



UNIVERSIDAD JUÁREZ AUTÓNOMA DE TABASCO
DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA y ARQUITECTURA



**“CARACTERIZACIÓN Y ANÁLISIS NUMÉRICO DE
UN COLECTOR SOLAR CON PLACA
ABSORBEDORA ONDULADA”**

TRABAJO RECEPCIONAL BAJO LA MODALIDAD
DE:

TESIS

PRESENTA:

ING. MOISÉS MOHENO BARRUETA

COMO REQUISITO PARA OBTENER EL TITULO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA

DIRECTOR:

DRA. LIZETH ROJAS BLANCO



CUNDUACÁN, TABASCO, MÉXICO

NOVIEMBRE 2016



**UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO**

“ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE”



**División
Académica
de Ingeniería
y Arquitectura**

DIRECCIÓN

OFICIO: DAIA/3027/2016
FECHA: 15 de Noviembre 2016
ASUNTO: Autorización de impresión definitiva

C. ING. MOISÉS MOHENO BARRUETA
PASANTE DE LA MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
PRESENTE.

En virtud de haber elaborado su trabajo de Tesis, para obtener el grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería en el cual ha sido Dra. Lizeth Rojas Blanco ha sido Directora de Tesis denominado:

“CARACTERIZACIÓN Y ANÁLISIS NUMÉRICO DE UN COLECTOR SOLAR CON PLACA ABSORBEDORA ONDULADA”,

Tengo a bien autorizarle la **IMPRESIÓN DEFINITIVA** de dicho trabajo, continuando con los trámites correspondientes para su examen de obtención de grado.

Sin otro particular, le envío un afectuoso saludo.

**UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO
DIVISIÓN ACADÉMICA DE
DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

ATENTAMENTE

DR. CANDELARIO BOLAINA TORRES
DIRECTOR



DIRECCIÓN

C.c.p. Archivo

DR'CBT/Dr.JBF/apl***



**UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO**

"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"



**División
Académica
de Ingeniería
y Arquitectura**

COORDINACIÓN DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

Cunduacán, Tabasco, a 8 de noviembre de 2016
MEM/MCI/039/2016

PARA: DR. CANDELARIO BOLAINA TORRES
DIRECTOR DE LA DAIA
DE: COMISIÓN SINODAL
ASUNTO: APROBACIÓN DE IMPRESIÓN TESIS DE MAESTRIA

Una vez hecha la revisión detallada del Trabajo de Tesis denominado:

**"CARACTERIZACIÓN Y ANÁLISIS NUMÉRICO DE UN COLECTOR SOLAR CON
PLACA ABSORBEDORA ONDULADA"**

Desarrollado por el C. **ING. MOISÉS MOHENO BARRUETA** de la **Maestría en Ciencias en Ingeniería**, le comunicamos que aceptamos la impresión del trabajo, ya que el mismo ha cumplido con los requisitos necesarios.

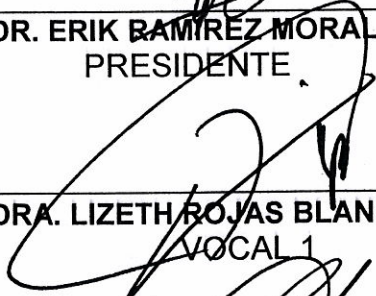
COMISIÓN SINODAL



DR. ERIK RAMÍREZ MORALES
PRESIDENTE



DR. EDGAR VICENTE MACÍAS MELO
SECRETARIO



DRA. LIZETH ROJAS BLANCO
VOCAL 1



DR. GERMÁN PÉREZ HERNÁNDEZ
VOCAL 2



DRA. KARLA MARÍA AGUILAR CASTRO
VOCAL 3

c.c.p. Archivo

CARTA DE AUTORIZACIÓN

El que suscribe, autoriza por medio del presente documento a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco para que utilice tanto física como digitalmente la tesis de grado denominada "CARACTERIZACIÓN Y ANÁLISIS NUMÉRICO DE UN COLECTOR SOLAR CON PLACA ABSORBEDORA ONDULADA", de la cual soy autor y titular de los Derechos de Autor.

La finalidad del uso por parte de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de la tesis antes mencionada, será única y exclusivamente para difusión, educación y sin fines de lucro, autorización que se hace de manera enunciativa más no limitativa para subirla a la Red Abierta de Bibliotecas Digitales (RABID) y a cualquier otra red académica con las que la Universidad tenga relación institucional.

Por lo antes manifestado, libero a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de cualquiera reclamación legal que pudiera ejercer respecto al uso y manipulación de la tesis mencionada y para los fines estipulado en éste documento.

Se firma la presente autorización en la ciudad de Villahermosa, Tabasco a los 16 días del mes de noviembre del año 2016.

AUTORIZO



MOISÉS MOHENO BARRUETA

AGRADECIMIENTOS

A Dios por bendecirme y permitirme culminar este gran proyecto en mi vida.

A la Dra. Lizeth Rojas Blanco por su apoyo incondicional para lograr este proyecto.

Al comité revisor por su tiempo y todas las aportaciones tan valiosas que tuvieron a bien obsequiarme: Dr. Edgar Vicente Macías Melo, Dra. Karla María Aguilar Castro, Dr. Erik Ramírez Morales, Dr. Germán Pérez Hernández.

A los profesores del Posgrado por su aporte académico y profesional.

A la Universidad Juárez autónoma de Tabasco por el apoyo económico que me brindo para realizar mis estudios de Maestría.

A los siguientes Proyectos, por el apoyo económico:

- Síntesis de películas delgadas de TiO₂ nanoestructuradas modificadas con metales de transición para aplicaciones fotoelectroquímicas y celdas solares sensibilizadas-239590-Fondo SEP – CONACYT.
- Síntesis de películas delgadas de TiO₂ nanoestructuradas Impurificadas para aplicaciones fotoelectroquímicas y celdas solares basadas en ZnO sensibilizadas con tintes naturales. UJAT-2014-IB-47.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi hija Arcenia, porque ha sido mi apoyo más fuerte en este proceso, porque es y siempre será ese conducto directo hasta Dios. Por todos los momentos difíciles que hemos pasado, aunque estemos lejos. Siempre serás mi fortaleza para seguir adelante.

A mis padres Yolanda y Teódulo, por todo el amor, comprensión, el cariño que siempre se necesita cuando las cosas parecen ir en contra. Pero que me permitieron estar en pie. Y por confiar en mí siempre. Aunque ya no estés aquí, siento tu presencia, y sé que donde estés estas feliz y contento. Y gracias por hacer de mí, con su ejemplo, un hombre de bien.

A mis hermanos: Ricardo, Pavlova, Mario y Guadalupe, por no dejarme solo, por apoyarme siempre en todo momento, por impulsarme para seguir adelante y no claudicar, porque siempre me rescataron. Por quererme tanto y enseñarme con el ejemplo, la forma de vivir, muchas gracias hermanos.

ÍNDICE

	Pág
CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	13
1.1. Antecedentes	13
1.2. Justificación	18
1.3. Objetivo general	19
1.3.1. Objetivos específicos.	19
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	21
CAPÍTULO III. DESARROLLO EXPERIMENTAL	32
3.1. Dimensionamiento del Colector solar de aire	32
3.2. Construcción del colector solar	33
3.3. Modelo del colector solar de aire	35
3.4. Caracterización del colector solar de aire	40
3.5. Instrumentación del colector solar de aire	43
3.6. Rendimiento térmico del colector solar de aire	48
3.6.1. Método de estado estacionario	49
3.6.2. Método cuasi dinámico	52
3.6.3. Cálculo de parámetros	54
3.7. Estimación de la incertidumbre	61
3.8. Simulación del colector solar de aire	62
CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	69
4.1. Descripción de la construcción del colector solar de aire	70
4.1.1. Soporte	70
4.1.2. Cubierta traslúcida	70
4.1.3. Placa absorbedora	70

4.1.4. Placa de fondo	71
4.1.5. Aislamiento térmico	71
4.2. Caracterización del colector solar de aire	73
4.2.1 Curvas de temperatura y humedad relativa	73
4.2.2 Constante de tiempo	74
4.2.3. Rendimiento térmico del colector solar	76
4.2.4. Angulo incidente modificado	78
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES	79
REFERENCIAS	82

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Generación eléctrica a partir de fuentes renovables	14
Figura 1.2 Uso de la energía solar térmica en México	15
Figura 2.1 Descripción geométrica de la radiación solar sobre una superficie arbitrariamente inclinada y orientada	22
Figura 2.2 Irradiación solar total anual sobre una superficie horizontal para América del Norte	23
Figura 2.3 Suministro de energía primaria total en el mundo	24
Figura 2.4 Irradiación solar en la República Mexicana	25
Figura 3.1 Distribución de las dimensiones y espacios en el colector solar	33
Figura 3.2 Red térmica para el colector solar de aire	36
Figura 3.3 Lazo de prueba abierto al ambiente para el colector solar	41
Figura 3.4 Medidor de irradiancia solar	43
Figura 3.5 Sensor de Temperatura	44
Figura 3.6 Medidor de humedad relativa	45
Figura 3.7 Medidor de presión diferencial	45
Figura 3.8 Medidor digital del flujo de aire	46
Figura 3.9 Medidor de velocidad del viento	47
Figura 3.10 Sistemas de adquisición de datos	48
Figura 3.11 Constante de tiempo del colector solar	60
Figura 3.12 Diagrama de simulación	66
Figura 4.1 Ubicación del colector solar	69
Figura 4.2. Esquema de las partes del colector solar	72

Figura 4.3	Implementación del colector solar	72
Figura 4.4	Curvas de temperatura y humedad relativa para un día de prueba	73
Figura 4.5	Correlación estandarizada entre la humedad relativa y la temperatura media del colector solar	74
Figura 4.6	Curva de la constante de tiempo	75
Figura 4.7	Curva de Eficiencia del colector solar	77
Figura 4.8	Curva de Ángulo incidente modificado	79

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 2-1 Flux de energía solar térmica para áreas de gran insolación de la Tierra	24
Tabla 2-2 Datos meteorológicos promedio anual en Cunduacán, Tabasco	26
Tabla 3-1 Desviación de parámetros de medición permitida durante un periodo de medición para un colector solar de aire	49
Tabla 3-2 Parámetros para simulación	67
Tabla 4-1 Datos y parámetros para la prueba de la constante de tiempo	75
Tabla 4-2 Parámetros para calcular la eficiencia del colector solar	77
Tabla 4-3 Curva de Ángulo incidente modificado	79

RESÚMEN

En el presente trabajo de investigación se diseñó, se construyó, se caracterizó y se evaluó el desempeño térmico de un colector solar plano de aire con placa absorbedora ondulada.

La primera etapa de este trabajo, fue la realización de una revisión bibliográfica de colectores solares con superficies absorbedoras corrugadas con diferentes configuraciones y geometrías, así como también, diferentes materiales para su construcción y modelos teóricos para determinar la eficiencia térmica del colector.

Se estableció un modelo global de acuerdo con Gao, et al., 2007 y Duffie and Beckman, 2013. A partir de la determinación de materiales, se montó y se instalaron los instrumentos de medición en el colector. Experimentalmente se determinó la curva de eficiencia del colector, alcanzando una eficiencia máxima del 64%, se determinó la constante de tiempo de 350 s y la curva del ángulo modificado de incidencia, conforme con la metodología empleada por el estándar internacional ISO9806. También se compararon los resultados experimentales, con las respuestas de las simulaciones en TRNSYS, obteniendo un error de aproximación del 4.32%.

ABSTRACT

In the present research was designed, built, characterized and evaluated the thermal performance of an air solar collector with corrugated absorber plate.

The first stage of this work, was conducting a literature review of solar collectors with corrugated absorber surfaces with different configurations and geometries, and materials necessary for its implementation and the theoretical model to determine the thermal efficiency of the collector.

A global model according to Gao, et al., 2007 and Duffie & Beckman, 2013 was established. From the determination of materials, the solar collector was mounted and measuring instruments were installed. Experimentally the collector efficiency curve was obtained, reaching a value of maximum efficiency of 64%, the time constant was determined in 350 s and the graphic of incident angle modifier was determined in accordance with the methodology used by the international standard ISO9806. The experimental results were also compared with responses of program's simulations in TRNSYS, obtaining an approximation error of 4.32%.

SIMBOLOGÍA

- A: Área de apertura del colector solar [m²]
- a_1 : Coeficiente de pérdidas de calor en $(T_f - T_a) = 0$
- a_2 : *dependencia de la temperatura del coeficiente de pérdidas de calor*
- α_c : Absortancia de la cubierta.
- $\alpha_c I$: Ganancia de energía en la cubierta de vidrio.
- α_{ap} : Absortancia de la placa absorbente.
- b_u : coeficiente de rendimiento del colector (dependencia del viento s/m)
- C_p [J/kgK]: Calor específico del aire.
- C: Capacidad térmica efectiva del colector [J/K]
- G: *Irradiancia Solar hemisférica*
- G*: irradiancia solar hemisférica global
- Hc: Profundidad del canal superior del colector [mm]
- Hg: Profundidad del canal inferior del colector [mm]
- $h_{c,ap-v}$ [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por entre la cubierta y la placa absorbente.
- $h_{r,ap-v}$ [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y la placa absorbente.
- h_w [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por convección al viento.
- $h_{r,v-s}$ [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el ambiente.
- $h_{c,ap-f}$ [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y el fluido.
- $h_{c,f-pb}$ [W/m²K]: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la placa inferior.

- $h_{r,ap-pb}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la placa absorbadora y la placa inferior.
- $h_b[W/m^2 K]$: Conductancia térmica a través del aislamiento
- $h_{c,ap-v}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor entre la cubierta y la placa absorbadora.
- $h_{r,ap-v}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la cubierta y la placa absorbadora.
- $h_{r,ap-bp}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la placa absorbadora y la placa inferior.
- $h_{c,ap-f}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbadora y el fluido.
- η : Eficiencia
- η_{hem} : Eficiencia instantánea referida a T_f
- $\eta_{0,hem}$: Eficiencia pico del colector
- $\eta_{max,0\ m/s}$: Máxima eficiencia del colector a 0 m/s
- $\eta_{0,b}(\theta_L, \theta_T)$
- $\eta_{0,b}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})$
- $\eta_{0,hem}(\theta_L, \theta_T)$
- $\eta_{0,hem}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})$
- I_g : Irradiación global [kWh/m²]
- I_b : Irradiación solar directa [kWh/m²]
- I_d : Irradiación solar difusa [kWh/m²]
- $I[W/m^2]$: Radiación incidente en la cubierta de vidrio.
- $K_b(\theta_L, \theta_T)$: Modificador de ángulo de incidencia, radiación directa
- $K_{hem}(\theta_L, \theta_T)$: Modificador de ángulo de incidencia
- L : Longitud del colector [m]
- $m_f[kg/sm^2]$: Flujo másico del aire por unidad de área del colector.
- M : Parámetro de aislamiento térmico [m²k/Wh]
- $q_u[W/m^2]$: Energía útil hacia el fluido de trabajo por convección.

- $S[W/m^2]$: Radiación solar absorbida por la placa absorbidora.
- $T_{ap}[K]$: Temperatura media en la placa absorbidora
- $T_c[K]$: Temperatura en la superficie de vidrio
- $T_a[K]$: Temperatura ambiente
- $T_{bp}[K]$: Temperatura media de la placa inferior.
- $T_{fo}[K]$: Temperatura de salida del fluido
- $T_{fi}[K]$: Temperatura de entrada del fluido
- $T_o[K]$: Temperatura inicial
- $T[K]$: Temperatura actual
- $T^p[K]$: Valor de predicción de Temperatura
- $T_s[K]$: Temperatura inicial
- $T_a[K]$: Temperatura ambiente
- $T_f[K]$: Temperatura media del fluido
- τ_c : Transmitancia de la cubierta de vidrio
- τ_c : Transmitancia de la cubierta de vidrio
- θ : Angulo formado por la normal a la superficie y el vector de posición del sol [grados]
- $\theta_{L,def}, \theta_{T,def}$: ángulos de referencia en la dirección de L y de T, para la determinación del modificador de ángulo de incidencia
- $(U_x)_{total}$: incertidumbre total para la eficiencia térmica, resultado del efecto combinado de diferentes variables
- U_{yj} : incertidumbre de cada variable
- x : indicador de rendimiento
- y_j : representa cualquiera de las n variables independientes con incertidumbre U_{yj}
- W: Ancho del colector [m]

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

En la actualidad el consumo energético en el mundo se ha incrementado, disminuyendo la disponibilidad de las fuentes de energía, esta situación también ha provocado una creciente preocupación por el ambiente, afectando el panorama global energético. Hoy en día el consumo mundial de petróleo es de 76 millones de barriles y se estima que para el año 2025 será de 123 millones (Kalogirou, 2004). Esta situación es un reflejo de la cultura del consumo en las sociedades industrializadas modernas, las cuales dependen mayoritariamente de los combustibles fósiles, por lo que es importante asegurar y desarrollar fuentes renovables de energía. Adicionalmente hay un crecimiento exponencial de la población, la población actual del mundo es de 7 mil millones de personas y se prevé que a mediados de este siglo será de 10 mil millones, esto nos da una proyección de que la demanda de energía global se duplique a la primera mitad de este siglo y se triplique para finales del mismo (Foster *et al.*, 2010).

Esta situación ha desencadenado una serie de consecuencias que afectan al ambiente como, contaminación del aire, suelo y agua, deforestación, incremento de emisiones de CO₂, calentamiento global (Kalogirou, 2014). Además los combustibles fósiles son fuentes limitadas de energía y no son renovables, por ejemplo en el 2009 el petróleo crudo sufrió una caída en su producción perdiendo el 0.5% en la participación mundial (SENER, 2010). Esto propicia cambios necesarios en la forma de generar energía, donde las fuentes renovables como la solar, la eólica, la geotérmica, la biomasa, la mareomotriz tendrán un papel importante en la economía energética mundial.

En México, el 28 de Abril de 2014, la Secretaria de Energía, publico en el Diario Oficial de la Federación, el decreto por el que se aprueba el Programa Especial

para el Aprovechamiento de Energías Renovables 2014- 2018. En lo que a energías renovables se refiere, México es favorecido con un gran potencial energético, derivado del aprovechamiento de sus propios recursos renovables. Según El Inventario Nacional de Energías Renovables para 2014 se generaron 301,462 GWh, y se prevé un potencial probado y probable de generación por año de 100,278 GWh. Es decir, que el potencial posible adicional sin contar el solar es de 195,278 GWh. En lo que respecta al potencial solar, se estima que éste será prácticamente ilimitado, comparada con el consumo nacional de energía. Al 2014, la composición de la generación para el aprovechamiento de las fuentes renovables de energía de México, se constituyó de la siguiente manera: energía solar 85GWh/año, energía eólica 6,426 GWh/año, energía geotérmica 6,000 GWh/año, energía hidráulica 38,822 GWh/año, biogás 148 GWh/año. En la Figura 1.1 se muestra la distribución de la generación eléctrica a partir de fuentes renovables en términos porcentuales. (Peña Nieto, 2014), (Secretaría de Energía, 2015).

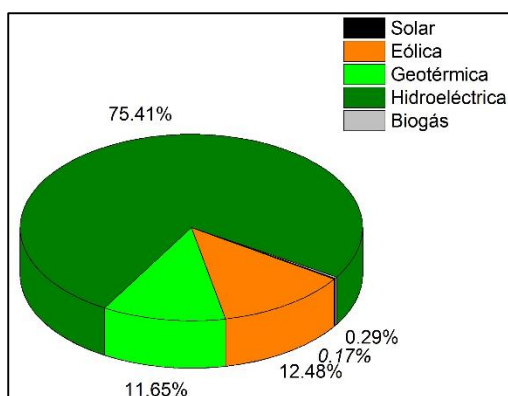


Figura 1.1. Generación eléctrica a partir de fuentes renovables, SENER, INER, 2015.

El potencial de mercado para Sistemas Fotovoltaicos en la generación de energía eléctrica es conocido y ampliamente explorado, pero existen áreas menos conocidas y poco desarrolladas como la energía solar térmica, donde hay oportunidades de uso en aplicaciones para baja, media y alta temperatura que permitan sustituir el uso de combustibles fósiles. La parte mayoritaria de la energía empleada en el mundo es para la generación de calor, esto es, el doble

de la energía utilizada para la generación de energía eléctrica y 50% más de la necesaria para transportación. La energía eléctrica representa solo el 17% de la demanda en el mundo, mientras que la energía térmica el 54% (Secretaría de Energía., 2014).

El principal uso de la energía solar térmica en el país al 2008 es para calentamiento de agua para piscinas (46%) y para suministro de agua caliente en viviendas (32%), en esas dos aplicaciones suman un 78% del uso a nivel nacional, como se puede apreciar en la Figura 1.2 (IDAE , 2009).

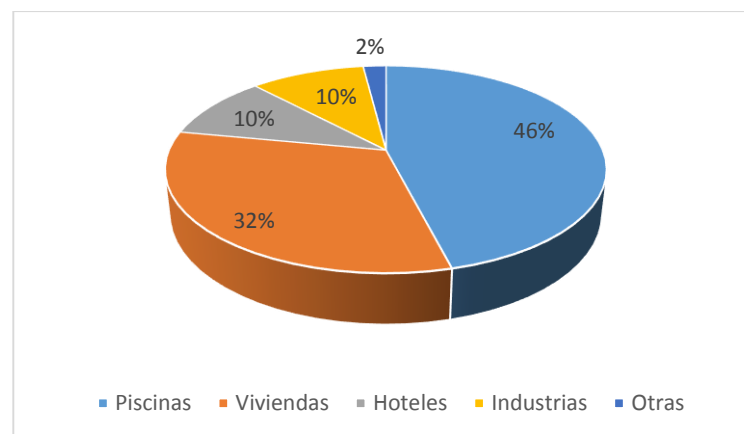


Figura 1.2. Uso de la energía solar térmica en México (IDAE, 2009).

De lo anterior, se observa la falta de aprovechamiento del potencial de energía solar en México, y se identifica un potencial teórico derivado de la falta de estudios de campo que permitan determinar la factibilidad técnica, ambiental, social y económica, especialmente de proyectos de energía solar por lo que es una área de oportunidad para el desarrollo de investigación aplicada (Secretaría de Energía, 2015).

De todas las fuentes de energía disponibles, la energía solar, es una de las más abundantes, está disponible en forma directa o indirecta. La energía emitida por el Sol es interceptada por la tierra, a unos 150 millones de km del sol. Alrededor

del 60% llega a la superficie de la tierra. El resto de la energía es reflejada de vuelta al espacio y absorbida por la atmósfera. El total de radiación solar anual que incide sobre la tierra es más que 7500 veces el consumo anual total mundial de energía primaria, esto es 0.125 EWh. La radiación solar anual que alcanza la superficie de la tierra, es aproximadamente 940 EWh (Thirugnanasambandam, *et al.*, 2010).

Un sistema solar térmico transforma la energía radiante emitida por el sol en energía térmica, estos sistemas los hay concentradores solares de potencia y colectores solares, siendo estos últimos los más comunes y usados, la energía radiante que absorben del sol, la transmiten en forma de calor a un fluido de trabajo. Su eficiencia varía en el rango del 40% al 60% (Kalogirou, 2014) (Kumar & Rosen, 2011).

Las investigaciones recientes en colectores solares, se han centrado en detectar cuáles son los parámetros y condiciones que favorezcan una mayor eficiencia energética. Para estas investigaciones los modelos actuales se han enfocado en estudiar las características que relacionen el comportamiento interno y externo de los mismos, transferencia de calor, presión, temperatura, eficiencia energética, impacto ambiental, características del fluido de trabajo. Al igual se han realizado estudios sobre los mecanismos de transporte de energía por radiación, conducción y convección para modelos de predicción y simulación, análisis exergético, estudios de absorción, aumento en la eficiencia de colectores de doble cubierta de vidrio (Welz *et al.*, 2014), (Kalogirou, 2004), (Almeida *et al.*, 2014), (Cerón *et al.*, 2015), (Sultana *et al.*, 2015). Para la obtención de modelos de predicción y simulación se pueden utilizar programas computacionales especializados como: COMSOL, MATLAB, ANSYS, TRNSYS, etc. (Reyes *et al.*, 2014), (Kiyani *et al.*, 2013), (Patel *et al.*, 2014), (Ming *et al.*; 2014).

El software TRNSYS (Transient System Simulation Program), ha sido ampliamente aceptado en la comunidad científica del área de sistemas térmicos y fotovoltaicos, ya que se puede trabajar con sistemas no lineales de datos climáticos, estudiar la variación entre comportamientos transitorios y en régimen permanente. Esta desarrollado con soporte público al SEL (Solar Energy Lab, The university of Wisconsin-Madison), desarrollado para procesos solares, simulación de edificios, sistemas HVAC, generación eléctrica, celdas de combustible, etc. Es un software comercial de código abierto, que incluye pruebas de sistemas dinámicos para identificación paramétrica, manejo de unidades de almacenamiento térmico con cambio de fase, diseño y prueba para nuevos dispositivos térmicos.

Este software es empleado por los siguientes centros en el desarrollo de sus investigaciones: National Renewable Energy Lab (USA), Florida Solar Energy Center, National Institute of Standards and Technology (NIST), Sandia National Labs (USA), National Aeronautic and Space Administration (NASA), Johnson Controls, Trane Company, BMW, Electricite de France, PSA (Peugeot-Citroen), IEMAT, INETI, etc. (University of Wisconsin, 2013), (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2015), (Massaguer *et al.*, 2014). TRNSYS es muy utilizado por su versatilidad, pueden evaluarse se diferentes configuraciones de diseños y determinar el más óptimo, puede determinarse la eficiencia a través de simulaciones y determinar el rendimiento de sistemas para condiciones de operación variadas, tiene la posibilidad de utilizar diferentes tipos de datos meteorologicos, de tal forma que se puedan validar los sistemas o modelos que se propongan. Como en (Massaguer *et al.*, 2014) para un sistema generador termoeléctrico, donde alcanzaron una eficiencia térmica de 3.53% y una eficiencia eléctrica de 2.33%, determinados mediante un algoritmo de error medio cuadrático estandarizado.

1.2. Justificación

México es un país con un excelente recurso solar. La irradiación diaria (promedio anual) sobre una superficie horizontal es superior a 4.4 kWh/m²-día, en todo el territorio nacional y en algunos sitios es superior a 6 kWh/m²-día (un valor de los más altos en el mundo). Esto se debe a que se encuentra dentro del Cinturón Solar, una región definida por los paralelos 40° Norte y 35° Sur, entre los trópicos de Cáncer y de Capricornio, zona donde se capta la mayor cantidad de radiación solar en el mundo (Rosas-Flores *et al.*, 2016).

Con base en lo anterior, el empleo de la tecnología solar térmica en México brinda condiciones favorables para contribuir en forma importante a los requerimientos energéticos del país. Y su utilización puede resultar más rentable en comparación con muchos otros países.

En este trabajo, se contribuyó con una propuesta de factibilidad técnica adecuada para ser empleada como mejora tecnológica en las áreas agrícolas, contribuyendo al empleo de energías renovables. En ese sentido se determinó el desarrollo de la tecnología del colector solar, para las condiciones ambientales del estado de Tabasco. A través de un proceso de diseño, construcción, simulación y análisis del colector solar. Tomando las consideraciones establecidas se diseñó y se construyó un colector solar de canal sencillo, con placa absorbedora ondulada. Se registraron las mediciones de temperatura, velocidad y humedad relativa en el colector solar, se caracterizó el comportamiento de la constante de tiempo, la curva de eficiencia y el modificador de ángulo de incidencia, para el cálculo la eficiencia instantánea y el coeficiente de pérdidas de calor en base al área total del colector y la temperatura media del aire.

El colector solar se instaló en la División Académica de Ingeniería y Arquitectura (DAIA), de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco (UJAT), ubicada en la carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez, Col. La Esmeralda, Cunduacán, Tabasco.

1.3. Objetivo general.

Diseñar, construir y evaluar el rendimiento térmico de un colector solar plano con cubierta traslucida y placa absorbidora ondulada, con convección natural y forzada, para estudios de eficiencia energética.

1.3.1. Objetivos específicos.

- *Objetivo 1:* Realizar un análisis para obtener las dimensiones de fabricación del colector solar a través de la revisión bibliográfica relacionada con colectores solares.
- *Objetivo 2:* Construir un colector solar de capa traslucida y superficie absorbidora ondulada, recubierta con pintura negra acabado mate, de acuerdo al diseño previo.
- *Objetivo 3:* Medir y registrar la temperatura, velocidad y humedad relativa al interior del canal de aire del colector solar.
- *Objetivo 4:* Caracterizar los parámetros de temperatura, velocidad y humedad relativa en el canal de aire del colector solar.
- *Objetivo 5:* Calcular la eficiencia instantánea y el coeficiente de pérdidas de calor en base al área total del colector y la temperatura media del aire dentro del conducto de aire del colector solar.

- *Objetivo 6:* Comparar las eficiencias teóricas con las experimentales.

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

La intensidad de la radiación solar que llega a la superficie terrestre depende del espesor de la capa atmosférica, de la concentración de los componentes moleculares y de las partículas en suspensión. La radiación solar por efecto del medio en el que se transporta la energía, y que incide sobre una superficie determinada se clasifica en tres tipos, la radiación unidireccional, conocida como radiación directa, la radiación hemisférica, llamada radiación difusa producto de la reflexión del vapor en la atmosfera, y por último el albedo, el cual es la fracción de radiación reflejada por el piso y los materiales de los cuerpos circundantes a la superficie de incidencia.

La radiación global (I_g) es aquella que incide sobre una superficie arbitrariamente orientada, e inclinada un ángulo β , esta radiación es la suma de la radiación directa y la difusa.

La radiación solar directa (I_b) se recibe del sol sin haber sufrido ningún cambio de dirección por reflexión o difusión a su paso por la atmósfera. Cuando se hace referencia a la radiación solar directa se entiende referida a una superficie plana normal al vector de posición del Sol.

La radiación solar difusa (I_d) es la que se recibe después de haber sufrido cambios de dirección por difusión a su paso por la atmósfera y reflexión por nubes y el entorno circundante (suelo, edificios, obstáculos naturales, etc.).

La radiación solar global se mide mediante un piranómetro, cuyos registros incluyen las dos componentes, directa y difusa, de manera conjunta. Las componentes directa y difusa de la radiación solar se relacionan entre sí mediante la siguiente expresión (Goswami, 2015):

$$I_g = I_b \cos \theta + I_d \quad (1.1)$$

Donde θ representa el ángulo formado por la normal a la superficie considerada y el vector de posición del sol. Lo anterior se muestra en la Figura 2.1.

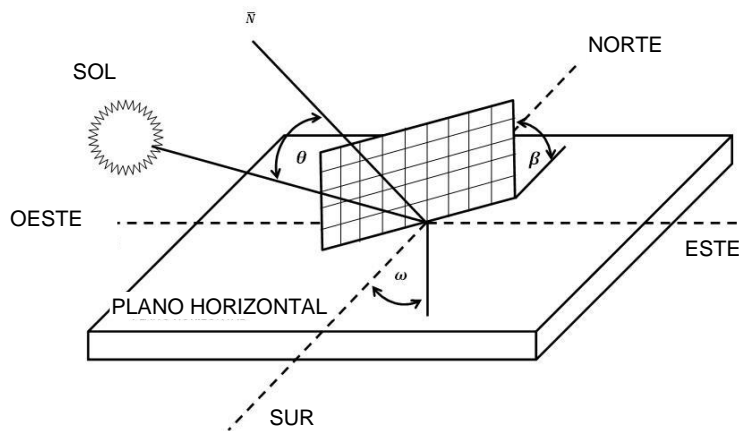


Figura 2.1. Descripción geométrica de la radiación solar sobre una superficie arbitrariamente inclinada y orientada (Abella, 2005).

El término irradiación define la cantidad de energía proveniente del sol que se recibe en un punto determinado del planeta sobre una superficie de 1m^2 durante un periodo determinado. Las unidades utilizadas para especificar los valores de irradiación son $\text{kWh/m}^2\text{-día}$. Si definimos el día solar promedio como el número de horas entre el amanecer y el anochecer durante el cual el Sol irradia con una potencia radiante de 1000 W/m^2 , el valor (en horas) del día solar promedio para un sitio determinado es igual al valor de la irradiación promedio diaria.

El aprovechamiento de la energía solar depende de la intensidad de radiación que se recibe en la Tierra, es decir, entre más radiación solar recibe la Tierra, más energía se puede aprovechar. La irradiancia varía según la latitud del lugar, la hora del día, las condiciones atmosféricas, el clima y altitud. La unidad utilizada

para medir la irradiancia es el watt por metro cuadrado (W/m^2). Para expresar la cantidad de energía recibida se usa el kilowatt-hora por metro cuadrado por día (kWh/m^2 -día); esa es la cantidad de energía (medida en kilowatt-horas) que llega al área de un metro cuadrado en un solo día.

En la Figura 2.2 se puede observar Irradiación solar total anual que llega sobre una superficie horizontal para América del Norte (Kalogirou, 2014).

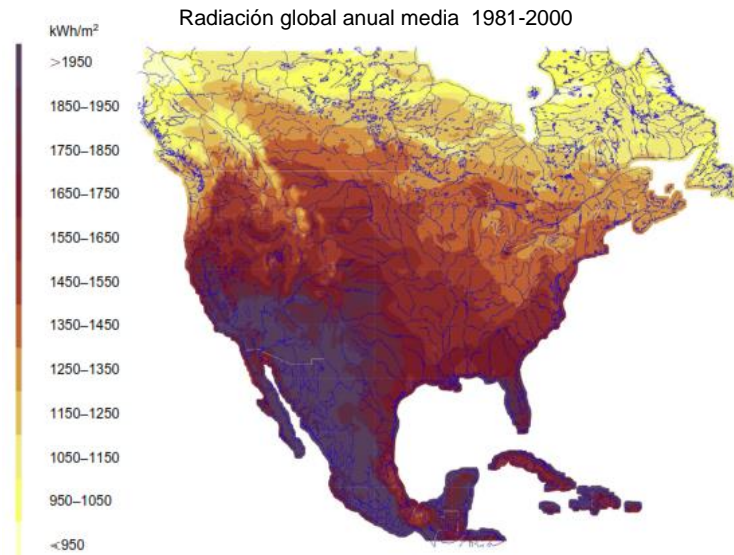


Figura 2.2. Irradiación solar total anual sobre una superficie horizontal para América del Norte, (Kalogirou, 2014).

El suministro de energía primaria total (SEPT) es la suma de todas las fuentes de energía del mundo, como el petróleo, gas, nuclear e hidro. Estas fuentes son convertidas en gasolina, gas natural, electricidad y muchas otras. En 2007, el SEPT fue de 0.14 EWh o, en promedio por ese año, 17 TW. La línea azul, en la Figura 2.3 muestra como se ha desarrollado el SEPT en las últimas décadas. (International Energy Agency, 2009).

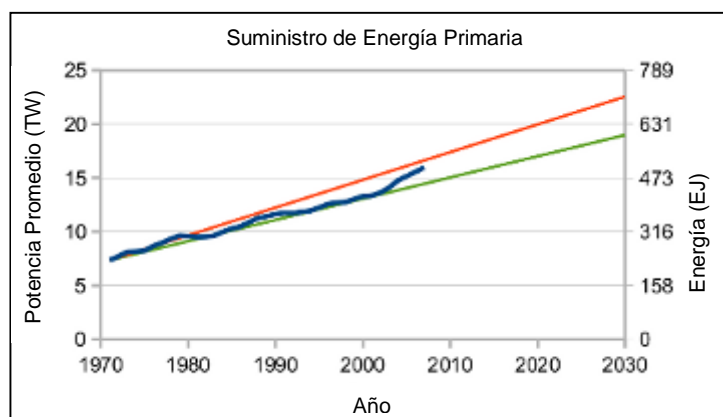


Figura 2.3. Suministro de energía primaria total en el mundo (International Energy Agency, 2009).

La Agencia Internacional de Energía estima que para el 2030 en promedio el SEPT será de 23 TW (línea roja). En la Tabla 2-1 podemos observar la contribución de energía térmica de grandes superficies de insolación.

Tabla 2-1. Flux de energía solar térmica para áreas de gran insolación de la Tierra, (Goswami, 2015).

LOCALIZACIÓN	ÁREA NOMINAL (km ²)	FLUX DE ENERGÍA TÉRMICA ANUAL NOMINAL (GWh/km ²)
África del Norte	7,770,000	2300
Península Arábiga	1,300,000	2500
Australia central y del oeste	1,550,000	2000
Kalahari	518,000	2000
Thar (Noroeste de la India)	259,000	2000
Mojave, California del Sur	35,000	2200
Vizcaíno, Baja California (México)	15,500	2200
Promedio Total	11,447,500	2190 (promedio)

En el caso de los sistemas térmicos, a finales de 2004 se tenían instalados a nivel mundial 164 millones de m² de área de captación, con una capacidad instalada de aproximadamente 115,000 MWh, mientras que en México se tenían instalados más de 650,000 m² de calentadores solares planos, generando más de 861 TWh de energía térmica por año. Actualmente existe una superficie total de 1 millón de m² de colectores, que producen aproximadamente 1,250 TWh por año (Secretaría de Energía, 2010).

México está ubicado en el cinturón solar de la tierra. El país tiene una alta incidencia de radiación solar en la gran mayoría de su territorio lo que implica recibir una gran cantidad de energía; la zona norte es de las más soleadas del mundo. Con una irradiación media anual de aproximadamente 5 kWh/m² por día, variando este valor en diferentes regiones del país. México es uno de los países a nivel mundial que presenta condiciones ideales para el aprovechamiento masivo de este tipo de energía. Los valores promedio para la república mexicana se pueden observar en la Figura 2.4. Este potencial no se ha aprovechado ampliamente; cabe destacar que los países con más Megawatts instalados en el mundo, reciben en promedio un recurso solar de 2.5 kWh/m² (Instituto de Investigaciones Eléctricas, 2015).

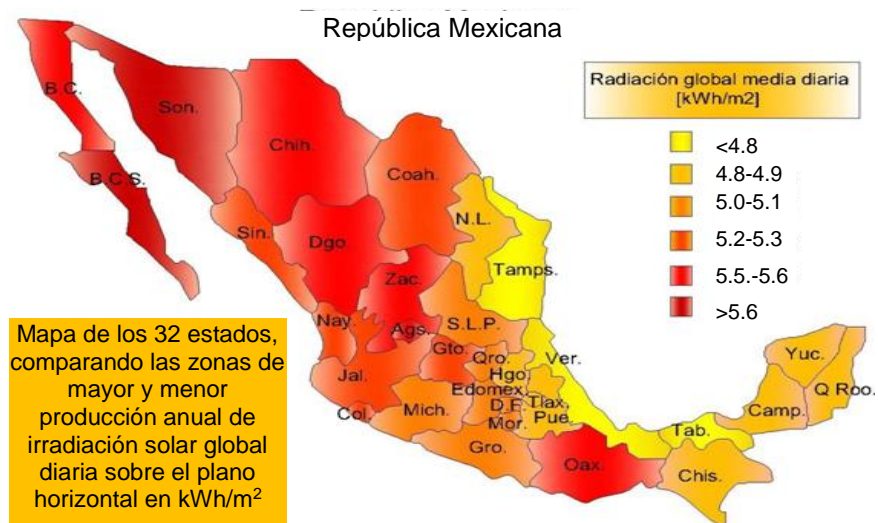


Figura 2.4. Irradiación solar en la República Mexicana (Comisión Nacional de Energía, 2015).

En la Tabla 2-2 tenemos los datos meteorológicos promedio anual en el municipio de Cunduacán, Tabasco, de acuerdo con sus coordenadas geográficas, se tiene una irradiación de 5.05 kWh/m² promedio diario anual, así como datos de la temperatura del aire, presión atmosférica, humedad relativa, velocidad del viento, entre otras.

Estos datos fueron obtenidos de la página web de la Administración Nacional de Aeronáutica y del Espacio (NASA, por sus siglas en inglés), mediante el Atmospheric Science Data Center (Centro de Datos de Ciencia Atmosférica) (National Aeronautics and Space Administration, 2015).

Tabla 2-2. Datos meteorológicos promedio anual en Cunduacán, Tabasco (National Aeronautics and Space Administration, 2015).

MES	TEMP. AIRE	HUMEDAD RELATIVA	IRRADIACION HORIZONTAL	VEL. VIENTO	TEMP. TIERRA
	°C	%	KWh/m ² /día	m/s	°C
ENERO	24.2	60	5.4	3.9	25.9
FEBRERO	24.1	68.6	6.13	4.1	25.8
MARZO	25.1	75.2	6.68	4.3	26.8
ABRIL	27	76.3	6.98	4.5	28.7
MAYO	27.8	80.3	5.79	4.9	29.7
JUNIO	28.1	83.8	3.35	7.7	29.4
JULIO	27.7	84.2	3.59	7.7	28.8
AGOSTO	27.4	85.3	3.51	7.2	28.5
SEPTIEMBRE	27	85.6	4.33	5	28.8
OCTUBRE	27.4	79.7	5.07	3.9	29.3
NOVIEMBRE	27.2	67.9	4.77	4.1	28.6
DICIEMBRE	25.7	59.4	4.98	3.6	29.6
ANUAL	26.6	75.5	5.05	5.1	28.1

México cuenta con un gran potencial para el desarrollo de la energía solar, por lo que su fomento y desarrollo resultarán fundamentales para la obtención de beneficios energéticos, económicos, sociales y ambientales que conlleva. Esto nos lleva a ubicarnos y poner en contexto la economía del estado de Tabasco, centrada mayoritariamente en procesos industriales y agrícolas, en apoyo a estos procesos se considera relevante el uso de sistemas térmicos solares, haciendo uso del recurso solar disponible en el estado. En el caso del sector agrícola se propone emplear un colector solar como sistema térmico para el aprovechamiento de las energías renovables.

(Yildiz *et al.*, 2002) compararon colectores solares de placa plana, para placa sencilla y doble placa para determinar la máxima eficiencia. El colector fue construido en acero galvanizado de 0.0015 m de espesor, con cubierta de vidrio transparente de 0.004 m de espesor, placa absorbadora de acero, revestida de pintura negra acabado mate y aislante térmico de espuma de poliuretano de 0.025 m de espesor. Las dimensiones del colector son de 2.0 m de largo, 1.0 m de ancho y 0.4 m de alto. El de doble capa, colocó una de ellas a 19° de inclinación, la eficiencia máxima para el captador propuesto fue 70% para un flujo volumétrico de 0.018 m³/s de acuerdo con el estándar ASHRAE 93-77 (1977).

(Forson *et al.*, 2003) Modelaron un colector solar de aire por convección natural, de doble ducto rectangular con canal sencillo de aire, construido en madera, aislado térmicamente. Los valores que determinan la eficiencia térmica son la razón de profundidades del doble ducto, la razón de la longitud y el ancho del colector, profundidad del canal, y el área del colector.

(Álvarez *et al.*, 2004) Construyeron un colector solar de aire a doble flujo en acero, con cubierta de vidrio de 0.004 m de espesor, placa absorbadora de aluminio reciclado, y aislamiento térmico en fibra de vidrio de 0.0254 m de

espesor. La eficiencia depende del flujo másico y del espesor del aislamiento térmico. Las dimensiones del colector son 2.0 m de largo, 0.70 m de ancho y 0.18 m de alto. Este colector tiene una eficiencia máxima de 74% de acuerdo al estándar ASHRAE 93-86 (1991).

(Zhang *et al.*, 2006) realizaron un análisis de la variación de los patrones de flujo para un fluido incompresible, conforme a la modificación del ángulo de corrugación β en una placa intercambiadora de calor corrugada-cruzada, proponen un modelo matemático y condiciones de frontera, mediante un balance de energía, momento y masa. Así como un modelo de turbulencia del tipo $k-\varepsilon$ y un mallado interno tetraédrico no-conforme para el canal corrugado. En el incremento del ángulo β se llega a obtener una disminución del flujo. Se determinó que el factor preponderante en la modificación del patrón de flujo, es la variación del momento en el fluido, inducido por el cambio del ángulo β , cambio que se da a lo largo de la corrugación. También se observa que los resultados de la simulación tienen una buena aproximación con los resultados experimentales

(Turhan, 2006) Diseñó y fabricó seis tipos de colectores solares de aire con características diferentes para estudiar y comparar sus eficiencias térmicas. El modelo 1 tuvo una cubierta de plástico, fondo de madera, pintada de color negro como absorbedor. En el modelo 2 la placa absorbedora fue de aluminio pintada de negro, igual usada como superficie absorbedora. En el modelo 3 la placa absorbedora era de aluminio en forma de zig-zag pintada de negro, funcionando como superficie absorbedora. En los modelos del 4 al 6 la placa absorbedora se colocó inmediatamente debajo de la cubierta transparente, generando un canal estático de aire. En el modelo 4 la placa absorbión fue plana, mientras que en el 5 fue en zig-zag. El modelo 6 tuvo 2 doble cubierta transparente de plástico. La mejor eficiencia se logró con el modelo 2, alcanzando un valor del 48%.

(Gao *et al.*, 2007) realizaron un estudio mediante el análisis de una red térmica y un balance de energía el rendimiento térmico de dos colectores solares de aire del tipo corrugados-cruzados, con cubierta transparente, placa absorbedora y placa de fondo. En el primer colector la placa absorbedora estaba orientada hacia la dirección del flujo, mientras que la placa inferior fue orientada perpendicularmente. En el segundo colector, la placa absorbedora se orientó perpendicularmente a la dirección del flujo de aire, mientras que la placa de fondo fue orientada en la misma dirección del flujo. El segundo colector logró la mayor eficiencia, alcanzando un valor del 60.3%.

(Singh & Kumar, 2013) Realizaron un conjunto de experimentos de secado solar en modo compuesto, para muestras cilíndricas de papa. Se analizaron las siguientes variables: energía térmica absorbida, velocidad del aire, la densidad del producto, espesor de la muestra. Se planteó un modelo matemático para estimar los indicadores del rendimiento: eficiencia del secado, consumo específico de energía, mitigación de las emisiones de CO₂, créditos ganados de carbón, la cantidad de combustible fósil (carbón, diésel, gas natural, gas licuado) ahorrado en el uso del secador solar. Los resultados indican que para las diferentes condiciones de prueba, el secador es capaz de mitigar al máximo las emisiones de CO₂, sustituyendo el carbón por energía solar. Grandes valores de energía absorbida y de densidad de carga incrementaron el consumo de energía específica y el potencial de mitigación del CO₂, sin embargo, la influencia del caudal del aire en estos parámetros es muy diferente. Se propuso una relación funcional entre el consumo de energía específica y las variables del proceso, mediante una correlación usando un algoritmo de Levenberg-Marquart, su respectivo análisis del error. La correlación propuesta fue capaz de predecir satisfactoriamente los resultados experimentales.

(Liu & Niu, 2015) Establecieron las condiciones geométricas para una buena transferencia de calor y de masa en un conjunto de canales corrugados-cruzados. Se estudiaron dos tipos de sección de canal, triangular y trapezoidal. Se plantearon las ecuaciones de continuidad y de energía, así como un modelo de turbulencia para el fluido. Se varió el ángulo de abertura del canal y se establecieron los parámetros para la solución numérica: convergencia, iteraciones superiores a 600, con errores de 10^{-5} para la ecuación de continuidad y de 10^{-8} para la ecuación de energía. Se determinaron números de Reynolds de 200 a 3000.

(Reichl *et al.*, 2015) Aplicaron la simulación y las técnicas experimentales para resolver la dinámica del fluido en tres dimensiones, conteniendo toda la información relevante de los mecanismos de transferencia de calor de un calentador de aire solar, conducción, convección y radiación, modelados en las dos cavidades. Se evaluaron los efectos de la inclinación del colector, nivel de aislamiento térmico, y el incremento en la transferencia de calor en la superficie, mediante el diseño y optimización mediante modelos en dinámica de fluidos computacional. El rendimiento fue comparado con los datos experimentales.

(Yuan *et al.*, 2015) diseñaron un calentador de aire solar para procesos de secado industrial a gran escala. Calcularon el rendimiento térmico del colector, y lo compararon con el estándar ANSI/ASHRAE 93-2010. Obtuvieron una eficiencia instantánea de 0.77, así como un coeficiente de pérdidas en base al área total y temperatura media del fluido de trabajo de $5.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Este calentador de aire fue adaptado para un gabinete de secado, el cual fue probado y analizado. Se secaron 320 kg de materia prima en un tiempo de 7.5 hr, con una intensidad promedio de irradiancia solar de $800 \text{ W}/\text{m}^2$.

(Labeled *et al.*, 2016) realizaron un estudio experimental de un secador solar, en dos etapas. En la primera etapa se evalúan dos colectores solares plano (CSP),

y se selecciona el de mejor rendimiento. Una vez seleccionado el CSP, en la segunda etapa se acopla el colector al sistema de secado, y se determina el comportamiento del secado de *Lawsonia inermis*. El principal objetivo es alcanzar un producto limpio en un tiempo reducido usando CSP. Se evalúan los rendimientos térmicos y las caídas de presión para ambos modelos de colector en aplicaciones de secado indirecto, colector de un solo canal con obstáculos trapezoidales (Modelo I), colector de doble canal con obstáculos trapezoidales en el ducto de aire (Modelo II). Para el secado en condiciones climáticas de Biskra Algeria se seleccionó el Modelo II. Se determinaron la forma en que influían el proceso de secado, el caudal de aire, la masa del producto, la cinética del secado del producto, el tipo de secado por convección forzada de aire caliente y la dependencia de la temperatura.

En esta revisión bibliográfica, las aportaciones fueron principalmente desarrollos experimentales y trabajos de simulación para colectores solares de placa absorbidora corrugada. Se observó que se pueden utilizar diferentes tipos de materiales para la construcción de la placa absorbidora de los colectores solares, también se pueden tener diferentes configuraciones, geometrías y orientaciones de la misma, tratando de obtener la máxima eficiencia posible del colector. De acuerdo a la revisión, la corrugación en una superficie absorbidora mejora el coeficiente de transferencia de calor, incrementando la eficiencia del colector solar. Para el cálculo de la eficiencia teórica se observó que algunos autores realizaron balances de energía globales, con buenos resultados. También se emplearon diferentes materiales para aislar térmicamente al colector solar, con la finalidad de que no existan pérdidas de calor hacia el ambiente

El presente trabajo se centra en la construcción de un colector solar de aire con una superficie absorbidora ondulada, para caracterizarlo y tratar de mejorar la eficiencia, a partir de un dimensionamiento adecuado del colector, y que podamos comparar los resultados experimentales con simulaciones.

CAPÍTULO III. DESARROLLO EXPERIMENTAL

En este capítulo se aborda la metodología y desarrollo experimental para el diseño, construcción y evaluación térmica de un colector solar de aire, de un solo flujo de aire, con una cubierta traslúcida, placa absorbedora y de fondo en forma ondulada. El cual está instalado en las instalaciones de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, Campus Chontalpa, División Académica de Ingeniería y arquitectura, en la zona denominada “Plataforma Fotovoltaica”. Con las siguientes coordenadas $18^{\circ}4'24.27''$ latitud Norte y $93^{\circ}9'52.72''$ longitud Oeste.

3.1. Dimensionamiento del Colector solar de aire

El espacio entre la cubierta de vidrio y el absorbedor se denomina el canal superior del colector, cuya profundidad se define como H_c . El espacio entre el absorbedor y la placa de fondo es el canal inferior, cuya profundidad se define como H_g . Se recomienda, de acuerdo con Forson et al. (2007), que la relación de ambas profundidades (H_c/H_g), se debe ubicar en el rango comprendido entre 1.1 y 3.5 (Forson et al., 2007).

También Macedo & Altemani (1978), determinaron experimentalmente que para obtener un rendimiento adecuado, la profundidad total del canal de conducción de aire del colector solar $H_c + H_g$, debe ser superior a 90 mm (Macedo & Altemani, 1978).

En el caso de la longitud L , un valor óptimo es determinante para mejorar el rendimiento del colector, sin embargo no hay elementos definitivos para determinar las mejores proporciones geométricas. Forson et al. (2007), establecieron un rango de valores experimentales, resultado de calcular para diferentes condiciones de longitud L y ancho W , la relación existente entre ambas, encontrando que los mejores valores de rendimiento se dieron cuando dicha relación se encontraba entre 1 y 2 (Forson et al., 2007).

En la Figura 3.1 se pueden ver las dimensiones y espacios del colector solar.

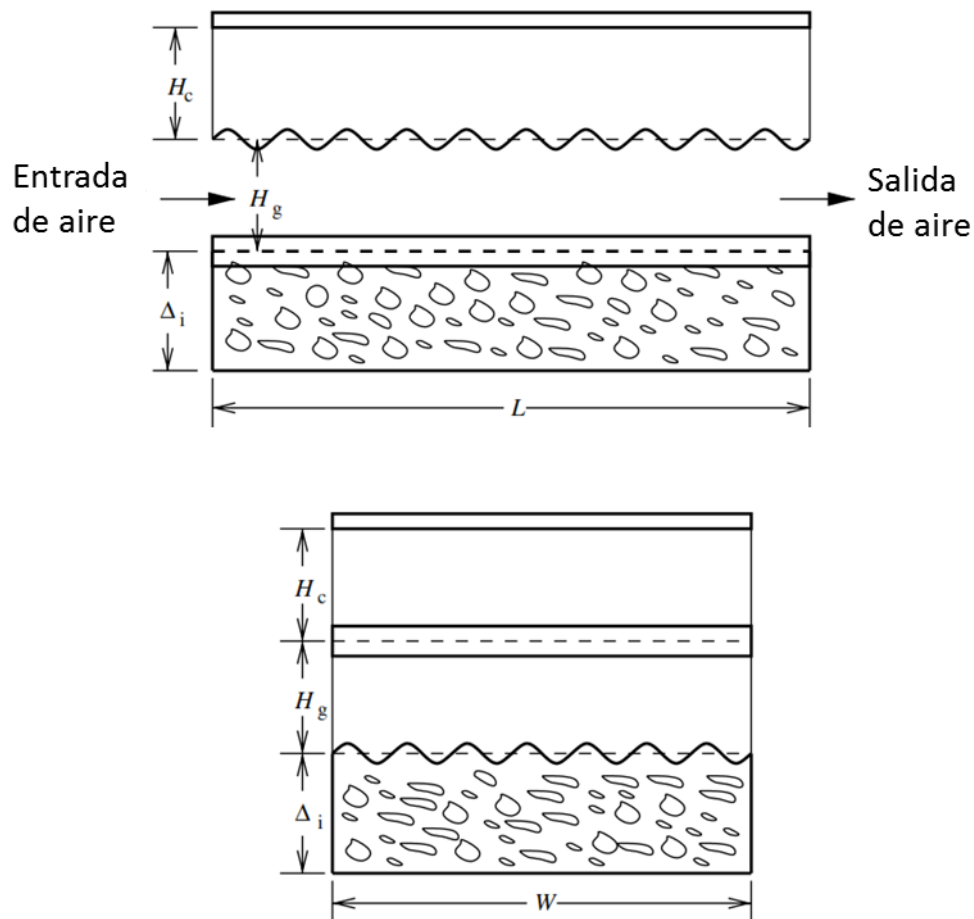


Figura 3.1. Distribución de las dimensiones y espacios en el colector solar, (Forson *et al.*, 2007).

3.2. Construcción del colector solar

La construcción del colector solar de aire, requiere las dimensiones y el tipo de material seleccionado para cada una de las componentes del colector:

- ❖ La cubierta transparente.
- ❖ La placa absorbedora.
- ❖ Las cavidades del colector.
- ❖ La placa de fondo.

- ❖ El material aislante
- ❖ La estructura del soporte.

Cubierta transparente:

La cubierta seleccionada para el colector es de vidrio templado de 4 mm de espesor, con longitud de 1000 mm y ancho de 600 mm.

Placa absorbedora:

De acuerdo con la sección 3.1 se establecieron las dimensiones de la placa absorbedora, con longitud de 852.32 mm y ancho de 460.86 mm, para dar una relación de la longitud al ancho de 1.849, y una área de absorción de 0.392 m². El material seleccionado para su construcción es lamina de acero A-653 con recubrimiento de zinc y perfil ondulado, de 0.28 mm de espesor y distancia entre crestas de 14.5 mm. La placa absorbedora fue recubierta con pintura negra acabado mate, con una absorción de 0.95. Esta placa es colocada tal que las ondulaciones sean perpendiculares a la dirección de entrada del flujo de aire.

Profundidades de los canales:

Se seleccionaron una profundidad del canal superior de 100 mm y una profundidad del canal inferior de 80 mm, conforme a la sección anterior. Con estos valores de profundidad, obtenemos una relación entre la profundidad del canal superior y la profundidad del canal inferior de 1.25. Así también la profundidad total del colector es 180 mm, superior a la recomendación de 90 mm.

Placa de fondo:

La placa de fondo es del mismo material que la placa absorbadora, esto es, lamina de acero A-653 con recubrimiento de zinc y perfil ondulado, de 0.28 mm de espesor y distancia de cresta a cresta de 1.45 cm. La placa de fondo es colocada de manera que las ondulaciones sean paralelas a la dirección de entrada del flujo de aire.

Aislante térmico:

El material aislante se seleccionó placa de espuma de poliestireno expandido (EPS), con una densidad nominal de 16 kg/m^3 , conductividad térmica de 0.0339 W/mK , adsorción de humedad (volumen) de 0.002% , un espesor de 63.5 mm . Con parámetros de aislamiento $M 1.87 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Estructura de soporte:

La estructura que le da soporte al colector se realizó con ángulos metálicos de lados iguales de 2.54 cm , y con un espesor de 3.2 mm , fabricados en acero A-36. También se utilizó lamina lisa de acero con recubrimiento de zinc, con un espesor de 0.8 mm .

3.3. Modelo del colector solar de aire

Después de haber definido los parámetros de construcción y los materiales necesarios, es importante definir un modelo que describa el comportamiento del mecanismo de transferencia de calor en el colector solar, y definir la eficiencia térmica del mismo. Los balances energéticos son necesarios para la evaluación térmica del colector solar, por lo que el modelo se plantea a partir de un balance de energía en cada uno de sus componentes: la cubierta, la placa absorbadora y

el fluido de trabajo, que en este caso es aire. Dicho balance se realiza a partir de los estudios realizados por Duffie & Beckman (2013), Gao y colaboradores (2007), donde se determina la eficiencia térmica y la temperatura en la salida del colector, la red térmica para el colector se ilustra en la Figura 3.2, (Duffie & Beckman, 2013), (Gao *et al.*, 2007).

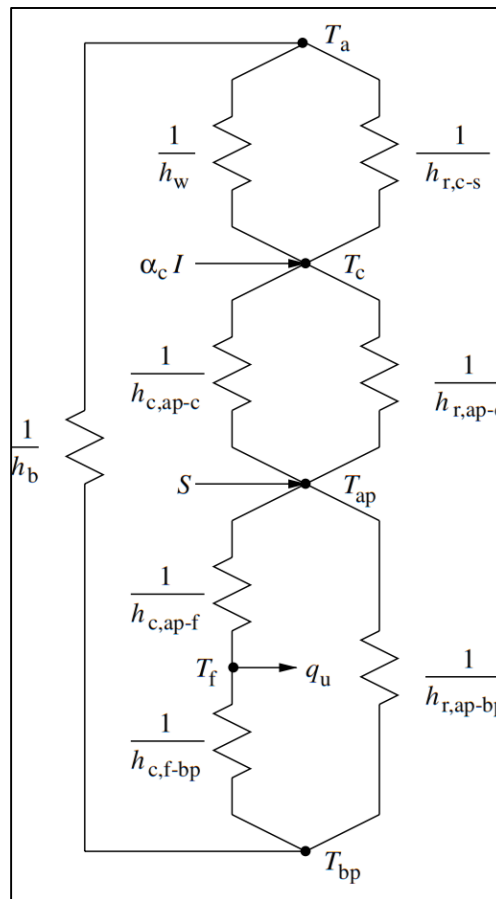


Figura 3.2. Red térmica para el colector solar de aire, (Forson et al., 2007).

Balance de energía de la cubierta de vidrio:

En la ecuación 3.1 se muestra el balance energético en estado permanente, en la cubierta formada por el vidrio monolítico

$$\alpha_c I + (h_{c,ap-c} + h_{r,ap-c})(T_{ap} - T_c) = (h_w + h_{r,c-s})(T_c - T_a) \quad (3.1)$$

donde:

- α_c : Absortancia de la cubierta.
- $I[W/m^2]$: Radiación incidente en la cubierta de vidrio.
- $\alpha_c I$: Ganancia de energía en la cubierta de vidrio.
- $h_{c,ap-v}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por entre la cubierta y la placa absorbente.
- $h_{r,ap-v}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y la placa absorbedora.
- $h_w[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por convección al viento.
- $h_{r,v-s}[W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el ambiente.
- $T_{ap}[K]$: Temperatura media en la placa absorbedora.
- $T_c[K]$: Temperatura en la superficie de vidrio.
- $T_a[K]$: Temperatura ambiente.

Balance de energía en la placa de absorbidora

De acuerdo con Duffie y Beckman (2013), la radiación absorbida en la placa de absorbidora está dada por la ecuación 3.2.

$$S \cong 0.96\tau_c\alpha_{ap}I \quad (3.2)$$

donde:

- $S[W/m^2]$: Radiación solar absorbida por la placa absorbidora.
- $I[W/m^2]$: Radiación incidente en la cubierta de vidrio.
- τ_c : Transmitancia de la cubierta de vidrio.
- α_{ap} : Absortancia de la placa absorción.

La energía absorbida S se transfiere hacia la cubierta de vidrio (por convección natural y radiación térmica), hacia la parte inferior (por radiación térmica) y hacia el fluido de trabajo, energía útil $q_u[W/m^2]$ (por convección), donde calienta el aire en el canal, desde la temperatura de entrada T_{fi} hasta la temperatura de salida del T_{fo} , resultando en la temperatura media del aire, como se ve en la ecuación 3.3.

$$T_f = (T_{fi} + T_{fo})/2 \quad (3.3)$$

El balance energético en la placa absorbidora también tiene contribuciones hacia el fluido de trabajo, lo que se muestra en la ecuación 3.4.

$$S = (h_{c,ap-v} + h_{r,ap-v})(T_{ap} - T_v) + h_{r,ap-bp}(T_{ap} - T_{bp}) + h_{c,ap-f}(T_{ap} - T_f) \quad (3.4)$$

donde:

- $h_{c,ap-v}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor entre la cubierta y la placa absorbadora.
- $h_{r,ap-v}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la cubierta y la placa absorbadora.
- $h_{r,ap-bp}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la placa absorbadora y la placa inferior.
- $h_{c,ap-f}[W/m^2 K]$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbadora y el fluido.
- $T_{bp}[K]$: Temperatura media de la placa inferior.

Balance de energía para el fluido de trabajo:

Para el fluido, el calor obtenido de la placa absorbadora por convección se transfiere a la energía útil q_u que es llevada por el fluido y a la placa inferior por convección, lo que resulta en el balance de energía descrito en las ecuaciones 3.5, 3.6 y 3.7.

$$h_{c,ap-f}(T_{ap} - T_f) = q_u + h_{c,f-bp}(T_f - T_{bp}) \quad (3.5)$$

$$q_u = C_p m_f (T_{fo} - T_{fi}) \quad (3.6)$$

$$h_{r,ap-bp}(T_{ap} - T_{bp}) + h_{c,f-bp}(T_f - T_{bp}) = h_b(T_{bp} - T_a) \quad (3.7)$$

donde:

- $q_u [W/m^2]$: Energía útil hacia el fluido de trabajo por convección.
- $C_p [J/kgK]$: Calor específico del aire.
- $m_f [kg/sm^2]$: Flujo másico del aire por unidad de área del colector.
- $h_{c,ap-f} [W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbadora y el fluido.
- $h_{c,f-pb} [W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y la placa inferior.
- $h_{r,ap-pb} [W/m^2K]$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación térmica entre la placa absorbadora y la placa inferior.
- $h_b [W/m^2 K]$: Conductancia térmica a través del aislamiento.

3.4. Caracterización del colector solar de aire

Para caracterizar el colector solar, se consideraron el comportamiento de la temperatura y humedad relativa dentro del canal de aire, así como los niveles de irradiancia local, en un intervalo de tiempo determinado. También se consideró el estándar internacional ISO 9806, para evaluar el rendimiento térmico del colector solar.

De acuerdo con este estándar, el lugar donde se instalará el colector solar, debe acondicionarse debidamente para poder realizar las pruebas de evaluación térmica. El colector debe construirse a escala real, donde no haya interferencia energética por albedo o por radiación reflejada de instalaciones cercanas, en este sentido se ubicó el colector para que ningún edificio estuviera a menos de 20 m del colector, ni que su sombra interfiriera con el colector, también el colector se construyó con una altura de 1 m, para que estuviera separado del piso y no le

afectara la radiación del suelo, y en el fondo del colector, se le colocó doble pared de aislante térmico. El flujo másico en el canal de aire será el mismo durante el tiempo que dure de la evaluación del rendimiento térmico.

También el colector solar, debe ser sometido a un proceso de pre acondicionamiento antes de iniciar con la secuencia de pruebas para determinar el rendimiento térmico. Este proceso se realiza por un periodo de cuatro días, y requiere de la operación total del sistema.

El colector solar de aire, será probado mediante un circuito de prueba abierto al ambiente. En la Figura 3.2 se muestra el lazo de prueba abierta para el colector solar.

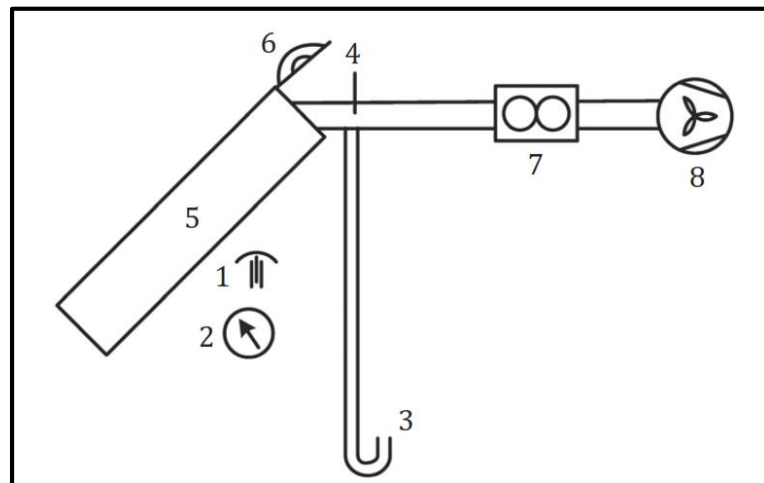


Figura 3.3. Lazo de prueba abierto al ambiente para el colector solar: 1) Sensor de temperatura del aire circundante, 2) barómetro para el aire circundante, 3) manómetro, presión estática de salida, 4) Sensor de temperatura, 5) Colector solar de aire, 6) piranómetro, 7) medidor de flujo, 8) ventilador.

Recomendaciones en términos del flujo de aire:

- El flujo se medirá a la entrada y salida del colector solar.
- Las propiedades del aire no deben cambiar durante el tiempo que dure la evaluación.
- El lugar de instalación debe permitir el flujo de aire.

Recomendaciones en términos de la temperatura ambiente:

- La temperatura ambiente debe medirse en los alrededores del colector solar para que sea representativa.
- El sensor debe instalarse a una altura de 1250 mm sobre el nivel del piso, en un recinto ventilado con un acceso dirigido al norte.
- La temperatura ambiente para todos los puntos de la evaluación de eficiencia térmica debe ser menor a 30°C.

Recomendaciones en términos de la Irradiancia solar:

- Se debe considerar el tiempo solar aparente para medir la irradiancia solar para el sitio de evaluación.
- El piranómetro debe ser instalado en el mismo plano de la cubierta transparente, donde es el punto de entrada de la radiación solar, no debe proyectar sombra sobre la cubierta transparente, debe ser colocado del lado del borde superior del colector, en la salida del colector, cuidar la ubicación del conector y las conexiones eléctricas para impedir calentamiento.
- Durante el periodo de evaluación la irradiancia solar global total promedio debe ser mayor a 700 W/m².
- Se debe asegurar que la evaluación se realice en tiempos de cielo claro (libre de nubes), tal que la irradiancia solar incidente sobre la cubierta transparente tenga variaciones máximas de ± 32 W/m² en un lapso de

tiempo, lo que sea mayor, 10 minutos o lo equivalente a 2 constantes de tiempo.

Recomendaciones en términos de la velocidad y flujo del aire:

- Para evaluar la eficiencia térmica y el ángulo incidente modificado, la velocidad promedio del aire debe estar entre 2.2 m/s y 4.5 m/s
- El flujo por unidad de apertura de área, se recomienda que sea $0.01 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ y $0.03 \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$.

3.5. Instrumentación del colector solar de aire

Medidor de radiación solar:

Para medir la radiación solar global se emplea un piranómetro de precisión Kipp & Zonen, modelo CMP 3, tiempo de respuesta de 18 s, rango de medición de 0-2000 W/m², sensibilidad de 5-20 $\mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$, rango espectral de 300-2800 nm, linealidad del 2.5 %. En la Figura 3.3 se muestra el piranómetro utilizado.



Figura 3.4. Medidor de irradiancia solar: Piranómetro Kipp & Zone, CMP 3.

Medición de la temperatura:

Las temperaturas en el colector solar de aire fueron registradas por sensores de temperatura DS18B20, los cuales fueron distribuidos en el canal de aire (3, uno a la entrada, uno en medio y uno a la salida del colector solar), en la placa absorbedora (3, uno a la entrada, uno en medio y uno a la salida del colector solar) y en la cubierta de vidrio (1, en medio de la cubierta de vidrio). Es un sensor de temperatura, del tipo de circuito integrado con salida digital, algunas de sus características principales son: la unidad de lectura es Celsius, rango de medición de -55°C hasta 125°C , operación de 3.0 V a 5.5 V, con una precisión de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ para una temperatura entre -10°C a 85°C . En la Figura 3.4 se puede ver el tipo de sensor de temperatura utilizado en el colector solar de aire.



Figura 3.5. Sensor de temperatura: DS18B20.

Medidor de humedad relativa:

Se midió la humedad relativa en el canal de aire, con un sensor de humedad del tipo capacitivo DHT22 con las siguientes especificaciones: elemento de detección de capacitor polimérico, rango de humedad 0 - 100 % RH, precisión $\pm 2\%$,

sensibilidad ± 0.1 % RH, repetitividad ± 1 % RH, histéresis de humedad ± 0.3 % RH.

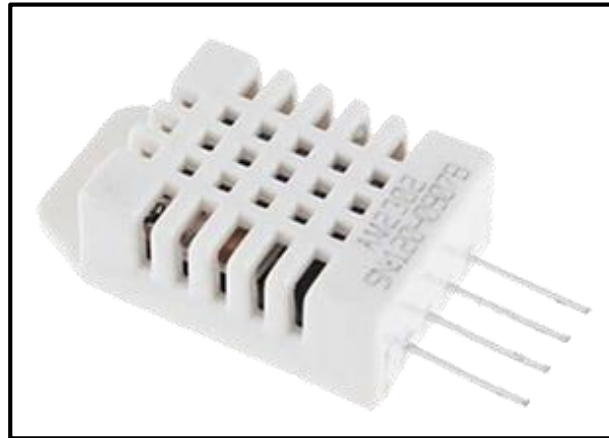


Figura 3.6. Medidor de humedad relativa: DHT22.

Medidor de presión diferencial:

Para medir la presión diferencial durante el periodo de pruebas se utilizó un medidor de presión diferencial MPX10DP, el cual es un medidor piezoresistivo, con voltaje de salida lineal, directamente proporcional a la presión aplicada. Los rangos de diferencias de presión varían entre 0 y 10 kPa, la alimentación puede ser de 0-6 V de DC, la sensibilidad es de 3.5 mV/kPa. El medidor de presión diferencial fue colocado en la parte lateral del colector solar para medir la presión diferencial entre la entrada y la salida. En la Figura 3.6 se muestra el medidor de presión diferencial utilizado en las pruebas.

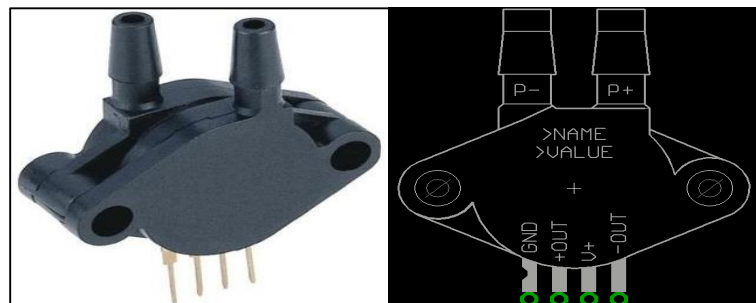


Figura 3.7. Medidor de presión diferencial MPX10DP.

Medición de flujo:

Para medir el flujo de aire a la entrada y salida del colector solar de aire durante el tiempo de evaluación se utilizó un anemómetro digital marca MATECH modelo 731, con las siguientes especificaciones: velocidad de 0.8 a 30 m/s, flujo de aire de 0 a 999 m³/s, precisión de 3 %. En la Figura 3.7 se puede observar el medidor digital empleado durante las pruebas para medir el flujo de aire.



Figura 3.8. Medidor digital del flujo de aire.

Medición de condiciones ambientales:

La medición de las condiciones ambientales se realiza mediante el monitoreo de las variables del clima, como son la temperatura ambiente, la humedad relativa, la presión atmosférica, la velocidad del viento. La temperatura ambiente se midió con un sensor DS18B20 con salida digital con rango de medición de -55°C hasta 125°C, con precisión de ± 0.5 °C para una temperatura de -10 °C a 85 °C.

La humedad relativa se midió con un sensor DHT22, como ya se había especificado anteriormente. La velocidad del viento se midió con un anemómetro

de tres tazas, modelo JL-FS2, con voltaje de salida de 0 V a 5 V, rango de medición de velocidad efectiva de 0 m/s a 30 m/s, resolución de 0.1 m/s, error de sistema de $\pm 3\%$, temperatura de operación de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. En la Figura 3.8 se aprecia el medidor de velocidad del viento empleado en las pruebas.



Figura 3.9. Medidor de velocidad del viento: Anemómetro de tres tazas.

Sistema de adquisición de datos:

Para la adquisición de datos, se utilizó un sistema Arduino Mega, para registrar los datos de temperatura, humedad relativa, presión diferencial, velocidad del viento ambiental e irradiancia solar, durante el tiempo de evaluación. El tiempo de muestreo de datos fue cada 10 segundos. La tarjeta de adquisición de datos presenta alta impedancia de acoplamiento, por lo que fue necesario la inclusión de resistencias de $4.7\text{ K}\Omega$ para contrarrestar dicha impedancia.

Fue necesario adaptar un espacio en las estructura del soporte del colector solar para proteger la tarjeta de adquisición de datos de la radiación solar y de la lluvia. En la figura se muestra el sistema de adquisición de datos. En la Figura 3.9 se aprecia la tarjeta de adquisición de datos empleada para las pruebas.

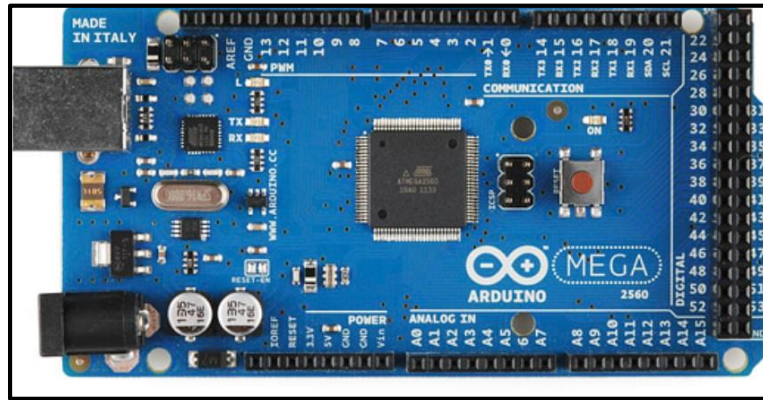


Figura 3.10. Sistema de adquisición de datos: ARDUINO Mega.

3.6. Rendimiento térmico del colector solar de aire

La evaluación del rendimiento térmico del colector solar, se realizará en base al estándar internacional ISO 9806. Dicho rendimiento involucra la operación del colector bajo los métodos de estado estacionario. Esta evaluación incluye la determinación de la eficiencia instantánea, la capacidad térmica efectiva, la constante de tiempo del colector y el modificador de ángulo incidente. Sin embargo antes de realizar cualquier prueba es necesario que el colector solar pase por un proceso de pre acondicionamiento, el cual consiste en la exposición del mismo a una irradiancia superior a los 700 W/m^2 , por un periodo de 5 horas a una temperatura de 10 K menos que la máxima temperatura de operación definida por el fabricante.

3.5.1. Método de estado estacionario.

Un colector es considerado que ha estado operando en condiciones de estado estacionario, en un tiempo de medición dado, si ninguno de los parámetros experimentales se desvía de su valor medio en dicho periodo superando los límites dados en la Tabla 3-1, para colectores solares de aire. Para establecer que el estado estacionario existe, los valores medios de cada parámetro adquiridos en un lapso de tiempo de 30 segundos deberían ser comparados con el valor medio en el periodo de medición.

Tabla 3-1. Desviación de parámetros de medición permitida durante un periodo de medición para un colector solar de aire (International Standard Organization, 2013).

PARÁMETRO	DESVIACIÓN PERMITIDA
Irradiancia solar global durante la prueba	$\pm 50 \text{ W/m}^2$
Irradiancia solar total de onda corta	-
Temperatura del aire circundante	$\pm 1.5 \text{ K}$
Flujo másico del fluido	$\pm 2 \%$
Temperatura a la entrada al colector del fluido	$\pm 1.5 \text{ K}$
Temperatura a la salida al colector del fluido	$\pm 1.5 \text{ K}$
Velocidad del aire circundante	-

Condición de prueba de caudal del fluido:

En algunos colectores el caudal del fluido recomendado puede estar cerca de la región de transición entre flujo laminar y turbulento. Esta situación podría causar inestabilidad en los coeficientes de transferencia de calor internos del colector, y por lo tanto variaciones en las mediciones de la eficiencia del colector. Para que

la caracterización del colector sea reproducible, es necesario un mayor caudal, lo cual debe establecerse en los resultados de las pruebas. Los valores de diferencias de temperatura negativas en el fluido pueden no ser incluidas en los resultados de las pruebas.

Durante el régimen de transición, el caudal debe ser primero alto (turbulento) y entonces reducirlo hasta alcanzar el punto deseado. Esto prevendrá la transición de laminar a turbulento durante la toma de mediciones.

Condición de prueba del ángulo de incidencia de radiación solar directa:

El ángulo de incidencia de radiación solar directa en la apertura del colector debe estar en el rango en el cual el modificador de ángulo incidente para el colector tiene variaciones no mayor a $\pm 2\%$ de su valor en incidencia normal. Para colectores planos con vidrio sencillo, esta condición usualmente será satisfecha si el ángulo de incidencia de radiación solar directa en la apertura del colector es menor que 20° . Sin embargo ángulos mucho más pequeños pueden ser requeridos para diseños particulares. Cuando la radiación difusa es mayor al 30%, el ángulo de incidencia puede ser no tomado en cuenta, por eso se recomienda que no se realicen pruebas al colector cuando haya niveles de radiación difusa mayor a 30%.

Condición de irradiancia solar:

La irradiancia solar hemisférica en el plano de la apertura del colector solar debe ser superior a 700 W/m^2 .

Condición de velocidad del viento:

En el caso de colectores de aire con cubierta de vidrio, el valor promedio de la velocidad del aire que circula paralela a la apertura del colector, tomando en cuenta las variaciones espaciales sobre el colector y las variaciones temporales durante el periodo de pruebas, debe ser $3 \text{ m/s} \pm 1 \text{ m/s}$.

Condición de temperatura de entrada del fluido:

Si el rango de temperatura de entrada del fluido, es especificado por el fabricante, los puntos de datos deben satisfacer los requerimientos dados abajo y ser obtenido por al menos cuatro temperaturas de entrada del fluido uniformemente espaciadas sobre el rango de temperatura del colector. Si es posible, una temperatura de entrada deberá ser seleccionada tal que la temperatura media del fluido en el colector se encuentre dentro de $\pm 3 \text{ K}$ de la temperatura ambiente, con el fin de obtener un valor preciso de la eficiencia pico del colector, $\eta_{0,\text{hem}}$, referida a la diferencia de temperaturas reducida $T_f^* = (T_f - T_a)/G^*$, y basada en la irradiancia directa. Donde G^* es la irradiancia global hemisférica.

En el caso de los sistemas abiertos al ambiente sólo se necesita un punto de operación para realizar la medición. Este punto de operación es igual a la temperatura ambiente.

Condición del flujo másico del fluido:

A menos que el rango del flujo másico del fluido sea especificado por el fabricante, el flujo másico del fluido se debe ajustar a tres valores igualmente distribuidos entre los 30 y 300 $\text{kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$, equivalente a un rango entre 1.4 y 13.7 cfm/ft^2 área total. Si el fabricante tiene manuales para el flujo de aire, el flujo másico del fluido debe ser ajustado al caudal máximo, mínimo y medio.

El flujo másico del fluido deberá mantenerse estable dentro de $\pm 2 \%$ del valor de ajuste durante cada periodo de prueba, y no debería variar más de 5% del valor de ajuste entre un periodo a otro.

Condiciones de presión y de continuidad:

El colector solar de aire debe ser medido bajo presión atmosférica ($| \text{presión de entrada} | = | \text{presión de salida} |$, el flujo másico de entrada = flujo másico de salida).

Los datos serán recolectados para generar una base de datos de prueba de estado estacionario. Misma que nos servirá para determinar los parámetros adecuados del colector.

3.5.2. Método cuasi dinámico.

Este método consiste en un periodo de pruebas de 4 a 5 días. El número de días reales, para todas las pruebas del colector al exterior, dependerá de las condiciones climáticas del sitio de pruebas. El registro de datos deberá contener datos equivalentes de todas las condiciones de operación normales importantes (suficiente variabilidad y rango dinámico), para obtener parámetros desacoplados del colector. Esto se logra variando la temperatura de entrada del colector dentro de un rango de diseño, al menos 4 temperaturas uniformemente distribuidas, de donde se obtendrán los conjuntos de datos para cada una. La segunda y tercer temperatura de entrada serán seleccionadas tal que la temperatura media del fluido este uniformemente espaciada entre el valor más bajo y el valor más alto del rango de operación, alrededor de la medición del medio día solar. El cambio en la temperatura de entrada se debe realizar después de que cada secuencia de prueba se ha completado. Los datos guardados durante este periodo de cambio, no deberán incluirse en los datos de prueba.

La temperatura de entrada deberá mantenerse estable dentro de ± 1 K durante cada secuencia de prueba.

Si el modelo de colector empleado, describe con mayor precisión el rendimiento de los colectores, los 4 puntos de medición, así como los conjuntos de datos independientes pueden ser reducidos. En una revisión posterior de este método, pueden ser considerados sólo 3 puntos de medición. La caracterización más completa del colector también conduce a un menor número de restricciones sobre los diseños de colectores y una gama más amplia de colectores será cubierta por este método de prueba.

Toda vez que los datos fueron registrados, estos datos deberán ser evaluados para cada día de prueba, siguiendo las siguientes directrices, considerando una duración mínima para cada secuencia de pruebas de 3 horas, mismas que no necesitan ser consecutivas (la secuencia de pruebas puede consistir de varias partes no consecutivas). A continuación se presentan los días de pruebas para el método cuasi dinámico, así como las condiciones del clima descritas para cada día de prueba durante toda la secuencia.

Primer día de prueba.

Esta secuencia debe ser realizada en condiciones de cielo despejado. Debe incluir valores de ángulo incidente mayor a 60° hasta valores donde la diferencia del ángulo modificador incidente de la irradiancia directa difiera no más del 2 % del valor en incidencia normal.

Segundo día de prueba.

Parcialmente nublado, incluyendo nubosidad, así como condiciones de cielo despejado. Esta puede ser una secuencia de prueba para temperaturas de operación elevadas o bajo condiciones de eficiencia.

Tercer día de prueba.

Nubosidad, así como condiciones de cielo despejado. Operando bajo las condiciones de temperatura media, como ya se han previsto. Esta secuencia se puede realizar en 1 o 2 días, por lo que el número de días de prueba total serían 5 en lugar de 4.

Cuarto día de prueba.

Nubosidad, así como condiciones de cielo despejado. Operando bajo condiciones de alta temperatura, conforme a la distribución antes vista.

3.5.3. Cálculo de parámetros.

Eficiencia instantánea:

La eficiencia instantánea de un colector solar, operando en condiciones de estado estacionario, está definida como la relación de la potencia extraída útil

actual a la energía solar interceptada por el colector. La potencia extraída útil actual es calculada conforme a la ecuación 3.8.

$$q_u = \dot{m}_f C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (3.8)$$

Se debe emplear un valor de C_p correspondiente para la temperatura del fluido a la entrada y a la salida. Si el flujo másico es obtenido por un medidor de caudal, entonces la densidad debe ser determinada por la temperatura del fluido en el medidor de flujo.

La energía solar interceptada es $A \cdot G$, donde A es el área total del colector. La eficiencia del colector se puede obtener por la ecuación 3.9.

$$\eta = \frac{q_u}{A \cdot G} = \frac{\dot{m}_f C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A \cdot G} \quad (3.9)$$

Donde la temperatura media del fluido $T_f = \frac{T_{fo} + T_{fi}}{2}$

La eficiencia instantánea η_{hem} deberá ser calculada mediante un ajuste estadístico de la curva, usando el método de los mínimos cuadrados, para obtener una curva de eficiencia instantánea con la forma de la ecuación 3.10.

$$\eta_{hem} = \eta_{0,hem} - a_1 \frac{T_f - T_a}{G} - a_2 G \left(\frac{T_f - T_a}{G} \right)^2 \quad (3.10)$$

Generalmente se emplea una curva de segundo orden, la cual puede ser construida por un algoritmo de regresión de mínimos cuadrados, sin embargo si el valor de a_2 es negativo o no tiene significancia estadística, esto es, si la relación del valor del parámetro a la desviación estándar del valor del parámetro es mayor que 3, no será necesario estimar un modelo de segundo orden.

Los colectores abiertos al ambiente guardan una dependencia con la velocidad del viento, dicha dependencia se puede medir y modelar a través de la ecuación 3.11.

$$\frac{q_u}{A \cdot G} = \eta_{max,0 \text{ m/s}} - b_u \cdot u \quad (3.11)$$

La eficiencia del colector puede ser representada gráficamente como función de la velocidad del viento con un flujo másico constante. La salida del colector puede ser calculada mediante la ecuación 3.12.

$$q_u = A \cdot G \cdot \left(\eta_{0,hem} - a_1 \frac{T_f - T_a}{G} - a_2 G \left(\frac{T_f - T_a}{G} \right)^2 \right) \quad (3.12)$$

Donde A es el área total del colector. La salida del colector deber ser presentada gráficamente como una función de la diferencia de temperatura entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente ($T_m - T_a$) usando $G = 1000 \text{ W/m}^2$. El producto $A \cdot G \cdot \eta_{0,hem}$ deberá ser referido a la potencia pico \dot{Q}_p .

Capacidad térmica efectiva:

El fluido se hace circular a una temperatura constante, usando un caudal similar al empleado en la prueba de eficiencia, hasta que el estado estacionario sea alcanzado. La apertura del colector debe ser cubierta de la radiación solar por una cubierta reflectora.

La cubierta reflectora se retira y se realizan las mediciones continuamente hasta alcanzar de nuevo el estado estacionario. Este procedimiento se realiza en cuatro ocasiones, y una media aritmética de la capacidad térmica efectiva es calculada.

Durante la prueba se llevan a cabo las siguientes mediciones:

- Caudal másico en el canal de aire.
- Temperatura del aire a la entrada y salida del colector.
- Temperatura del aire alrededor del colector.
- La irradiancia solar.

El comportamiento transitorio del colector entre dos estados estacionarios 1 y 2 es representado por la ecuación 3.13 y 3.14.

$$C \frac{dT_f}{dt} = A \cdot \eta_{0,hem} \cdot G - \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T - A \cdot U(T_f - T_a) \quad (3.13)$$

$$\Delta T = (T_{fo} - T_{fi}) \text{ (positivo)} \quad (3.14)$$

Integrando la ecuación transitoria en el periodo comprendido entre los dos estados estacionarios, se obtiene la siguiente ecuación 3.15, definiendo la capacidad térmica del colector:

$$C = \frac{A\eta_{0,hem} \int_{t_1}^{t_2} Gdt - \dot{m}c_f \int_{t_1}^{t_2} \Delta Tdt - AU \left[\int_{t_1}^{t_2} (T_{fi} - T_a)dt + \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \Delta Tdt \right]}{T_{m1} - T_{m2}} \quad (3.15)$$

De los registros de la prueba ($T_{in} - T_a$), ΔT y G son graficados como función del tiempo. Las áreas bajo la curva, entre los dos estados estacionarios, son $\int_{t_1}^{t_2} (T_{fi} - T_a)dt$, $\int_{t_1}^{t_2} \Delta Tdt$ y $\int_{t_1}^{t_2} Gdt$, respectivamente.

La intercepción con el eje y $\eta_{0,hem}$ y la pendiente U lineal de la eficiencia instantánea η_{hem} son conocidos a partir de la prueba. La capacidad térmica efectiva se determina insertando estos valores experimentales en la ecuación 3.15.

Como vimos en un apartado anterior, el valor promedio de la velocidad del aire alrededor del colector debe estar entre 1 y 4 m/s, considerando las variaciones con respecto al espacio del colector y las variaciones del tiempo durante el periodo de prueba. Se pueden usar generadores de viento para alcanzar la velocidad requerida en caso de ser necesario.

La temperatura de entrada deberá ser seleccionada tal que la temperatura media del fluido en el colector se encuentre dentro de ± 3 K de la temperatura ambiente, con el fin de obtener una determinación precisa de $\eta_{0,hem}$.

Para la prueba cuasi dinámica se requiere que la adquisición de datos se realice con un tiempo de muestreo determinado entre 1 y 10 s.

La constante de tiempo:

La prueba se realizará ya sea abierto al ambiente o en un recinto interior mediante un simulador de irradiancia. En cada caso, la irradiancia solar sobre el plano de apertura del colector será mayor que 700 W/m². El aire se hará circular a través

del colector usando el caudal más lento empleado en las pruebas de eficiencia térmica. La apertura del colector será protegida de la radiación solar por una cubierta reflejante, y la temperatura del aire en el interior del colector deberá ser aproximadamente igual a la temperatura ambiente. Cuando se ha alcanzado el estado estacionario, la cubierta será removida y se continuara midiendo hasta que se vuelva a alcanzar la condición de estado estacionario. Para el propósito de esta prueba se asume como condición de estado estacionario que las variaciones de temperatura del aire a la salida del colector sean menor a 0.5 K por minuto.

Para esta prueba es necesario medir la temperatura del aire a la entrada del colector, la temperatura del aire a la salida del colector y la temperatura del aire alrededor del colector.

La diferencia de temperatura del aire entre la salida del colector y el aire circundante ($T_s - T_a$) deberá graficarse contra el tiempo, empezando con la condición de estado estacionario inicial $(T_s - T_a)_0$ y continuando hasta que el segundo estado estacionario se ha alcanzado a una mayor temperatura $(T_s - T_a)_2$. Como se puede ver en la figura 3.10.

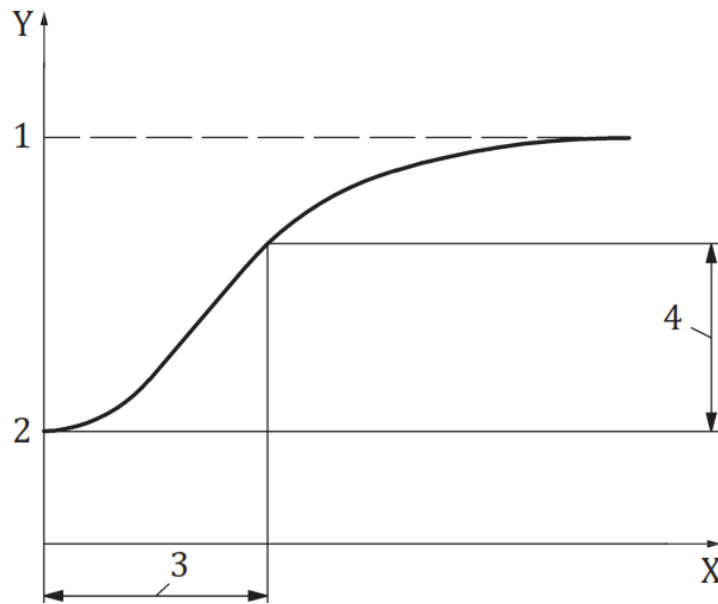


Figura 3.10. Constante de tiempo del colector solar: (1) $(T_s - T_a)$, (2) $(T_s - T_a)_2$, (3) $(T_s - T_a)_0$, (4) τ_c .

La constante de tiempo τ_c del colector es definido como el tiempo transcurrido entre la remoción de la cubierta y el punto donde la temperatura a la salida del colector alcanza el 63.2 % del incremento total de $(T_s - T_a)_0$ a $(T_s - T_a)_2$. Si el tiempo de respuesta de los sensores de temperatura es significativo cuando es comparado con el tiempo medido para el colector, entonces este deberá tomarse en cuenta en el cálculo de los resultados de esta prueba.

Ángulo incidente modificado:

El ángulo incidente modificado está definido por la relación de la eficiencia pico en un ángulo definido de incidencia, y la eficiencia pico en un ángulo definido de incidencia de referencia, como se ve en las ecuaciones 3.16 y 3.17.

$$K_b(\theta_L, \theta_T) = \frac{\eta_{0,b}(\theta_L, \theta_T)}{\eta_{0,b}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})} \quad (3.16)$$

$$K_{hem}(\theta_L, \theta_T) = \frac{\eta_{0,hem}(\theta_L, \theta_T)}{\eta_{0,hem}(\theta_{L,def}, \theta_{T,def})} \quad (3.17)$$

La incidencia normal (igual a cero), es normalmente utilizada como los ángulos de incidencia definidos $\theta_{L,def}, \theta_{T,def}$. Se pueden escoger otros valores de ángulos definidos, siempre que sean apropiados, en el caso del rendimiento térmico, no puede ser determinado bajo condiciones de incidencia normal.

El significado del ángulo de incidencia modificado para los procedimientos de prueba delineados en el estándar de referencia, es que tan cerca de las condiciones de incidencia normal son calculados los valores de eficiencia térmica del colector. Por lo tanto, la intercepción de la variable y y la variable η en la curva de eficiencia es igual a $\eta_{0,hem}$, para un colector plano. Una medición separada deberá conducir a determinar el valor de $K_{hem}(\theta_L, \theta_T)$, tal que el rendimiento del colector pueda ser determinado bajo un rango amplio de condiciones y/o tiempos del día.

3.7. Estimación de la incertidumbre

Como se vio en el apartado 3.5, el cálculo de la eficiencia térmica es determinado directamente por los datos obtenidos durante las pruebas experimentales, a través de instrumentos específicos. Cada uno de estos instrumentos tiene su

propia precisión, esto se refleja en el resultado de la eficiencia, y resulta en una incertidumbre en el cálculo de la misma, por lo que es necesario evaluar los errores asociados con los diferentes instrumentos. (Singh & Kumar, 2013).

De acuerdo con (Singh & Kumar, 2013), la ecuación determina la incertidumbre para la eficiencia térmica, resultado del efecto combinado de diferentes variables.

$$(U_x)_{total} = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial x}{\partial y_j} \cdot U_{y_j} \right)^2} \quad (3.18)$$

Donde x es el indicador de rendimiento, y_j representa cualquiera de las n variables independientes con incertidumbre U_{y_j} .

3.8. Simulación del colector solar de aire

Para la etapa de simulación se seleccionó el software TRNSYS (Transient System Simulation Program). Fue desarrollado en la Universidad de Wisconsin por miembros del Laboratorio de Energía Solar y escrito en lenguaje de programación FORTRAN, (University of Wisconsin, 2013).

TRNSYS Es un programa bien aceptado en aplicaciones y evaluaciones dentro de la comunidad científica en las áreas de sistemas energéticos, incluyendo las relacionadas con la energía solar, ya que la simulación ayuda a la toma de decisiones en la etapa experimental de un proyecto, ahorrando gastos y tiempo de experimentación cuando ya tenemos un modelo de predicción; o bien ya sea que se trate de un nuevos sistema, en el que partir de datos experimentales se

puede caracterizar el comportamiento de dicho sistema y generar nuevos modelos de predicción.

TRNSYS puede trabajar sistemas con dependencia no lineal de datos climáticos, y evaluar su comportamiento transitorio. Originalmente, fue desarrollado para procesos solares, sin embargo, los últimos desarrollos se han centrado en la simulación de edificios y sistemas HVAC, generación eléctrica y celdas de combustible. También es posible realizar pruebas dinámicas para identificación paramétrica, evaluar unidades de almacenamiento térmico con cambio de fase, diseñar y probar dispositivos térmicos de nueva creación.

TRNSYS es empleado por los siguientes centros de investigación en el desarrollo de sus proyectos: National Renewable Energy Lab (USA), Florida Solar Energy Center, National Institute of Standards and Technology (NIST), Sandia National Labs (USA), National Aeronautic and Space Administration (NASA), Johnson Controls, Trane Company, BMW, Electricite de France, PSA (Peugeot-Citroen), IEMAT, INETI, etc. (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2015).

TRNSYS es un programa modular, que consiste de varias subrutinas que modelan el funcionamiento de subsistemas. Cada subsistema está definido por un algoritmo que da respuesta al modelo matemático que describe a ese subsistema. Por tal razón el problema de la simulación se reduce a identificar todos los subsistemas necesarios para construir el sistema particular y formular una descripción matemática general, donde finalmente se resuelven las ecuaciones algebraicas y diferenciales. El usuario también puede crear sus propios programas, los cuales no necesariamente tienen que ser tan extensos para ser recompilados con todas las demás subrutinas, por lo que se pueden

crear archivos de librerías dinámicas (DLL) en cualquier compilador FORTRAN y colocarlo en un directorio específico de trabajo, (Goswami, 2015).

Las simulaciones generalmente requieren de elementos que no son parte del sistema, son subrutinas a las que llamaremos componentes, las cuales tienen cierta utilidad y están estructuradas como dispositivos de entrada-salida. Cada componente tiene un número único “Tipo” que relaciona al componente con una subrutina que modela a dicho componente de acuerdo a su funcionalidad. También es usado un número de “Unidad” para identificar cada componente del mismo “Tipo”, lo que quiere decir que a cada componente se le debe asignar un sólo número de “Unidad”. Ya que todas las componentes del sistema han sido identificadas y una descripción matemática de cada componente está disponible, es necesario construir un diagrama de flujo para el sistema. Este diagrama facilitará la identificación de las componentes y del flujo de información entre ellos, ya que nos mostrará la forma en que están interconectados. Cada componente es una caja, la cual requiere cierta cantidad de parámetros constantes y una entrada dependiente del tiempo para generar una salida.

Las componentes en TRNSYS incluyen colectores solares, controladores diferenciales, bombas, calentadores auxiliares, cargas térmicas, termostatos, almacenamiento en lecho de bolas, válvulas de alivio, cilindros de agua caliente, bombas de calor, etc. También existen subrutinas para procesar datos de radiación, integración y manipulación de entradas y salidas.

TRNSYS puede manejar varios niveles de complejidad para realizar sus cálculos. En el caso de un colector plano, puede ser modelado por valores constantes de $F_R U_L$ y de $F_R(\tau\alpha)$ o puede ser representado por valores de U_L y $(\tau\alpha)$ calculados para cada instante de tiempo de acuerdo a las condiciones de cambio de la

simulación durante todo el tiempo seleccionado del mismo. Como en todo proceso de simulación el usuario de TRNSYS debe evaluar el costo de operación, es decir, determinar los compromisos de esfuerzo computacional y el tiempo de máquina. El programa tiene elementos de mejora en la convergencia y de aumento en la velocidad de cómputo, (Kalogirou, 2014).

Para la resolución del sistema, TRNSYS tiene tres algoritmos de integración:

- ❖ Método Modificado de Euler.
- ❖ Método de Heun de no autoinicio.
- ❖ Método de Adams de cuarto orden.

Para realizar las simulaciones, TRNSYS necesita de datos meteorológicos de entrada. Estos datos pueden estar en formato EPW (METEONORM), o en formato MTY (año típico medio). Los datos meteorológicos pueden definirse en un rango de tiempo específico de interés. En este trabajo se consideró el día 24 de abril de 2016.

En este trabajo se utilizaron los bloques de Procesador de radiación, Colector solar, Temperatura de entrada, Integrador, Calculador de Eficiencia, Impresión de resultados, como se puede ver en la Figura 3.11.

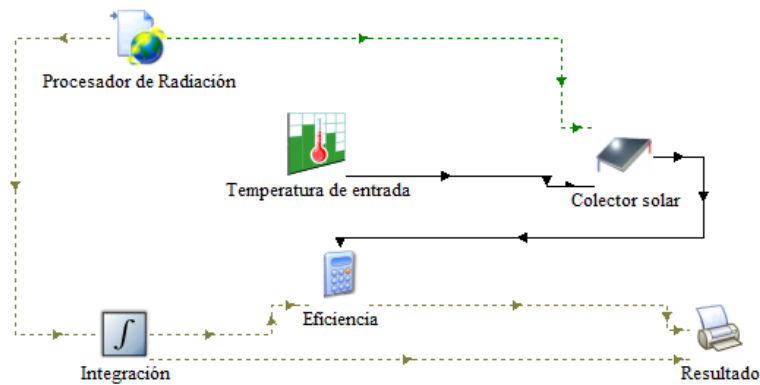


Figura 3.12. Diagrama de simulación: TRNSYS.

Para resolver el sistema propuesto se utilizará el Método Modificado de Euler. Este es un algoritmo predictor-corrector de primer orden, el cual utiliza el método de Euler para predecir un paso y la regla trapezoidal para corregir el paso. La ventaja de este algoritmo es que los cálculos de cada iteración se realizan en el tiempo que dure un paso, haciendo que la solución del sistema sea convergente mediante una substitución sucesiva, (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2015).

El valor de la predicción se puede calcular mediante la ecuación 3.19, a partir de un valor de referencia inicial T_o , el incremento del tiempo (tamaño del paso) y la variación inicial de la variable T , $\left(\frac{dT}{dt}\right)_o$.

$$T^p = T_o + \Delta t \left(\frac{dT}{dt}\right)_o \quad (3.19)$$

A partir de la predicción se calcula la nueva variación $\left(\frac{dT}{dt}\right)$.

Finalmente se realiza la corrección del paso utilizando la ecuación 3.20 a partir de la predicción y de los valores de referencia.

$$T^c = T_o + \frac{\Delta t}{2} \left[\left(\frac{dT}{dt} \right)_o + \frac{dT}{dt} \right] \quad (3.20)$$

En la ecuación 3.21 se define un criterio para garantizar la convergencia del método.

$$\frac{2(T^c - T^p)}{T^c + T^p} > \varepsilon \quad (3.21)$$

Para realizar la simulación mediante TRNSYS, es necesario construir un escenario a partir de los modelos definidos con anterioridad y de las pruebas experimentales, para poder hacer una comparación entre ambas.

El modelo del colector, al ser un dispositivo, se define su funcionamiento en términos de sus parámetros constantes, así como de sus variables de entrada y salida. A través de su interconexión podremos calcular la eficiencia del colector. Dichos valores que son necesarios para alimentar el colector, se muestran en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2. Parámetros para simulación: TRNSYS.

PARÁMETROS	VARIABLES DE ENTRADA	VARIABLES DE SALIDA
Números de colectores en serie	Temperatura de entrada del fluido	Temperatura de salida del fluido
Área del Colector	Caudal de entrada del fluido	Caudal de salida del fluido
Calor específico del fluido	Temperatura ambiente	Ganancia de energía útil
Factor de eficiencia de aletas	Radiación incidente total	
Coefficiente de pérdidas a los costados y en el fondo	Velocidad del aire en el colector	

Emitancia de la superficie absorbedora	Radiación Total sobre una superficie horizontal	
Absortancia de la superficie absorbedora	Radiación difusa sobre una superficie horizontal	
Número de cubiertas	Reflectancia del suelo	
Índice de refracción de la cubierta	Ángulo de incidencia de la radiación directa sobre la superficie del colector	
El producto del coeficiente de extinción y el espesor de la cubierta	Ángulo de inclinación del colector	

CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos de la construcción, caracterización, evaluación térmica y validación del modelo teórico del colector solar, así como los resultados experimentales obtenidos. Se presentan las gráficas correspondientes a la constante de tiempo, la eficiencia y el ángulo incidente modificado. Para la validación del modelo se compararon los resultados teóricos con los experimentales.

Se construyó un colector solar de aire con un solo canal de flujo de aire, una cubierta traslúcida, placa absorbidora y de fondo en forma ondulada, que está instalado en la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, Campus Chontalpa, División Académica de Ingeniería y Arquitectura, en la zona denominada “Plataforma Fotovoltaica”. Las coordenadas del lugar son las siguientes, $18^{\circ}4'24.27''$ latitud Norte y $93^{\circ}9'52.72''$ longitud Oeste. En la figura 1.1 se puede ver la ubicación del colector solar.



Figura 4.1. Ubicación del colector solar.

4.1. Descripción de la construcción del colector solar de aire

En esta sección se describen cada una de las partes diseñadas y construidas del colector:

4.1.1. Soporte

El soporte del colector está construido con estructuras de ángulos metálicos de acero ASTM A-36 con las dimensiones siguientes, dos lados iguales de 2.54 cm de ancho, y con espesor de 3.2 mm, las cuales fueron soldadas mediante la técnica de arco eléctrico, utilizando electrodos de 2.4 mm con fuerza de tracción de 90 lb/pulg².

4.1.2. Cubierta traslucida

La cubierta traslucida es de vidrio templado de 4 mm de espesor, con longitud de 1000 mm y ancho de 600 mm, que se instaló a la estructura del colector adherido con resina sintética para altas temperaturas de la marca Sika, soportando un rango de temperatura de - 60°C hasta los 260°C en operación continua (Singh & Kumar, 2013), (Morad *et al.*, 2015).

4.1.3. Placa absorbedora

La placa absorbedora es de acero ASTM A-653 con recubrimiento de zinc, tiene perfil ondulado, de 0.28 mm de espesor, longitud de 852.32 mm y ancho de 460.86 mm. La superficie absorbedora es de 0.392 m². Esta superficie fue recubierta con pintura negra Rust Oleum de alta temperatura acabado mate, la cual soporta temperaturas hasta los 648°C, con una absorción del 95 % y emitancia térmica del 93.8%. Se instaló con las ondulaciones perpendiculares a

la dirección del flujo de aire. La profundidad del canal superior es de 100 mm (Oliva, Maldonado, Diaz, & Montalvo, 2013).

4.1.4. Placa de fondo

La placa de fondo es de las mismas dimensiones que la placa absorbidora y del mismo material, fue instalado de tal forma que las ondulaciones son paralelas a la dirección del flujo de aire. La profundidad del canal inferior es de 80 mm.

4.1.5. Aislamiento térmico

El aislante térmico se utilizó para evitar la transferencia de calor al ambiente, a través de las paredes y del fondo del colector. El aislante térmico empleado fue poliestireno expandido (EPS) H16 NOVIDESA, con una densidad nominal de 16 kg/m^3 , conductividad térmica de 0.0339 W/mK , adsorción de humedad (volumen) de 0.002% , espesor de 63.5 mm y un parámetro de aislamiento de $1.87 \text{ m}^2\text{K/W}$. Se seleccionó este material, por ser económico, por su disponibilidad, y por sus buenas propiedades aislantes. Para evitar deformaciones mecánicas, las piezas de aislante térmico se instalaron entre dos piezas de láminas lisas de acero ASTM A-653 con recubrimiento de zinc, de 0.28 mm de espesor.

En la figura 4.2 y 4.3 podemos ver un esquema de la construcción del colector solar y las partes que las componen, así como la implementación final del mismo, respectivamente.

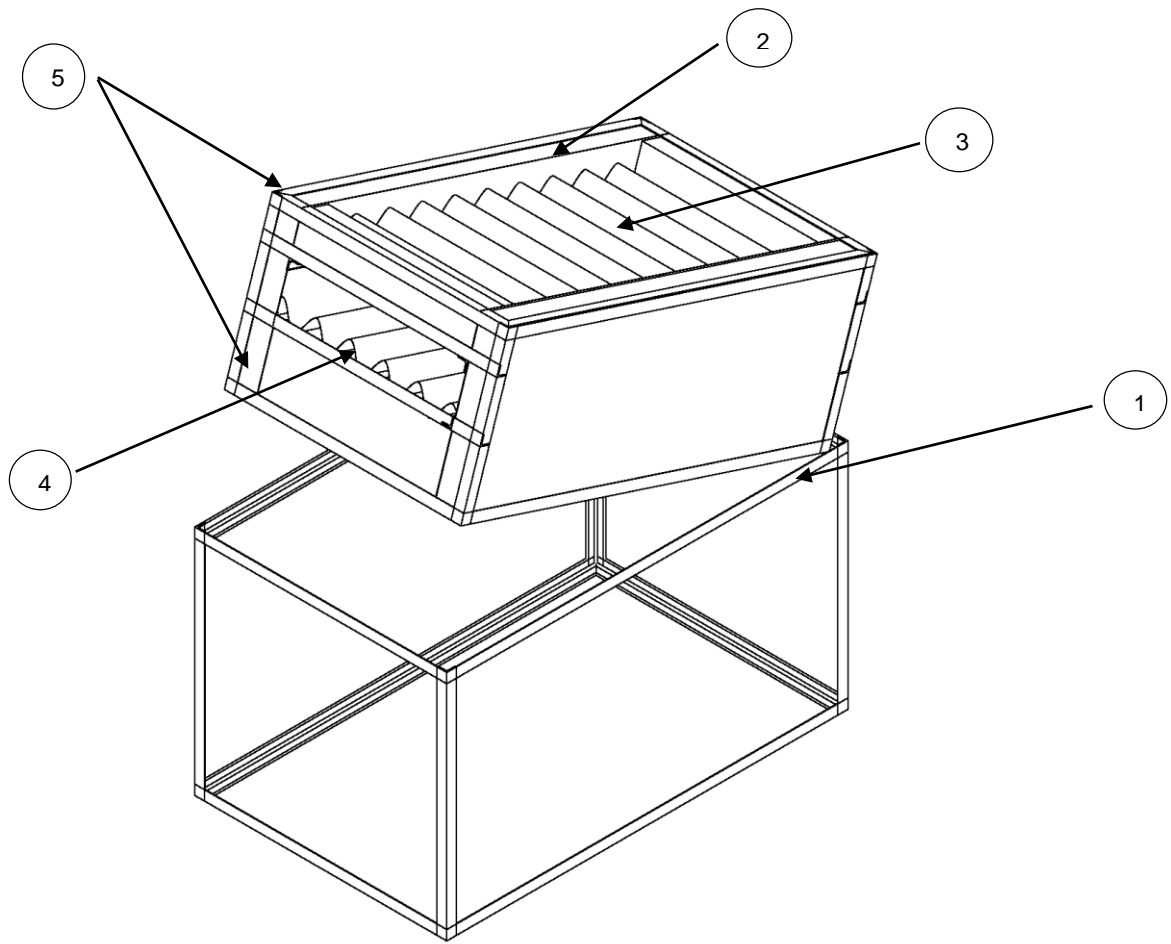


Figura 4.2. Esquema de las partes del colector solar: 1) soporte; 2) placa traslúcida; 3) placa absorbedora; 4) placa de fondo; 5) aislante térmico.



Figura 4.3. Implementación del colector solar.

4.2. Caracterización del colector solar de aire

En la caracterización del colector solar, se tomaron datos de la temperatura y humedad relativa dentro del canal de aire, así como los niveles de irradiancia local, en un intervalo de tiempo determinado. También se consideró el estándar internacional ISO 9806, para evaluar el rendimiento térmico del colector solar, para obtener las curvas de eficiencia, la constante de tiempo y el ángulo de incidencia modificado.

4.2.1 Curvas de temperatura y humedad relativa

La adquisición de datos de temperaturas y humedad relativa del fluido de trabajo se realizó durante un mes. En la figura 4.4 se muestra el comportamiento de ambos parámetros durante un día de prueba como lo marca el estándar ISO9806. Específicamente para el día 24 de abril de 2016.

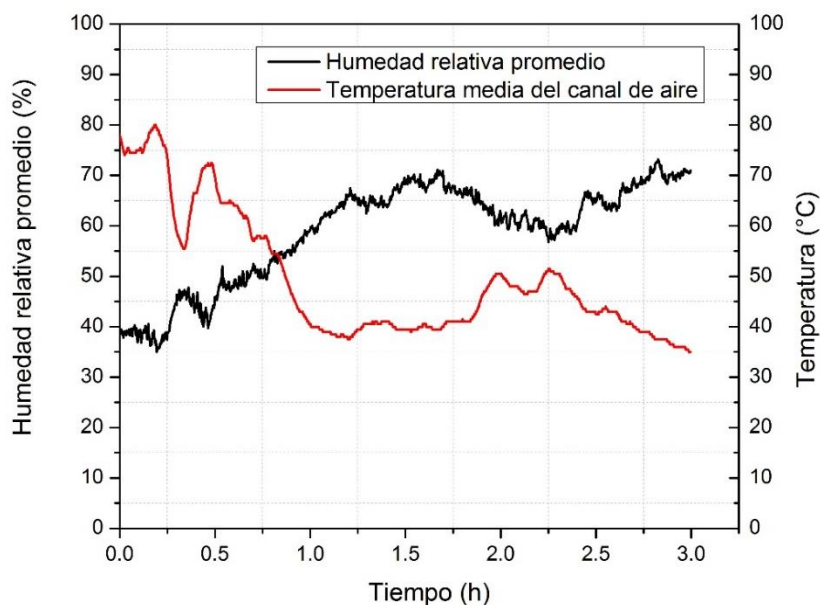


Figura 4.4. Curvas de temperatura y humedad relativa para un día de prueba.

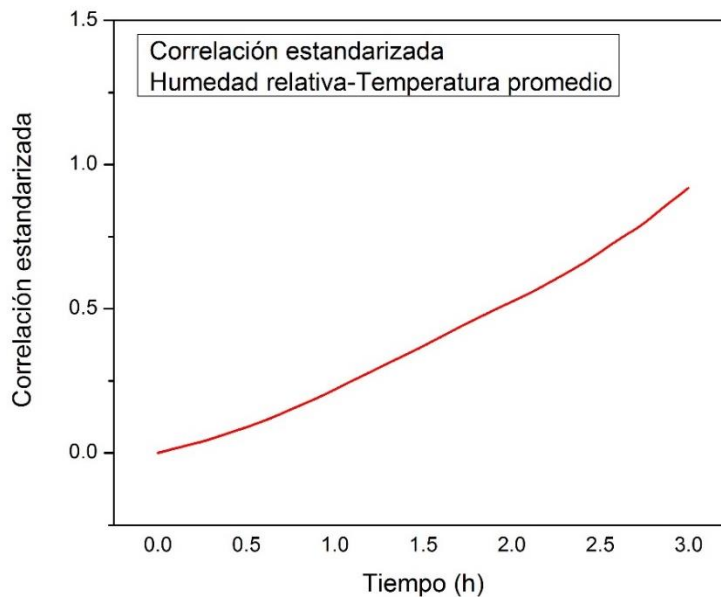


Figura 4.5. Correlación estandarizada entre la humedad relativa y la temperatura media del colector solar.

En la Figura 4.2 se observa la gráfica de correlación estandarizada para la humedad relativa y la temperatura media en el canal de aire. Analizando las Figuras 4.1 y 4.2 vemos el comportamiento de los picos de humedad relativa de 35%, 45%, 42.5%, 62.5%, 70%, 71% para los cuales los valores respectivos de temperatura media son 80 °C, 55 °C, 72.5 °C, 42.5 °C, 40 °C, 35 °C lo que indica que a pesar de las variaciones de humedad relativa, la temperatura no experimenta cambios mayores, por lo que la curva de correlación es creciente, esto indica que la correlación es débil, y se comprueba por los valores de los parámetros de correlación alejados de los valores 1 y -1, los cuales son los que determinarían si la correlación fuera fuerte. (Frigo & Johnson, 2005).

4.2.2 Constante de tiempo

La prueba de constante de tiempo se llevó a cabo conforme al apartado 3.4, considerando una irradiancia mayor a 700 W/m² (la irradiancia en tiempo real fue de 881 W/m²), colocando una cubierta opaca sobre el colector solar para obtener

la curva de la constante de tiempo. En la Tabla 4-1 se muestran los datos y parámetros durante la prueba. En la Figura 4.4 se muestra la evolución de la temperatura adimensional con respecto al tiempo.

Tabla 4-1. Datos y parámetros para la prueba de la constante de tiempo

DATO/PARÁMETRO	VALOR
Área total del colector	0.6 m ²
Apertura del colector	0.392 m ²
Inclinación del colector	18°
Presión barométrica del aire	1013 mbar
Caída de presión a través del colector	0.01 kPa
Duración del experimento	30 min
Flujo másico promedio	0.01 kg/s
Irradiancia promedio	881 W/m ²
Velocidad del viento	2.7 m/s
Temperatura ambiente	34
Temperatura promedio de entrada	33
Temperatura promedio de salida	40
Valor de la constante de tiempo	350 s

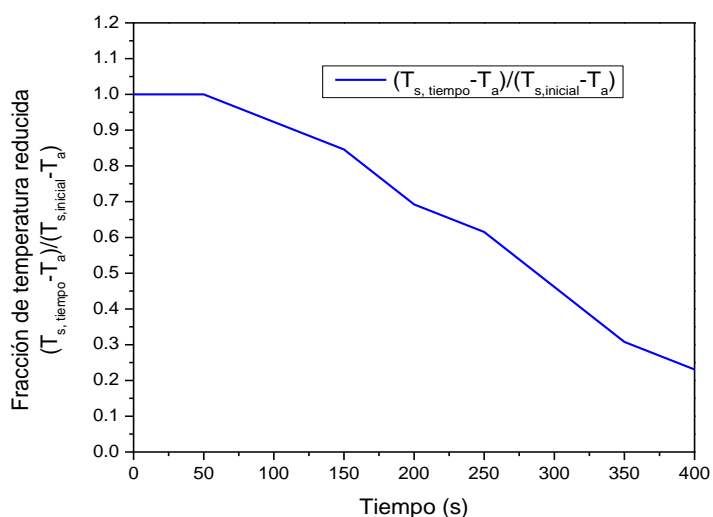


Figura 4.6. Curva de la constante de tiempo

La curva anterior muestra que se está obteniendo una constante de tiempo de 350 s, una constante larga comparada con otros autores donde sus constantes de tiempos alcanzan el orden de los 120 s, lo que es una constante 2.91 veces más grande (Hernández León, 2009). Se observa que la configuración del colector genera una dinámica lenta en los mecanismos de transferencia de calor hacia el fluido de trabajo, provocando un tiempo de estabilización largo, por lo que se ocupa un tiempo mayor para alcanzar el 63.2% del incremento total de la temperatura.

El lugar donde se instaló el colector, cumple con el estándar ISO 9806, para las pruebas de evaluación térmica. El colector fue construido a escala real, con la finalidad de que sea mínima la interferencia energética por albedo o por radiación reflejada de instalaciones cercanas. Las condiciones de flujo de aire deben mantenerse para tener un flujo másico constante en el canal de aire, para este caso se seleccionó un valor de 0.01 kg/s para todo el periodo de pruebas.

El proceso de pre acondicionamiento del colector también incluye cuatro días, de operación total del sistema, mediante un circuito de pruebas abierto al ambiente.

4.2.3. Rendimiento térmico del colector solar

Se determinó la eficiencia térmica del colector solar para 4 diferentes tipologías de días, con diferentes condiciones de operación. Las pruebas fueron realizadas conforme a la sección 3.5. Cada día de prueba se realizó sobre el medio día solar, durante un tiempo de tres horas, incluidas 5 puntos de lectura, 2 antes del medio día solar, una en el medio día solar, y 2 después del medio día solar. Para calcular los valores de la eficiencia se utilizaron la ecuación (3.9) y (3.10). En la tabla 4.2

se muestran los parámetros para el cálculo de la eficiencia térmica del colector solar. En la figura 4.6 se muestran los valores de las eficiencias, y su respectiva curva de ajuste dependiente de $(T_{f,e} - T_a)/G$. El ajuste de la curva se determinó por el método de mínimos cuadrados. De la ecuación (3.10), el valor de $\eta_{0,hem}$ es 0.64, la eficiencia máxima del colector, el cual es la ordenada al origen de la curva de ajuste y es el valor del producto $(A_a/A_g)F_R(\tau\alpha)_\eta$. La pendiente de la curva de ajuste es el producto del factor de remoción por el coeficiente de pérdidas del calor del colector $F_R U_L$, dicho valor es -6.1.

Tabla 4.2. Parámetros para calcular la eficiencia del colector solar.

Condiciones para el cálculo de la eficiencia				
Días de prueba	Día 1	Día 2	Día 3	Día 4
Temperatura ambiente (°C)	31.32	32.34	30.29	34.26
Temperatura de entrada (°C)	30.83	32.16	30.17	33.84
Temperatura de salida (°C)	38.16	39.31	38.23	41.13
Irradiancia (W/m ²)	894	942	875	989
Flujo másico del aire (kg/s)	0.01			
Eficiencias promedio del colector (%)	59.8	56.6	53.6	50.6
Velocidad del viento (m/s)	3.05	2.2	2.0	2.8
Caída de presión (kPa)	0.01			

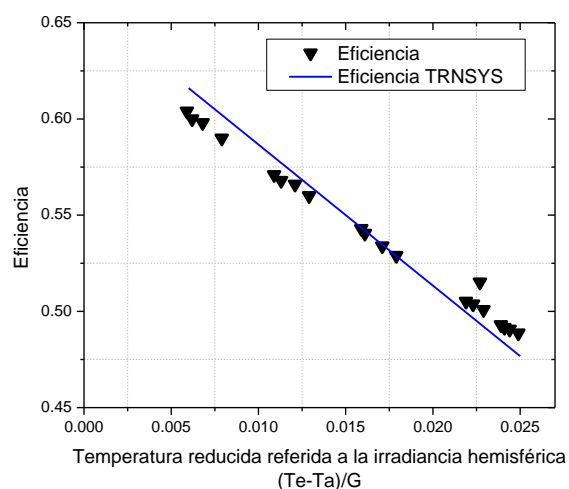


Figura 4.5. Curva de Eficiencia del colector solar.

De acuerdo con las gráficas en la Figura 4.5 puede observarse que se dieron las condiciones de estado permanente, fenómeno que era necesario para establecer la eficiencia del colector. Se observa también que la gráfica de la simulación se aproxima a la respuesta real del colector con un error del 4.32%, indicando que los parámetros con que fue alimentado el simulador son adecuados. El error fue obtenido aplicando un algoritmo para calcular el error medio cuadrático a los datos reales del colector y la respuesta del simulador.

4.2.4. Angulo incidente modificado

Para la prueba de ángulo incidente modificado, se consideró una irradiancia superior a los 700 W/m². En ese día se llevaron a cabo siete mediciones, tres antes del mediodía solar, una al mediodía solar y tres después del mediodía solar. Las lecturas se tomaron para diferentes inclinaciones de la radiación solar con respecto a la apertura del colector solar, conforme con el apartado 3.5. Los ángulos considerados fueron 0°, 30°, 45° y 60°. (Kalogirou, 2014), (Duffie & Beckman, 2013), (Hernández León, 2009).

El ángulo incidente modificado se calculó en base a las ecuaciones (3.16) y (3.17). Para su determinación se utilizaron algunos parámetros, que se pueden observar en la Tabla 4-2. En la Figura 4.6 se muestra el ángulo modificado para los diferentes ángulos utilizados, también se observa la curva ajustada mediante la aplicación del algoritmo de mínimos cuadrados a dichos valores.

Tabla 4-2. Parámetros para calcular la eficiencia del colector solar.

Condiciones para el cálculo del ángulo incidente modificado				
Ángulos de inclinación	0°	30°	45°	60°
Temperatura ambiente	35°C	30°C	29°C	32°C
Irradiancia	932	823	785	851
Eficiencia	0.64	0.604	0.584	0.610
Ángulo incidente modificado	1	0.95	0.89	0.8
Flujo másico del aire	0.01 kg/s			
Velocidad del viento	2.7 m/s			

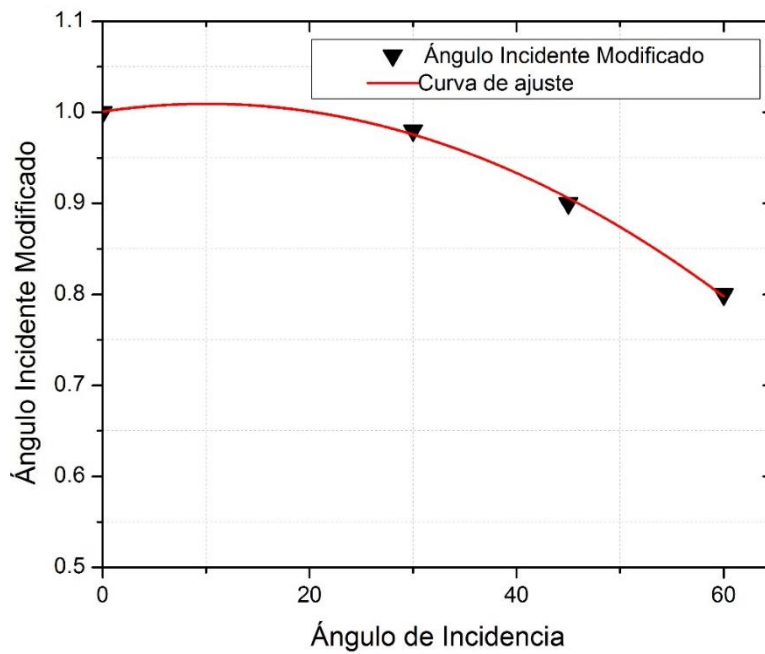


Figura 4.6. Curva de Ángulo incidente modificado.

La incertidumbre durante las mediciones en las pruebas de eficiencia térmica y los cálculos del ángulo incidente modificado fue obtenida de acuerdo con la metodología empleada en el apartado 3.6, resultando en un valor de 0.0302.

CAPÍTULO V. CONCLUSIONES

- De acuerdo con la revisión bibliográfica se obtuvieron las dimensiones y materiales del colector solar que se usaron para su construcción: cubierta de vidrio templado de 4 mm de espesor, longitud de 1000 mm y ancho de 600 mm; placa absorbadora de acero ASTM A-653 con recubrimiento de zinc, perfil ondulado, 0.28 mm de espesor, longitud de 852.32 mm y ancho de 460.86 mm, superficie absorbadora de 0.392 m², recubierta con pintura negra acabado mate, las ondulaciones son perpendiculares al flujo de aire; placa de fondo de las mismas dimensiones que la placa absorbadora y del mismo material, las ondulaciones son paralelas a la dirección del flujo de aire. Profundidad del canal superior 100 mm, profundidad del canal inferior 80 mm, profundidad total del colector 180 mm.
- Se realizaron mediciones de temperatura y humedad relativa al interior del canal de aire del colector, también se tomaron datos correspondientes a la temperatura de la placa absorbadora, temperatura de la capa de vidrio, temperatura ambiente, presión atmosférica, presión diferencial entre la entrada y salida del canal de aire, velocidad del viento ambiental, velocidad del aire a la entrada y salida del canal de aire; así como de los niveles de irradiancia solar.
- Fueron comparadas las curvas de temperatura media en el canal de aire del colector solar, así como sus niveles de humedad relativa, y se obtuvo una correlación lineal débil a partir de un estudio de correlación de acuerdo con (Frigo & Johnson, 2005) .
- El colector solar de aire fue caracterizado conforme a la metodología descrita en el estándar internacional ISO9806, obteniéndose la constante de tiempo, la eficiencia y el ángulo incidente modificado.

- Se obtuvo la curva característica correspondiente a la constante de tiempo del colector solar de aire del tipo corrugado-cruzado, con cubierta transparente, placa absorbadora y placa de fondo ondulada, este valor fue de 350 segundos, lo que se refleja en una dinámica lenta, para esta configuración de colector solar. Se compararon los resultados con los encontrados por (Hernández León, 2009), quien obtuvo una constante de tiempo de 120 s, cuya configuración fue de tipo aletas.
- Se calcularon los valores de la eficiencia del colector solar de aire del tipo corrugado-cruzado, con cubierta transparente, placa absorbadora y placa de fondo onduladas, y se obtuvo la curva característica ajustada de la eficiencia térmica del mismo, alcanzando una eficiencia máxima de 64%. Se compararon las curvas de eficiencias obtenidas experimentalmente con las obtenidas mediante el software TRNSYS, obteniendo un error de aproximación del 4.32%.
- Se obtuvo la curva característica del ángulo incidente modificado para el colector solar de aire del tipo corrugado-cruzado, con cubierta transparente, placa absorbadora y placa de fondo onduladas, de acuerdo con los ángulos de inclinación de 0°, 30°, 45° y 60°, propuestos en (Kalogirou, 2014), (Duffie & Beckman, 2013).

REFERENCIAS

- Almeida, P., Carvalho, M., Amorim, R., Mendes, J., & Lopes, V. (2014). Dynamic testing of systems - Use of TRNSYS as an approach for parameter identification. *Solar Energy*, *104*, 60-70.
- Alvarez, G., Arce, J., Lira, L., & Heras, M. (2004). Thermal performance of an air solar collector with an absorber plate made of recyclable aluminum cans. *Solar Energy*, *77*, 107–113.
- Bahrehmand, D., & Ameri, M. (2015). Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection. *Renewable Energy*, *74*, 357-368.
- Cerón, J. F., Pérez-García, J., Solano, J. P., García, A., & Herrerp-Martín, R. (2015). A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy*, *140*, 275-287.
- Duffie, J., & Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. USA: John Wiley & Sons.
- Forson, F. K., Nazha, M., & Rajakaruna, H. (2003). Experimental and simulation studies of a single pass. double duct solar air heater. *Energy Conversion and Management*, *44*, 1209–1227.
- Forson, F., Nazhab, M., Akuffo, F., & Rajakaruna, H. (2007). Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: Application of principles and rules of thumb. *Renwable energy*, *32*, 2306-2319.
- Foster, R., Ghassemi, A., & Cota, A. (2010). *Solar Energy: Renewable Energy and the Enviroment*. Boca Raton, United States of america: CRC Press, Taylor & Francis Group.

- Frigo, M., & Johnson, S. G. (2005). The Design and Implementation of FFTW3. *Proceedings of the IEEE*, 93(2), 216-231.
- Gao, W., Lin, W., Liu, T., & Xia, C. (2007). Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. *Applied Energy*, 84, 425-441.
- Goswami, D. Y. (2015). *Principles of Solar Engineering*. CRC Press.
- Hernández León, J. (2009). *Diseño, Construcción y Evaluación Térmica de un Captador Solar de Aire de Superficie Absorbedora formada con Ductos Aleteados de Material Reciclable. Tesis de Maestría*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- IDAE. (2009). *La Energía Solar Térmica en México*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.
- International Standard Organization. (2013). *International Standard ISO 9806. Solar energy-Solar thermal collectors-Test methods*. Switzerland: ISO.
- Kalogirou, S. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 231-295.
- Kalogirou, S. (2014). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Academic Press.
- Kiyan, M., Bingol, E., Melikoglu, M., & Albostan, A. (August de 2013). Modelling and simulation of a hybrid solar heating system for greenhouse applications using Matlab/Simulink. *Energy Conversion and Management*, 72, 147-155.
- Kumar, R., & Rosen, M. (2011). A critical review of photovoltaic–thermal solar collectors for air heating. *Applied Energy*, 88, 3603-3614.
- Labed, A., Moumimi, N., Aoues, K., & Benchabane, A. (2016). Solar drying of henna (*Lawsonia inermis*) using different models of solar flat plate

- collectors: an experimental investigation in the region of Biskra (Algeria). *Journal of Cleaner Production*, 112, 2545-2552.
- Liu, X. P., & Niu, J. L. (2015). Effects of geometrical parameters on the thermohydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 542-549.
- Macedo, I., & Altemani, C. (1978). Experimental evaluation of natural convection solar air heaters. 20(5), 367-369.
- Massaguer, E., Massaguer, A., Montoro, L., & Gonzalez, J. R. (2014). Development and validation of a new TRNSYS type for the simulation of thermoelectric generators. (134 (65-74)).
- Ming, L., Wasim, S., & Frank, B. (2014). Computer simulation with TRNSYS for a mobile refrigeration system incorporating a phase change thermal storage unit. *Applied Energy*, 132, 226-235.
- Morad, M., A.M. , H., Maghawry, E., & Wasfy, K. (2015). Improving the double slope solar still performance by using flat-plate solar collector and cooling glass cover. *Desalination*, 373, 1-9.
- Oliva, A., Maldonado, R., Diaz, A., & Montalvo, A. (2013). A high absorbance material for solar collectors' applications. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (págs. 1-4). Mexico: IOP Publishing.
- Patel, S. K., Prasad, D., & Ahmed, M. R. (January de 2014). Computational studies on the effect of geometric parameters on the performance of a solar chimney power plant. 77, 424-431.
- Peña Nieto, E. (28 de Abril de 2014). DECRETO por el que se aprueba el Programa Especial para el Aprovechamiento de Energías Renovables 2014-. *DIARIO OFICIAL*.

- Reichl, C., Kramer, K., Thoma, C., & Lemée, T. (2015). Comparison of modelled heat transfer and fluid dynamics of a flat plate solar air heating collector towards experimental data. *Solar Energy*, 120, 450-463.
- Reyes, A., Negrete, D., Mahn, A., & Sepúlveda, F. (December de 2014). Design and evaluation of a heat exchanger that uses paraffin wax and recycled materials as solar energy accumulator. 88, 391-398.
- Rosas-Flores, J. A., Rosas-Flores, D., & Fernández Zayas, J. L. (2016). Potential energy saving in urban and rural households of Mexico by use of solar water heaters, using geographical information system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 243-252.
- Saxena, A., Varun, & El-Sebaii. (2015). A thermodynamic review of solar air heaters. 43, 863-890.
- Secretaría de Energía. (2015). *Prospectiva de Energías Renovables 2015-2029*. México: SENER. Recuperado el 03 de Abril de 2015, de *Prospectiva del Sector Eléctrico 2014-2028*: http://www.energia.gob.mx/res/prospectiva_de_electricidad_2014.pdf
- Secretaría de Energía. (2014). *Programa Innovación Orientada. Sector Energía Olar*. Fundación México-Estados Unidos para la Ciencia.
- Singh, S., & Kumar, S. (2013). Solar drying for different test conditions: Proposed framework for estimation of specific energy consumption and CO2 emissions mitigation. *Energy*, 51, 27-36.
- Sultana, T., Morrison, G. L., Taylor, R. A., & Rosengarten, G. (2015). Numerical and experimental study of a solar micro concentrating collector. *Solar Energy*, 112, 20-29.
- Thermal Energy System Specialists, LLC. (2015). *Transient System Simulation Tool*. Recuperado el 28 de Febrero de 2015, de <http://www.trnsys.com/>

- Thirugnanasambandam, M., Iniyan, S., & Goic, R. (2010). A review of solar thermal technologies. *14*, 312-322.
- Turhan, K. (2006). Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications. *Renewable Energy*, *31*, 1073–1088.
- University of Wisconsin. (Febrero de 2013). *A TRaNsient SYstems Simulation Program*. Obtenido de <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/index.html>
- Welz, C., Maures, C., Di Lauro, P., Stryi-Hipp, G., & Hermann, M. (2014). Mass flow, pressure drop, and leakage dependent modeling and characterization of solar air collector. *Energy Procedia*, *48*, 250-263.
- Yildiz, C., Togrul, I. T., Sarsilmaz, C., & Pehlivan, D. (2002). Thermal efficiency of an air solar collector with extended absorption surface and increased convection. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, *29*(6), 831-840.
- Yuang, G., Hong, L., Li, X., Xu, L., Tang, W., & Wuang, Z. (2015). Experimental investigation of a solar dryer system for drying carpet. *Energy Procedia*, *70*, 626 – 633.
- Zhang, G.-m., Tiang, M.-c., & Zhou, S.-j. (2006). Simulation and analysis of a flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers. *Journal of Hydrodynamics*, *18*(5), 547-551.