energía por unidad de agua evaporada y una mayor tasa de secado. En cambio, las temperaturas de secado más elevadas pueden causar daños térmicos. La temperatura de secado, junto con los flujos de aire, determina la cantidad de agua evaporada en un secador [47, 53].

### **Presión estática y flujo de aire**

La pérdida de carga de un flujo de aire a través de un producto, conocida generalmente como resistencia al flujo de aire y denominada presión estática, influye en este flujo y, en consecuencia, en la tasa de secado. Para determinado tamaño de ventilador, cuanto menor sea el espesor del producto y menor la cantidad de impurezas en ella, mayor será el flujo de aire y también la tasa de secado. Esto, porque el menor espesor de la capa y la menor cantidad de impurezas significan menos resistencia al paso del aire a través de los productos [47, 53].

### **Humedad inicial del producto**

El contenido de humedad inicial también influye en la tasa de secado. Cuanto más elevado sea el contenido de humedad de un producto, mayor será la cantidad de agua evaporada por unidad de energía. Con elevados contenidos de humedad, las fuerzas de adsorción de la estructura celular del material sobre las moléculas de agua, son menores que cuando el contenido de humedad del producto es más bajo. En consecuencia, se utiliza un mayor porcentaje de energía disponible para evaporar la humedad contenida en los productos [47, 53].

### **Flujo del producto dentro del secador**

La velocidad con que el material pasa por el secador, denominada con mayor frecuencia flujo de masa o tiempo de residencia del producto en el secador, puede influir en la tasa de secado, la eficiencia del proceso y la calidad final del producto. Si el flujo de masa aumenta, el producto final será, en general, de mejor calidad. Por otra parte, hay un aumento del consumo de energía específica, esto es, de la energía que se necesita para evaporar una unidad de masa de agua y una disminución de la eficiencia térmica del secado, porque los granos que pasan por el secador con mayor velocidad pierden menos humedad y el secado puede resultar insuficiente. El manejo adecuado de la velocidad del producto tiene importancia fundamental en el secado [47, 53].

## Velocidad de secado

Se llama velocidad de secado a la velocidad con la que el aire pasa a través de los productos. También se puede llamar como la cantidad de los puntos de humedad que dicho aire extrae a los productos por unidad de tiempo [47, 53].

### 2.3.5.1.- Ecuaciones para hallar parámetros importantes respecto al producto

#### Humedad base húmeda

Para medir el contenido de agua de un alimento se puede hacer con la siguiente relación. [47, 53]:

$$H_{bh} = \frac{m_a}{m_a+m_s} = \frac{m_a}{m_t} \quad (25)$$

$m_a$ : Caudal de aire, [kg / s]

$m_s$ : Cantidad de producto en un determinado tiempo [kg / s]

La ecuación anterior nos relaciona la cantidad de agua perdida respecto a todo el sistema.

#### Humedad base seca

Por otra parte suele encontrarse en la literatura la humedad de algún producto expresada en base seca, [47, 53]:

$$H_{bs} = \frac{m_a}{m_s} \quad (26)$$

Esto es, la humedad perdida respecto a la muestra completamente seca o deshidratada.

Resulta muy sencillo relacionar un contenido con el otro.

$$H_{bh} = \frac{H_{bs}}{H_{bs}+1} \quad (27)$$

Esta ecuación está respecto a la humedad base húmeda en función de la humedad base seca.

Por otro lado de la misma manera se puede ver a la humedad base seca en función de la humedad base húmeda.

$$H_{bs} = \frac{H_{bh}}{1-H_{bh}} \quad (28)$$

Por otra parte, si se desea conocer la cantidad de sólidos que hay en un producto, puede determinarse con las siguientes ecuaciones:

### **Porcentaje de sólido seco**

$$\% \text{ sólido seco} = \frac{100}{H_{bs}+1} \quad (29)$$

### **Porcentaje de agua**

$$\% \text{ agua} = \frac{100 \cdot H_{bs}}{H_{bs}-1} \quad (30)$$

## **2.3.6.- Transferencia de masa**

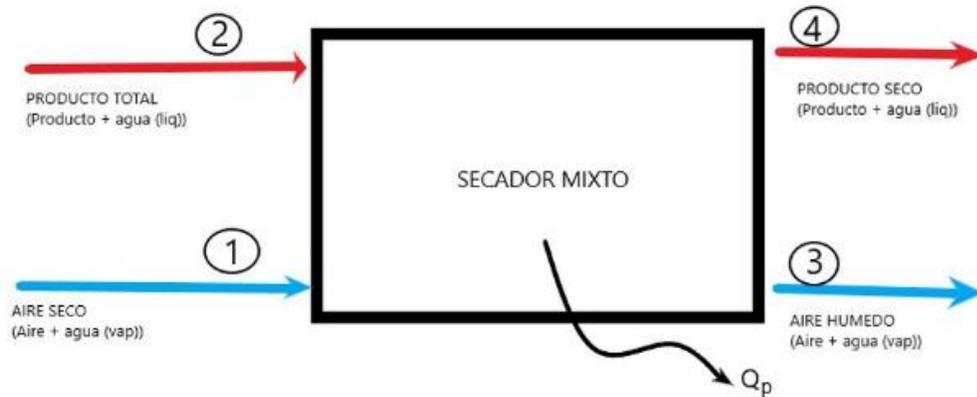
En el proceso de secado se supone que toda el agua que sale del producto pasa al aire, entonces sucede que la disminución de agua en el producto es igual al aumento del agua en el aire, [53].

### **2.3.6.1.- Balance de masa**

El balance de masa, puede definirse como una contabilidad de entradas y salidas de masa en un proceso. No es más que la aplicación de la ley de conservación de la masa que expresa “La masa no se crea ni se destruye”. La realización del balance es importante para el cálculo del tamaño de los equipos de un proceso que se emplean y por ende para evaluar sus costos, [47, 53].

**2.3.6.2.- Balances en un deshidratador solar mixto**

Para determinar la energía necesaria durante el proceso de secado en el secador solar mixto se toman en cuenta las interacciones de energía con el sistema, como se muestra en el esquema de la fig. 2.11, a saber [55]:



**Fig. 2.11.** Esquema de un proceso de secado que muestra los términos de entrada y salida

1. Entrada de aire seco a la cámara.
2. Entrada de productos húmedos en la cámara.
3. Salida de aire húmedo después de retirar humedad a los productos.
4. Salida de los productos secos.

**2.3.6.2.1.- Balance de energía para el deshidratador mixto**

Considerando el esquema mostrado en la fig. 2.11. Es posible hacer un balance de energía para todo el sistema, igualando los términos de entrada y salida, la energía que ingresa (aire seco), más el producto (húmedo) igual a la energía de salida (aire húmedo), más el producto (seco), más la energía que es pérdida durante el proceso [56, 57].

$$m_a h_1 + m_p h_{p2} + m_{w2} h_{w2} = m_a h_3 + m_p h_{p4} + m_{w4} h_{w4} + Q_p \tag{31}$$

Donde

$$h_1 = h_{a1} + w_1 h_{v1} = h_{a1} + w_1 h_{g1} \quad (32)$$

$$h_3 = h_{a3} + w_1 h_{v3} \quad (33)$$

Los valores de  $h_1$  y  $h_3$  se pueden obtener con la carta psicométrica.

$m_a$ : Caudal de aire, [kg / s]

$h_v, h_g$ : Entalpía de vapor, [kJ / kg]

$h_f, h_w$ : Entalpía líquida, [kJ / kg]

$h_a, i, i = 1, 3$  Entalpía del aire, [kJ / kg]

$w, i, i = 1, 2, 3, 4$  Proporción de humedad

$Q_p$ : Calor que se pierde durante el proceso de secado [kW]

#### 2.3.6.2.2.- Balance de masa para el deshidratador mixto

El balance de masa para el secador se muestra para tres flujos, el aire, el agua y el producto y queda como, [53,56].

$$\text{Aire: } m_{a1} = m_{a3} = m_a \quad (34)$$

$$\text{Producto: } m_{p2} = m_{p4} = m_p \quad (35)$$

$$\text{Agua: } w_1 m_a + m_{w2} = w_3 m_a + m_{w4} \quad (36)$$

#### 2.3.7.- Carta psicométrica

Los procesos de secado dependen en gran medida de los cambios que se producen en las propiedades del agente desecante, generalmente aire húmedo (mezcla de aire seco y vapor de agua), cuya información se encuentra organizada en las conocidas cartas psicométricas.

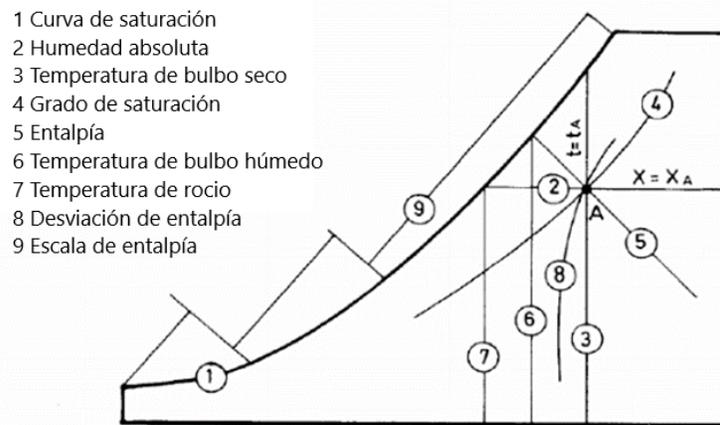
La carta psicrométrica es una representación gráfica con la que se puede analizar gráficamente las propiedades psicrométricas y se facilita la solución de diferentes problemas. [47, 53]

La carta muestra básicamente la relación entre las cinco siguientes propiedades del aire:

- Temperatura del bulbo húmedo.
- Temperatura de rocío.
- Temperatura de bulbo seco.
- Humedad relativa.
- Humedad específica.

Cuando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con facilidad.

La carta parte de la línea de saturación, o sea, a cada temperatura de bulbo seco corresponde cierta cantidad de humedad para que haya saturación; por lo tanto, si en las abscisas se representan las temperaturas y en las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación tiene la forma mostrada en la fig. 2.12.



**Fig. 2.12.** Carta Psicométrica

**2.3.7.1.- Parámetros psicrométricos del aire [47].**

1. Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad relativa se incrementa, la reducción de calor sensible es igual al incremento simultáneo de calor latente.
2. Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Esta se llama “temperatura de saturación adiabática”.
3. Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación.
4. La temperatura de bulbo húmedo del aire depende sólo del calor total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras, la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que el calor también lo es.

### **Capítulo 3.- Estudio térmico de un sistema FV/T para el proceso de deshidratación**

En este capítulo se presenta el análisis térmico de un sistema FV/T para determinar el calor que será utilizado para el proceso de deshidratación. A continuación se presenta el sistema FV/T en el cual se hicieron pruebas, obteniendo datos importantes para la realización del análisis térmico, se muestra también las condiciones ambientales del lugar, importantes para la obtención de resultados durante las pruebas. Se obtiene el calor útil en la salida del sistema FV/T y las características del aire. Finalmente se realizan balances de energía y masa, considerando las características del aire y las características del producto, para determinar la cantidad de producto a deshidratar.

#### **3.1.- Sistema fotovoltaico térmico**

El sistema fotovoltaico térmico es estudiado, con el objetivo principal aumentar la eficiencia eléctrica del módulo a través de su enfriamiento, acercando la temperatura de operación real a la temperatura de diseño (298.15 K). Investigadores han estudiado de forma experimental el enfriamiento de módulos fotovoltaicos empleando un canal de aire, donde se hace notar la influencia del espacio de aire creado entre el canal y la superficie del módulo, de la relación de aspecto del canal y de la ventilación forzada.

De lo anterior, proponer el sistema híbrido para utilizar energía eléctrica y energía térmica al mismo tiempo es uno de los objetivos que permite dar aplicación a la energía. En el Instituto Tecnológico de Apizaco se ha diseñado un sistema híbrido experimental con el propósito de retirar el calor generado en dicho sistema, para la utilización en el proceso de deshidratación. El sistema FV/T consiste de un módulo fotovoltaico de silicio policristalino de 250 W con dimensiones de 0.96 m de ancho por 1.60 m de longitud, fig. 3.1 (a), en el módulo se acopla por la parte posterior el sistema térmico de recuperación de calor, que consiste de un canal de sección transversal rectangular variable con aletas, ver fig. 3.1 (b). La longitud del canal es de 1.665 m, 0.99 m de ancho y la profundidad varía de 0.046 m en la entrada del flujo de aire a 0.100 m en la salida del flujo, el número de aletas es de 189, distribuidas uniformemente a lo ancho y largo del canal adoptando una configuración alternada con

base en la dirección del flujo de aire. Las dimensiones de las aletas son de 0.045 m de ancho y su altura varia a la vez que la sección transversal del canal cambia con el propósito de hacer contacto con la superficie posterior del módulo fotovoltaico, así como generar un patrón de flujo que provoque de forma efectiva la remoción de calor desde la superficie posterior del módulo. Adicionalmente se instala una tobera con el propósito de generar la convección forzada a través de él, colocando un ventilador que induzca a un flujo forzado. El sistema de canal de recuperación de calor incluyendo las aletas, se construye con lámina galvanizada cinto, para evitar problemas de degradación por la presencia de aire húmedo.



(a)



(b)

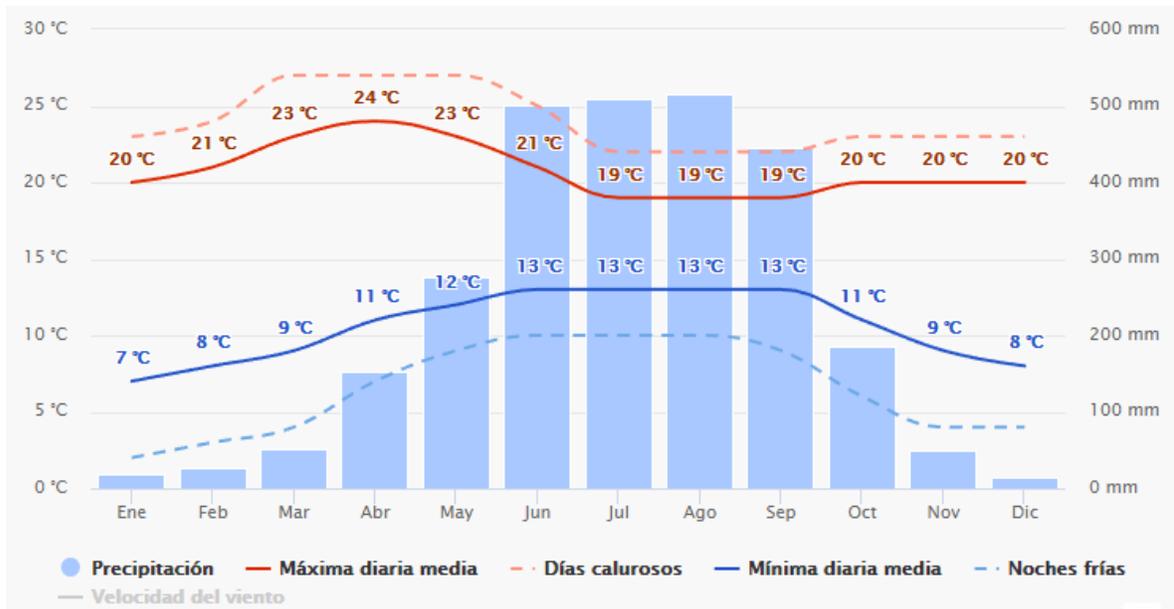
**Fig. 3.1.-** a).-Sistema fotovoltaico experimental y b).- canal para flujo de aire de sección variable con aletas [64].

### 3.2.- Lugar de implementación

Las pruebas fueron realizadas en el Instituto Tecnológico de Apizaco, ubicación (19° 25' - 19° 20' de latitud norte y 98° 10' – 98° 5' de longitud oeste con una altura promedio de 2 380 metros sobre el nivel del mar).

#### 3.2.1.- Condiciones ambientales del lugar

En la fig. 3.2, se observan las temperaturas del ambiente de la región de Apizaco durante todo el año, estas temperaturas son importante para realizar evaluación de los equipos térmicos solares.



**Fig. 3.2.** Temperatura del aire durante el año.

En la fig. 3.3, se observa el mapa de radiación solar de la república mexicana, para la región de interés ubicado en el estado de Tlaxcala, se tiene un valor de radiación global de 4.8 – 4.9 kWh/m<sup>2</sup>, los cuales se consideran apropiados para realizar evaluaciones en los equipos térmicos solares y la utilización para el proceso de deshidratación de productos.

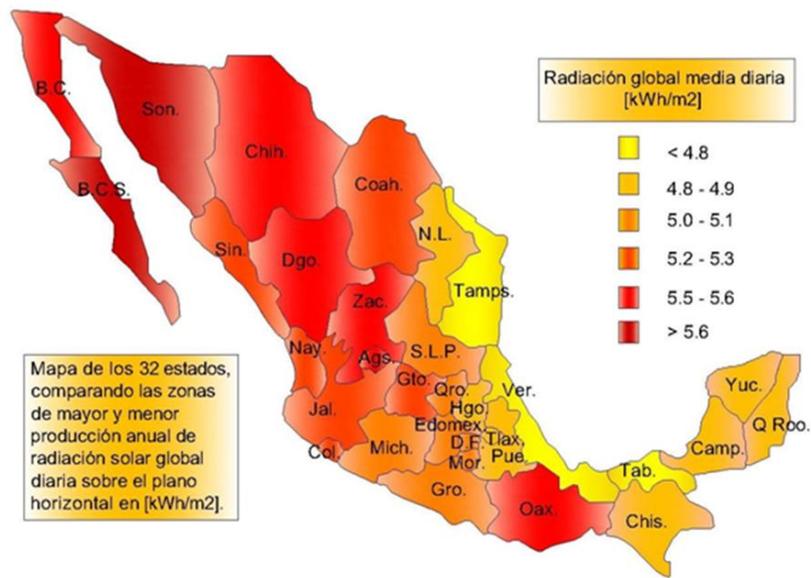


Fig. 3.3. Radiación solar en México.

### 3.3.- Prueba experimental del sistema FV/T

Las pruebas experimentales fueron realizadas en el Instituto Tecnológico de Apizaco, donde se tomaron mediciones que fueron utilizadas para llevar a cabo el análisis térmico [70]. Entre las mediciones destacan, la velocidad de entrada del aire ( $V_{in}$ ) de 5.5 m/s, temperatura promedio de la superficie del panel ( $T_s$ ) de 60.5 °C, temperatura promedio del ambiente ( $T_{in}$ ) de 25 °C, a una radiación promedio de 870 W/m<sup>2</sup>, ver fig. 3.4.

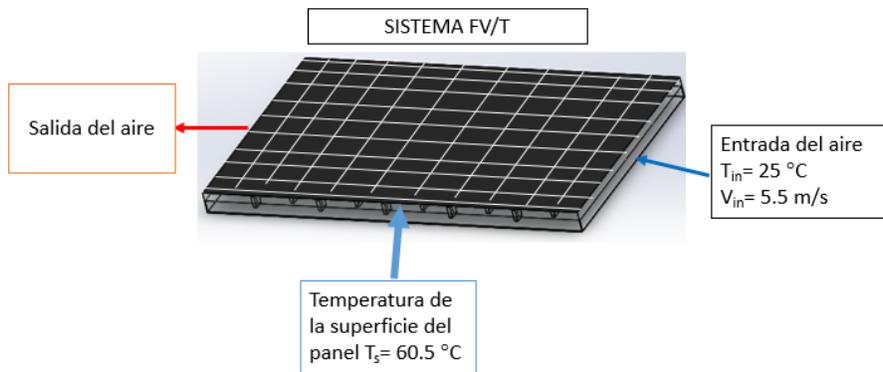
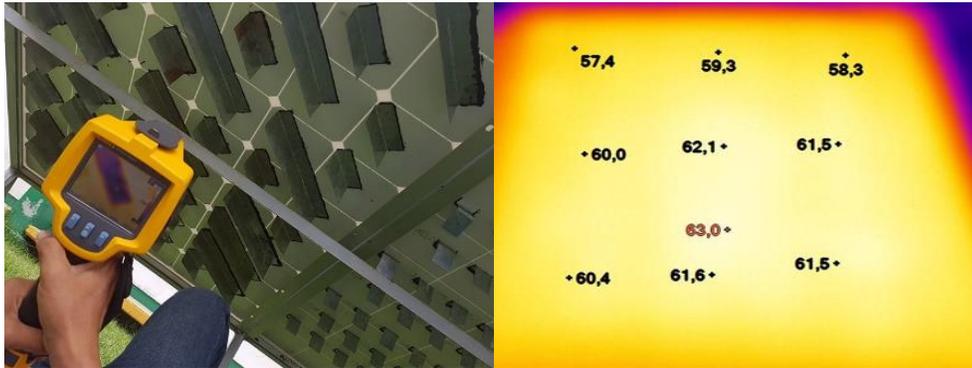


Fig.3.4. Temperaturas en el sistema FV/T

En la fig. 3.5. Se observa la distribución de temperatura de la superficie del panel ( $T_s$ ).



**Fig. 3.5.** Distribución de temperaturas en la superficie [70].

### 3.4.- Estudio térmico en el sistema FV/T

Considerando los datos obtenidos en los estudios experimentales realizados al sistema FV/T [70] mostrados en la sección 3.3, se realizó un análisis térmico para determinar la cantidad de energía que el sistema pueda entregar a la cámara de deshidratación.

#### Consideraciones

Las consideraciones tomadas de las pruebas experimentales [70], para el proceso de obtener el calor útil en el sistema FV/T son:

- La temperatura promedio de las aletas y de la superficie ( $T_s = 60.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ).
- La temperatura promedio del aire a la entrada del sistema FV/T ( $T_{in} = 25^\circ\text{C}$ ).
- Las aletas colocadas en la placa tienen un arreglo escalonado.
- La velocidad del flujo en la entrada tiene un valor ( $V_{in} = 5.5 \text{ m/s}$ ), es la velocidad que ingresa el aire al sistema FV/T en las pruebas.
- Estudios experimentales se realizaron con radiación solar promedio de  $870 \text{ W/m}^2$ , considerando los meses de noviembre – abril.

**3.4.1.- Cálculo del calor convectivo**

Para el cálculo de la energía que el sistema FV/T entrega a la cámara de deshidratación, se realizaron lo pasos siguientes:

1. Se determinó teóricamente la temperatura del aire en la salida del sistema FV/T, considerando la temperatura de entrada ( $T_{in}$ ) y temperatura de la superficie ( $T_s$ ).
2. Se determinó la velocidad del aire considerando el arreglo de aletas que se encuentran en el interior del sistema FV/T, debido que el aire al realizar su recorrido, choca con las aletas disminuye su velocidad de acuerdo al tipo de configuración.
3. Determinar el coeficiente convectivo  $h$ , utilizando números adimensionales (Reynolds, Prandtl y Nusselt).
4. Finalmente se evaluó el calor útil que entrará a la cámara de deshidratación.

El proceso de cálculo y los resultados obtenidos se muestran a continuación:

1.- Evaluación de la temperatura del aire en la salida del sistema FV/T. Esto se calcula con la ecuación (18).

$$T_{out} = (60.5 - 25) / (\ln(\frac{60.5}{25})) = 40 \text{ } ^\circ \text{C}$$

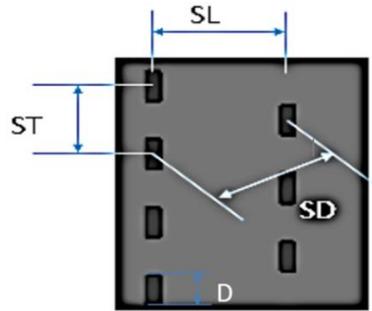
Determinando la temperatura del aire en la salida, es necesario determinar las características térmicas del aire, mediante Tablas de las propiedades del aire [42].

**Tabla 3.1.** Propiedades del aire a 40 °C [42]

$T_{out}$ °C	DENSIDAD ( $\rho$ ) kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/kg K	$\mu$ Ns/ m <sup>2</sup> Ns/m <sup>2</sup>	$\nu$ m <sup>2</sup> /s	$K$ W/m K	$\alpha$ m <sup>2</sup> /s	$Pr$
40	1.117	1.007	19.18E-6	1.70E-05	2.66E-02	23.45E-6	0.7255

## 2.- Determinación de la velocidad del aire en el interior del sistema FV/T.

Esto se llevó a cabo utilizando las consideraciones: velocidad del aire en la entrada del sistema (5.5 m/s) y el arreglo de las aletas en el sistema (escalonado). En la fig. 3.6, se muestra el arreglo de las aletas y sus dimensiones con base a su configuración.



**Fig. 3.6.** Configuración de las aletas en el sistema FV/T.

Las medidas respecto al arreglo de las aletas son:

$$S_T = 0.09 \text{ m}$$

$$S_D = 0.159349 \text{ m}$$

$$S_L = 0.1315 \text{ m}$$

$$D = 0.04 \text{ m}$$

**Nota:** Para la dimensión  $S_D$ , se obtuvo con la ecuación (9).

De acuerdo a estudios realizados por [41, 45], la velocidad del aire en un arreglo escalonado de aletas en el interior del sistema FV/T, se obtiene mediante la ecuación (8). Para el caso del sistema analizado la velocidad resultante es la siguiente.

$$V_{max \text{ escalonado}} = \left( \frac{S_T}{2(S_D - D)} \right) V_{in} = \left( \frac{0.09 \text{ m}}{2(0.159349 \text{ m} - 0.04 \text{ m})} \right) (5.5 \text{ m/s}) = 2.07374212 \text{ m/s}$$

## 3.- Determinación del coeficiente convectivo $h$ , este se determina utilizando números adimensionales (Reynolds, Prandtl y Nusselt), para verificar el comportamiento del

flujo dentro del sistema FV/T. Por tal motivo los números adimensionales se obtienen de la siguiente manera.

- Para el número Reynolds se calcula con la ecuación (4), ingresando valores.

$$Re = \frac{\rho * D * V}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{2.07374212 * 0.04}{1.70E-05} = 4873.65951$$

- Para el número Prandtl se determina con la ecuación (5), donde los valores para la ecuación se determinan de las propiedades térmicas del aire, ver tabla 3.1, [42].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{1.70E-05}{23.45E-6} = 0.7255$$

- Para determinar el número Nusselt, se ha considerado el recorrido del fluido en el interior del sistema FV/T, cuando este choca con aletas rectangulares (ver fig.8). Estudios han propuestos correlaciones para diferentes geometrías de aletas, con ello se determinan el comportamiento del flujo, en los que destacan Hilper [44] y Jakob [45]. Utilizando la ecuación (14), se determina el número Nusselt, considerando que el valor de Prandtl calculado anteriormente es mayor a 0.7 y el valor del número Reynolds cumple con la especificación mostrado en la fig. 2.6, donde de igual manera muestras los valores de C y m, es por ello que el número Nusselt se calcula de la siguiente manera.

$$\begin{aligned} Nu = \left( \frac{hD}{k} \right) &= C \left( Re^m * \left( Pr^{\frac{1}{3}} \right) \right) = (0.228) \left( 4873.65951^{0.731} * \left( 0.7255^{\frac{1}{3}} \right) \right) \\ &= 101.695747 \end{aligned}$$

$$Pr \geq 0.7$$

El número Nusselt calculado anteriormente, solo corresponde a la primera fila de aletas del sistema, debido a esto para considerar todas las aletas presentes en el sistema con una configuración tipo escalonada, investigadores proponen un factor de arreglo

( $\emptyset$ ), para determinar el Nusselt correspondiente a todo el sistema, es por ello que se calcula con la ecuación (15).

$$Nu_D^{10+} = \emptyset Nu_D^1$$

Para calcular el factor de arreglo se toma la ecuación (13).

$$\emptyset = 1 + \frac{2}{3P_T}$$

Donde  $P_T$  se calcula con la ecuación (11), dando valores se tiene.

$$P_T = \frac{S_T}{D} = \frac{0.09}{0.04} = 2.25$$

Entonces el factor de arreglo se calcula:

$$\emptyset = 1 + \frac{2}{3P_T} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 2.25} = 1.296296$$

Por lo tanto, el Nusselt para todo el sistema se calcula de la siguiente manera.

$$Nu_D^{10+} = \emptyset Nu_D^1 = 1.296296 * 101.695747 = 131.8277901$$

Determinado los números adimensionales y considerando las características del sistema FV/T, el coeficiente convectivo se calcula con la ecuación (16).

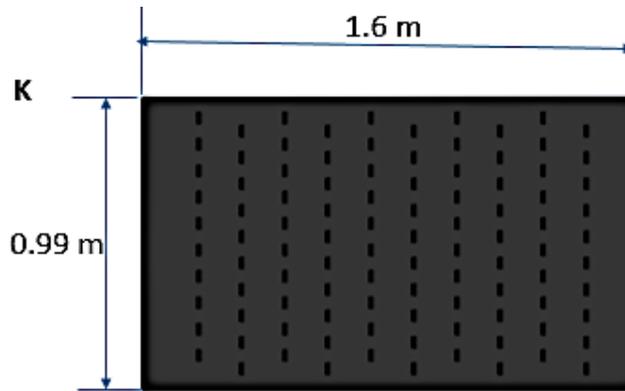
$$h = \frac{Nu_D^{10+} * K}{D} = \frac{131.8277901 * 2.662E-02}{0.04} = 87.73139 \frac{W}{m^2K}$$

4.- A consecuencia de lo anterior, es posible evaluar la cantidad de energía que el sistema FV/T pueda entregar a la cámara de deshidratación, es por ello que el calor entregado por el sistema se calcula con la ecuación (17), donde el área de transferencia se observa en la fig. 3.7.

$$Q = h * A * (T_{out} - T_{in}) = 87.73139 * 1.584 * (40 - 25) = 2.079 \text{ KW}$$

Donde

A: Es el área del sistema considerando las medidas antes dichas de 1.6 m x 0.99 m.



**Fig. 3.7.** Área del sistema FV/T

**3.4.2.- Características del aire**

De acuerdo con [53], para determinar la cantidad de producto a deshidratar, es importante conocer las características del aire que entrará a la cámara de deshidratación, las cuales son: flujo másico del aire, temperatura del aire y humedades del aire.

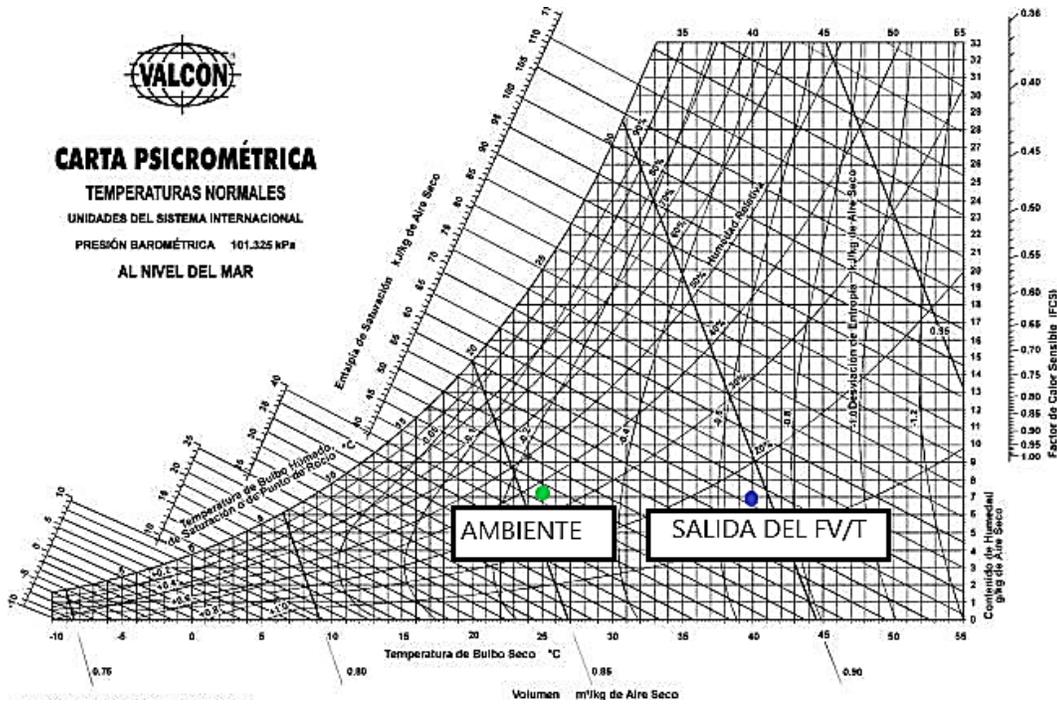
Considerando el calor obtenido en la sección 3.4.1, mediante la ecuación (37), se obtiene el flujo másico, este es la cantidad del aire que entrará a la cámara de deshidratación.

$$\dot{m} = \frac{Q}{(C_p * (T_{out} - T_{in}))} \tag{37}$$

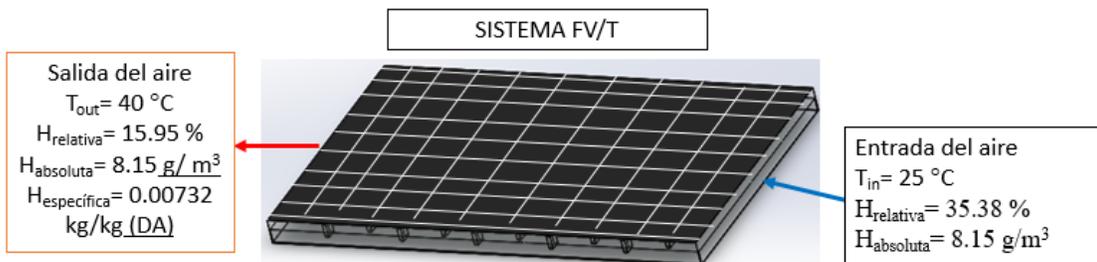
$$\dot{m} = \frac{2.079}{1.007 * (40 - 25)} = 0.137 \frac{kg}{s} \left( \frac{3600s}{hr} \right) = 495.49 \frac{kg}{hr}$$

Con el objetivo de verificar las características del aire, en primera instancia se obtiene las características del aire a condiciones ambientales, después, cuando el aire pasa por el sistema FV/T cambiará sus características y por lo tanto, estas últimas son utilizadas para el proceso de deshidratación. Las características del aire en el ambiente o en la entrada del sistema FV/T, son tomadas del Sistema Meteorológico Nacional con una radiación promedio de 872 W/m<sup>2</sup>, para la región de Apizaco, Tlaxcala, donde se lleva acabo dicho proyecto. Para las condiciones del aire en la entrada y salida del

sistema FV/T, se determinaron con ayuda de la carta psicrométrica. En la fig. 3.8 (a y b), se observa las características del aire en la entrada y salida del sistema FV/T.



(a)



(b)

**Fig. 3.8. (a) (b).** Característica del aire en la entrada y salida del sistema FV/T

### **3.5.- Evaluación de la cantidad de producto a deshidratar**

Para determinar la cantidad de producto a deshidratar, en primera instancia se muestran las consideraciones del aire y del producto, después se realizan balances de energía y masa, y finalmente se obtiene la cantidad de producto a deshidratar.

#### **3.5.1.- Consideraciones**

Las consideraciones correspondientes al aire y al producto, utilizadas para calcular la cantidad de producto a deshidratar son las siguientes:

##### **Entrada o proceso inicial**

- 1.- Base húmeda del producto inicial ( $X_{bh1}$ ) de 90 %.
- 2.- Base seca del producto inicial ( $X_{bs1}$ ) de 10 %.
- 3.- Temperatura del producto inicial ( $T1$ ) es igual al del ambiente 25°C.
- 4.- El calor  $Q$  retirado del sistema FV/T es suministrado en la cámara de deshidratación.
- 5.- Flujo másico del aire caliente entra a la cámara de secado ( $M3 = \dot{m}$ ).
- 6.- Humedad del aire en la entrada del secador debe ser menor a la humedad del producto a deshidratar.
- 7.- Temperatura del aire ( $T3$ ) es la temperatura con la que sale del sistema FV/T.

##### **Salida o proceso final**

Para las consideraciones del proceso final, se llevan a cabo considerando el producto deshidratado en un tiempo determinado.

- 8.- Base húmeda del producto final ( $X_{bh2}$ ) de 10 %.
- 9.- Base seca del producto final ( $X_{bs2}$ ) de 90 %.
- 10.- Temperatura del producto final es igual a la temperatura del aire ( $T2=T4$ ).

11.- Entalpía de entrada y entalpía de salida para el aire serán de igual valor ( $H_3=H_4$ ).

12.- Temperatura del aire en la salida de la cámara de secado será igual a la de la entrada ( $T_3=T_4$ ).

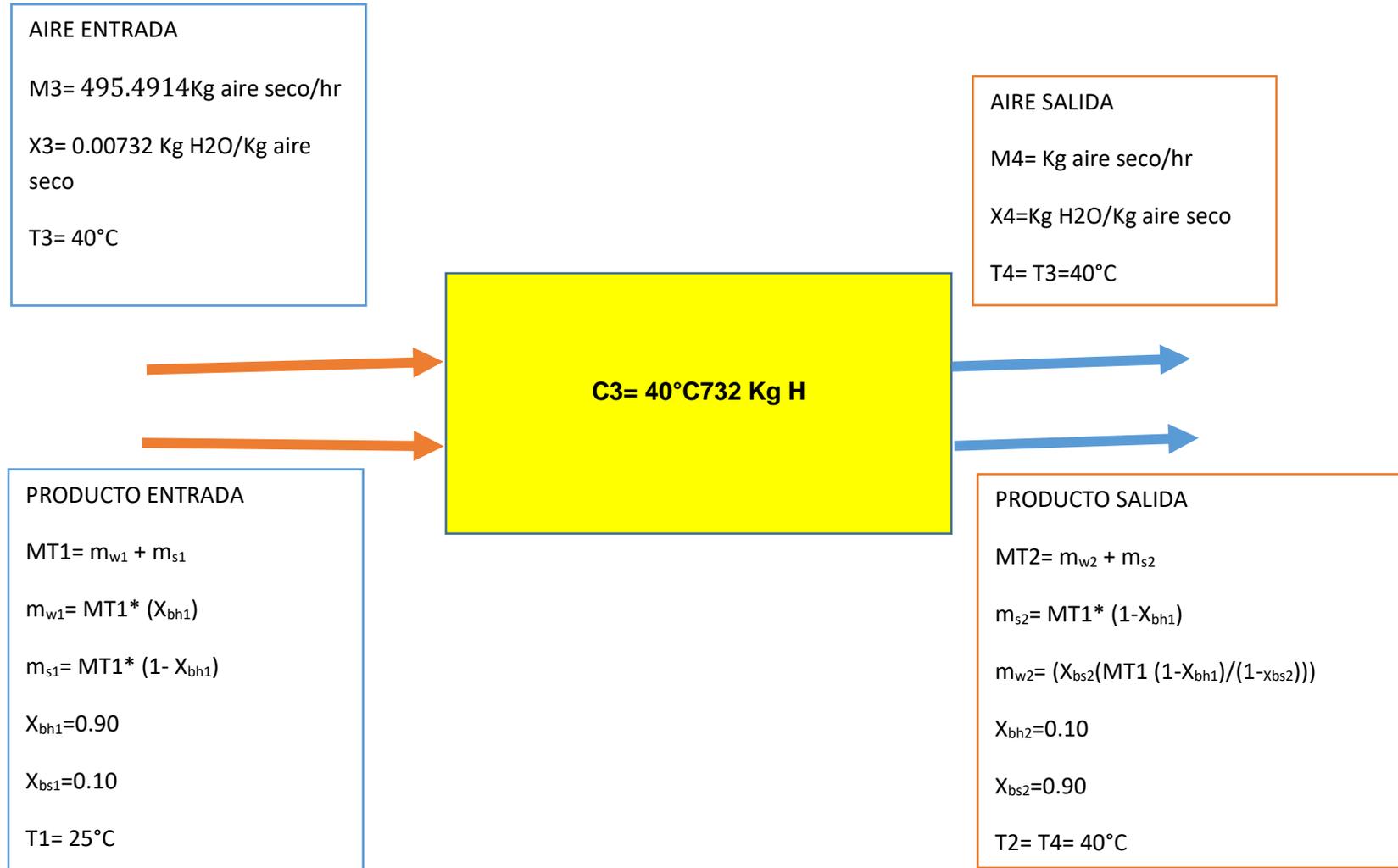
De acuerdo con las consideraciones, para la humedad del producto de inicio se propone un porcentaje elevado de 90 %, con el objetivo de que todo producto con un porcentaje menor al propuesto se deshidratará sin ningún inconveniente. Para la humedad final, se propone el 10% considerando que todo producto a dicha humedad no pierde propiedades [31].

Por otra parte, las temperaturas del aire en la salida de la cámara de deshidratación con la del producto seco son iguales ( $T_2=T_4$ ), esto ocurre debido que durante el proceso de deshidratación el producto pierde humedad y tiende a tener el mismo valor de temperatura del aire en la salida del secador, es decir, cuando la humedad del producto se haya retirado completamente entonces la temperatura son iguales, es por ello que existe un equilibrio térmico y por lo consiguiente las entalpías del aire en la entrada y salida son iguales ( $H_3=H_4$ ).

Las consideraciones anteriores del aire y del producto se observan en el diagrama de la sección 3.5.2, para llevar a cabo el proceso de deshidratación.

### 3.5.2.- Elaboración del diagrama para el proceso de deshidratación

En el diagrama se colocan valores del fluido obtenidos anteriormente, para determinar la cantidad de producto a deshidratar por el sistema FV/T.



### 3.5.3.- Balance de masa y de energía

Considerando el diagrama de la sección 3.5.2, se determinó la cantidad de producto a deshidratar mediante balance de masa y de energía.

1.- Para el balance de masa, se obtiene la siguiente ecuación.

$$M3 + MT1 (1 - Xbh1) + MT1 (Xbh1) = MT1 (1 - Xbh1) + (Xbs2 (MT1 (1 - Xbh1) / (1 - Xbs2))) + M4 \quad (38)$$

$$M3 + MT1 ((1 - Xbh1) + (Xbh1)) = MT1 ((1 - Xbh1) + (Xbs2 ((1 - Xbh1) / (1 - Xbs2)))) + M4$$

Despejando la masa del aire en la salida de la cámara de secado M4, entonces la ecuación queda.

$$M4 = M3 + MT1 ((1 - Xbh1) + (Xbh1)) - \{MT1 ((1 - Xbh1) + (Xbs2 ((1 - Xbh1) / (1 - Xbs2))))\} \quad (39)$$

2.- Para el balance de energía se obtiene la ecuación siguiente.

De acuerdo con Geankoplis [53], para un proceso adiabático,  $Q = 0$ , y si se añade calor,  $Q$  es negativa. Por lo tanto para determinar el total de producto a deshidratar con respecto al calor obtenido en el sistema FV/T se agrega el calor con valor negativo.

$$-Q = M4 (H4) + ms2 (Hs2) + mw2 (Hw2) - \{M3 (H3) + ms1 (Hs1) + mw1 (Hw1)\} \quad (40)$$

Despejando M4 que es la masa del aire en la salida de la cámara de secado la ecuación queda.

$$M4 = [-Q - MT1 * (1 - Xbh1) (Hs2) - (Xbs2 (MT1 (1 - Xbh1) / (1 - Xbs2))) (Hw2) + \{M3 (H3) + MT1 * (1 - Xbh1) (Hs1) + MT1 * (Xbh1) (Hw1)\}] / [H4] \quad (41)$$

Igualando las ecuaciones (39) y (41), se determina MT1, para obtener la cantidad de producto que el sistema sea capaz de deshidratar.

Entonces la ecuación queda.

$$MT1 = [-Q - M3 (H4) + M3 (H3)] / [(H4) \{((1 - Xbh1) + (Xbh1)) - \{((1 - Xbh1) + (Xbs2 ((1 - Xbh1) / (1 - Xbs2))))\} + [(1 - Xbh1) (Hs2) + (Xbs2 ((1 - Xbh1) / (1 - Xbs2)) (Hw2) - (1 - Xbh1) (Hs1) - (Xbh1) (Hw1))]$$

Dando le valores, como resultado se tiene que la cantidad de producto a deshidratar es de 9 kg totales.

$$MT1 = [-7484.4 - 495.492 (315.34205) + 495.4915591 (315.34205)] / [(315.34205) \{((1 - 0.90) + (0.90)) - \{((1 - 0.90) + (0.10 ((1 - 0.90) / (1 - 0.10))))\} + [(1 - 0.90) (1189.97) + (0.10 ((1 - 0.90) / (1 - 0.10)) (1310.846) - (1 - 0.90) (1132.97) - (0.90) (1248.056)]] = \mathbf{9.097 \text{ kg totales}}$$

Es importante mencionar para el cálculo de las entalpías se realizaron de la siguiente manera. Utilizando la ecuación (42).

$$h = C_p * T \quad (42)$$

Donde

$h$ : Es la entalpia de cada uno de los componentes que existen en el sistema (aire, agua y solido) [kJ/kg].

$C_p$ : Es el calor especifico de cada uno de los componentes que existen el sistema (aire, agua y producto) [kJ/kg K].

El  $C_p$  para el agua y producto fueron tomados del libro de Engineering Properties of foods.

$T$ : Es la temperatura promedio de los componentes (aire, agua y producto) para el proceso inicial y para el proceso final [K].

A continuación se muestran los resultados de las entalpías de entrada y salida que se utilizaron para la determinación del total del producto a deshidratar, ver tabla 3.2.

**Tabla 3.2.** Resultados de las entalpías en la entrada y salida del secador

Material	Proceso de deshidratación inicial			Proceso de deshidratación final		
	T entrada (K)	CP (kJ/kg K)	h entrada (kJ/kg)	T salida (K)	CP (kJ/kg K)	h salida (kJ/kg)
Aire	315.34205	1.007	315.34205	315.34205	1.007	315.34205
Solido	298.15	3.8	1132.97	315.34205	3.8	1189.97
Agua	298.15	4.186	1248.0559	315.34205	4.186	1310.8459

**3.6.- Análisis del flujo de aire en el proceso de deshidratación**

Durante el proceso de deshidratación, en el interior de la cámara de deshidratación el aire seco realiza un recorrido para eliminar la humedad del producto. El aumento de humedad en el aire se observa en la salida del secador, suponiendo que el total de agua eliminada del producto es absorbido por el aire, entonces sucede que la disminución de agua en el producto es igual al aumento del agua en el aire, [53].

Considerando lo anterior, se generó la ecuación que representa el fenómeno que corresponde la transferencia de agua del producto al aire caliente durante el proceso de deshidratación.

$$M4 = f1 = M3 + MT1((1 - Xbh1) + (Xbh1)) - [MT1((1 - Xbh1) + (Xbs2((1 - Xbh1)/(1 - Xbs2))))]$$

Para determinar el incremento del flujo de aire durante el proceso de deshidratación, se consideran las características del aire y del producto, las cuales serán mostradas a continuación:

- La humedad del producto inicial es de 90%

$$X1 = X_{bh1} = 0.10:0.10:0.90$$

- La humedad del producto final es de 10%

$$X2 = X_{bs2} = 0.02:0.02:0.10$$

- El flujo másico en la entrada del secador es de 495.4914 kg aire seco/hr

$$M3 = 495.4914 \text{ kg aire seco/hr}$$

- La temperatura del aire es de 40 °C

$$T3 \text{ aire} = 40 \text{ °C}$$

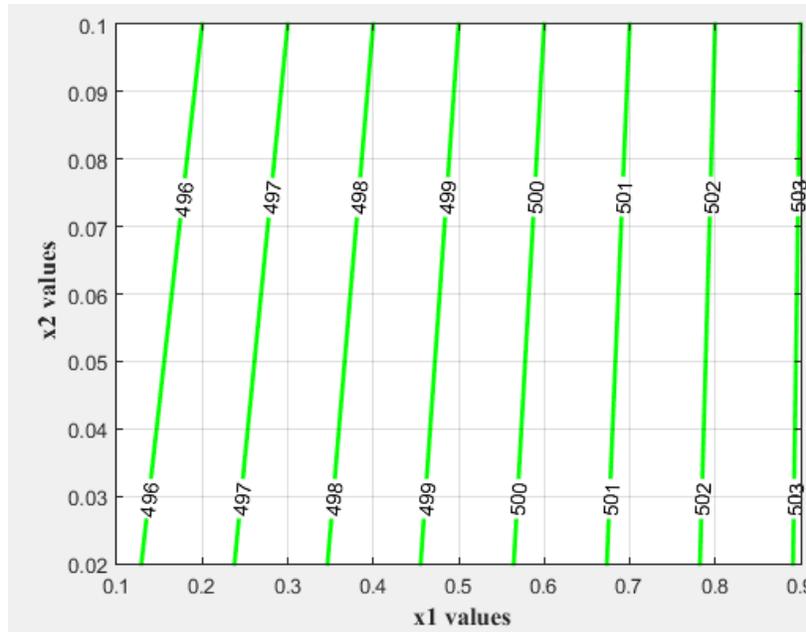
- Producto total a deshidratar es de 9 kg

$$MT1 = 9 \text{ kg}$$

- Temperatura del producto a deshidratar es de 25 °C

$$T1 \text{ producto} = 25 \text{ °C}$$

Con base en las consideraciones anteriores las cuales se toman en cuenta para la simulación del proceso de deshidratación, estas se introducen en el software de MATLAB donde se obtiene una gráfica correspondiente al proceso, a continuación se muestra en la fig. 3.9.



**Fig. 3.9.** Análisis del flujo en el deshidratador

La fig. 3.9, muestra la simulación del proceso de deshidratación de un producto que contiene una humedad inicial de 90%, donde se observa un incremento del flujo de aire mediante la disminución de la humedad del producto, es decir, debido que el aire gana humedad al mismo tiempo que pierde humedad el producto. El flujo de aire M3 con un valor de 495.49 kg aire seco/hr y una temperatura T3 de 40 °C entra a la cámara de deshidratación, en el interior de la cámara se encuentra el área de secado donde se presenta la cantidad de producto MT1 de 9 kg con un porcentaje de humedad X1 de 90% y una temperatura T1 de 25 °C, el aire al realizar su recorrido cruza por las áreas de secado, debido a la diferencia de temperaturas y humedades del aire y del producto se lleva a cabo el proceso de deshidratación, de acuerdo a un tiempo determinado el aire retira la humedad presente en el producto hasta alcanzar el X2 de 10 % de humedad, y entonces el aire aumenta su flujo a M4 con un valor de 503 kg aire seco/ hr. Finalmente cuando el producto este deshidratado y no exista un intercambio de parámetros, entonces habrá un equilibrio de temperaturas térmico, entre el aire y el producto.

De acuerdo al análisis teórico-experimental se determinó el calor útil del sistema FV/T para la utilización del proceso de secado, se obtuvo con la carta psicrométrica

las características del aire en la entrada y salida del sistema FV/T para la región de Apizaco, Tlaxcala. Se realizó balances de energía y de masa considerando características del aire y del producto, para determinar la cantidad de producto a deshidratar. Obtenido las características del aire y la cantidad de producto a deshidratar, en el capítulo 4 se realiza el diseño de la cámara de deshidratación mediante al análisis de flujo CFD.

## Capítulo 4.- Materiales y métodos

En este capítulo se presenta la metodología para realizar el diseño, la construcción y evaluación experimental de la cámara de deshidratación. Por otra parte, se presentan 4 geometrías correspondientes a un secador tipo gabinete, y los requerimientos y consideraciones de diseño. Después se realizan simulaciones de CFD a las formas geométricas para verificar el comportamiento del fluido. Finalmente, se elige la forma geométrica para el diseño de la cámara de deshidratación y se realiza la construcción para llevar a cabo las evaluaciones experimentales.

### 4.1.- Metodología

La metodología que se utilizó para realizar el diseño, la construcción y evaluación experimental de la cámara de deshidratación se presenta en la fig. 4.1.

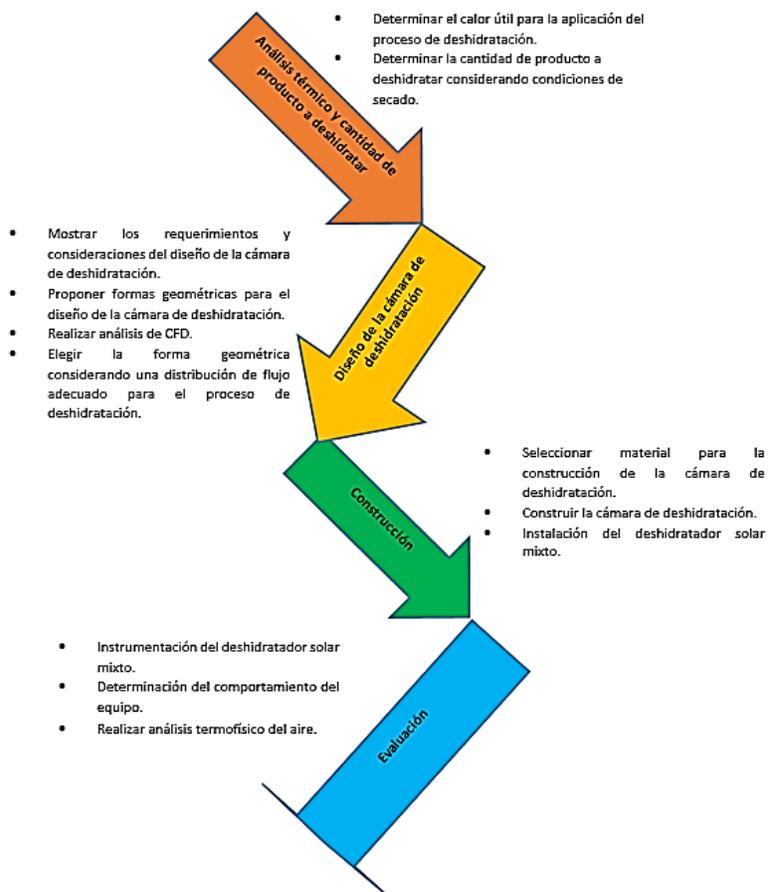


Fig. 4.1. Esquema de la metodología

Considerando el esquema de la fig. 4.1, el análisis térmico y cantidad del producto a deshidratar, se llevaron a cabo en el capítulo 3.

#### **4.2.- Requerimientos del diseño de la cámara de deshidratación**

La cámara de deshidratación debe cumplir con ciertas características:

- Debe acoplarse con la salida del aire del sistema FV/T que tiene dimensiones de 0.1 m x 0.99 m.
- Tener 3 bandejas en su interior con un ancho de 0.99 m considerando el ancho del sistema FV/T de 0.99 m.
- Tener una capacidad máxima de 9 kg.
- Tener una configuración que permita el ingreso de la radiación solar.
- No debe condensarse agua en lugares que interfiera con el proceso de secado.
- Debe permitir la salida del aire húmedo.
- El aire caliente debe distribuirse por toda el área de secado.
- Debe estar construido con materiales que se encuentren en contacto directo con el producto, de bajo costo, resistentes al calor y a la corrosión, y que cumpla al mismo tiempo como aislante térmico.
- La cámara de deshidratación sea ligero y fácil de transportar.
- El diseño debe ser de fácil construcción.
- El diseño debe ser ergonómico.
- No debe permitir la entrada de insectos, animales u otro agente contaminante dentro de la cámara de deshidratación.

##### **4.2.1.- Consideraciones de diseño de la cámara de deshidratación**

Al diseñar secadores se tiene una gran cantidad de variables de diseño a considerar, tales como el área de transferencia de calor, las características del material a secar, el tamaño del equipo, la cantidad de humedad a remover, por mencionar algunas [68]. En el caso de los secadores solares, además de las variables mencionadas, influyen otras como la localización del secador, la

disponibilidad del recurso solar, la economía del sistema y el tipo de colector a usar, el cual suele ser un caso de estudio común en los secadores solares [63].

**Para obtener las dimensiones de la cámara de secado se consideraron los siguientes:**

- Las características del aire que entra a la cámara de deshidratación, estas fueron obtenidas en el capítulo 3.
- La cantidad de calor que ingresa a la cámara de deshidratación proveniente del sistema FV/T de 2 kW.
- Distribución del fluido por toda el área de las bandejas.
- Aprovechar la energía solar directamente a la cámara de deshidratación para el calentamiento interno.
- Las dimensiones de la cámara de deshidratación, tomadas de otros trabajos, para satisfacer la cantidad del producto a deshidratar.
- La temperatura del aire sea uniforme en la cámara de deshidratación.

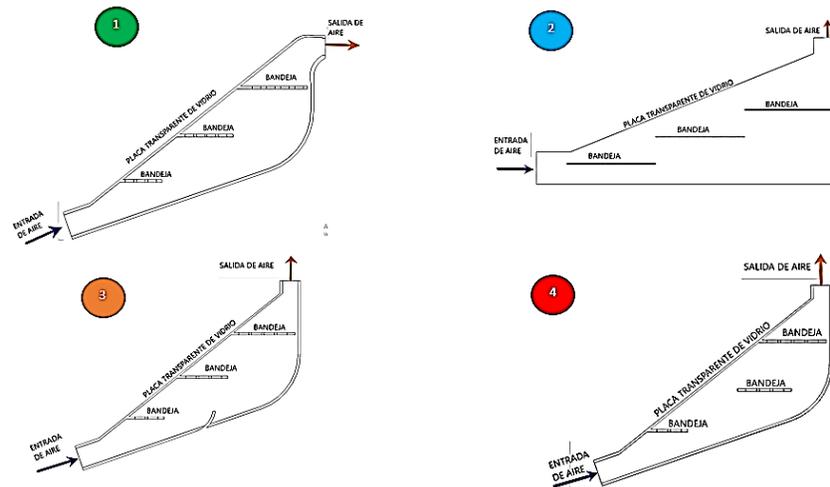
#### **4.3.- Cámara de deshidratación**

Se diseñó una cámara de deshidratación con el objetivo de aprovechar el calor transportado por el aire cuando este pasa en el interior del sistema FV/T. Para determinar el diseño de la cámara se propusieron formas geométricas que a continuación serán mostrados.

##### **4.3.1.- Formas geométricas de la cámara de deshidratación**

Se propusieron 4 formas geométricas (ver fig. 4.2), que tienen una configuración similar a una cámara de secado tipo gabinete, en el interior de cada uno de los diseño se integran bandejas de forma escalonada, con el propósito de guiar al fluido y al mismo tiempo el fluido se distribuya por el área de las bandejas provocando la eliminación de humedad a los productos. De acuerdo a la cámara de secado tipo gabinete, para cada uno de las formas geométricas en la parte superior existe una placa de vidrio que permite el paso de la radiación solar al interior de la cámara de deshidratación. Los diseños propuestos, con base a sus características, proporcionarán un incremento de temperatura en su interior debido al ingreso del

aire caliente que proviene del sistema FV/T y la radiación solar que provoca el calentamiento interno por el efecto invernadero.



**Fig. 4.2.** Formas geométricas para la cámara de deshidratación

El tipo de configuración de las propuestas se eligieron considerando los estudios realizados por [67], ellos realizaron estudios comparativos de tres tipos de deshidratadores, el tipo de paso paralelo, el tipo gabinete y el tipo de paso horizontal. Estos estudios determinaron que el más eficiente es de tipo gabinete donde se obtuvo una temperatura máxima de 53 °C a convección natural y los otros dos tipos oscilaron en una temperatura de 38 a 40 °C. El diseño de la cámara tipo gabinete se pueden insertar bandejas a través de ranuras rectangulares previstas en el lateral de la cámara. Para el secador tipo gabinete estudiado por estos investigadores, en su interior las bandejas tienen un arreglo de forma escalonada, con el objetivo que el fluido durante su recorrido ingrese por ellas permitiendo eliminar la humedad del producto.

#### 4.3.2.- Dimensionamiento

Para el dimensionamiento de los modelos de la cámara de deshidratación es necesario establecer las condiciones de su estructura interna, donde serán acomodadas las bandejas con carga. Marcilla [47] propone, para un secador de bandejas, la superficie de éstas será una función de la cantidad a secar, de la

densidad aparente del material, y de la cantidad de bandejas necesaria. Sin embargo, en este proyecto el diseño de la cámara de deshidratación no está enfocado a un producto en específico, sino que su diseño se basa en establecer que podrá deshidratar productos con humedad máxima del 90%, considerando esto, todo producto que contenga una humedad menor a lo propuesto se deshidratará y en efecto la velocidad de secado aumenta y por lo tanto, la capacidad de producto a deshidratar es mayor.

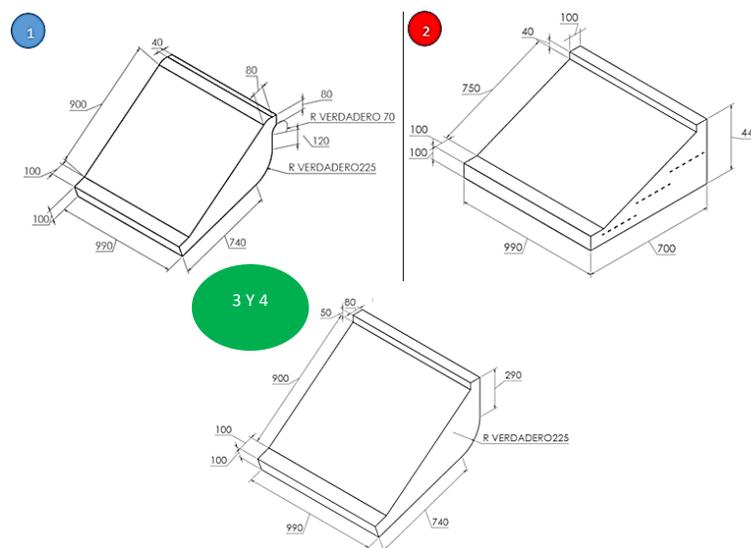
Para determinar el dimensionamiento de las propuestas de la cámara de deshidratación, se tomaron en cuenta requerimientos y consideraciones de diseño, mencionados anteriormente. Dentro de la tecnología de secado solar, cuando la capacidad de producción es pequeña, se recomienda el uso de secadores tipo gabinete. Este tipo de secador básicamente está construido por una caja de madera con una cubierta transparente y bandejas en su interior donde se coloca el producto, la circulación del aire es por convección natural y a través de orificios. Estos secadores, si bien son de construcción sencilla, deben estar bien diseñados para favorecer la circulación del aire [66].

De acuerdo con el diseño de un secador solar tipo gabinete, se tomaron en cuenta los requerimientos y consideraciones enlistadas anteriormente. En un inicio, una de las consideraciones importantes fueron las dimensiones y las formas geométricas del secador tipo gabinete que existen en las literaturas [67], estas consideraciones dependen de las propiedades termofísicas del aire y el movimiento del aire por convección natural o forzada. Para la mayoría de estos tipos de secadores, la circulación del aire es por convección natural, es por ello que, el área de secado se presenta por diferentes partes del secador, dependiendo también de la entrada y salida del aire. Para este trabajo se considera que la circulación del aire es por convección forzada, debido a esto, el dimensionamiento y la forma geométrica de la cámara de deshidratación corresponderá a obtener un flujo de aire que recorra por toda el área de secado (bandejas).

Considerando las dimensiones, la forma del secador que existe en la literatura de C.K. SANKAT and R.A. ROLLE [67] y las propiedades termofísicas del aire en la

entrada, se realizaron simulaciones para verificar el recorrido del aire, de acuerdo a esto, se observa que existe la posibilidad de generar una mejora en la forma geométrica, es por ello que se proponen cuatro formas geométricas mostrados en la fig. 4.2, donde las formas geométricas 1, 3 y 4 adoptan el ángulo de inclinación de 19° que tiene el sistema térmico, con el propósito de aprovechar la dirección con la que viene el aire del sistema FV/T, la diferencia de estos tres diseños se encuentra en la salida del aire, debido que, para el modelo 1 su salida se encuentra en una lateral y para el 3 y 4 su salida se encuentra por la parte de arriba, el cual ayudan a direccionar al flujo. La geometría del modelo 2 se tomó de los diseños existentes en la literatura, donde la diferencia se presenta en las posiciones de las bandejas y la salida del aire, considerando el recorrido del aire.

El dimensionamiento para cada modelo, las posiciones y dimensiones de las bandejas, fueron determinadas considerando el recorrido del aire, mediante simulaciones de CFD. De acuerdo a esto, en la fig. 4.3, se presentan las dimensiones de cada una de las propuestas geométricas, donde las propuestas de diseño para la cámara de deshidratación tienen un volumen que permite a las bandejas ingresar libremente. Para la propuesta 1 el volumen es de 0.20 m<sup>3</sup>, para la propuesta 2 se tiene un volumen de 0.29 m<sup>3</sup>, para la propuesta 3 es de 0.20 m<sup>3</sup> y al final la propuesta 4 tiene un volumen de 0.20 m<sup>3</sup>.



**Fig. 4.3.** Dimensionamiento\*

\* Las mediciones están en mm.

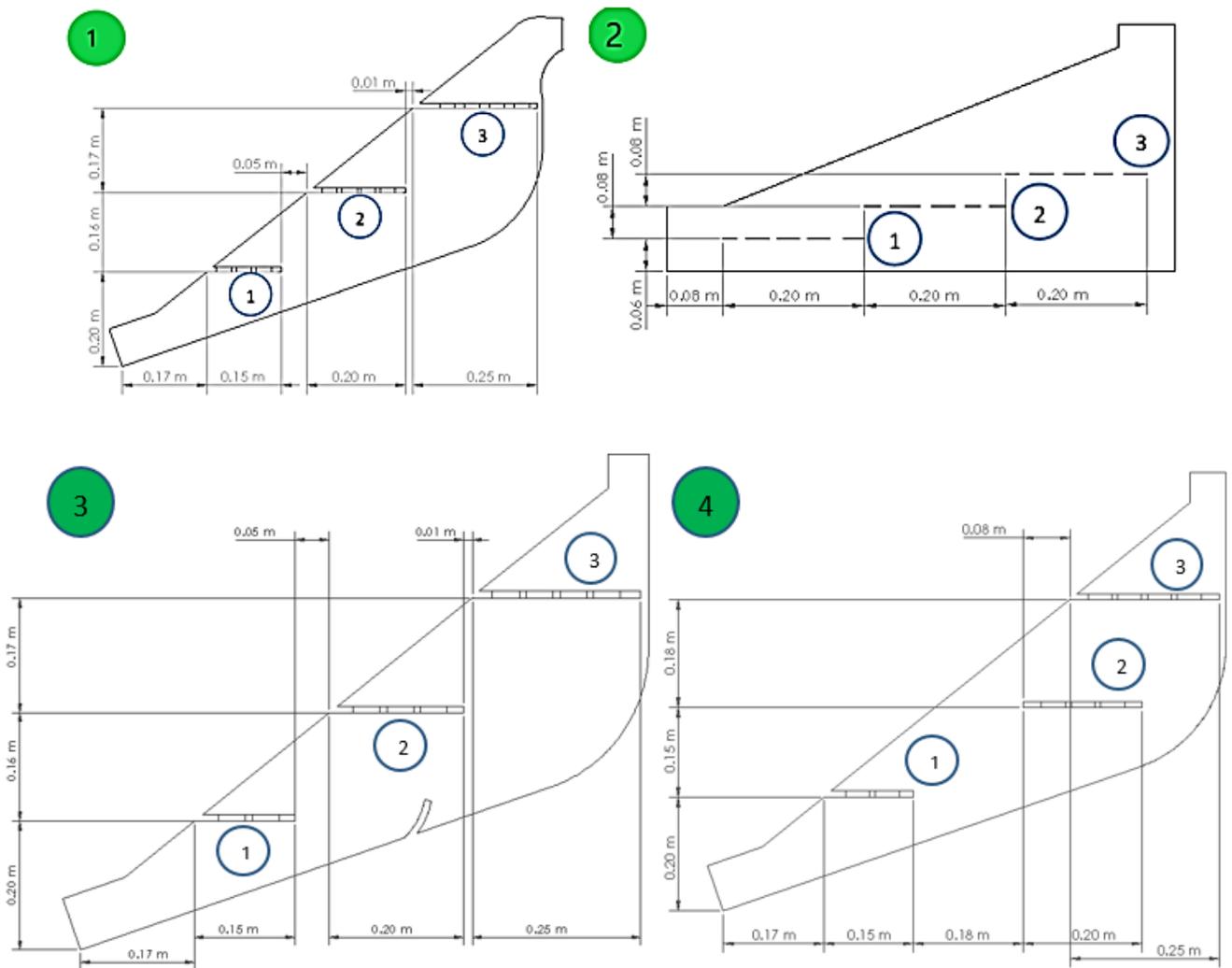
**Nota:** Las formas geométricas 3 y 4 tienen las mismas dimensiones, lo único que cambia son las posiciones de las bandejas.

A continuación en la tabla 4.1, se muestra las dimensiones de las bandejas considerando la forma geométrica de cada propuesta. Se observa que el área de secado total para cada propuesta es de 0.594 m<sup>2</sup>.

**Tabla 4.1.** Dimensiones de las bandejas

Propuestas	Bandeja 1		Bandeja 2		Bandeja 3		Área de secado total (m <sup>2</sup> )
	Ancho (m)	Largo (m)	Ancho (m)	Largo (m)	Ancho (m)	Largo (m)	
1	0.99	0.15	0.99	0.20	0.99	0.25	0.594
2	0.99	0.20	0.99	0.20	0.99	0.20	0.594
3	0.99	0.15	0.99	0.20	0.99	0.25	0.594
4	0.99	0.15	0.99	0.20	0.99	0.25	0.594

La ubicación de las bandejas para cada una de las formas geométricas se observa en la fig. 4.4.



**Fig. 4.4.** Ubicación de las bandejas para cada forma geométrica

De acuerdo a lo anterior, mediante simulaciones de CFD, considerando la distribución del aire en el interior de cada uno de los modelos, se elegirá el apropiado para el diseño de la cámara de deshidratación.

#### 4.4.- Simulaciones CFD

Se ha demostrado que uno de los parámetros importantes a considerar en el diseño de un secador es la velocidad del aire de entrada, el cual es parte fundamental para obtener un buen proceso de deshidratación ya que se necesita que el aire se distribuya de manera uniforme en el interior de la cámara de secado [57]. Por otra

parte, la temperatura corresponde a la distribución del aire en el interior de la cámara, debido que la masa del aire incluye la velocidad y la temperatura.

El uso del CFD permite obtener una distribución de velocidad, presión, temperatura y otras propiedades físicas significantes, de igual manera predice el funcionamiento de un secador, considerando la forma geométrica de la cámara de secado [29].

Basándose en la literatura respecto a las simulaciones para obtener el modelo o forma apropiada para la cámara de deshidratación, en este proyecto se proponen formas geométricas de un secador tipo gabinete con bandejas perforadas en su interior, el diseño de la cámara de deshidratación permitirá al aire distribuirse uniformemente en su interior y por toda el área de las bandejas. Para obtener un flujo de aire uniforme, es necesario conocer su comportamiento, verificar su distribución dentro de la cámara de deshidratación y en toda el área de las bandejas en sus diferentes alturas, esto asegurará una deshidratación apropiada, ya que el flujo de aire es el encargado de remover la humedad del producto; para ello fue necesario realizar simulaciones de CFD del flujo de aire para elegir el modelo apropiado.

#### **4.4.1.- Procedimiento para la selección de la mejor propuesta**

En la selección de la forma geométrica idónea de la cámara de deshidratación se siguieron los siguientes pasos.

- Se realizaron bosquejos de los modelos para la cámara de deshidratación y de sus componentes en un software CAD.
- Se utilizó un software de CFD en donde se trasladaron los bosquejos para la simulación.
- Se seleccionaron los parámetros de entrada y salida en cada bosquejo (velocidad de entrada del aire de 2 m/s y salida a presión atmosférica).
- Se seleccionó el tipo de fluido que circula en el interior del secador (aire).
- Se realizaron simulaciones de CFD a los bosquejos presentes en la fig. 4.2.
- Se obtuvo el comportamiento y el campo de velocidad del aire en el interior de cada forma geométrica de la cámara de deshidratación.

#### 4.4.2.- Simulación de CFD a las formas geométricas

La elección de la forma geométrica para el diseño de la cámara de deshidratación, se obtiene mediante simulaciones de CFD. Las simulaciones se realizan considerando las condiciones presentados en la tabla 4.2.

**Tabla 4.2.** Condiciones del aire para la simulación

Condiciones	Valores
Presión del aire en la entrada	1atm
Presión del aire en la salida	1atm
Velocidad del aire en la entrada	2 m/s
Temperatura del aire en la entrada	40 °C

De acuerdo con el esquema presente en la fig. 4.5, el aire entra a la cámara de deshidratación a una temperatura de 40 °C y una velocidad de 2 m/s, después realiza su recorrido al interior de la cámara de deshidratación donde cruza por las bandejas y choca con obstáculos, al final el aire se retira por la parte superior de la cámara de deshidratación.



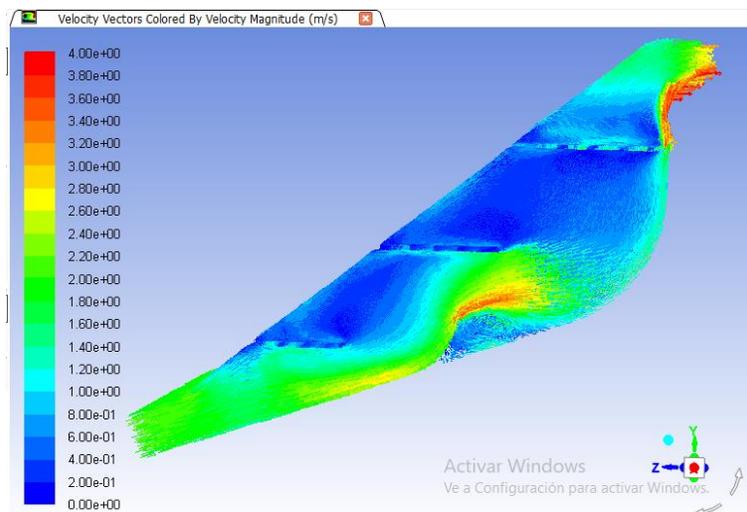
**Fig. 4.5.** Condiciones de entrada y salida del aire

Para la elección del modelo apropiado de la cámara de deshidratación, se considerará que el aire se distribuya por toda el área de las bandejas, la cantidad

de aire que entrada sea utilizado para el proceso de deshidratación y que la velocidad no disminuya drásticamente.

### Geometría 1

En la fig. 4.6, se muestra la simulación del modelo 1, donde se observa la distribución del aire en el interior de la cámara de deshidratación. El aire entra a una velocidad de 2 m/s, realiza su recorrido en el interior de la cámara de deshidratación donde cruza por las bandejas, en este instante la velocidad del aire disminuye a un rango de 0.4 a 1.8 m/s, la disminución de velocidad surge debido que las bandejas frenan al aire en su paso, por otro lado, la ubicación de la salida no permite un flujo del aire constante ya que tiene un cambio de dirección del aire hacia la horizontal, eso ocasiona un frenado de la velocidad, debido a esto al realizar el proceso de deshidratación el aire aumentará su humedad y perderá la capacidad de secar, por otra parte, considerando la ubicación de la bandejas el aire al pasar por la primera bandeja disminuye su capacidad de secado y en efecto el producto de la bandeja final tardará en secarse.

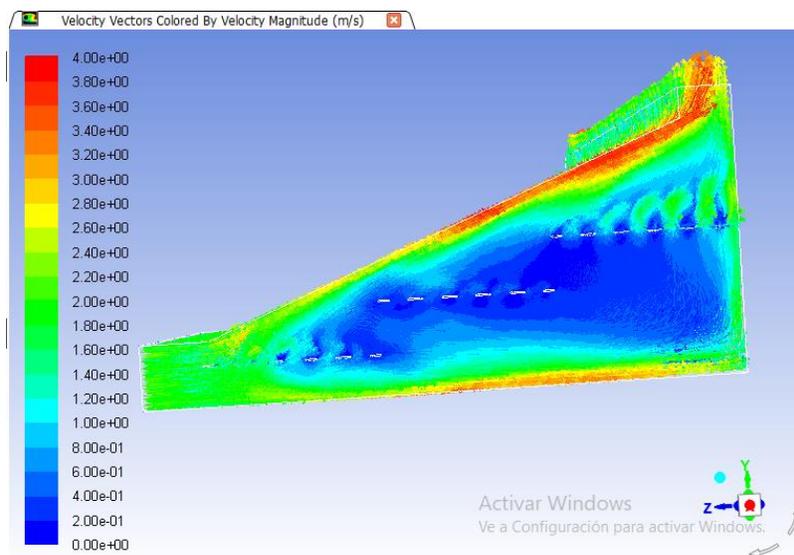


**Fig. 4.6.** Simulación de la geometría 1

### Geometría 2

En la fig. 4.7, se muestra la simulación del modelo 2, donde se presenta la distribución del aire en el interior de la cámara de deshidratación. Se observa como

la velocidad del aire en la entrada de la cámara de deshidratación es de 2 m/s, el aire realiza su recorrido donde al pasar por las bandejas disminuye su velocidad a un rango de 0.4 a 0.6 m/s y en espacios donde el aire recorre libremente la velocidad se encuentra en un valor de 1.80 m/s, la disminución de la velocidad ocurre por el frenado de las bandejas y por el desplazamiento del aire hacia arriba, donde choca con la parte superior de la cámara de deshidratación. Para la salida del aire, existe un incremento de velocidad de un rango de 2.20 a 3 m/s, el incremento de la velocidad surge por la posición de la salida que cumple la función de una chimenea. Respecto al diseño de la cámara de deshidratación y el recorrido del aire, se aprecia que el flujo de aire no es uniforme en el interior del secador y que hay corrientes de aire que no chocan con las bandejas el cual no son útiles para el proceso de secado, debido que el aire al ingresar a la cámara tiende a subir por la dirección que proporciona la posición de la salida.

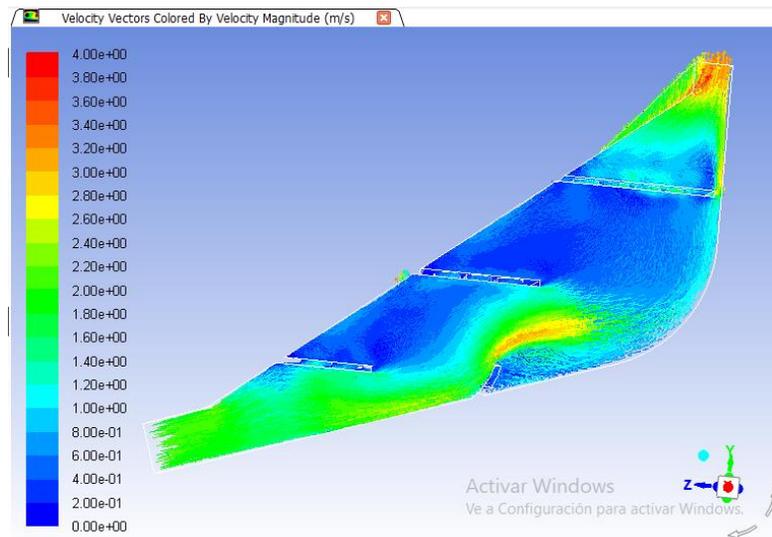


**Fig. 4.7.** Simulación de la geometría 2

### Geometría 3

En la fig. 4.8, se muestra la distribución del aire en el interior de la cámara de deshidratación. Se observa como el aire entra a una velocidad de 2 m/s, durante el recorrido que el aire realiza en el interior de la cámara de deshidratación, la velocidad disminuye al cruzar por las bandejas donde se obtiene un rango de

velocidad de 0.6 a 1.0 m/s. Para la salida del aire, en la última bandeja existe un incremento de velocidad de 1.20 m/s, el incremento de la velocidad surge por la posición de la salida que cumple la función de una chimenea. Respecto al diseño de la cámara de deshidratación y el recorrido del aire, se aprecia que la mayor cantidad de flujo choca con la bandeja que está ubicada en la salida de la cámara de deshidratación, esto provocará un secado no homogéneo y por lo consiguiente incrementará el tiempo de secado.

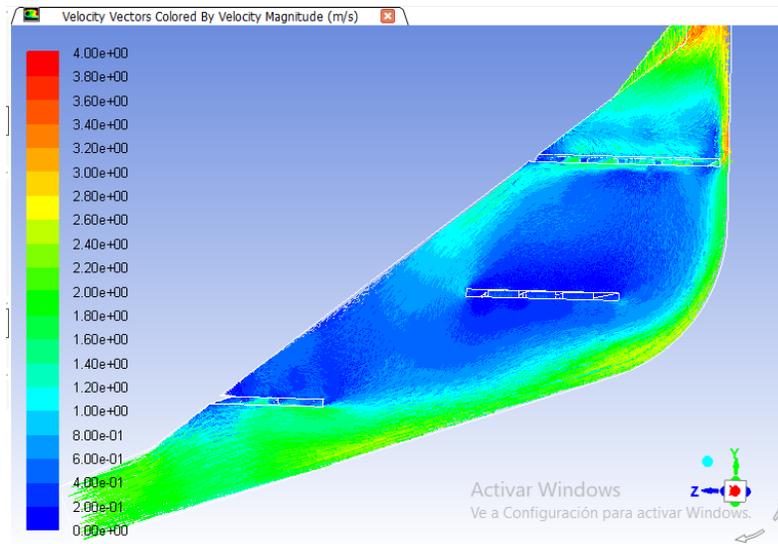


**Fig. 4.8.** Simulación de la geometría 3

#### Geometría 4

En la fig. 4.9, se muestra la distribución del aire en el interior de la cámara de deshidratación. El aire entra a una velocidad de 2 m/s, realiza su recorrido en el interior de la cámara, se observa el paso del aire en las bandejas donde las velocidades están en un rango de 0.6 a 1.4 m/s, la disminución de velocidad se presenta debido que las bandejas frenan el aire en su paso. Para la salida del aire existe un incremento de velocidad mayor a la velocidad que ingresa el aire en la cámara de deshidratación, el valor de la velocidad es de 2.20 m/s, el incremento de la velocidad en esta zona surge por la posición de la salida permitiendo un tiro que ayuda a fluir el aire. Respecto al diseño de la cámara de deshidratación y el recorrido del aire, se aprecia que la cantidad de flujo que ingresa a la cámara de

deshidratación es utilizado para el proceso de secado debido que choca con las bandejas presentes y que el área de las bandejas es proporcional al recorrido del aire.



**Fig. 4.9.** Simulación de la geometría 4

**4.4.3.- Elección de la mejor forma geométrica**

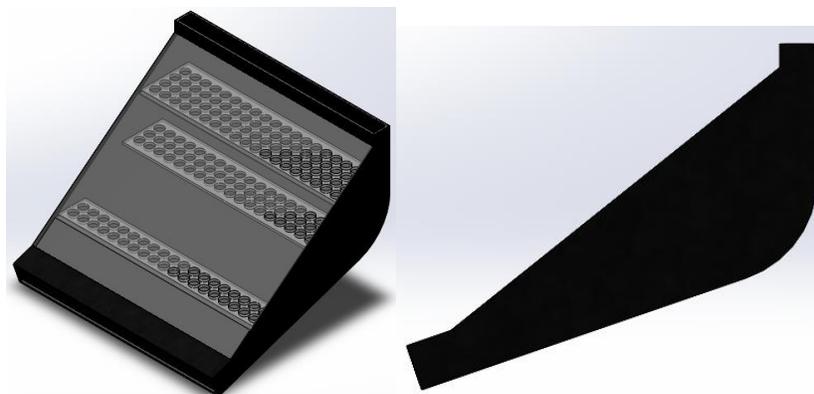
La elección de la forma geométrica para el diseño de la cámara de deshidratación, se lleva a cabo considerando los resultados de las simulaciones de CFD y los requerimientos de diseño antes mencionados. Con lo anterior se genera la tabla 4.3, considerando los diferentes factores se les asignan una ponderación para finalmente seleccionar la geometría.

**Tabla 4.3.** Evaluación de las formas geométricas

Factores	Geometría 1	Geometría 2	Geometría 3	Geometría 4
Fácil de construir	6	9	8	8
Fácil de acoplarse al sistema FV/T	9	7	9	9

Facilidad de limpieza	8	8	8	9
Permitir el ingreso de la radiación solar	9	8.5	9	9
Permitir salida del aire húmedo	7	6	7.5	7.5
Distribución del aire por toda el área de secado	7.5	6.5	7	9
Diseño ergonómico	8	8.5	8.5	8.5
Dirección del flujo adecuado (laminar)	8.5	7	8.5	9
Total	63	60.5	65.5	69

De acuerdo a la evaluación anterior, se obtiene que la forma geométrica 4 es la adecuada, por lo tanto el diseño de la cámara de deshidratación se observa en la fig. 4.10.



**Fig. 4.10.** Forma geométrica para la construcción de la cámara de deshidratación

#### **4.5.- Construcción de la cámara de deshidratación**

Con base en los resultados del diseño de la cámara de deshidratación, en esta sección se presenta la construcción de la cámara, el mejor diseño fue elegido debido que tiene una mejor distribución de aire en su interior.

##### **4.5.1.- Selección de materiales**

Definido el diseño de la cámara de deshidratación, se seleccionaron materiales para la construcción. Considerando las investigaciones realizadas de Belessiotis y Delyannis [63], respecto a la construcción de secadores solares, mostraron los usos de una gran variedad de materiales, entre los cuales sobre salen la madera, el vidrio, el poliestileno, láminas cintro y estructuras de diversos metales.

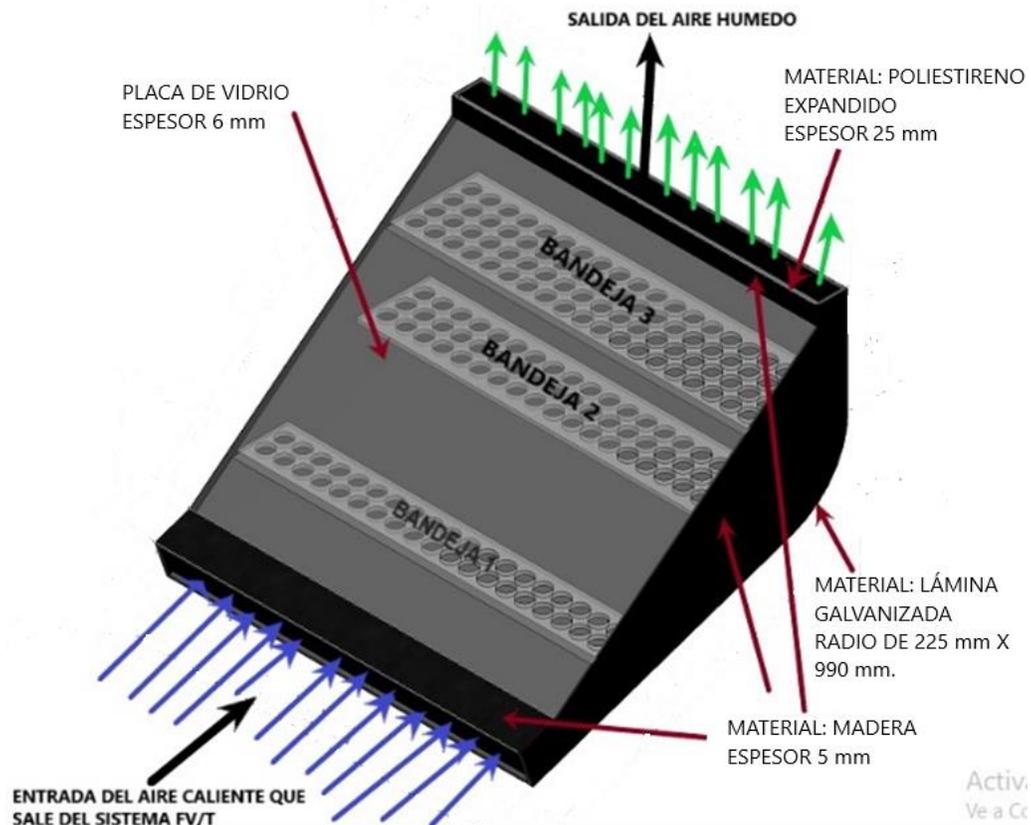
De acuerdo a los requerimientos de diseño, la cámara de deshidratación está construida principalmente de los materiales siguientes:

- Lamina cintro
- Madera (triplay)
- Poliestireno expandido
- Aluminio
- Vidrio

##### **4.5.2.- Características de la cámara de deshidratación**

La cámara tiene una estructura resistente, que permite tener mayor soporte y fijación (aluminio y acero). De acuerdo al diseño de la cámara de deshidratación y las características del secador tipo gabinete, con el propósito de incrementar la temperatura en el interior de la cámara, en la parte superior se encuentra una placa de vidrio de espesor de 6 mm, con dimensiones de 0.99 m de ancho y 0.90 m de largo, la placa de vidrio permite el paso de la radiación solar en el interior de la cámara de deshidratación provocando el efecto invernadero. Considerando la pérdida de calor presente en la cámara de deshidratación, se aisló con material de placas de poliestireno expandido de 0.025 m de espesor con una conductividad térmica de 0.046 W/mk.

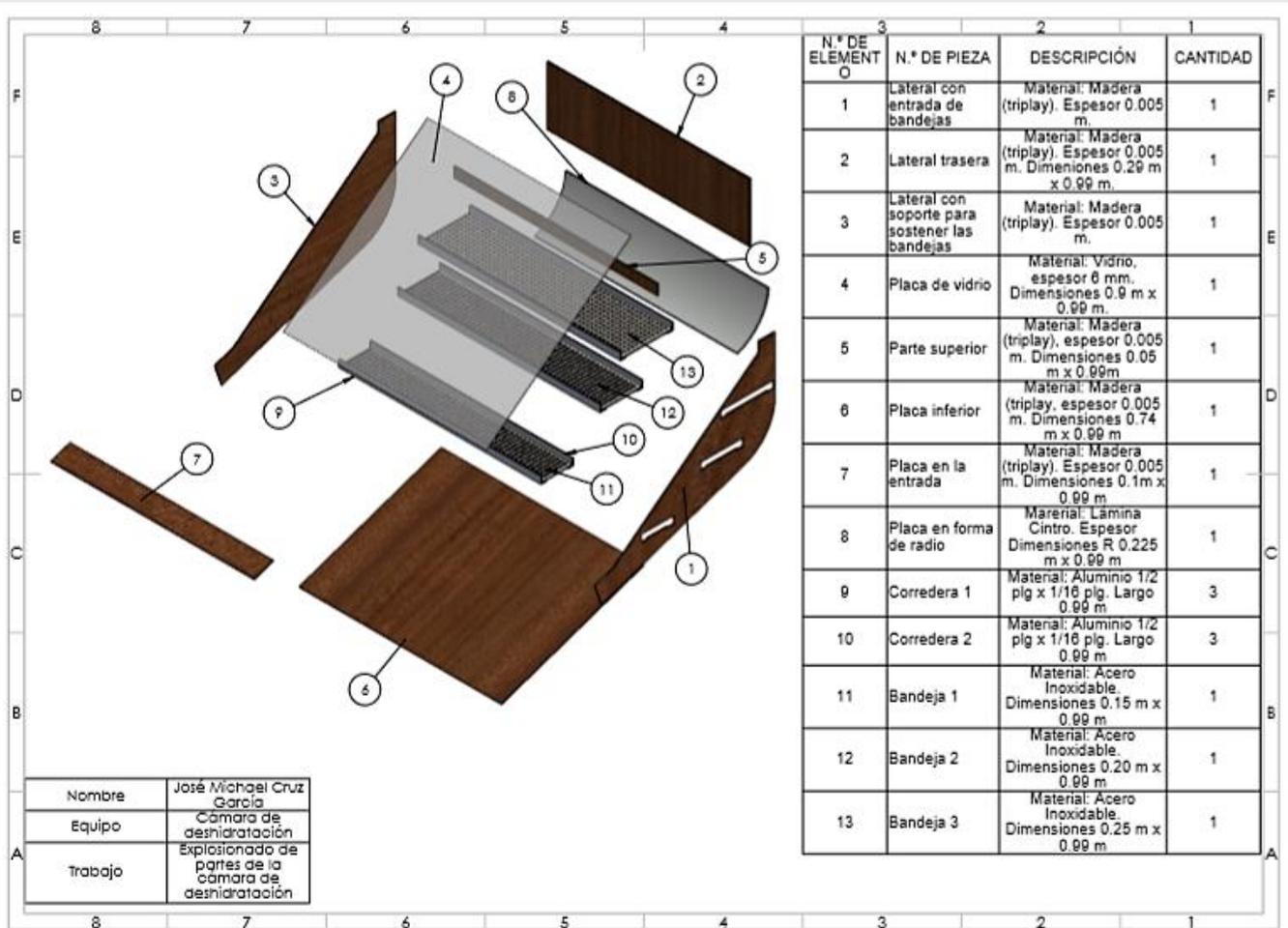
Para una distribución de flujo en el interior de la cámara, con base a los estudios realizados CFD [71], se propone una forma circular de radio de 0.225 m, con una longitud de 0.99 m, el material utilizado es de lámina cinto debido a su flexibilidad. En el interior de la cámara de deshidratación se encuentran tres bandejas extraíbles de malla de alambre, las bandejas son de diferentes dimensiones, para la primera de 0.15 m de ancho y 0.99 m de largo, la segunda de 0.20 m ancho y 0.99 m de largo y la tercera de 0.25 m de ancho y 0.99 m de largo. Las bandejas descansan en el interior de la cámara de deshidratación sobre barras de aluminio, permitiendo su deslizamiento para la alimentación de producto que se desee deshidratar. Por el lado lateral de la cámara de deshidratación se encuentran tres espacios donde las bandejas entran y salen para la descarga o alimentación del producto. Las características de la cámara de deshidratación se muestran en la fig. 4.11.



**Fig. 4.11.** Característica de la cámara de deshidratación

**4.5.3.- Proceso de fabricación de la cámara de deshidratación**

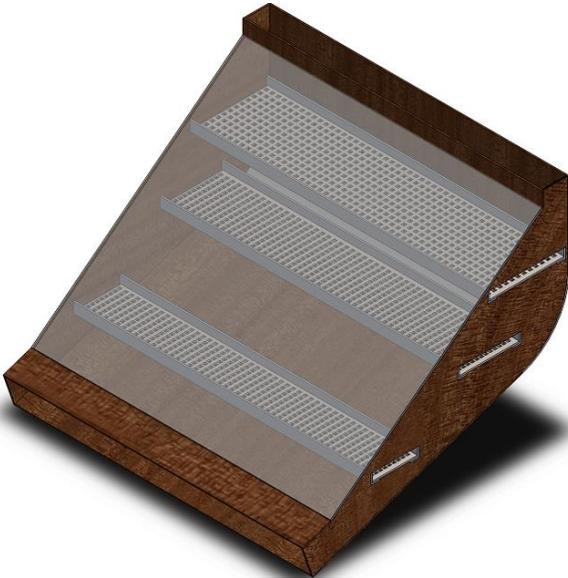
La construcción de la cámara de deshidratación se llevó a cabo mediante diferentes fases, debido a la característica de la cámara. En la fig. 4.12, se muestra una vista explosionada de la cámara de deshidratación, donde muestra la descripción de cada una de las piezas. Los planos de cada uno de las piezas se presentan en el anexo 1.



**Fig. 4.12.** Vista explosionada

A continuación se presenta en la sección 4.5.3.1 la hoja de proceso, en el cual se encuentran todas las fases de construcción, los materiales, máquinas, herramientas y accesorios utilizados en la de fabricación de la cámara de deshidratación.

**4.5.3.1.- Hoja de proceso de fabricación**



<b>Denominación</b>	Cámara de deshidratación
<b>Tiempo de construcción</b>	1305 min

Nº de Fase	OPERACIÓN A REALIZAR	MATERIAL	MÁQUINAS	HERRAMIENTA Y ACCESORIOS	Condiciones de corte				Tiempo
					rpm	N	a	P	
1	De acuerdo a los planos, remarcar zonas para realizar cortes.	Madera triplay, Placa de poliestireno y lámina cintro	-----	Escuadra, marcadores y regla T	-----	-----	-----	-----	45

2	Realizar cortes en las zonas marcadas.	Madera triplay, Placa de poliestireno y lámina cintro	Caladora de banco Makita	Hoja de sierra y tijera especial para lámina	3000 rpm	-----	-----	----- -	280
3	Unir placas de poliestireno con las placas de triplay.	Madera triplay y Placa de poliestireno	-----	Pegamento Resistol 500	-----	-----	-----	----- -	125
4	Ensamblar placas de triplay con poliestireno y lámina cintro, para dar forma a la cámara de deshidratación.	Madera triplay, Placa de poliestireno, lámina cintro y remaches de aluminio	Taladro Bosch y remachador a manual	Martillo, clavos, remaches, broca para madera y lámina 1/8 plg	1100 rpm	-----	-----	----- -	155
5	Colocar soporte (ángulos) para cada unión de placas.	Soporte de aluminio y acero al carbono, remaches de aluminio	Taladro Bosch y remachador a manual	Martillo, remaches, broca para madera 1/8 plg	1100 rpm	-----	-----	----- -	160
6	Insertar corredera para el desplazamiento de las bandejas.	Ángulos y remaches de aluminio	Taladro Bosch y remachador a manual	Martillo, clavos, remaches, broca para madera 1/8 plg	1100 rpm	-----	-----	----- -	120
7	Colocar ángulos en la parte superior de la cámara para sostener la placa de vidrio.	Ángulos y remaches de aluminio	Taladro Bosch y remachador a manual	Martillo, remaches, broca para madera 1/8 plg	1100 rpm	-----	-----	----- -	60
8	Insertar placa de vidrio.	Vidrio	-----	Sujetador de vidrio (Silicón)	-----	-----	-----	----- -	30

9	Construir bandejas	Marco y de malla de acero inoxidable	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
10	Cortar y soldar marcos para las bandejas	Acero inoxidable	Máquina de soldar infra	Electrodo 309I-16 y sierra de calar manual para metal	-----	-----	-----	-----	-----	130
11	Cortar mallas metálicas a las dimensiones requeridas	Acero inoxidable	-----	Tijeras especiales de cortes	-----	-----	-----	-----	-----	45
12	Unir mallas metálicas con los marcos para formar las bandejas	Acero inoxidable	-----	Pinzas, hilos de alambre.	-----	-----	-----	-----	-----	80
13	Ingresar bandejas a la cámara de deshidratación	Acero inoxidable	-----	Manual	-----	-----	-----	-----	-----	5
14	colocar acoplamiento al sistema FV/T y a la cámara de deshidratación	Lamina cintro y remaches de aluminio	Remachado ra manual	Tijera especial para lámina y remaches	-----	-----	-----	-----	-----	45
15	Finalmente acoplar la cámara de deshidratación con el sistema FV/T	-----	-----	Trabajo Manual con llaves para apretar tornillos de 7/8 plg	-----	-----	-----	-----	-----	25
									Total de tiempo	1305

#### 4.5.4.- Cámara de deshidratación

De acuerdo a las fases de construcción mostrado en la sección 4.5.3, en la fig. 4.13, se presenta la construcción de la cámara de deshidratación.

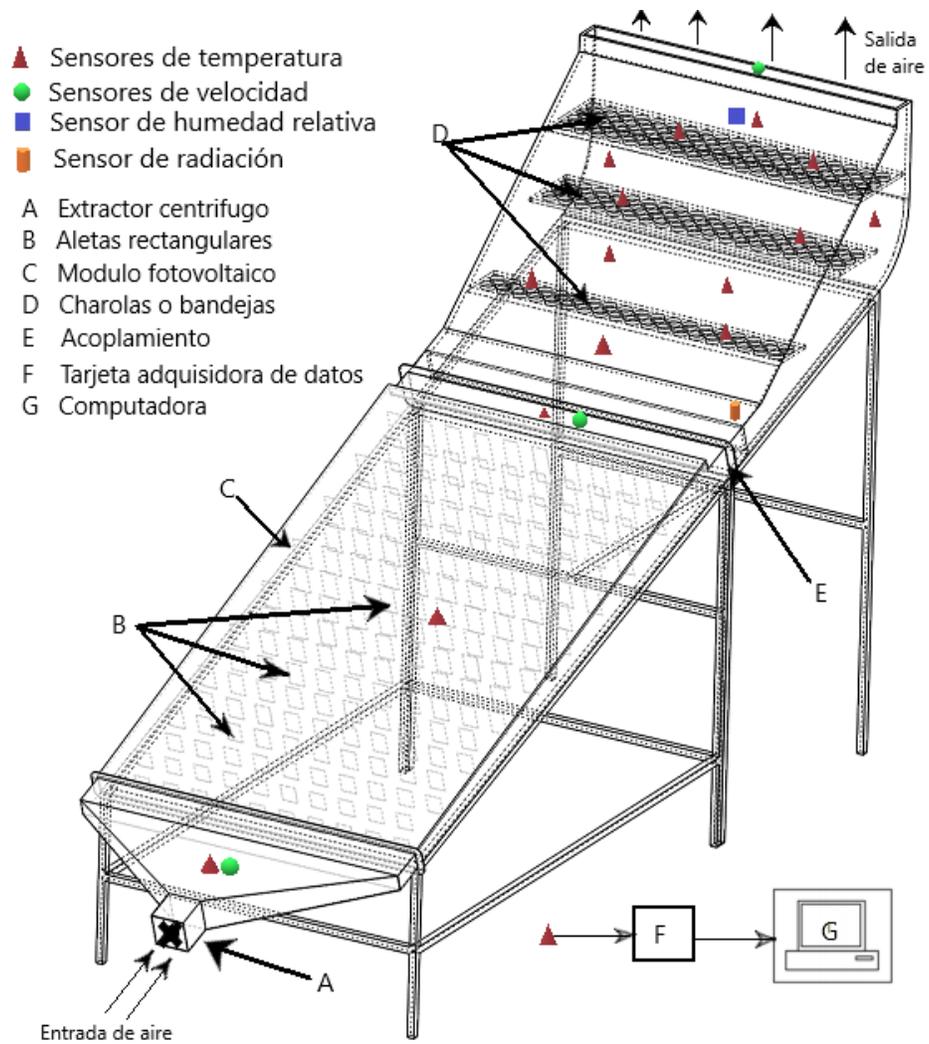


**Fig.4.13.** Cámara de deshidratación

#### 4.6.- Instrumentación del deshidratador solar mixto

Para determinar las características del aire y verificar que las condiciones sean factibles para el proceso de deshidratación, se midieron temperaturas y velocidades en la entrada y salida del sistema FV/T. Para el interior de la cámara de deshidratación se midieron humedades y temperaturas en diferentes zonas, obteniendo un campo de temperatura que se presenta a continuación, con el propósito de observar la distribución de temperatura y de igual manera determinar las características del aire idóneas para el proceso de secado.

Para realizar el experimento en el deshidratador solar mixto se integraron equipos de medición y adquisición de datos, los cuales, trabajan en conjunto, para llevar un monitoreo y registro de los parámetros. En la fig.4.14, se presenta el diagrama esquemático de la instrumentación del secador. Se observa la colocación y distribución de los equipos para las pruebas experimentales.



**Fig. 4.14.** Diagrama esquemático de la instrumentación del secador experimental.

Para el registro y adquisición de datos se usaron diversos dispositivos de medición tanto para estudiar los efectos de los parámetros y para el estudio del funcionamiento del deshidratador mixto. En la tabla 4.4, se muestra las características de los equipos utilizados en el experimento.

**Tabla 4.4.** Equipos de medición

Dispositivos	Precisión	Parámetros a medir
Piranómetro (TES-1333)	$\pm 10 \text{ W/m}^2$	La intensidad de la radiación solar

Termopares tipo k	$\pm 2,5^{\circ}\text{C}$	Temperatura del aire en el interior del deshidratador solar mixto.
Registadores digitales Fluke 971	<p>Para temperatura</p> <p><math>0^{\circ}\text{C}</math> to <math>45^{\circ}\text{C}</math> (<math>\pm 0.5^{\circ}\text{C}</math>)</p> <p><math>-20^{\circ}\text{C}</math> to <math>0^{\circ}\text{C}</math> &amp; <math>45^{\circ}\text{C}</math> to <math>60^{\circ}\text{C}</math> (<math>\pm 1.0^{\circ}\text{C}</math>)</p> <p><math>32^{\circ}\text{F}</math> to <math>113^{\circ}\text{F}</math> (<math>\pm 1.0^{\circ}\text{F}</math>)</p> <p><math>-4^{\circ}\text{F}</math> to <math>32^{\circ}\text{F}</math> &amp; <math>113^{\circ}\text{F}</math> to <math>140^{\circ}\text{F}</math> (<math>\pm 2.0^{\circ}\text{F}</math>)</p> <p>Para la humedad relativa</p> <p>10% a 90% HR a <math>23^{\circ}\text{C}</math> (<math>73,4^{\circ}\text{F}</math>) (<math>\pm 2,5\%</math> HR) (&lt;10%, &gt; 90% HR a <math>23^{\circ}\text{C}</math> (<math>73,4^{\circ}\text{F}</math>) (<math>\pm 5,0\%</math> HR)</p>	<p>Temperatura del aire en el interior de la cámara de deshidratación.</p> <p>Humedad relativa del aire en el interior de la cámara de deshidratación.</p>
Anemómetros modelo SDL300	$\pm 3\% \pm 0.20$ m/s	<p>Velocidades del aire</p> <p>Temperatura del aire</p>

Con base en estos resultados, fue posible diseñar y construir una cámara de deshidratación, la cual tiene la posibilidad de permitir el ingreso de la energía que proporciona el sistema FV/T y la radiación solar para su calentamiento interno. Las pruebas se realizarán en el capítulo 5, con el objetivo de verificar si las condiciones termofísicas del aire son apropiadas para la realización del proceso de secado.

## **Capítulo 5.- Resultados y análisis**

En este capítulo se presenta los resultados y análisis, obtenidas durante la elaboración del trabajo y de las pruebas realizadas, primero se muestra el deshidratador solar mixto considerado así, por la generación de calor mediante un sistema híbrido FV/T y por el calor generado por la cámara de deshidratación. Después se realizaron pruebas a convección forzada y a convección natural, para verificar las condiciones termofísicas del aire en el interior de la cámara de deshidratación, los resultados de estas dos pruebas fueron comparadas entre sí. Por otra parte, se muestra el recorrido del aire mediante el ingreso de humo. Para finalizar, se realiza una comparación de las condiciones termofísicas del aire obtenidas en el interior de la cámara contra las condiciones de algunos equipos que existen en la literatura.

### **5.1.- Deshidratador solar mixto**

Considerando las diferentes actividades de acuerdo a la metodología de diseño y las fases de construcción mostrados en el capítulo 4, se construye una cámara de deshidratación con el objetivo de aprovechar el calor presente en el sistema FV/T.

Una vez construida la cámara de deshidratación se acopla al sistema FV/T, formando un deshidratador solar mixto, para ser estudiado y para verificar que las condiciones termofísicas del aire en el interior sean apropiadas para la realización del proceso de deshidratación. En la fig. 5.1, se muestra el deshidratador solar mixto, desarrollado en el Laboratorio de electromecánica del Instituto Tecnológico de Apizaco.



**Fig. 5.1.** Deshidratador solar mixto

### 5.2.- Estudio termofísico del aire en el interior del deshidratador mixto

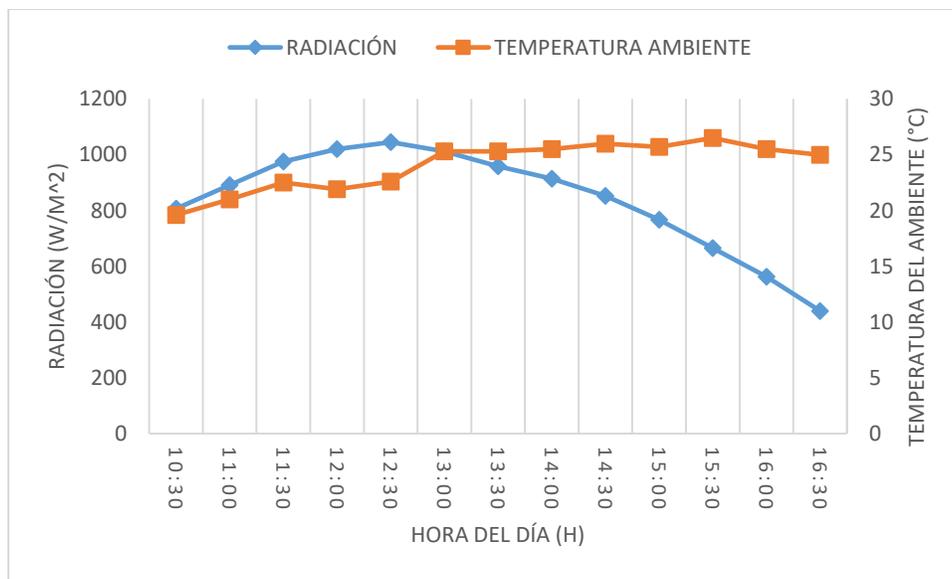
Los resultados obtenidos durante el período de pruebas revelaron que las temperaturas dentro de la cámara de deshidratación fueron superiores comparadas con las temperaturas del ambiente, en el caso de las pruebas con flujo a convección forzada la temperatura promedio del ambiente fue de 24.03 °C mientras que en el interior cámara de deshidratación la temperatura promedio fue de 48.52 °C, para las pruebas con flujo a convección natural la temperatura promedio del ambiente fue de 29.67 °C mientras que en el interior cámara de deshidratación la temperatura promedio fue de 54.77 °C, permitiendo así que las condiciones del aire en el interior del deshidratador mixto son apropiadas para el proceso de secado. De acuerdo a las características del aire en el interior de la cámara de deshidratación, el secador demuestra la capacidad suficiente para secar los alimentos.

**5.2.1.- Pruebas a convección forzado**

De lo anterior, en esta sección se presentan de forma explícita los resultados de la prueba realizada al deshidratador solar mixto a convección forzada.

**5.2.1.1.- Condiciones ambientales**

Durante el estudio se registraron parámetros climáticos importantes para la evaluación del equipo térmico, tales parámetros son la temperatura y la radiación solar. La temperatura ambiente oscilaba entre los 19 a 27 °C, teniendo temperatura de 25 °C durante 3 horas y media, desde la 1:00 pm hasta 4:30 pm. Para la radiación solar se registró un promedio de 839.084 W/ m<sup>2</sup> durante las 6 horas de pruebas. De acuerdo a lo anterior en la fig. 5.2, se observan las condiciones ambientales del lugar donde se realizaron las pruebas.

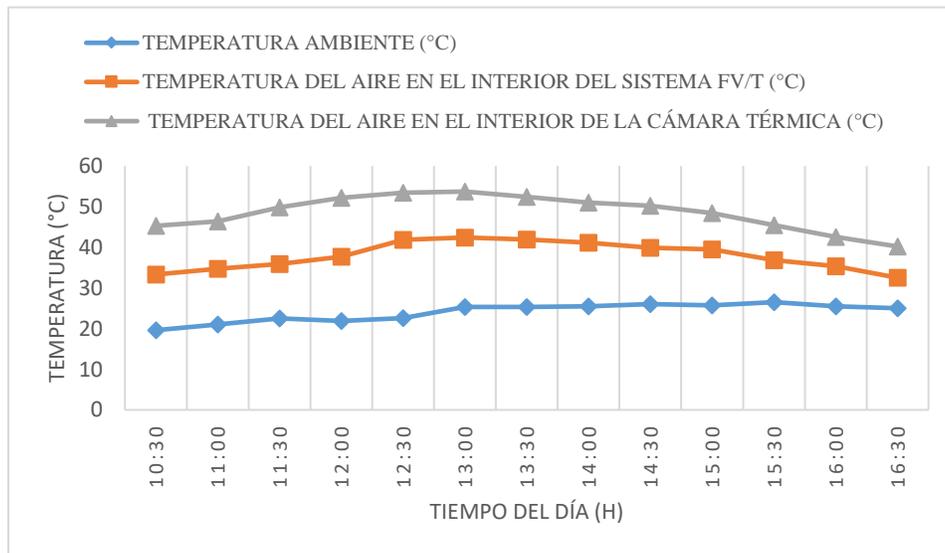


**Fig. 5.2.** Variación horaria de la intensidad solar con una inclinación de 19° y temperatura ambiente para un día típico de marzo en el ITA Apizaco.

**5.2.1.2.- Cambios de temperatura del aire**

En la fig. 5.3, se muestra la variación de temperaturas del aire en el ambiente, en el interior del sistema FV/T y en el interior de la cámara de deshidratación, considerando el ingreso del aire al deshidratador a una velocidad de 4.8 m/s. El aire aumenta su temperatura al realiza su recorrido en el interior del deshidratador solar

mixto, el aumento de temperatura surge por el calor presente en el sistema FV/T, debido que el sistema cumple con la función de un colector solar, absorbe la radiación solar y a medida que va aumentando la radiación la temperatura del aire aumenta o en lo contrario la radiación disminuye también disminuye la temperatura del aire. Con base a lo anterior observando a la fig. 5.3, en el inicio de la prueba a las 10:30 a.m. la temperatura del aire en el ambiente es de 19.6 °C, mientras que en el sistema FV/T el aire tiene un valor de temperatura de 33.3 °C, se observa el aumento de temperatura durante la prueba. Para la cámara de deshidratación en la fig. 5.3, se observa que la temperatura del aire es mayor comparado con el ambiente y el sistema FV/T, el aumento de temperatura surge por el ingreso del aire caliente proveniente del sistema FV/T y el ingreso de radiación solar provocando el calentamiento interno por el efecto invernadero, se observa que en el inicio de la prueba a las 10:30 a.m. la temperatura del aire es de 45.3 °C, 12°C más que en el sistema FV/T, durante la prueba se registró una diferencia de temperatura del aire entre el sistema FV/T y la cámara de deshidratación con un valor promedio de 10.61 °C.

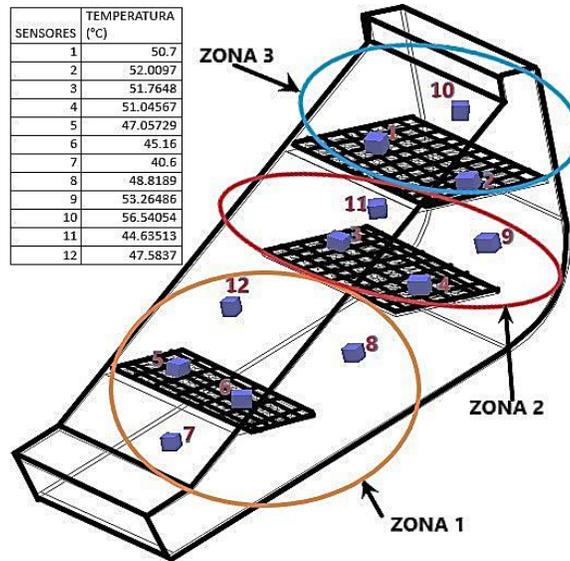


**Fig.5.3.** Variación horaria de diferentes temperaturas del aire, específicamente, ambiente, interior del sistema FV/T e interior de la cámara de deshidratación, con una velocidad promedio de 4.8 m/s.

### 5.2.1.3.- Temperaturas puntuales en el interior de la cámara de deshidratación

Considerando el aumento de temperaturas del aire durante su recorrido en el interior del deshidratador solar mixto, para la cámara de deshidratación es necesario determinar el comportamiento de temperaturas en diferentes zonas, debido que es aquí donde se realizará el proceso. Es por ello que en la fig. 5.4, se muestran temperaturas puntuales en la cámara de deshidratación, donde se observa que el aire durante el recorrido que realiza incrementa su temperatura. De acuerdo a la fig. 5.4, existen tres zonas donde se presentan las temperaturas del aire, para la zona 1 el aire tiene un promedio de temperaturas de 45.85 °C, esto se presenta por el aire que ingresa a la cámara de deshidratación tiene un valor aproximado a 37.90 °C y al iniciar el recorrido en la cámara de deshidratación existe un incremento de temperatura de 7 °C aproximados. En la zona 2 se observa una temperatura promedio del aire con un valor de 50.68 °C superior a la temperatura presentada en la zona 1, en la zona 2 el sensor 11 muestra una temperatura de 44.63 °C menor a las temperaturas registradas por los demás sensores integrados, el valor de la temperatura del sensor 11 se presentó por la obstrucción de la radiación solar por la pared de la misma cámara de deshidratación. En la zona 3 se observan temperaturas altas que dan como promedio 53.085 °C, debido a que el fluido ya recorrió zonas calientes ganando calor a su paso. De acuerdo al recorrido del aire en el interior de la cámara de deshidratación el aire aumenta su temperatura, es por ello que el área de secado cumple una función muy importante, donde se observa que a mayor temperatura mayor el área de secado.

Por otra parte, el sensor 7 fue colocado en la salida del sistema FV/T y entrada de la cámara de deshidratación, con el objetivo de medir la temperatura con la que el aire entra a la cámara de deshidratación, la posición se consideró debido que es el promedio de temperaturas obtenidas en esta parte. Para el sensor 10, se encuentra en la salida de la cámara de deshidratación lugar donde el aire ha realizado el proceso de secado, de igual manera la posición se consideró debido que es el promedio de todas las temperaturas presentes en la salida de la cámara de deshidratación.

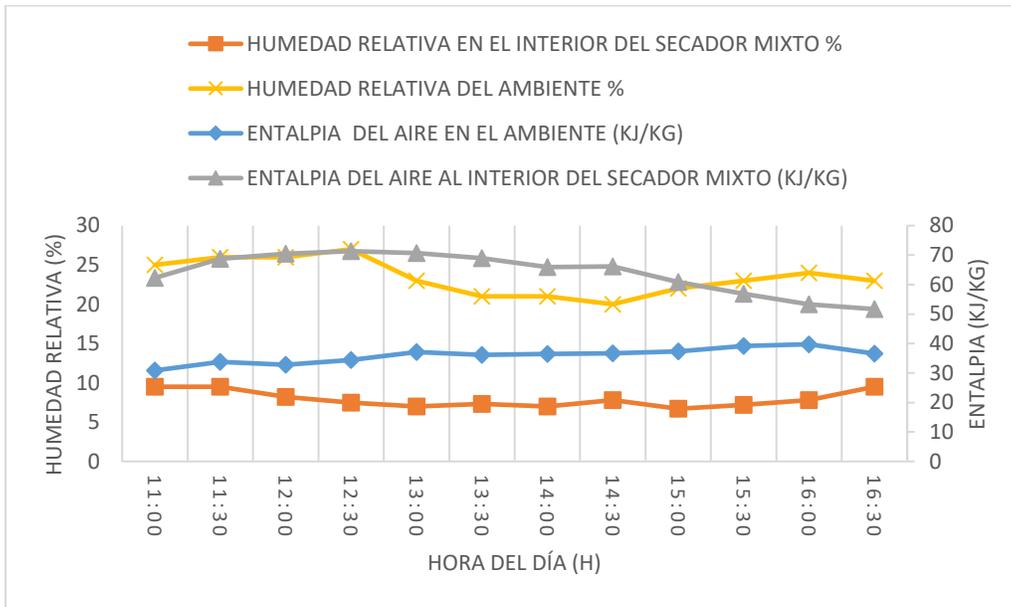


**Fig. 5.4.** Temperaturas en cada zona de la cámara de deshidratación a convección forzada

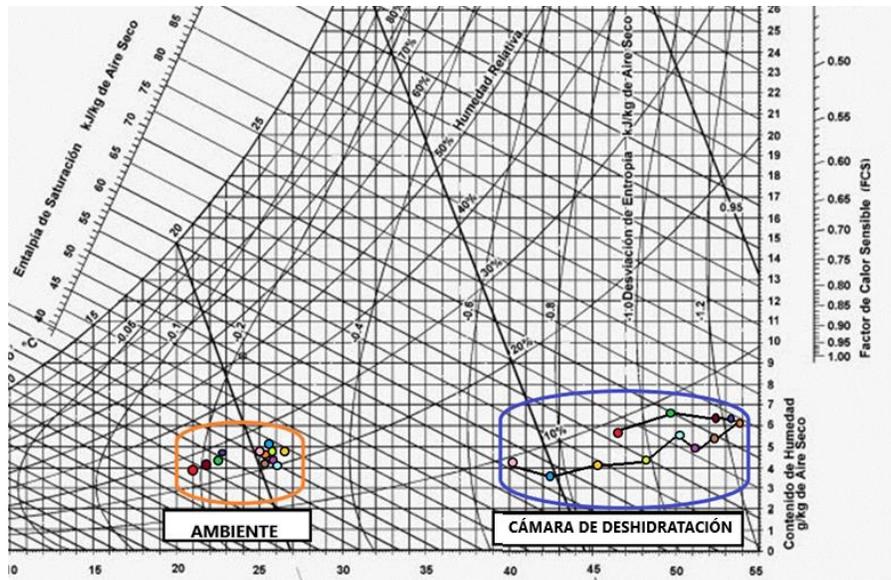
**5.2.1.4.- Cambio de humedad relativa y entalpia del aire en el interior de la cámara de deshidratación**

Debido al aumento de temperatura del aire durante su recorrido en el deshidratador solar mixto, se hacen presentes las características del aire, tales como la humedad relativa y la entalpia. Las características del aire en el interior de la cámara de deshidratación, en la fig. 5.5(a), se observa que la humedad relativa del aire tiene un valor inicial de 20.6%, durante las pruebas disminuye hasta un 7% en horas del mediodía, estos cambios de humedades surge debido al aumento de temperaturas del aire durante las pruebas, donde inicialmente fue de 33.3 °C alcanzando un valor máximo de 53.6 °C (ver fig. 5.3), de acuerdo al aumento de radiación incidente durante el día. Con respecto a las entalpias del aire, en el interior de la cámara de deshidratación, estas cambian a medida que cambia la humedad y la temperatura del aire. La diferencia que existe en el ambiente y en interior de la cámara de deshidratación se presenta en la fig. 5.5(a), para el aire en el ambiente se obtuvo una entalpia promedio de 35.3238 kJ/kg y para el aire en el interior de la cámara de deshidratación la entalpia fue de 65.0153846 kJ/kg.

A continuación en la carta Psicrométrica, fig. 5.5(b), se presenta el comportamiento del aire en el ambiente y en el interior de la cámara de deshidratación, se observa que el aire en interior de la cámara de deshidratación presenta una mayor entalpia y una menor humedad debido al aumento de temperatura que el aire gana durante su recorrido en el deshidratador mixto, comparando los resultados obtenidos con los establecidos en la literatura y la experiencia en el proceso de deshidratación, las propiedades del aire en la cámara cuenta con las características necesarias para deshidratar.



(a)



(b)

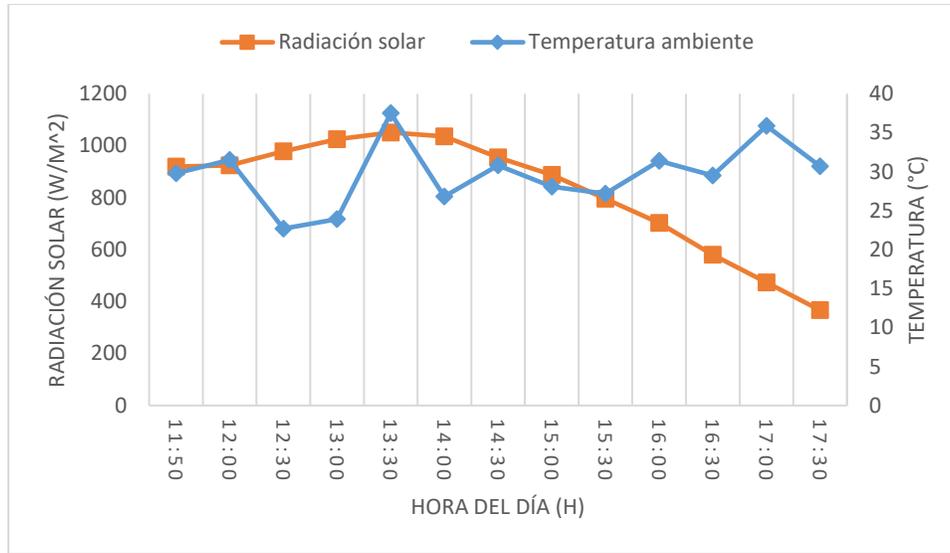
**Fig. 5.5.** (a) Curvas de humedad relativa y entalpia del aire, en el ambiente e interior del secador mixto. (b) Carta Psicrométrica (Características del aire).

**5.2.2.- Convección natural**

De lo anterior, en esta sección se presentan de forma explícita los resultados de la prueba realizada al deshidratador solar mixto a convección natural.

**5.2.2.1.- Condiciones ambientales**

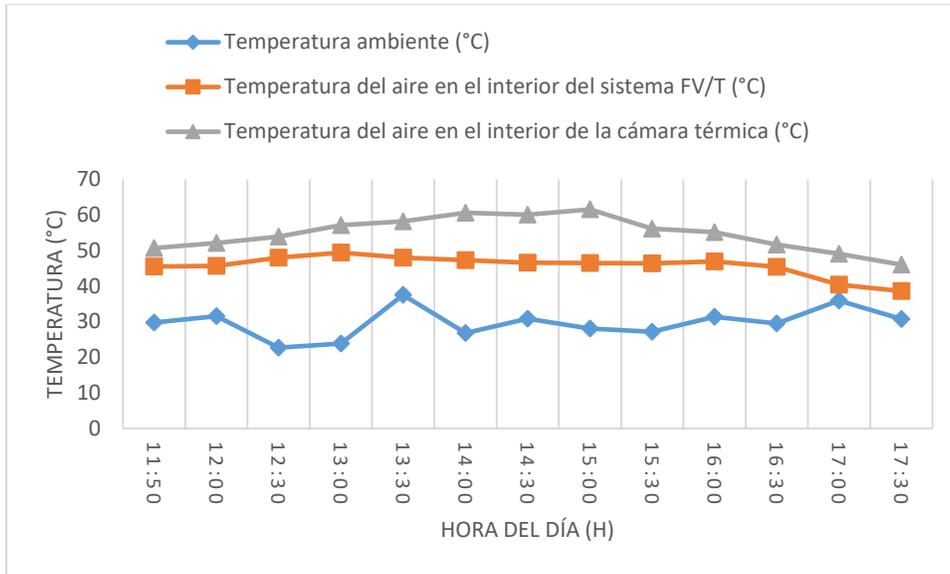
Los parámetros climáticos durante la prueba fueron registrados y se muestran en la fig. 5.6, donde la temperatura ambiente oscilaban desde los 22 °C a 37.5 °C, teniendo una temperatura mayor a la 1:00 p.m. con un valor 37.5 °C, respecto a la radiación solar, se registró un promedio de 822.80 W/m<sup>2</sup>, la máxima radiación se obtuvo a la 1:30 p.m. con un valor de 1051 W/m<sup>2</sup>, se observa al final de la prueba que la temperatura del aire ambiente se encuentra en los 30.7 °C aunque la radiación haya disminuido hasta 366.8 W/m<sup>2</sup>.



**Fig. 5.6.** Variación horaria de la intensidad solar con una inclinación de 19° y temperatura ambiente para un día típico de abril en el ITA Apizaco.

**5.2.2.2.- Cambios de temperatura del aire**

La variación de temperaturas del aire en el ambiente, en el interior del sistema FV/T y en el interior de la cámara de deshidratación, se muestran en la fig. 5.7, considerando que el aire ingresa en el interior del deshidratador solar mixto de manera natural a una velocidad promedio de 0.187 m/s. El aire que ingresa aumenta su temperatura por el calor que existe en el sistema FV/T, debido que el sistema cumple con la función de un colector solar, absorbe la radiación solar y a medida que va aumentando la radiación la temperatura del aire aumenta o en lo contrario la radiación disminuye también disminuye la temperatura del aire. La temperatura inicial del aire en el interior del sistema FV/T es de 45.5 °C y la temperatura máxima fue de 49.4 °C a la 1:00 p.m. el cual incrementa debido al aumento de la radiación solar. Por otra parte, en el interior de la cámara de deshidratación la temperatura del aire aumenta durante el día por el calor retirado del sistema FV/T y la radiación que ingresa a la cámara de deshidratación provocando calentamiento interno por el efecto invernadero, obteniendo temperaturas máximas desde a las 2:00 p.m. hasta las 3:00 p.m. con un valor promedio de 60.74 °C. Se observa que en el interior de la cámara de deshidratación la temperatura fue superior comparando con el medio ambiente y el sistema FV/T.

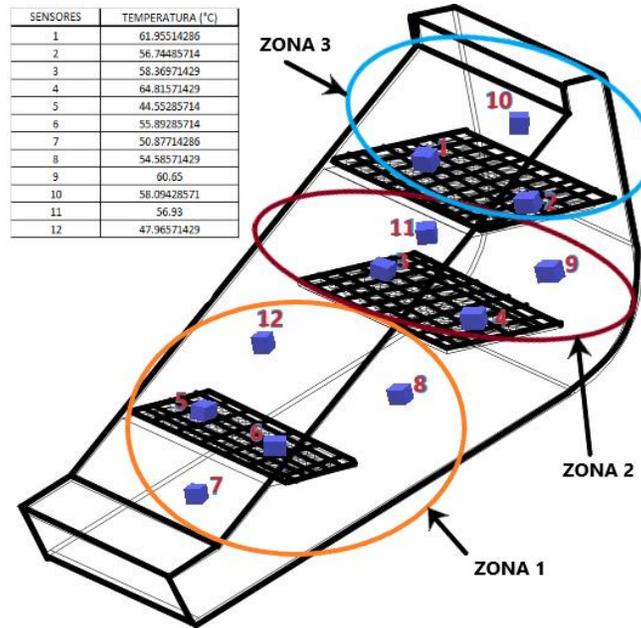


**Fig. 5.7.** Variación horaria de diferentes temperaturas del aire, específicamente, ambiente, interior del sistema FV/T e interior de la cámara de deshidratación, con una velocidad promedio de 0.187 m/s.

**5.2.2.3.- Temperaturas puntuales en el interior de la cámara de deshidratación**

Considerando el aumento de temperaturas del aire durante su recorrido en el interior del deshidratador solar mixto, para la cámara de deshidratación es necesario determinar el comportamiento de temperaturas en diferentes zonas, debido que es aquí donde se realizará el proceso de deshidratación y es importante verificar la factibilidad de que las condiciones termofísicas sean idóneas para dicho proceso. En la fig. 5.8, se muestran temperaturas en cada zona de la cámara de deshidratación determinados en las pruebas, se observa que el aire incrementa su temperatura durante el recorrido, donde en la zona 1 el aire tiene un promedio de temperaturas de 50.774 °C, esto se presenta debido que el aire que ingresa a la cámara de deshidratación tiene un valor aproximado a 45.746 °C, al iniciar el recorrido en la cámara de deshidratación existe un incremento de temperatura de 5 °C aproximados. En la zona 2 se observa una temperatura promedio del aire con un valor de 60.191 °C superior a la temperatura presentada en la zona 1. En la zona 3 se observan temperaturas con un valor promedio de 58.931 °C. Los

resultados muestran que en la zona 2 existe mayor temperatura comparado con las zonas 1 y 3, esto resulta debido que existe una concentración de calor en esta zona por el flujo de aire presente en el interior de la cámara de deshidratación.



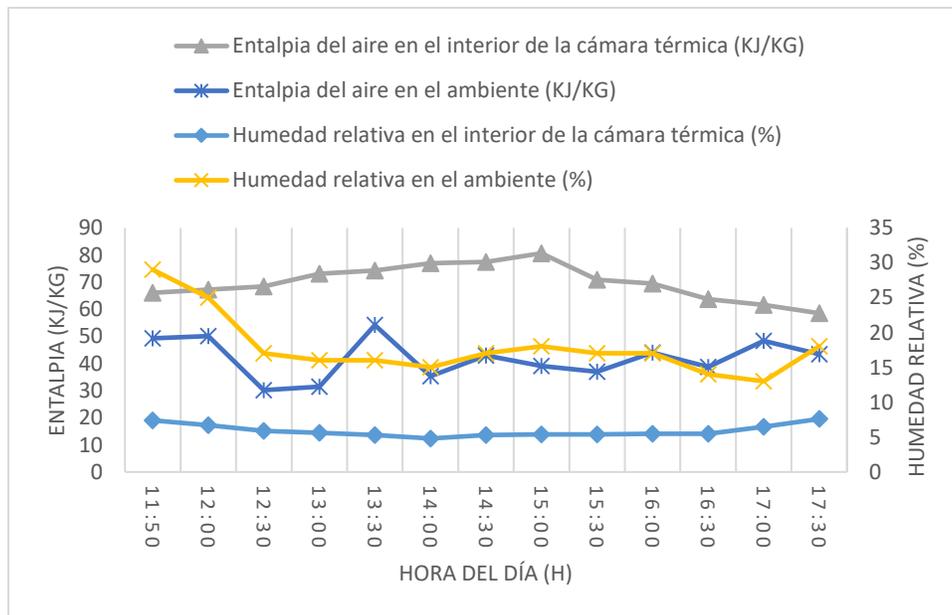
**Fig. 5.8.** Temperaturas en cada zona de la cámara de deshidratación a convección natural

**5.2.2.4.- Cambio de humedad relativa y entalpia del aire en el interior de la cámara de deshidratación**

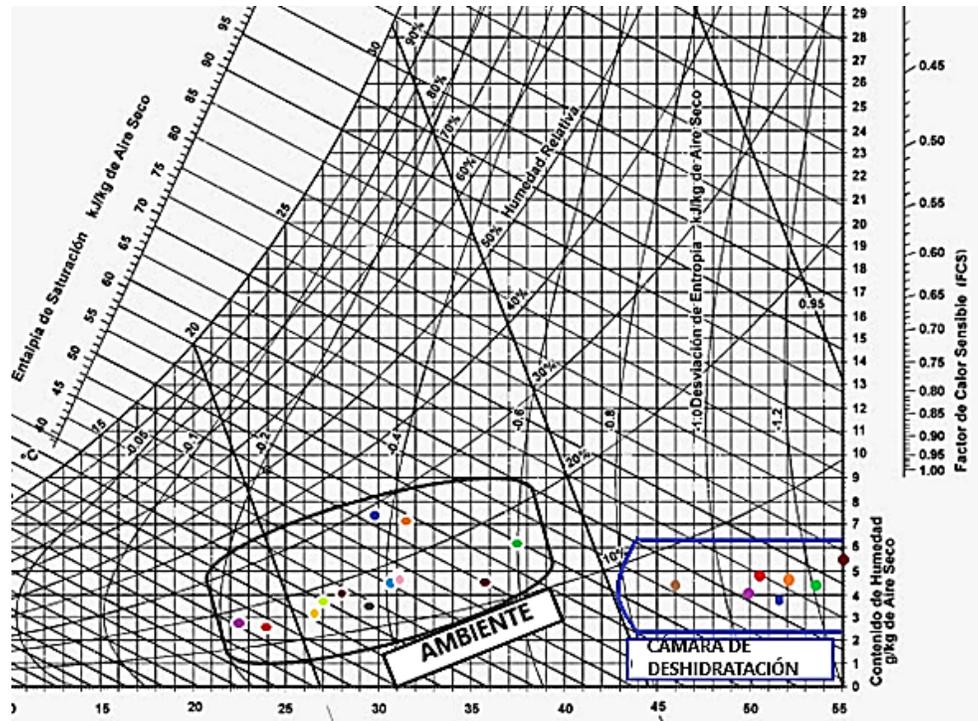
Considerando el cambio de temperaturas del aire en el interior de la cámara de deshidratación, obtenidas durante las pruebas, existe la posibilidad que ciertos parámetros cambien su valor, como es el caso de la humedad relativa y la entalpia del aire. Para la humedad relativa del aire en el interior de la cámara de deshidratación en la fig. 5.9(a), se obtuvo en un inicio a las 11:50 a.m. un valor de 7.4 % y para el ambiente se tiene un 29 % de humedad relativa, a medida que se calienta el aire debido al aumento de la radiación incidente, la humedad relativa disminuye hasta llegar a un 4.8 % a las 2:00 p.m. con una radiación solar de 1036 W/m<sup>2</sup>, al final de la prueba la humedad aumenta a un valor de 7.6 % con una radiación de 366.8 W/m<sup>2</sup>, se observa que la humedad relativa se mantiene en el rango de 4.8 a 7.6 % debido que el aislamiento permite mantener el calor en el

interior de la cámara de deshidratación. Considerando los cambios de las humedades relativas y las temperaturas del aire en el interior de la cámara, las entalpías del aire son afectadas por dichos cambios, ver fig. 5.9 (a). Para el aire en el ambiente se obtuvo una entalpia promedio de 41.826 kJ/kg y para el aire en el interior de la cámara de deshidratación la entalpia fue de 69.8546 kJ/kg.

Por otra parte, la carta psicrométrica es una representación gráfica con la que se puede analizar gráficamente las propiedades del aire, en la fig. 5.9(b), se muestra el comportamiento del aire en el ambiente y en el interior de la cámara de deshidratación, se observa que el aire en interior de la cámara presenta una mayor entalpia y una menor humedad relativa debido al aumento de temperatura que el aire gana durante su recorrido en el deshidratador mixto, comparando los resultados obtenidos con los establecidos en la literatura y la experiencia en el proceso de deshidratación, las propiedades del aire en la cámara cuenta con las características necesarias para deshidratar.



(a)



(b)

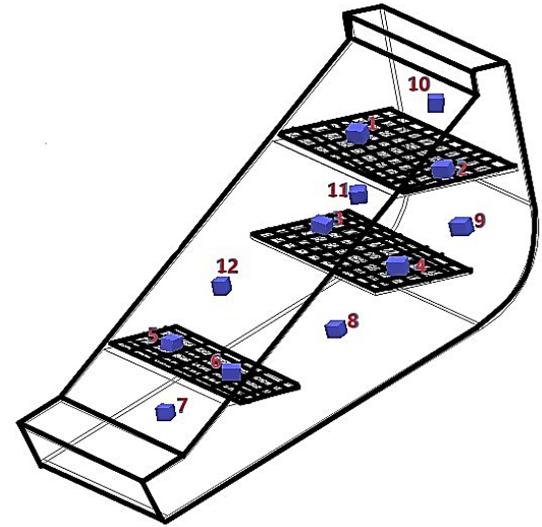
**Fig. 5.9.** (a) Curvas de humedad relativa y entalpia del aire, en el ambiente e interior del secador mixto. (b) Carta Psicrométrica (Características del aire).

### 5.2.3.- Comparación de resultados (convección natural vs convección forzada)

A continuación en la tabla 5.1, se muestra una comparativa de las temperaturas presentadas en el interior de la cámara de deshidratación, mediante las pruebas realizadas por convección forzada y convección natural.

**Tabla 5.1.** Campo de temperatura a convección forzada y a convección natural

Números de sensores	Temperatura °C (Convección Forzada)	Temperatura °C (Convección Natural))
1	50.7	61.95514286
2	52.0097	56.74485714
3	51.7648	58.36971429
4	51.04567	64.815714
5	47.05729	44.55285714
6	45.16	55.89285714
7	40.6	50.87714286
8	48.8189	54.58571429
9	53.26486	60.65
10	56.54054	58.09428571
11	44.63513	56.93
12	47.5837	47.96571429



En la tabla 5.1, se muestra las temperaturas del aire obtenidas en las pruebas del deshidratador solar mixto, cuando este fue probado a convección natural y a convección forzada. Se observa una diferencia de temperaturas, donde las temperaturas del aire a convección natural son superior a las temperaturas del aire a convección forzada, la diferencia de temperaturas se presenta debido a la velocidad que ingresa el aire en el interior del deshidratador solar mixto. Para convección forzada el aire ingreso a una velocidad de 4.8 m/s, permitiendo fluir al aire de manera uniforme en el interior de la cámara de deshidratación, en este caso el aire tiene menor tiempo para aumentar su temperatura, para la prueba a convección natural el aire ingreso a una velocidad de 0.187 m/s, considerado una velocidad baja del aire, debido a la velocidad durante el recorrido permitió un

incremento de temperatura mayor, es decir a menor velocidad del aire mayor la posibilidad de aumentar su temperatura, considerando datos presentados en las literaturas, se determina que las propiedades del aire a convección forzada o a convección natural cumplen con las características para el proceso de deshidratación.

### 5.3.- Distribución del aire

Uno de los parámetros importante a considerar en el diseño de un secador es la distribución del aire en el interior de la cámara de deshidratación, es decir mantener un flujo uniforme en todo el volumen que ocupa la cámara, el cual es parte fundamental para obtener un buen proceso de deshidratación. Para verificar la distribución o recorrido del aire en el interior de la cámara de deshidratación, se realizaron pruebas que consistían en suministrar humo a una velocidad de 4.8 m/s. Con base en ello se observa que el aire cruza por el área de secado, la cual permite una mayor posibilidad para el proceso de deshidratación, ver fig. 5.10.



**Fig. 5.10.** Distribución del aire

### 5.4.- Comparación del deshidratador solar Mixto

Los datos presentados en la tabla 5.2, fueron tomadas para verificar las condiciones termofísicas del aire en los deshidratadores solares, donde se observa, que debido a las condiciones ambientales correspondientes al lugar de prueba, para cada

deshidratador los resultados de los parámetros del aire son diferentes. Uno de los principales parámetros importantes del aire es la humedad relativa, debido que a mayor humedad en el ambiente se necesita mayor energía para obtener características del aire apropiadas para la realización del proceso de deshidratación.

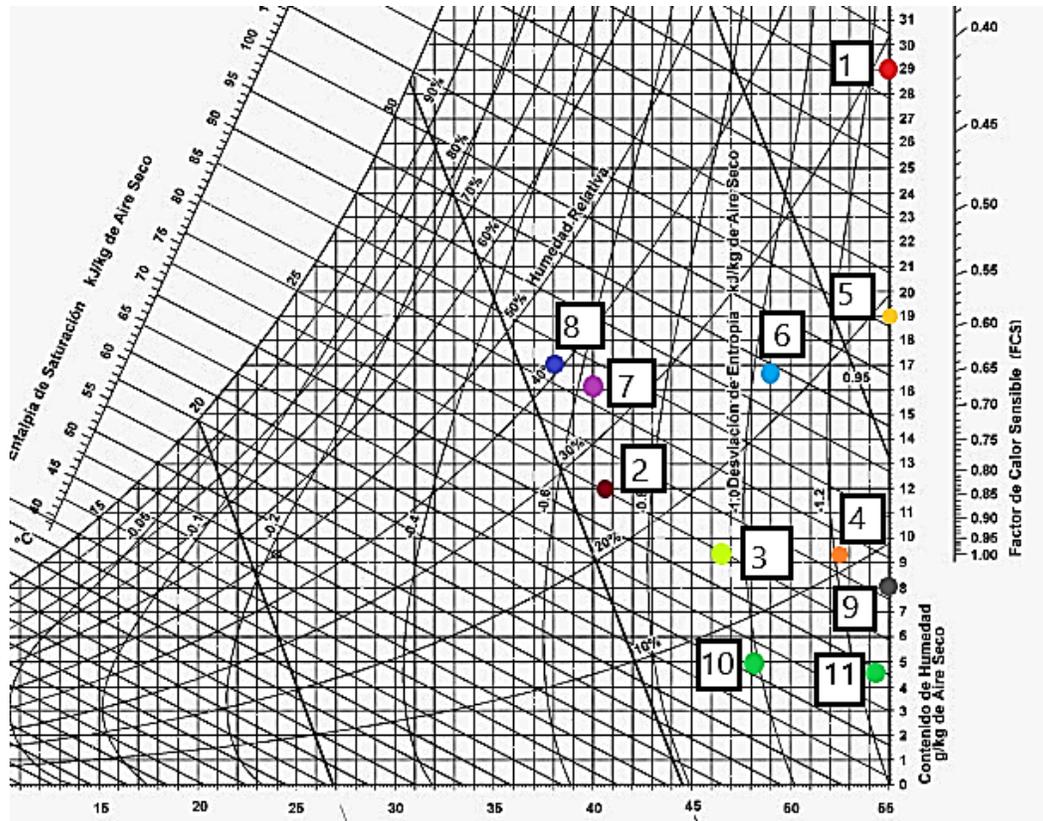
**Tabla 5.2.** Condiciones del aire en los deshidratadores solares

N°	Tipo de deshidratador	Autor	Condición del aire en el ambiente		Condición del aire en el interior del secador	
			Temperatura promedio °C	Humedad relativa promedio %	Temperatura promedio °C	Humedad relativa promedio %
1	Secador solar indirecto tipo caja	Valencia (2014)	24.41	68.95	56.42	29.39
2	Secado solar mixto	Mohamed et al. (2013)	33	39.1	40.3	26.85
3	Secador solar directo tipo gabinete	Castillo et al. (2018)	26.23	42.5	46.33	15.06
4	Secado solar indirecto tipo túnel	Castillo et al. (2018)	28.62	35.066	52.5	10.62
5	Secador solar indirecto tipo armario	El-Sebaai (2013)	33.5	63.2	55	19.02
6	Secador solar directo tipo gabinete	Sankat and Rolle (1990)	29	65.1	49	23.68
7	Secador solar indirecto tipo columna	Sankat and Rolle (1990)	29	65.1	40	36.63

8	Secador solar directo tipo cama	Sankat and Rolle (1990)	29	65.1	38	40.53
9	Secador directo	Díaz et al. (2011)	28	46.96	60	8
10	Secador mixto convección forzada	Elaboración propia	24.4	23.41	48.79	7.91
11	Secador mixto convección natural	Elaboración propia	29.67	17.84	54.77	5.91

Comparando los resultados del deshidratador solar mixto, con los resultados de los deshidratadores mostrados en la tabla 5.2, se observa que el deshidratador cumple con las condiciones para la realización del proceso de secado, considerando los parámetros ambientales del lugar donde se realizaron las pruebas y el diseño de la cámara de deshidratación.

En la fig. 5.11, se muestra las condiciones del aire de los deshidratadores presentados en la tabla 5.2, con el objetivo de verificar en que zona de la carta psicrométrica se encuentran el aire en el interior de estos deshidratadores.



**Fig. 5.11.** Condiciones psicrométricas del aire en los deshidratadores

Observando las posiciones de los parámetros del aire en la carta psicrométrica, de acuerdo con Ceylan y Ergun [69], para el proceso de secado las humedades son importantes tanto relativas como específica, es por ello que a menor humedad en el aire es mayor la capacidad de deshidratar.

Considerando lo anterior, el deshidratador solar mixto presenta condiciones termofísicas del aire para el proceso de deshidratación, durante las horas de prueba tanto para convección forzada como para convección natural. Se observó, que el aire incrementa su temperatura de acuerdo al recorrido que realiza en la cámara de deshidratación y el área de secado para cada bandeja incrementa como incrementa la temperatura del aire. De las comparaciones de los resultados con otros deshidratadores presentes en la literatura, se puede concluir que las condiciones del aire en el interior del deshidratador solar mixto tienen mejores características de deshidratación, sin embargo, esto resulta considerando las características ambientales de una región con clima templado.

## Capítulo 6.- Conclusión

Se presentan las conclusiones que se obtuvieron en el trabajo de acuerdo a los objetivos presentados.

1.- De acuerdo al objetivo general se diseñó y construyó una cámara de deshidratación con base en el calor generado por el sistema híbrido FV/T.

2.- Se determinó el calor útil del sistema FV/T mediante el análisis térmico, para su aplicación del proceso de deshidratación. Con base en el calor útil de 2.075 kW se evaluó la cantidad de producto a deshidratar mediante balances de masa y energía, resultando una cantidad de 9 kg.

3.- De los resultados de las simulaciones de CFD, se analizó el comportamiento del flujo de aire en el interior de la cámara de deshidratación para cuatro formas geométricas diferentes, se seleccionó la geometría apropiada considerando una mejor distribución del flujo.

4.- El estudio del flujo a través del espacio indicó que para tener una distribución uniforme del aire dentro de la cámara de deshidratación es necesario considerar la dirección del flujo, el ángulo de inclinación del sistema térmico y la posición de la salida del aire en la cámara de deshidratación.

5.- Se construyó la cámara de deshidratación con un volumen de 0.29 m<sup>3</sup> y se acopló al sistema FV/T obteniendo un deshidratador solar mixto, en el cual se realizó un análisis termofísico del aire. Con base a los estudios establecidos en la literatura, las características del aire en el interior de la cámara de deshidratación obtenidas en las pruebas son idóneas para el proceso de deshidratación.

6.- Se consideró que el cambio de temperatura del aire en el sistema FV/T es importante ( $T_{\text{ambiente}} 24^{\circ}\text{C}$  a  $T_{\text{FV/T}} 37.9^{\circ}\text{C}$ ), debido que al disminuir la humedad relativa del aire, aumenta la posibilidad para la deshidratación, de igual manera el ingreso de la radiación solar a la cámara de deshidratación ayuda a aumentar la temperatura ( $T_{\text{FV/T}} 37.9^{\circ}\text{C}$  a  $T_{\text{cámara de deshidratación}} 48.5^{\circ}\text{C}$ ) y a disminuir la humedad

relativa del aire ( $HR_{\text{Ambiente}} 23.41\%$  a  $HR_{\text{cámara de deshidratación}} 7.9\%$ ) mediante el efecto invernadero, esto permite que aumente la capacidad de secar.

7.- Finalmente, considerando las pruebas experimentales a convección natural o a convección forzada, se obtuvieron campos de temperaturas y las características del aire son mostrados en la carta Psicrométrica, se concluye que en cualquier zona de la cámara de deshidratación es apropiado para la deshidratación, debido a que existe en cada zona diferentes temperaturas, el área de secado es acorde a las características del aire y el diseño de la cámara de deshidratación permite que el aire pase por toda el área de secado.

### **6.1.- Trabajos futuros**

- 1.- Realizar pruebas al deshidratador con carga, para determinar la eficiencia.
- 2.- Adaptar resistencia eléctrica con el objetivo de acondicionar el aire a una humedad baja, cuando este sea probado en zonas del país con humedades altas.

## 7.- Referencias

- [1] Comisión Nacional Forestal (2008). Programa Estratégico Forestal, Conafor. México.
- [2] Akpinar E.K., Koçyigit F. Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Int Commun Heat Mass Transfer*. 2010;37(4):416–421.
- [3] SAGARPA "Tecnologías para deshidratación de Productos Agrícolas. Una alternativa de Valor Agregado", México, 2009.
- [4] Orsat V, Changrue V, Raghavan GSV (2006). Microwave drying of fruits and vegetables. *Stewart Post-Harvest Rev.*, 6: 4-9.
- [5] FAO "Panorama del comercio de frutas deshidratadas en México, exportaciones e importaciones", México, 2010.
- [6] M.V. Ramana Murthy. A review of new technologies, models and experimental investigations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 835–844
- [7] FAO. 2011a. Global food losses and food waste – extent, causes and prevention, by J. Gustavsson, C. Cederberg, U. Sonesson, rrR. van Otterdijk & A. Meybeck. Rome.
- (<http://www.fao.org/docrep/014/mb060e/mb060e00.pdf>).
- [8] Bennamoun L.; Belhamri A.; 2003. "Design and simulation of a solar dryer for agriculture products". *Journal of Food Engineering*, (59), págs. 259-266.
- [9] Grabowski S, Marcotte M, Ramaswamy HS (2003) Drying of fruits, vegetables, and spices. In: *Handbook of Postharvest Technology: Cereals, Fruits, Vegetables, Tea, and Spices.*, Chakraverty A, Mujumdar AS, Raghavan GSV, Rawaswamy HS (ed), Marcel Dekker, New York, Ch 23, p 653–695
- [10] BRETT, A, COX, D.R.S., SIMMONS, R. & ANSTEE, G. 1996. Producing Solar Dried Fruit and Vegetables for micro and small-scale Rural Enterprise Development: Handbook 3: Practical Aspects of Processing. Chatham, UK: Natural Resources Institute.
- [11] Boughali S et al (2009) Crop drying by indirect active hybrid solar electrical dryer in the eastern. Algerian Septentrional Sahara. *Solar Energy* 83(12):S. 2232. doi: 10.1016/j.solener.

## Referencias

- [12] Van Arsdel, W.B., Food Dehydration. Principles, Vol. 1, Avi Publishing, Westport, Conn., 1963.
- [13] A. A El-Sebaii, S.M Shalaby: Solar Drying of agricultural products: Review, Elsevier,16.37-43.2012.
- [14] Leon, M.A., S. Kumar and S.C. Bhattacharya, 2002. A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 6: 367-393.
- [15] Mustafa Kaya, 2013. Thermal and Electrical Performance Evaluation of PV/T Collectors in UAE. Master of Science Thesis EGI 2013:037MSC.
- [16] H. H. Zondag, de DW Douwe Vries, van AA Anton Steenhoven, van WGJ Wim Helden, and van RJC Ronald Zolingen, 1999. "Thermal and electrical yield of a combi-panel".
- [17] T.T. Chow, 2010. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. Applied Energy 87: 365–379.
- [18] H.P.Garg and R.S.Adhikari, 1999. System performance studies on a photovoltaic/thermal (FV/T) air heating collector. Renewable Energy 16: 725-730.
- [19] Dubey S, Sandhu GS, Tiwari GN (2009) Analytical expression for electrical efficiency of PV/T hybrid air collector. Appl Energ 86: 697-705.
- [20] Dubey S, Solanki SC, Tiwari (2009) Energy and exergy analysis of PV/T air collectors connected in series. Energ Build, 41: 863-870.
- [21] Tiwari A, Sodha MS, Chandra A, Joshi JC (2006) Performance evaluation of photovoltaic thermal solar air collector for composite climate of India. Solar Energy Mat Solar Cells, 90: 175-189.
- [22] Tiwari A, Sodha MS (2006) Performance evaluation of hybrid PV/thermal water/air heating system: a parametric study. Renew Energ 31: 2460–2471.
- [23] Tiwari A, Barnwal P, Sandhu GS, Sodha MS (2009) Energy matrices analysis of hybrid-photovoltaic (PV) modules. Appl Energ 86: 2615-2625.
- [24] Kumar, Rakesh. Rosen Mark, A, "A critical review of photovoltaic– thermal solar collectors for air heating". Appl. Energy 2011; 88:3603–3614.
- [25] Sopian K, Liu HT, Kakac S, Veziroglu TN, "Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems". Energy Convers Manage 2000; 41(4):353–65.

## Referencias

- [26] Shyam, Tiwari GN (2014), Performance Evaluation of PVT Mixed Mode Dryer with Load Condition. *J Fundam Renewable Energy Appl* 4:141. doi:10.4172/2090-4541.1000141
- [27] Ekechukwu O. V.; Norton B.; 1999. "Review of solar-energy drying systems II: An overview of solar drying technology". *Energy Conversion & Management*. (40), págs. 615-655.
- [28] Lartey B. L.; 1987. "The development of solar food dryers for small-scale processors". Edited by: Bloss W. H and Pfisterer F. *Advances in Solar Energy Technology*. República Federal de Alemania. Vol. 3, págs. 2573-2577, Pergamon Press.
- [29] Mathioulakis E.; Karathanos V. T.; Belessiotis V. G.; 1998. "Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: Application for the drying of fruits". *Journal of Food Engineering*. (36), págs. 183-200.
- [30] Adams R. L.; Thompson, J. F.; 1985. "Improving drying uniformity in concurrent flow tunnel dehydrator". *Transactions of ASAE*, (28), págs. 890-892.
- [31] Margarita Castillo Téllez, Isaac Pilatowsky Figueroa, Beatriz Castillo Téllez, Erick C. López Vidaña, Anabel López Ortiz, 2018. Solar drying of Stevia (Rebaudiana Bertoni) leaves using direct and indirect technologies. *Solar Energy* 159: 898-907.
- [32] Abu-Hamdeh N. H.; Othman A. M.; 2004. "An experimental study and mathematical simulation of wheat drying". *Drying Technology*, 22 (3), págs. 491-506.
- [33] K. GOYAL and G. N. TIWARI., (1996). PARAMETRIC STUDY OF A REVERSE FLAT PLATE ABSORBER CABINET DRYER: A NEW CONCEPT , Indian Institute of Technology, Hauz Khas, New Delhi, India (Received 7 February 1996; revised version accepted 2 October 1996).
- [34] Janjai S, Khamvongsa V, Bala BK. Development, Design, and Performance of a PV-Ventilated Greenhouse Dryer. *International Energy Journal* 2007;8:249-258.
- [35] Sokhansanj S.; 1987. "Grain drying simulation with respect to energy conservation and grain quality". Edited by: Mujumdar A. *Advances in Drying*. Vol. 3, Cap. 4, Springer-Verlag.
- [36] Bennamoun L.; Belhamri A.; 2003. "Design and simulation of a solar dryer for agriculture products". *Journal of Food Engineering*, (59), págs. 259-266.
- [37] I. Puertas. "Modelado y construcción de un secadero solar híbrido para residuos biomásicos". Tesis doctoral, Badajoz: Universidad de Extremadura, España. 2005.

## Referencias

- [38] Dincer I, Sahin AZ. A new model for thermodynamic analysis of a drying process, *Int J Heat Mass Transfer*, 2004, vol. 47 (pg. 645-52).
- [39] Coskun, C., Bayraktar, M., Oktay, Z. and Dincer, I. (2009) 'Energy and exergy analyses of an Industrial wood chips drying process', *Int. J. Low-carbon Tech.*, Vol. 4, pp. 224-229.
- [40] Aste N, Chiesa G, Verri F, 2008. Design, development and performance monitoring of a photovoltaic-thermal (PVT) air collector. *Renewable Energy*: 914-927.
- [41] Anthony F. Mills: *Transferencia de calor*. University of California, Los Angeles, McGRAW-HILL, 1997.
- [42] Yunus A. Cengel: *Transferencia de calor y masa*. University of Nevada, Reno. Tercera edición en español por McGRAW-HILL, 2007.
- [43] Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. School of Mechanical Engineering Purdue University. Fourth edition, Pearson, 1999.
- [44] Hilper. R, Fosch. *Geb. Ingenierwes*, 4, 215, 1933.
- [45] M. Jakob, *Heat Transfer*, vol. 1, Nueva York: John Wiley & Sons, 1949.
- [46] Valencia, Ben – Hur. *Balance de energía. VOLUMEN 1*. Primera edición. Universidad Nacional de Colombia, sede Manizales. 1996.
- [47] A. Marcilla Gomis. *Introducción a las operaciones de separación, contacto continuo*. Universidad de Alicante (1999).
- [48] Fleming PD, Ekechukwu OV, Norton B, Probert SD. Design, installation and preliminary testing of natural-circulation solar-energy tropical crop dryer. In: *Solar drying in Africa* Proc of workshop, Dakar, Senegal: Bassey MW, Schmidt OG, editors. IDRC, Ottawa, Canada, 1987:147±61.
- [49] Norton B, Fleming PD, Ekechukwu OV. Passive autarkic solar drying techniques. In: Garg HP et al., editors. *Physics and Technology of Solar Energy* Proc Int Workshop, New Delhi, India. D. Reidal, Netherlands, 1987. p. 447±66.
- [50] Fleming PD, Norton B, Ekechukwu OV, Onyegegbu SO, Probert SD. A large-scale facility for experimental studies of natural-circulation solar-energy tropical crop dryers. In: *Proc Int Drying Symp (Drying '86)*. Cambridge, Mass., U.S.A., Hemisphere Pub Coy Washington, 1986. p. 685±93.

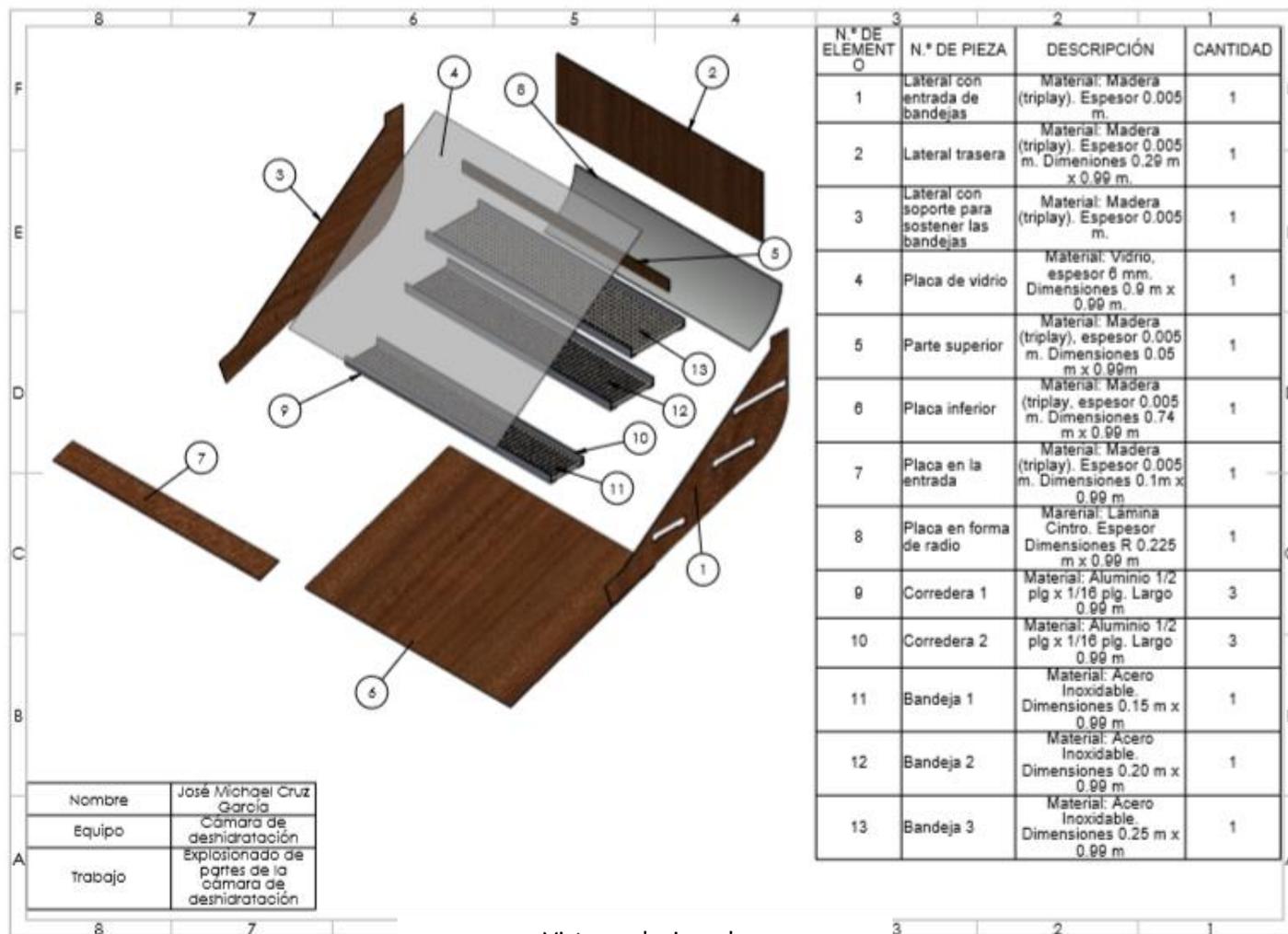
## Referencias

- [51] Selcuk MK, Ersay O, Akyurt M. Development, theoretical analysis and performance evaluation of shelf-type solar dryers. *Solar Energy* 1974;16:81±8.
- [52] Akyurt M, Ozdaglar I, Selcuk MK. A solar dehydrator for orchards. COMPLES Conf, Istanbul, Turkey, 1972.
- [53] Geankoplis, J. (1998). *Procesos de transporte y operaciones unitarias*. Mexico: Continental.
- [54] G. Nonhebel, A. A. H.Moss, *El secado de sólidos en la industria química*, Edit. Reverte, 1979, Barcelona.
- [55] Junejd F. Dadi ,Iqbal H Jujara , Jhakimohammad I. Malek , Prerak S. Patel , Pankaj S. Bhadoriya and Vatsal M. Patel. A Review Paper on Solar Dryer. *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research*, (2016).
- [56] C. C. Bergues-Ricardo and J. R. Díaz-López., “Diagramas de tendencia para la generalización sostenible de secadores solares directos de productos agropecuarios,” *RTQ*, vol. 34, no. 2, pp. 178–188, 2014.
- [57] Felipe Díaz Ayala. Estudio del Proceso de Secado de Nopal en una Columna de Charolas. TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS, CENIDET, Departamento de Ingeniería Mecánica. Cuernavaca, Morelos, México, 27 de Febrero de 2009.
- [58] D.P. Margaris, and A.G. Ghiaus, Dried product quality improvement by air flow manipulation in tray dryers, *Journal of Food Engineering*, Vol. 75, 2006, pp. 542–550.
- [59] S. MISHA, S. MAT, M.A.M. ROSLI, M. H. RUSLAN, K. SOPIAN, E. SALLEH. Simulation of Air Flow Distribution in a Tray Dryer by CFD, *Recent Advances in Renewable Energy Sources*. Kuala Lumpur, Malaysia, 25 of April 2015.
- [60] Efraín Simá Moo. Estudio Teórico-Experimental de un Prototipo de Secador Solar Industrial. TESIS DOCTORAL, CENIDET, Departamento de Ingeniería Mecánica. Cuernavaca, Morelos, México. Agosto de 2009.
- [61] García, J. (2007). Equipos consumidores de energía en el Sector Industrial. Consultado el 26 de junio, 2013 en [http://api.eoi.es/api\\_v1\\_dev.php/fedora/asset/eoi:45285/componente45284.pdf](http://api.eoi.es/api_v1_dev.php/fedora/asset/eoi:45285/componente45284.pdf)
- [62] UNESCO (2005). Guía de uso de secaderos solares para frutas, legumbres, hortalizas, plantas medicinales y carnes. Fundación Celestina Pérez de Almada. Paraguay.
- [63] Belessiotis, V. y Delyannis, E. (2011) Solar drying. *Solar Energy* 85:1665–1691

## Referencias

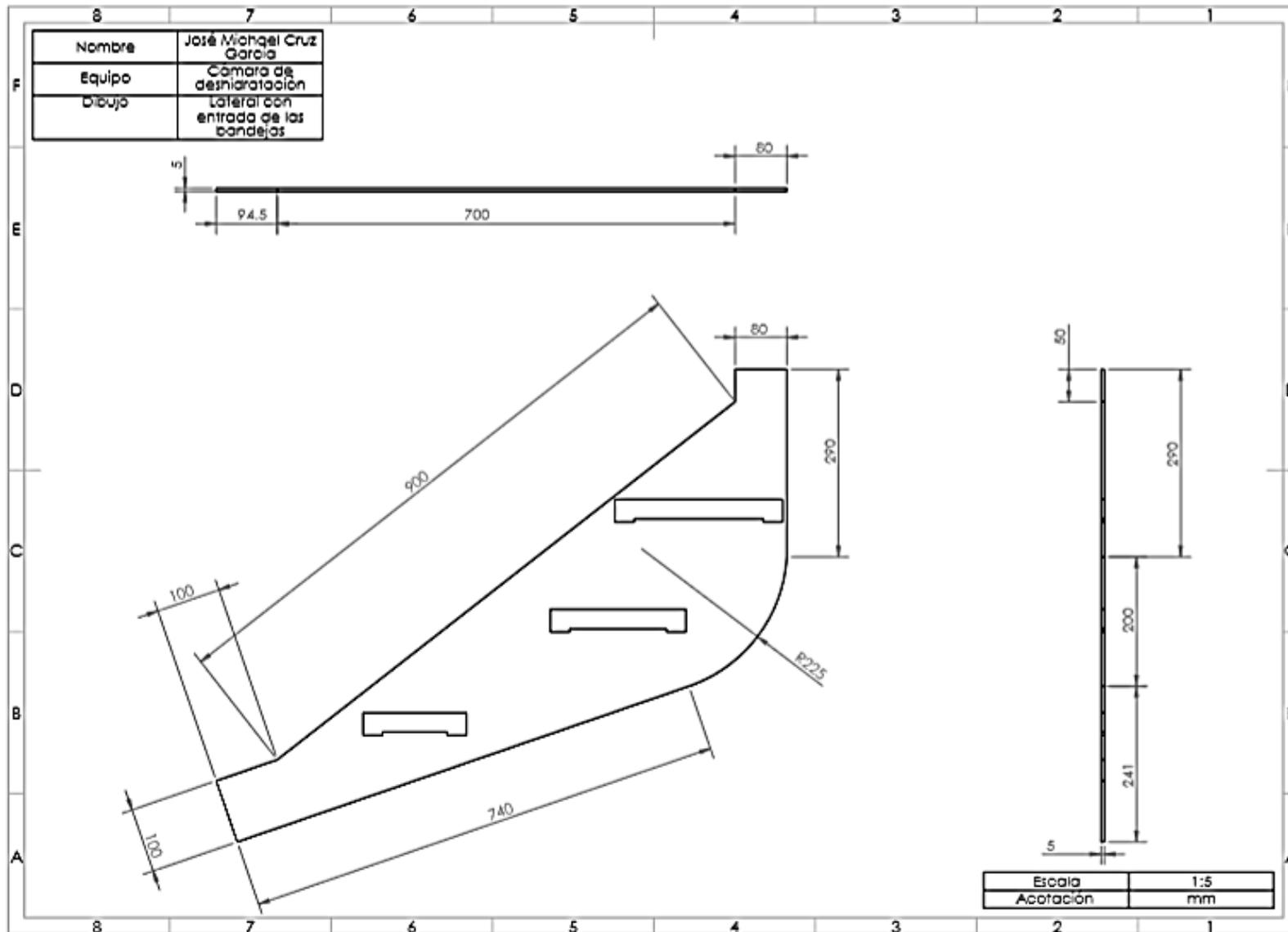
- [64] Flores V., Bedolla J., Bedolla M., Cruz J. M. (2017). Investigación experimental de un recuperador de calor tipo canal aletado acoplado a un módulo fotovoltaico. Coloquio de investigación multidisciplinaria (CIM), Orizaba, Veracruz, México.
- [65] Amruta R. Eswara and M. Ramakrishnarao. Solar energy in food processing—a critical appraisal. *J Food Sci Technol* (March–April 2013) 50(2):209–227.
- [66] Sharma, V. K, Colangelo, A. and Spagna, G.. Experimental Investigation of different Solar (1995).
- [67] C.K. SANKAT y R.A. ROLLE. The performance of natural convection solar dryers for copra production. Faculty of Engineering, University of the West Indies, St. Augustine, Trinidad. Received 20February 1990; accepted 25 October 1990.
- [68] Jangman, S., Law, C. y Mujumdar, A. (Ed.). (2010). *Drying of Foods, vegetables and fruits*. Volume 1.
- [69] Ilhan Ceylan n, Alper Ergun. Psychrometric analysis of a timber dryer., *Energy Systems Engineering, Technology Faculty, Karabük University, Karabük, Turkey. Case Studies in Thermal Engineering* 2 (2014) 29–35, Available online 17 November 2013.
- [70] Vicente Flores, Jorge Bedolla, Marcos Bedolla, Carlos Alberto Mora. Evaluación del desempeño de un sistema fotovoltaico-térmico en convección natural y forzada con intercambiador de calor aletado. 13º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Lisboa, Portugal, 23-26 de Outubro de 2017.
- [71] Filiberto Ignacio Caballero. Diseño de un secador híbrido para madera aserrada. Maestría en Cons. Y Aprov. De Recs. Nats., CIIDIR IPN Unidad Oaxaca, 18 Enero 2008.
- [72] FAO. Pérdidas y desperdicios de alimentos en México, (2018).

**Anexo 1:** Planos para la construcción de la cámara de deshidratación

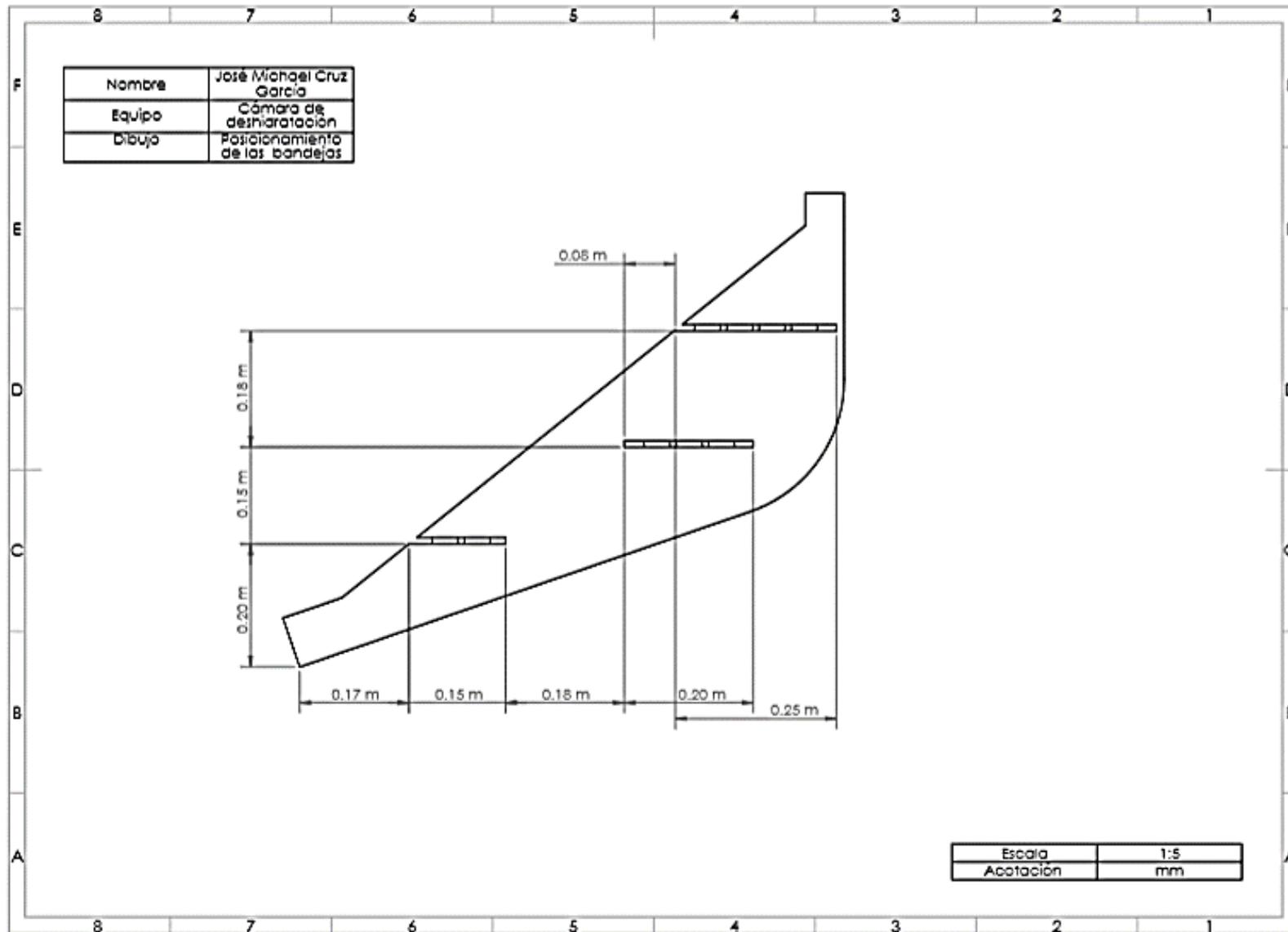


Vista explosionada

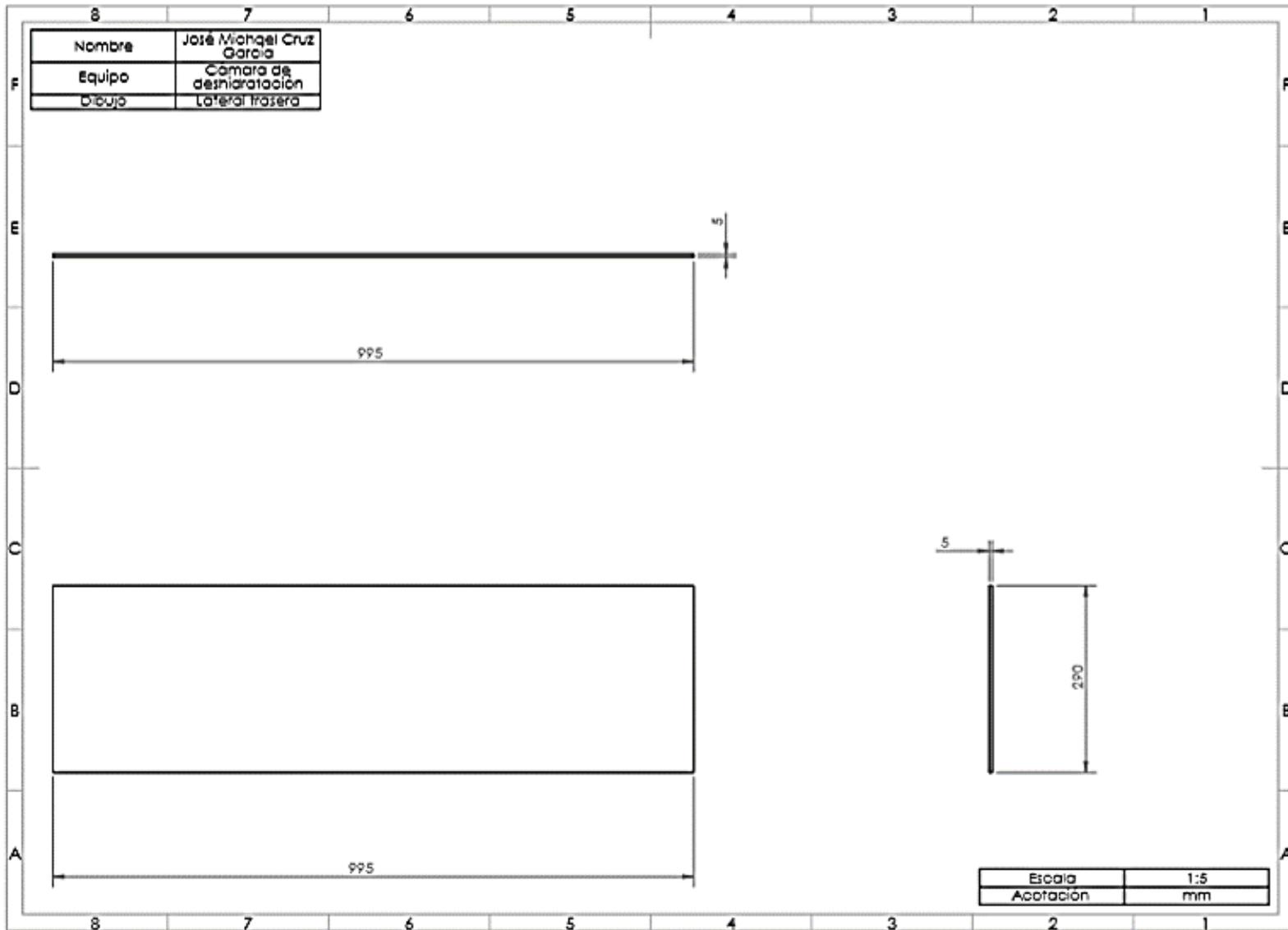
Referencias



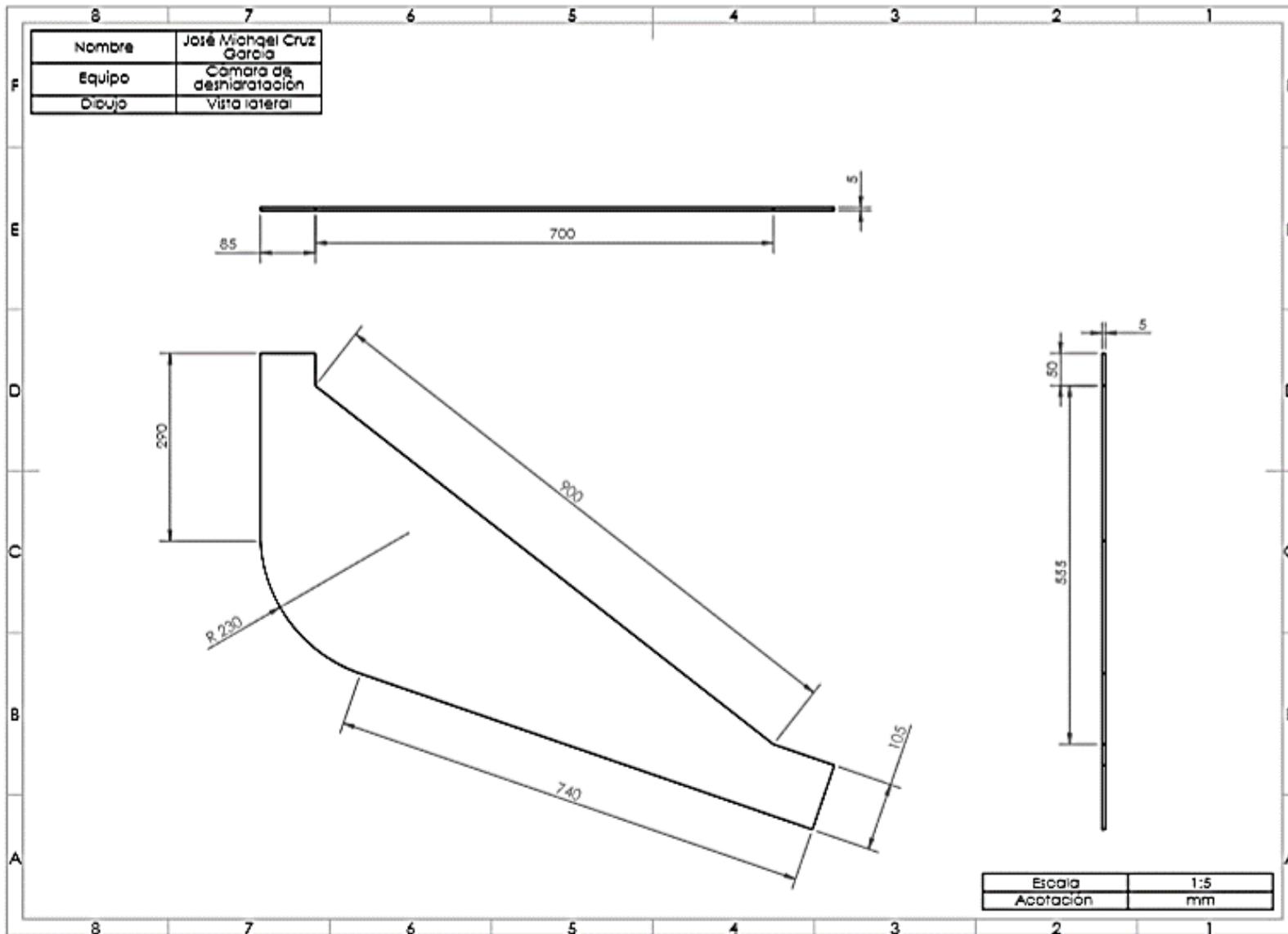
# Referencias



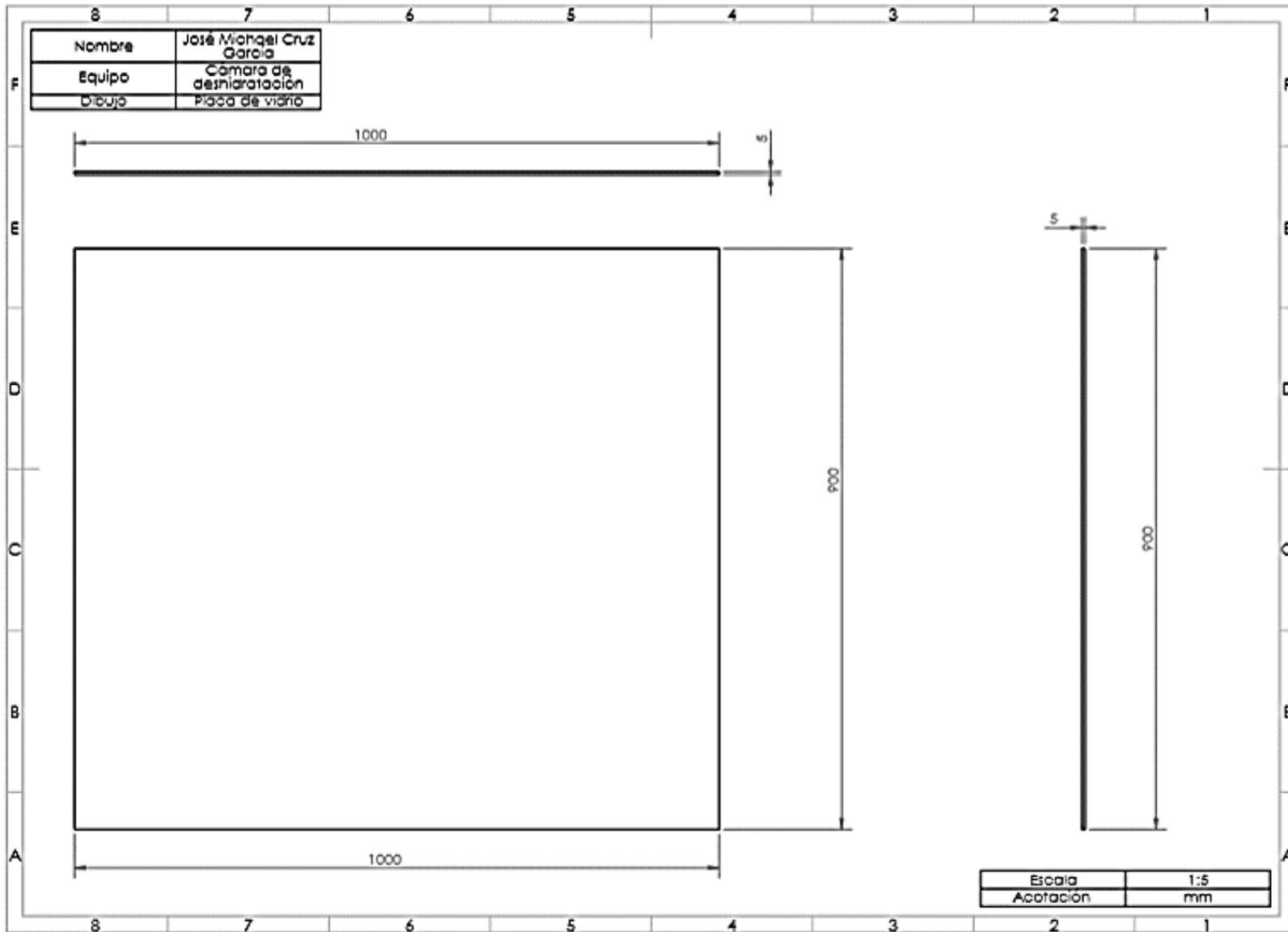
# Referencias



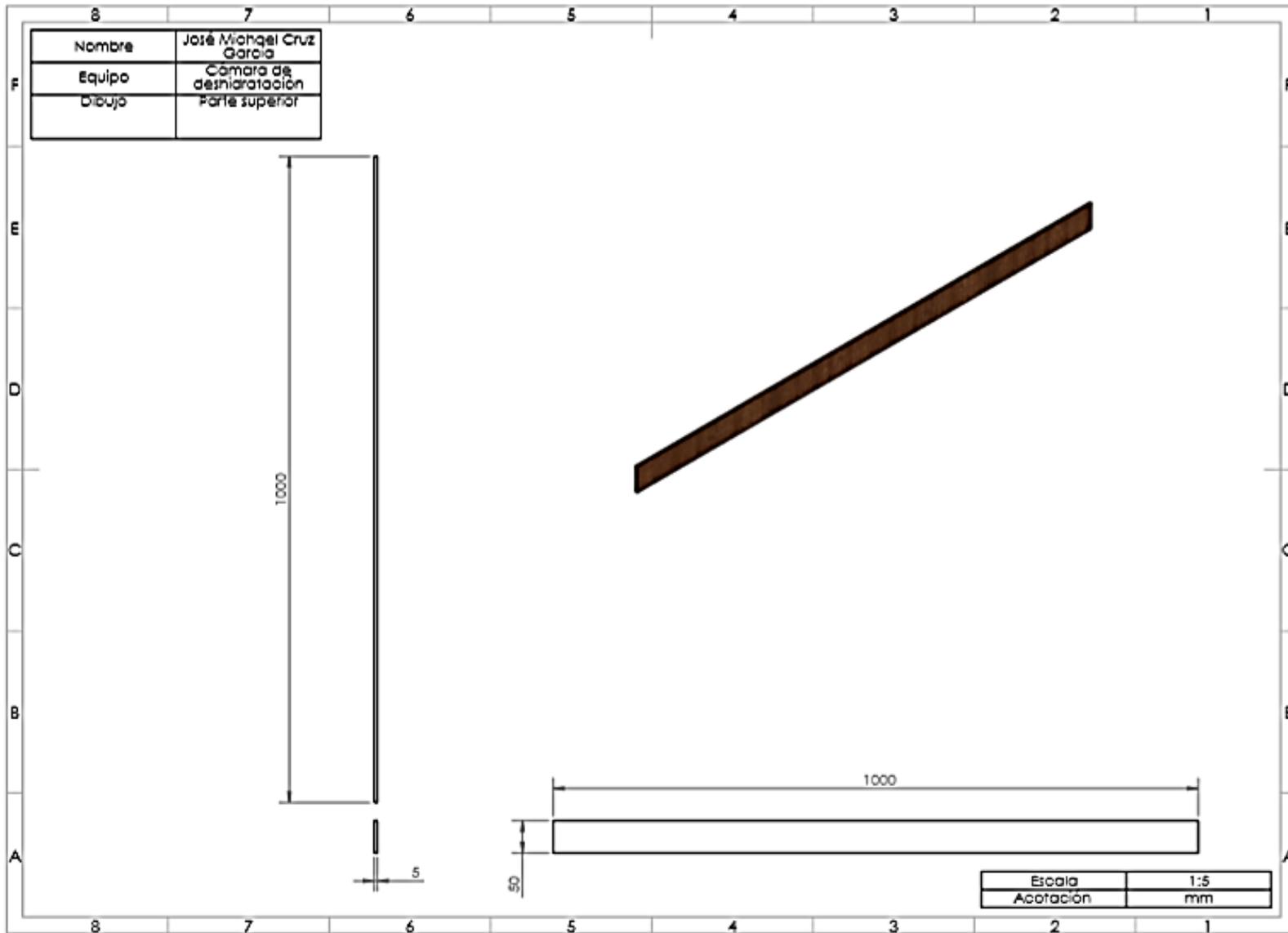
Referencias



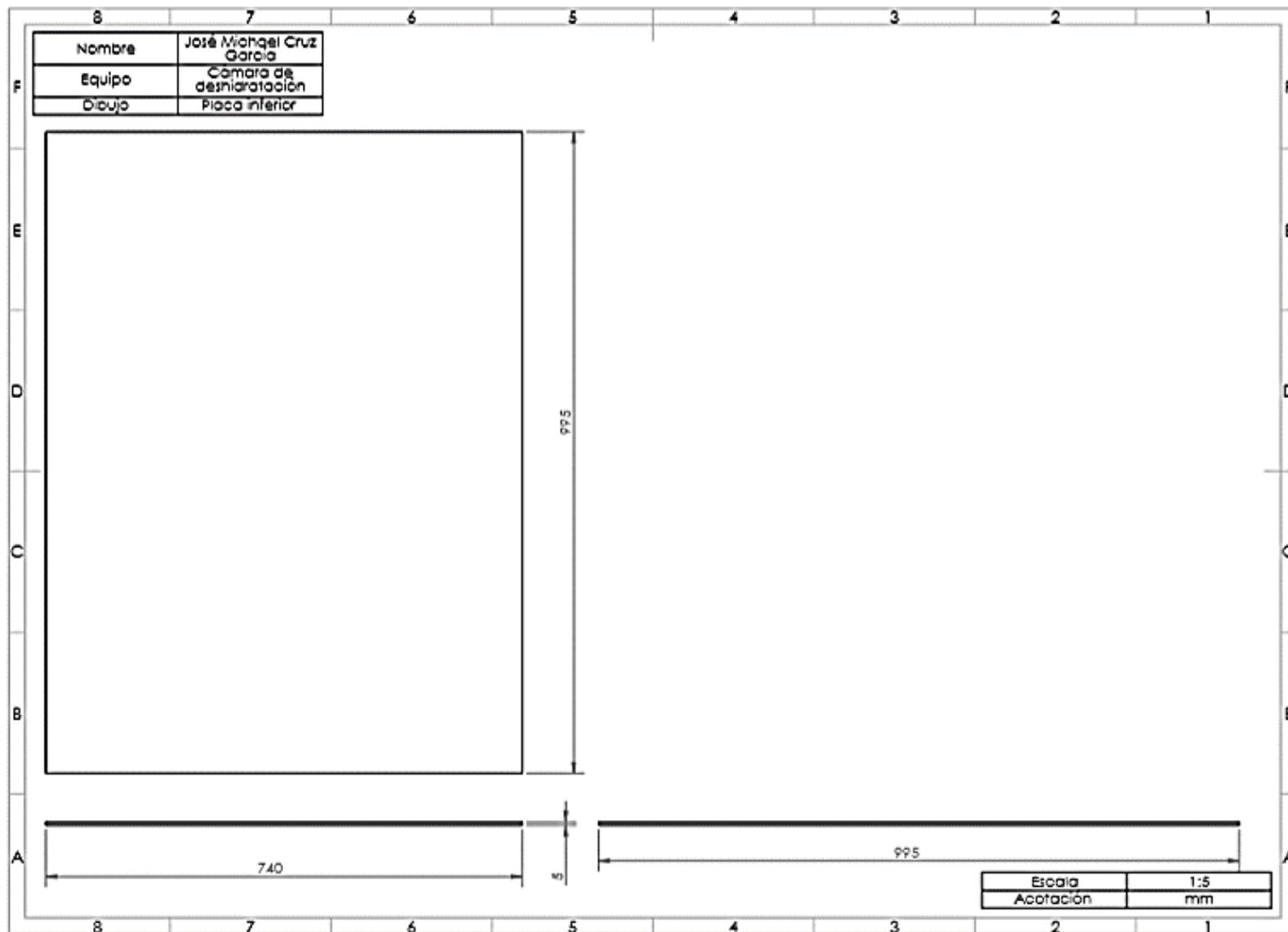
Referencias



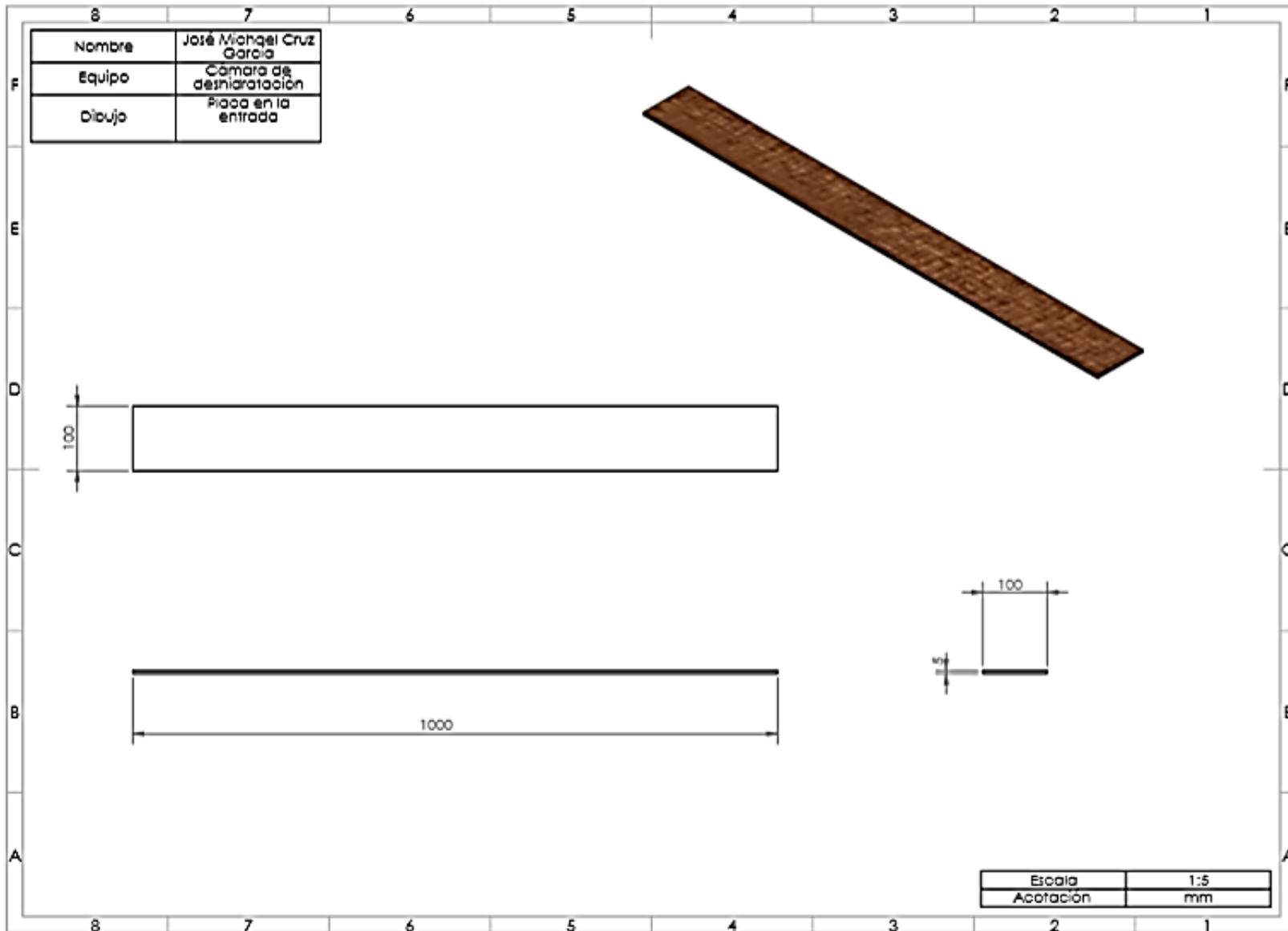
Referencias



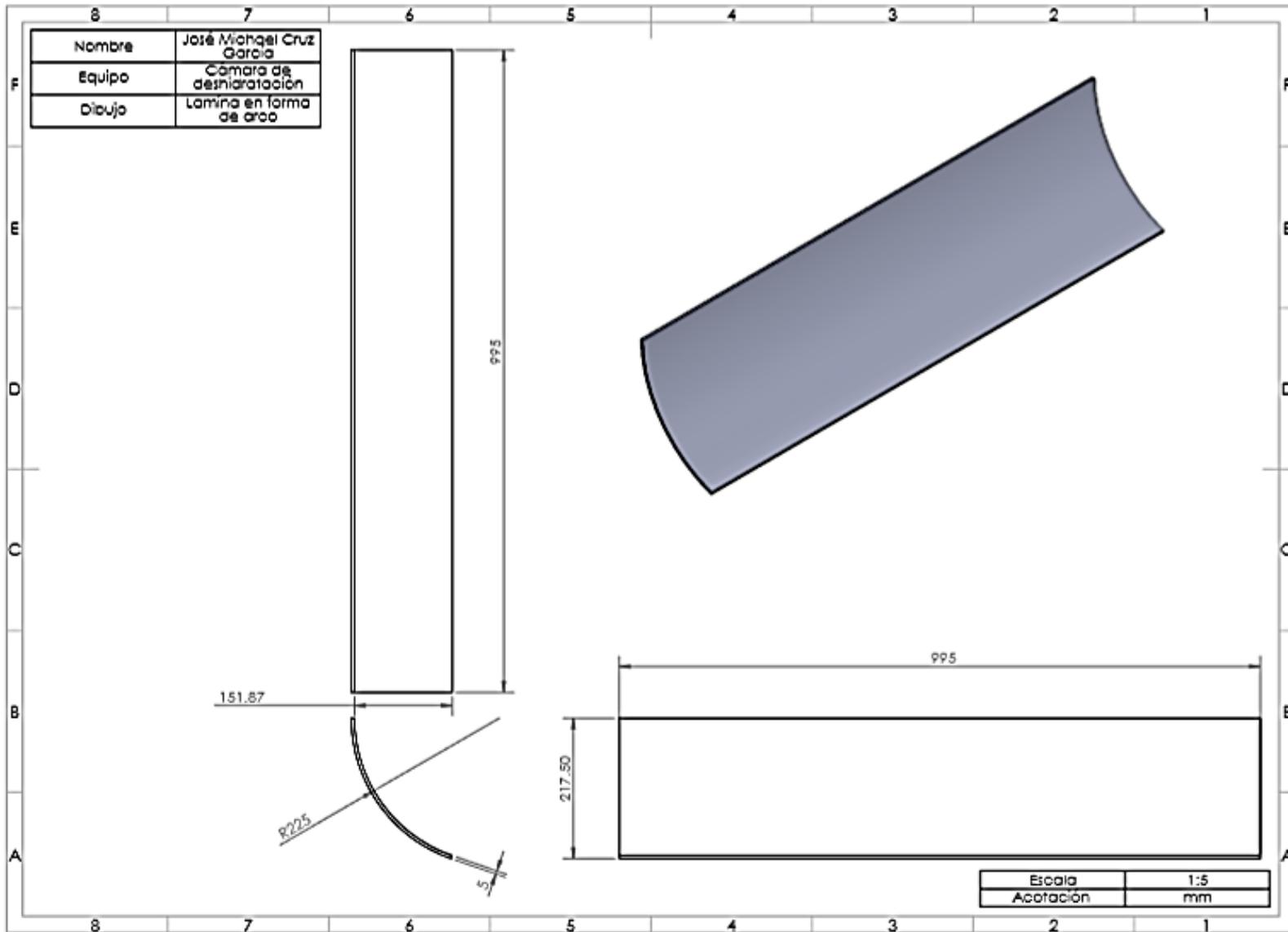
Referencias



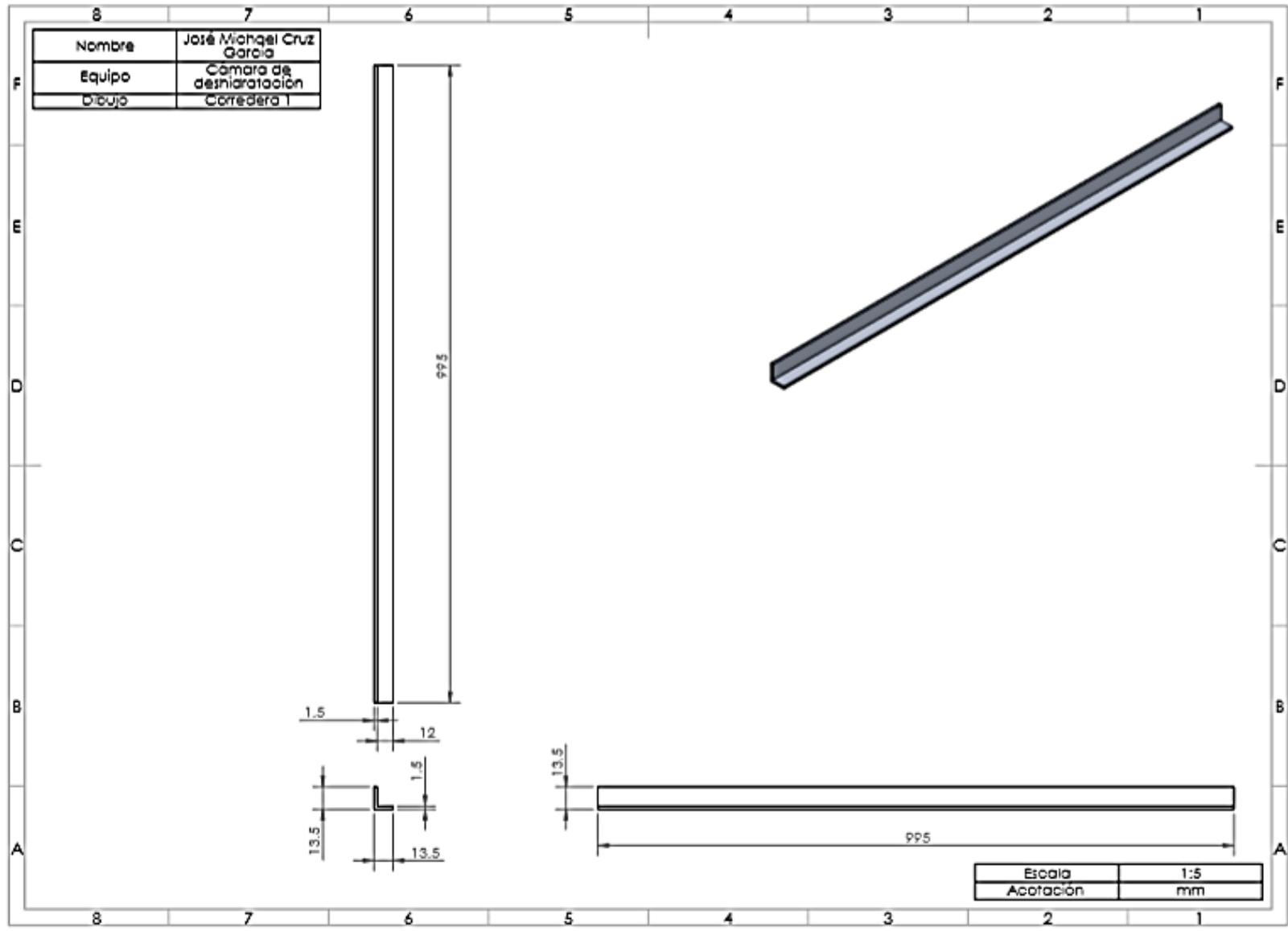
# Referencias



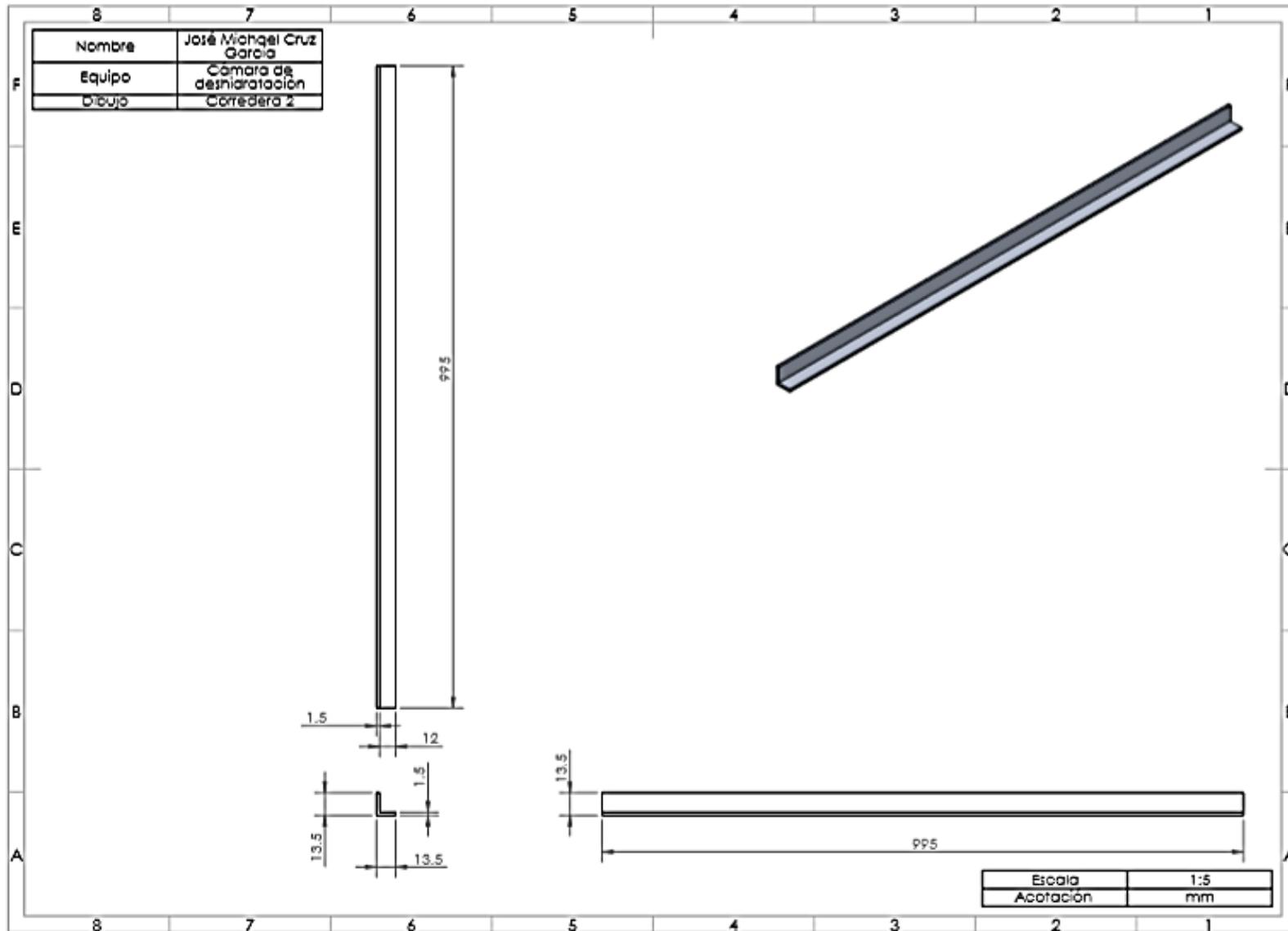
Referencias



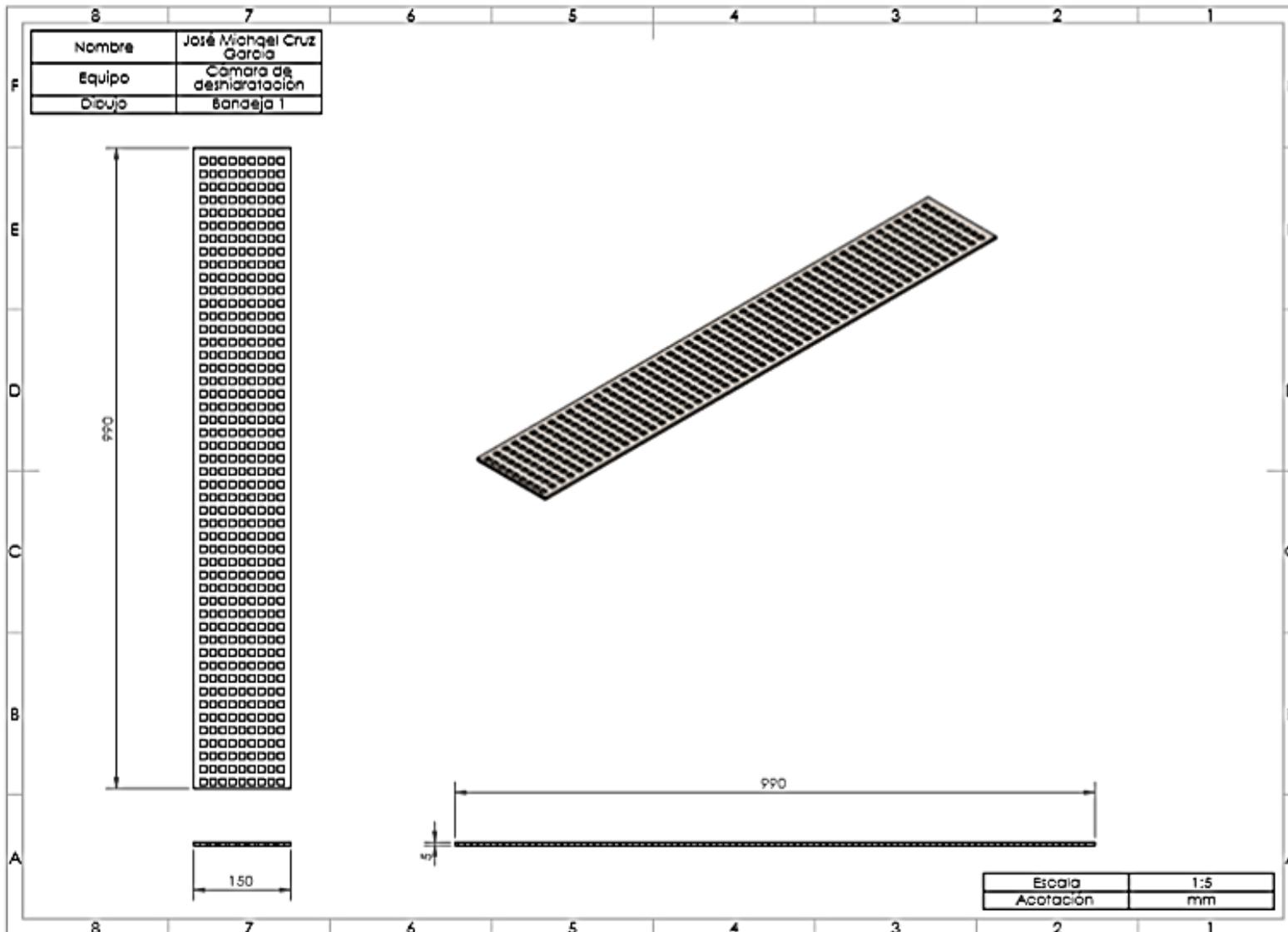
Referencias



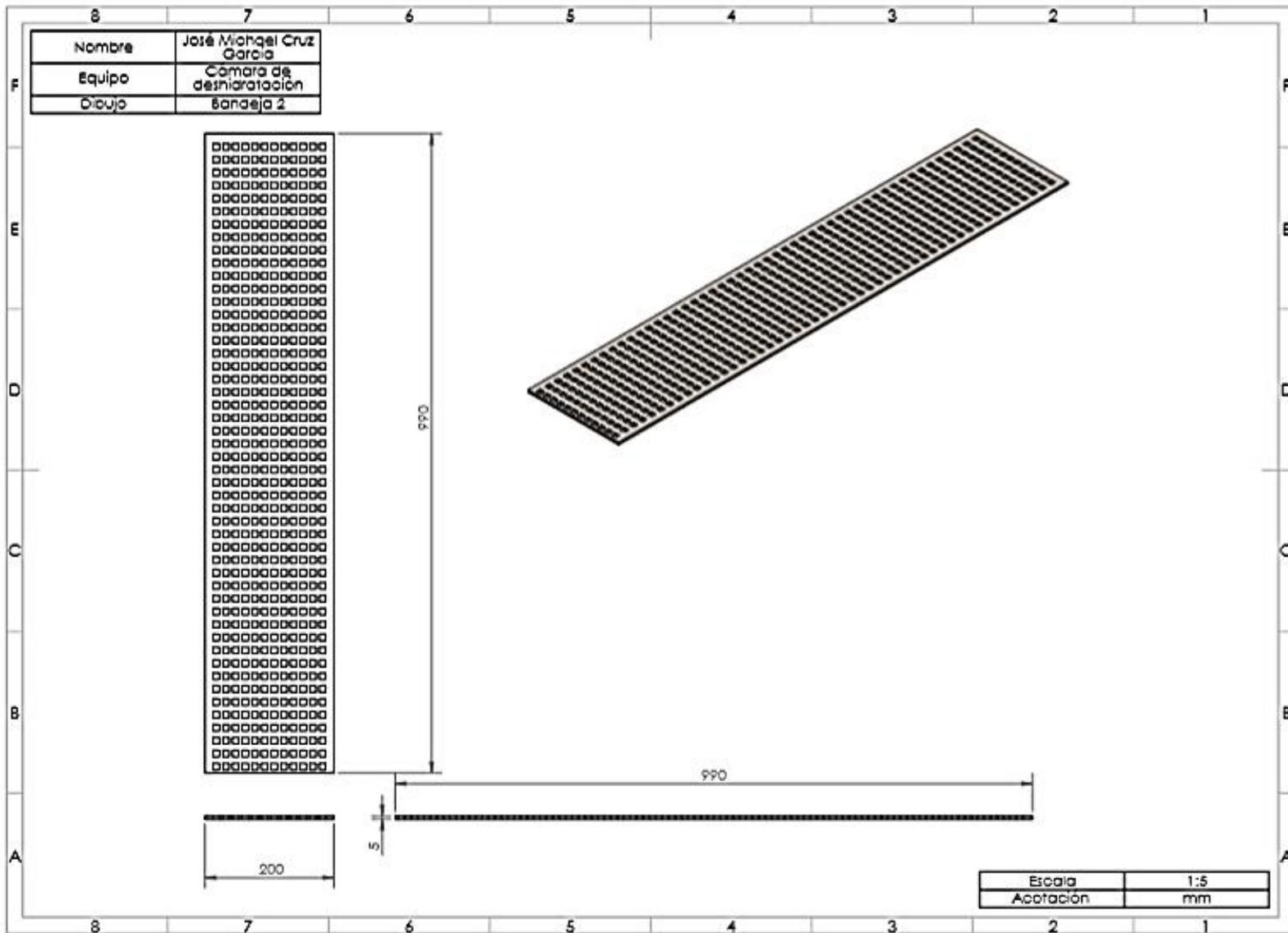
Referencias



Referencias



Referencias



# Referencias

