



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

ESTUDIO DE COLECTORES SOLARES MULTIPASOS CON Y SIN ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN EL SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS

José Uriol-Paulini

Piura, julio de 2016

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

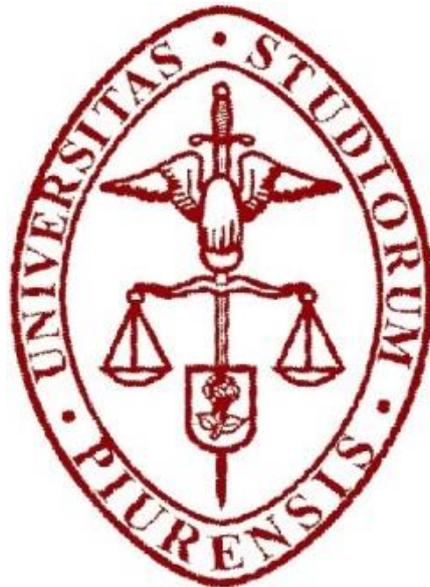
Uriol, J. (2016). *Estudio de colectores solares multipasos con y sin almacenamiento térmico en el secado de productos agrícolas* (Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánico-Eléctrica). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una [licencia](#)
[Creative Commons Atribución-](#)
[NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](#)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](#)

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERÍA



**“ESTUDIO DE COLECTORES SOLARES MULTIPASOS CON Y SIN
ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN EL SECADO DE PRODUCTOS
AGRÍCOLAS”**

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico-Eléctrico

José Luis Uriol Paulini

Asesor: Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, julio de 2016

*A Dios,
por darme una familia siempre unida
y por todas las bendiciones que derrama sobre mí día tras día.*

*A Elena, mi madre,
por su incansable apoyo y sus consejos.*

*A Víctor, mi padre,
por educarme y corregir mis errores,
por inculcarme sus valores y hacer de mí un hombre de bien.*

Gracias a ellos por estar en mi vida.

Índice

Introducción.....	1
Capítulo I Fundamentos de Termodinámica y Transferencia de Calor	3
1.1. Termodinámica.....	3
1.1.1. Calor y temperatura	3
1.1.2. Capacidad calorífica y calor específico.....	3
1.2. Transferencia de calor	4
1.2.1. Conducción	4
1.2.2. Convección.....	5
1.2.3. Radiación.....	6
1.3. Aire atmosférico (Mezcla de vapor y aire seco).....	7
1.3.1. Humedad específica	8
1.3.2. Humedad relativa	8
1.3.3. Temperatura de bulbo seco	9
1.3.4. Temperatura de bulbo húmedo.....	9
1.3.5. Temperatura de punto de rocío	9
1.3.6. Entalpía del aire.....	10
1.3.7. Carta psicométrica.....	10
1.4. Parámetros de diseño en el colector	10
1.4.1. Coeficiente de convección entre placas planas	10
1.4.2. Coeficiente de convección en flujos turbulentos	12
1.4.3. Convección entre cubierta y ambiente	13
1.4.4. Coeficiente de transferencia de calor por radiación.....	14
1.4.5. Coeficientes de pérdidas de calor en el colector	14
1.4.6. Temperatura de cielo.....	19
1.4.7. Propiedades térmicas del aire húmedo.....	20
1.4.8. Eficiencia del colector.....	21
Capítulo II Colectores solares.....	23
2.1. Introducción.....	23
2.2. Proceso de secado.....	23
2.3. Secador solar	24
2.3.1. Clasificación de los secadores solares.....	25

2.3.1.1 De acuerdo a la manera de circular del aire.....	25
2.3.1.2 De acuerdo a la manera de calentar el aire.....	25
2.3.1.3 Otros tipos de clasificación.....	27
2.3.2. Materiales.....	28
2.4. Colectores solares de aire	29
2.4.1. Colectores solares sin concentración	29
2.4.2. Colectores solares de concentración	30
2.5. Colector solar de placa plana.....	30
Capítulo III Modelación matemática de colectores solares de aire multipasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica	33
3.1. Introducción.....	33
3.2. Antecedentes.....	33
3.3. Estructura del programa de cálculo	34
3.3.1. Etapa de pre-proceso	34
3.3.2. Etapa de proceso	36
3.3.3. Etapa de post-proceso	38
3.4. Comparación entre los resultados de la simulación numérica el modelo matemático y las mediciones experimentales	38
3.4.1. Datos de entrada.....	39
3.4.2. Balance de energía	41
3.4.3. Validación con el modelo experimental.....	43
3.5. Datos de entrada generales	45
3.6. Modelación matemática.....	48
3.6.1. Modelo matemático de colector solar de aire de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica	48
3.6.2. Modelo matemático de colector solar de aire de un paso con material de almacenamiento de energía térmica	51
3.6.3. Modelo matemático de colector solar de aire de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica	54
3.6.4. Modelo matemático de colector solar de aire de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica	59
3.6.5. Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica	61
3.6.6. Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica	66
3.6.7. Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio).....	69
3.6.8. Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio).....	72
3.7. Comparación de las configuraciones de colectores solares estudiados.....	76

3.7.1. Comparación de la temperatura del aire a la salida del colector en cada configuración vista en función del uso o no de material de almacenamiento de energía térmica	76
3.7.2. Comparación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en cada configuración vista en función del uso o no de material de almacenamiento de energía térmica	78
3.7.3. Comparación de la temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en las configuraciones con y sin material de almacenamiento de energía térmica	81
3.7.4. Comparación de las eficiencias en los colectores solares estudiados	84
Capítulo IV Análisis paramétrico de colectores solares de aire multipasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica	85
4.1. Introducción.....	85
4.2. Parámetros y datos de entrada	85
4.3. Análisis paramétrico	87
4.3.1. Colector solar de aire de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica	87
4.3.2. Colector solar de aire de un paso con material de almacenamiento de energía térmica	92
4.3.3. Colector solar de aire de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica.....	97
4.3.4. Colector solar de aire de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica.....	103
4.3.5. Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas de vidrio)	108
4.3.6. Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas de vidrio)	114
4.3.7. Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)	119
4.3.8. Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)	125
Conclusiones.....	131
Referencias bibliográficas	133
Nomenclatura	135
Anexo A.....	139
Anexo B.....	141
Anexo C.....	145
Anexo D.....	151

Introducción

La agroindustria tiene un papel importante en la economía en el Perú, aun cuando se tienen grandes recursos de flora y fauna disponibles, el desarrollo de esta actividad tiene un bajo crecimiento y limitado desarrollo en relación a otros sectores económicos. Por lo tanto, requiere mejorar su competitividad con aplicaciones de nuevas tecnologías u otras ya existentes para poder afrontar el reto de la globalización de los mercados.

Algunos productos agroindustriales necesitan pasar por un proceso llamado secado antes de poder ser exportados, como por ejemplo los granos de café y de cacao. Los colectores solares son un tipo de tecnología que aprovecha la energía solar para calentar algún tipo fluido (aire en este caso). El aire caliente se utiliza para secar los productos agroindustriales. Actualmente el proceso de secado se realiza en su mayoría de manera natural, es decir, solamente dejando secar los granos directamente al sol demorando de seis a siete días. La utilización de colectores solares pretende disminuir ese tiempo de secado, al proveer un aire de mayor temperatura en comparación al que fluye naturalmente en el ambiente.

En la presente tesis se muestran distintos tipos de configuraciones de colectores solares de placa plana, los cuales serán estudiados desde el punto de vista termodinámico y a través de un análisis paramétrico, para poder hacer comparaciones entre ellos y llegar a conclusiones acerca de cuál es la configuración más adecuada para el diseño de un colector solar.

En el Capítulo I se presentan los fundamentos de termodinámica y transferencia de calor, a partir de los cuales se procede a elaborar el modelo matemático que predice el comportamiento del colector solar. En el Capítulo II se estudia el proceso de secado y también se presenta la clasificación y tipos de colectores solares existentes. Además, se muestran las características de las diversas configuraciones de colectores solares de placa plana con y sin material de almacenamiento de energía térmica en estudio. En el Capítulo III se realiza la modelación matemática de las distintas configuraciones de colectores solares que aborda la presente tesis, previo a esto se presenta la validación del modelo matemático a partir de la comparación de sus resultados con otros experimentales de un artículo científico. Finalmente, en el Capítulo VI se realiza el análisis paramétrico de las configuraciones propuestas en el Capítulo III, en éste análisis se determina la temperatura y la humedad relativa del aire a la salida en cada configuración al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación del colector solar, uno a la vez, así como la eficiencia de conversión. Con este análisis paramétrico se tiene una mejor comprensión de la influencia de estos parámetros al momento de diseñar el colector.

Capítulo I

Fundamentos de Termodinámica y Transferencia de Calor

1.1. Termodinámica

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía térmica. Aunque la mayoría de personas tiene la noción de lo que es energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios.

En la actualidad, el concepto de termodinámica involucra de manera amplia aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia (Cengel & Boles, 2009).

Una de las más importantes y fundamentales leyes de la naturaleza es el *Principio de conservación de la energía*. Éste expresa que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra pero su cantidad total permanece constante.

1.1.1. Calor y temperatura ¹

La temperatura es una magnitud física que se refiere a la sensación de frío o caliente al tocar alguna sustancia. En cambio el calor es una transferencia de energía de una parte a otra de un cuerpo, o entre diferentes cuerpos, producida por una diferencia de temperaturas. El calor es energía en tránsito, siempre fluye de una zona de mayor temperatura a una zona de menor temperatura, con lo que eleva la temperatura de la zona más fría y reduce la de la zona más cálida, siempre que el volumen de los cuerpos se mantenga constante. La energía no fluye desde un objeto de temperatura baja a otro de temperatura alta si no se realiza trabajo. La materia está formada por átomos o moléculas que están en constante movimiento, por lo tanto tienen energía de posición o potencial y energía de movimiento o energía cinética en calor, cambiando la temperatura del cuerpo.

1.1.2. Capacidad calorífica y calor específico²

La capacidad calorífica, C , de cualquier sustancia se define como la cantidad de calor Q , que se requiere para elevar la temperatura de una sustancia en un grado Celsius.

¹ Apartado elaborado con Inzunza, J (2007).

² Apartado elaborado con Inzunza, J (2007).

Por ejemplo, el calor necesario para elevar la temperatura en un grado Celsius de un kilogramo de agua es 4186 J, pero el calor necesario para elevar la temperatura en 1°C de 1 kg de cobre es de solo 387 J.

A partir de esta definición se observa que si al agregar Q unidades de calor a una sustancia le producen un cambio de temperatura ΔT , se puede escribir:

$$Q = C\Delta T \quad [J] \quad (1.1)$$

La capacidad calorífica de cualquier sustancia es proporcional a su masa. Por esta razón es conveniente definir la capacidad calorífica por unidad de masa, la cual se llama calor específico, c :

$$c = \frac{C}{m} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (1.2)$$

En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante c_v , y calor específico a presión constante c_p . El c_v está relacionado con los cambios de energía interna mientras que el c_p con los cambios de entalpía (Cengel & Boles, 2009).

1.2. Transferencia de calor ³

La transferencia de calor se define como la energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperaturas en el espacio. Siempre que exista una diferencia de temperatura entre diferentes cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor.

Existen diferentes mecanismos de transferencia de calor:

1.2.1. Conducción

Ocurre cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario, que puede ser un sólido o un fluido. Este tipo de transferencia de calor está relacionado con la actividad atómica y molecular de la sustancia, porque a estos niveles es donde ocurre este tipo de transferencia de calor, la energía se transfiere desde las partículas con mayor energía molecular (mayor temperatura) hacia las partículas de menor energía molecular (menor temperatura) debido a su interacción. Éste fenómeno de transferencia de calor obedece a la siguiente ecuación:

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.3)$$

³ Apartado elaborado con Incropera F. P. et al. (2011).

Donde q'' es el flujo de calor por metro cuadrado $[W/m^2]$, k es el coeficiente de transferencia de calor por conducción $[W/m \cdot K]$ y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en la dirección x $[K/m]$.

1.2.2. Convección

Se refiere a la transferencia de calor que se producirá entre una superficie y un fluido en movimiento cuando existe una diferencia de temperatura entre estos. El modelo para este fenómeno está dado por:

$$q'' = hc(T_{\text{sup}} - T_{\infty}) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.4)$$

Dónde hc es el coeficiente de transferencia de calor por convección $[W/m^2K]$, T_{sup} es la temperatura de la superficie $[K]$ y T_{∞} es la temperatura de la corriente libre $[K]$.

Existen dos tipos de convección:

- **Natural:** El fluido adquiere su movimiento de forma natural debido a la diferencia de temperatura entre en fluido y la superficie en presencia de la fuerza gravitacional, puesto que la densidad del fluido disminuye con el incremento de temperatura.

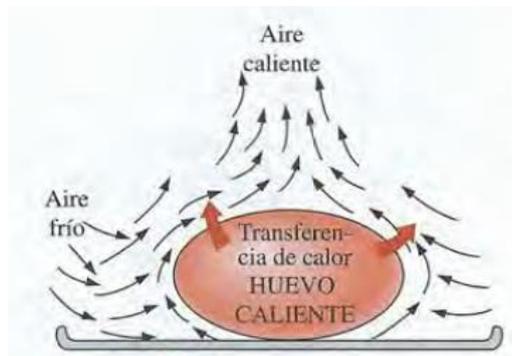


Figura 1.1 – Ejemplo de convección natural
Fuente: Cengel, Y.A & Boles M.A. (2009).

- **Forzada:** Se obliga al fluido a fluir, mediante medios externos, como ventiladores, bombas, etc.

1.2.3. Radiación

Todas las superficies de temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Por lo tanto, en ausencia de un medio material intermedio, hay una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas. De hecho, la transferencia de la radiación se produce de manera más eficiente en el vacío. La radiación que emite una superficie, se denomina potencia de emisión de superficie. Hay un límite superior para esta potencia, la cual esta prescrita por la ley de Stefan Boltzmann.

$$E_n = \sigma T_{\text{sup}}^4 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.5)$$

El nombre de la superficie que emite la máxima potencia de emisión se le denomina cuerpo negro.

El flujo de calor emitido por una superficie real es menor a la de un cuerpo negro, el cual se puede representar como:

$$E = \varepsilon \sigma T_{\text{sup}}^4 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.6)$$

Donde ε es una propiedad de la radiación denominada **emisividad** y su valor se encuentra en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Este valor representa la eficiencia con la cual una superficie emite energía respecto a como lo haría si fuese un cuerpo negro. La radiación también puede venir de fuentes externas a la Tierra, como el sol, o de otras superficies a la que está expuesta la superficie de interés.

Se denomina irradiación (I), a la tasa a la cual la radiación incide en una unidad de área de una superficie. Una porción o la totalidad de la irradiación puede ser absorbida por la superficie del cuerpo, aumentando así su energía térmica.

La velocidad neta de transferencia de calor por radiación térmica expresada por unidad de superficie puede ser evaluada a partir del conocimiento de una propiedad del material llamada absorptividad (α). La tasa de energía que es absorbida por el material se define por:

$$I_{\text{abs}} = \alpha I \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.7)$$

Donde I_{abs} es la irradiancia absorbida por el material $\left[W/m^2 \right]$, I es la irradiancia que llega a la superficie del cuerpo $\left[W/m^2 \right]$ y α es la absorptividad del material ($0 \leq \alpha \leq 1$).

Se debe tener en cuenta que el valor de la absorptividad de un material depende de la naturaleza de la radiación; por ejemplo, el valor de absorptividad de una superficie debido a la radiación solar puede ser diferente al valor de absorptividad de la misma superficie debido a la radiación emitida por las paredes de un horno.

Un caso especial es cuando se da un intercambio de radiación entre una superficie pequeña y una superficie isotérmica que rodea completamente a la superficie pequeña. La superficie isotérmica pueden ser las paredes de un cuarto o un horno, las cuales tienen diferente temperatura a la de la superficie pequeña ($T_{alrededores} \neq T_{superficie}$).

Si se asume que la radiación de los alrededores proviene de un cuerpo negro a una temperatura T_{alr} , en cuyo caso $I = \sigma T_{alr}^4$, y además que en la superficie pequeña se cumple $\alpha = \varepsilon$ (cuerpo gris), la transferencia neta de calor por radiación desde una superficie por unidad de área queda definida por:

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b - \alpha I = \varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{alr}^4) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.8)$$

Donde ε es la emisividad [adimensional], σ es la constante de Stefan-Boltzmann [$5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$], T_{sup} es la temperatura de la superficie [K] y T_{alr} es la temperatura de los alrededores [K].

En el siguiente gráfico se esquematizan los distintos tipos de transferencia de calor antes explicados:

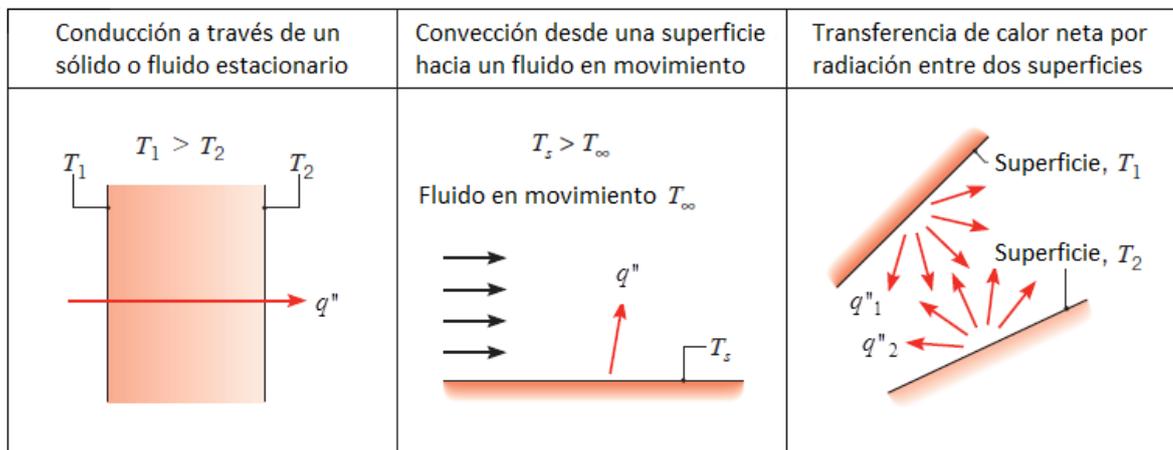


Figura 1.2 – Tipos de transferencia de calor
Fuente: Incropera, F. P. et al. (2011)

1.3. Aire atmosférico (Mezcla de vapor y aire seco)⁴

El aire atmosférico es un ejemplo de mezcla de vapor de agua y aire seco; cuando el aire no contiene vapor de agua se habla de aire seco.

La Higrometría o psicometría es la parte de la termodinámica que trata de la cuantificación de vapor de agua presente en la atmósfera.

⁴ Este apartado ha sido elaborado con Inzunza, J (2007), Espinoza, R. & Saravia, L. (2010) y Saavedra, R. (2015).

Generalmente, en el aire atmosférico la cantidad de aire seco permanece constante, por el contrario, la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, ríos, etc.

Para temperaturas entre -10 y 50°C , se puede tratar al aire seco y al vapor de agua como gases perfectos (Cengel & Boles, 2009), donde el aire atmosférico sería la mezcla de estos dos gases cuya presión total P es la suma de las presiones parciales de aire seco P_a y de vapor de agua P_v .

$$P = P_a + P_v \quad [Pa] \quad (1.9)$$

A la presión parcial de vapor (P_v) se le conoce comúnmente como **presión de vapor**.

A continuación, se indican algunas propiedades del aire atmosférico:

1.3.1. Humedad específica (ω)

La humedad específica (ω) también llamada humedad absoluta, se define como la relación entre la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad \left[\frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right] \quad (1.10)$$

Tratando como gases ideales al vapor de agua y al aire seco, se tiene:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (1.11)$$

1.3.2. Humedad relativa (ϕ)

Es una medida de la capacidad del aire atmosférico para absorber más humedad y se define como la relación entre la cantidad de humedad o vapor de agua en el aire atmosférico (m_v) a una temperatura dada respecto a la cantidad máxima de humedad o vapor de agua que el mismo aire puede contener a la misma temperatura (m_g).

A m_g también se le conoce como la capacidad de humedad del aire atmosférico y a m_v como contenido de humedad o vapor de agua en el aire atmosférico.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad (1.12)$$

Donde P_v es la presión parcial de vapor [Pa] y P_g presión de saturación, a la temperatura del aire atmosférico.

Si se combinan las ecuaciones (1.11) y (1.12), se obtienen las siguientes relaciones:

$$\phi = \frac{\omega P_{atm}}{(0.622 + \omega) P_g} \quad (1.13)$$

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P_{atm} - \phi P_g} \quad (1.14)$$

1.3.3. Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura ordinaria del aire atmosférico, es decir, la temperatura medida con un termómetro común.

1.3.4. Temperatura de bulbo húmedo

Es la temperatura obtenida a partir de un termómetro cuyo bulbo está cubierto con una mecha de algodón empapada con agua sobre la cual llega un flujo de aire. La temperatura medida de esta manera se llama temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}).

La diferencia entre las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo es tanto mayor cuanto mayor sea la humedad en el aire atmosférico. Por otro lado, si el aire está saturado no habrá diferencia entre las dos temperaturas.

1.3.5. Temperatura de punto de rocío

La temperatura de punto de rocío (T_{pr}) se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire atmosférico se enfría a presión constante, es decir, es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor.

Duffie y Beckman (2014), presentan una forma de calcular la temperatura de rocío a partir de la presión de vapor:

$$T_{pr} = \frac{186.4905 - 237.3 \log_{10}(10P_v)}{\log_{10}(10P_v) - 8.2859} \quad (1.15)$$

1.3.6. Entalpía del aire⁵

Es la energía contenida en el aire húmedo por unidad de masa de aire seco, a mayor temperatura del aire, mayor será el valor de su entalpía.

En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la cantidad de aire seco presente en el aire húmedo permanece constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia. En consecuencia, la entalpía específica del aire húmedo se expresa por **unidad de masa del aire seco**, y no por unidad de masa de la mezcla del aire seco – vapor de agua.

La entalpía del aire en función de su temperatura y humedad absoluta responde a la siguiente ecuación:

$$h = 1.005T + \omega[2500.9 + 1.82T] \quad \left[\frac{kJ}{kg \text{ de aire seco}} \right] \quad (1.16)$$

1.3.7. Carta psicométrica

La carta psicométrica representa las propiedades físicas del aire húmedo a una determinada presión. Estas propiedades son: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de rocío, volumen específico, humedad específica, humedad relativa y entalpía.

Conociendo dos propiedades independientes del aire húmedo y la presión atmosférica, se puede conocer el estado termodinámico del aire húmedo a través de la carta psicométrica (Ver anexo A).

1.4. Parámetros de diseño en el colector

En este apartado se mostrarán las fórmulas utilizadas para obtener los valores de los coeficientes de convección, radiación, así como los de pérdidas y propiedades del aire, utilizados en el capítulo III donde se presentan los balances de energía en los diferentes componentes del colector solar de aire. Los elementos que forman parte del colector se pueden encontrar en el apartado 2.5.

1.4.1. Coeficiente de convección entre placas planas

Los espacios de aire entre dos placas paralelas inclinadas se encuentran por lo común en colectores solares de placa plana, (entre la cubierta de vidrio y la placa absorbente), generalmente paralelas e inclinadas un ángulo β respecto a la horizontal. El coeficiente de transferencia de calor por convección para este caso se expresa como:

$$hc = \frac{NuK_f}{d} \quad (1.17)$$

⁵ Apartado elaborado con Saavedra, R. (2015).

Donde hc es el coeficiente de convección de transferencia de calor $[W/m^2K]$, Nu es el número de Nusselt, K_f es la conductividad del fluido $[W/mK]$ y d es la longitud del espacio entre placas.

La transferencia de calor por convección natural entre el flujo de aire y placa absorbente o flujo de aire y cubierta de vidrio depende del número de Nusselt, para el cual se tienen las siguientes expresiones:

- Shobhana y Subodh, (2012) lo calculan de la siguiente manera:

$$Nu = 0.0092Ra^{0.552} \quad (1.18)$$

- Tiwari, (2002) presenta la siguiente correlación:

$$Nu = 0.14(Ra^{1/3} - 1780^{1/3}) + 0.56(Ra \cdot \cos(\beta))^{1/4} \quad (1.19)$$

- Bar-Cohen y Rohsenow, (1984) presenta la siguiente correlación:

$$Nu = \left(\frac{144}{(Ra \cdot (d/L))^2} + \frac{2.87}{(Ra \cdot (d/L))^{1/2}} \right)^{-1/2} \quad (1.20)$$

donde L es la longitud de las placas.

- Hollands, Unny y Konicek, (1976) presentan la siguiente expresión:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \times \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (1.21)$$

La notación $[]^+$ se utiliza para indicar que solo se tomará valores positivos, en caso que resulten valores negativos se tomará 0 como resultado.

En las ecuaciones (1.15) a (1.20), el valor del número de Rayleigh se obtiene de:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (\Delta T) \cdot d^3}{\alpha_f \nu_f} \quad (1.22)$$

Donde g $\left[m/s^2 \right]$ es la aceleración de la gravedad, β' es el factor expansión $\left[K^{-1} \right]$, y α_f $\left[m^2/s \right]$ es la difusividad del aire, ν_f $\left[m^2/s \right]$ es la viscosidad cinemática del aire y ΔT $\left[K \right]$ es la diferencia entre las dos superficies entre las cuales se da el fenómeno de convección.

En caso de que la convección sea forzada se puede utilizar las correlaciones recomendadas por Knudsen y Katz (1958), para hallar el número de Nusselt:

$$\text{Re} > 10,000 \quad (1.23)$$

$$Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Re} < 10,000 \quad \text{y} \quad \text{RePr} \left(\frac{2d}{L} \right) > 70 \quad (1.24)$$

$$Nu = 7.6$$

$$\text{Re} < 10,000 \quad \text{y} \quad \text{RePr} \left(\frac{2d}{L} \right) < 70 \quad (1.25)$$

$$Nu = 1.85 \left[\text{RePr} \left(\frac{2d}{L} \right) \right]^{1/3}$$

donde Re es el número de Reynolds, Pr es el número de Prandtl, d es el espacio entre cubierta y placa absorbente $\left[m \right]$ y L es la longitud del colector $\left[m \right]$.

Por otro lado, Ho-Ming Yeh (1999), muestra una fórmula para hallar el coeficiente de transferencia de calor libre entre dos cubiertas de vidrio (fórmula empírica de Hottel):

$$h_{c1c2} = 1.25(T_{c1} - T_{c2})^{0.25} \quad (1.26)$$

Donde h_{c1c2} es el coeficiente de convección entre la primera y segunda cubierta de vidrio $\left[W/m^2K \right]$, T_{c1} es la temperatura de la primera cubierta de vidrio $\left[K \right]$ y T_{c2} es la temperatura de la segunda cubierta de vidrio $\left[K \right]$.

1.4.2. Coeficiente de convección en flujos turbulentos

En el caso donde el flujo de aire es forzado, el número de Nusselt se puede hallar de la siguiente forma según Yeh (1999), cuando la convección se da entre un flujo de aire y placa absorbente o entre flujo de aire y cubierta:

Para flujo turbulento, se utiliza la ecuación presentada por Mc. Adams (1954):

$$N_{u,i} = \frac{hc_i D_e}{k} = 0.0158 R_{e,i}^{0.8} \left[1 + \left(\frac{D_e}{L} \right)^{0.7} \right] \quad (1.27)$$

Para flujo laminar, se utiliza la ecuación presentada por Heaton et al. (1964):

$$N_{u,i} = \frac{hc_i D_e}{k} = 4.4 + \frac{0.00398 \left(\frac{0.7 R_{e,i} D_e}{L} \right)^{1.66}}{1 + 0.0114 \left(\frac{0.7 R_{e,i} D_e}{L} \right)^{1.12}} \quad (1.28)$$

Nota: “i” es igual a 1 o 2 si el flujo es superior o inferior, respectivamente.

Donde D_e es el diámetro equivalente y es igual a $D_e = \frac{4HW}{2(W+H)}$, h es el coeficiente de convección del aire $[W/m^2K]$, k es la conductividad del aire $[W/mK]$, W es el ancho de placa, cubierta o colector [m] y H es el espacio entre placa y cubierta [m].

Los números de Reynolds para la parte superior (1) e inferior (2) están dados por:

$$R_{e,1} = \frac{D_e V_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{\left[\frac{4HW}{2(W+H)} \right] \left[\frac{mr}{\rho_1 WH} \right] \rho_1}{\mu_1} = \frac{2mr}{\mu_1 (W+H)} \quad (1.29)$$

$$R_{e,2} = \frac{D_e V_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{2m(1-r)}{\mu_2 (W+H)} \quad (1.30)$$

Donde m es el flujo másico de aire $[kg/s]$, r es la razón entre el flujo másico superior e inferior, μ es la viscosidad dinámica $[kg/m \cdot s]$, v es la velocidad del flujo $[m/s]$ y D_e es la longitud característica igual al diámetro equivalente del ducto $[m]$.

1.4.3. Convección entre cubierta y ambiente

El valor del coeficiente de convección entre cubierta y ambiente hc_{ca} depende de la velocidad del viento v en las inmediaciones del secador, como lo indica la fórmula propuesta por Watmuff, Charters & Proctor (1977).

$$h_{ca} = 2.8 + 3.0v \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.31)$$

Para $(0 \leq v \leq 7ms^{-1})$

Otra forma de calcular este coeficiente la da Mc. Adam (1954) y es usada para hallar el coeficiente de pérdidas entre cubierta y ambiente:

$$h_{ca} = 5.7 + 3.8v \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.32)$$

Para $(0 \leq v \leq 5ms^{-1})$

1.4.4. Coeficiente de transferencia de calor por radiación

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre los elementos un colector (Ver apartado 2.5) obedece a la siguiente fórmula (Duffie and Beckman, 1991):

Para el caso cubierta-cielo

$$hr_{cs} = \varepsilon_c \sigma (T_c^2 + T_s^2) (T_c + T_s) \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.33)$$

Donde ε_c es la emisividad de la cubierta, T_c es la temperatura de cubierta $[K]$ y T_s es la temperatura efectiva de cielo $[K]$ (ver apartado 1.4.6).

Para el caso cubierta-placa absorbente

$$hr_{pc} = \left[\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right]^{-1} \sigma (T_p^2 + T_c^2) (T_p + T_c) \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.34)$$

1.4.5. Coeficientes de pérdidas de calor en el colector⁶

Sea U_L el coeficiente de pérdida total del colector. El coeficiente U_L es igual a la suma de los coeficientes de pérdida a través de la parte superior (U_t), fondo (U_b) y lados (U_e).

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (1.35)$$

⁶ Apartado elaborado con Duffie & Beckman (2014).

La energía perdida a través de la parte superior del colector es el resultado de la convección y radiación entre placas paralelas. El coeficiente de pérdida de la parte superior del colector al ambiente es:

$$U_t = \left(\frac{1}{hc_{pc} + hr_{pc}} + \frac{1}{h_{ca} + hr_{cs}} \right)^{-1} \quad (1.36)$$

Si un material plástico se utiliza para reemplazar una o más cubiertas, el término $q_{r,p-a}/(T_p - T_a)$ debe ser agregado, entonces la expresión para U_t quedaría:

$$U_t = \frac{q_{r,p-a}}{(T_p - T_a)} + \left(\frac{1}{hc_{pc} + hr_{pc}} + \frac{1}{h_{ca} + hr_{cs}} \right)^{-1} \quad (1.37)$$

Donde

$$q_{r,p-a} = \frac{\tau_c \varepsilon_p \sigma (T_p^4 - T_a^4)}{1 - \rho_p \rho_c}$$

El nuevo U_t quedaría:

$$U_t = \frac{\tau_c \varepsilon_p \sigma (T_p^4 - T_a^4)}{(1 - \rho_p \rho_c)(T_p - T_a)} + \left(\frac{1}{hc_{pc} + hr_{pc}} + \frac{1}{h_{ca} + hr_{cs}} \right)^{-1} \quad (1.38)$$

Donde τ_c es la Transmisividad de la cubierta, ε_p es la emisividad de la placa, σ es la constante de Stefan Boltzmann igual a $5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$, T_p es la temperatura de la placa absorbente $[\text{K}]$, T_a es la temperatura ambiente $[\text{K}]$, ρ_c es la densidad de la cubierta $[\text{kg/m}^3]$ y ρ_p es la densidad de la placa absorbente $[\text{kg/m}^3]$.

En el libro *Solar Engineering of thermal processes* de Duffie & Beckman (2014), se presenta el siguiente esquema de un arreglo de resistencias térmicas para un colector de dos cubiertas:

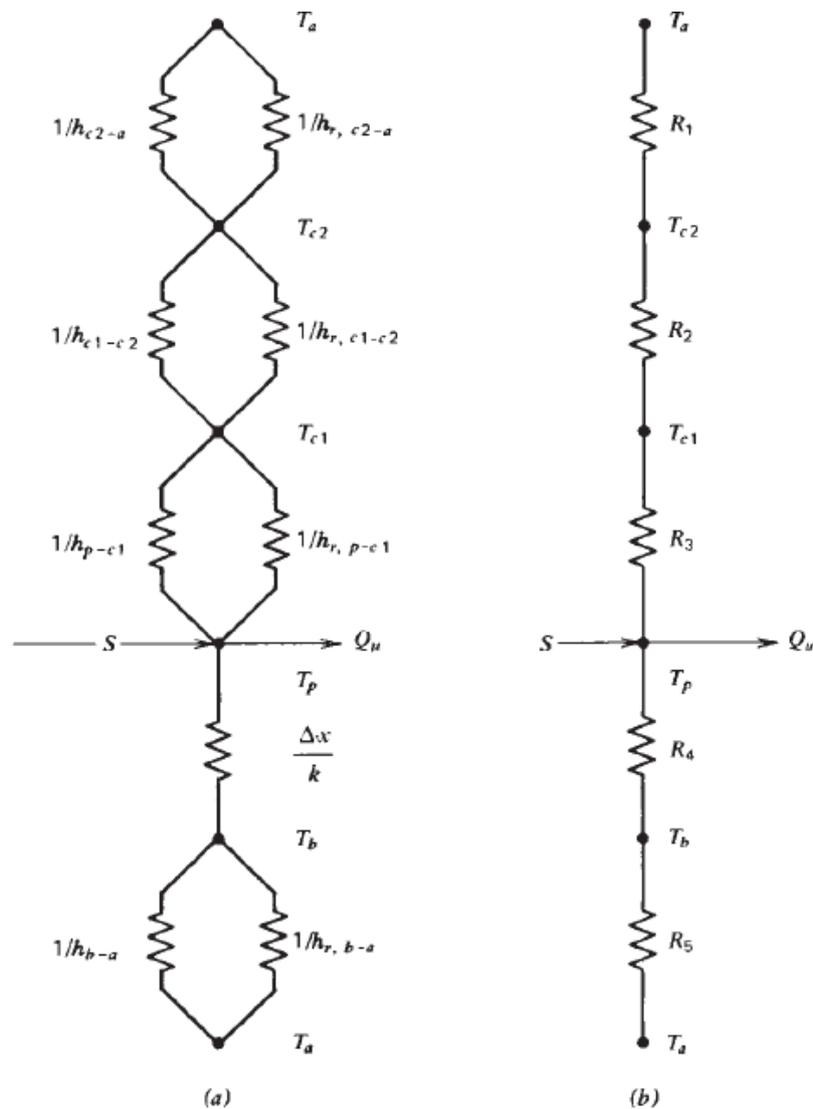


Figura 1.3 – Arreglo de resistencias para un colector de dos cubiertas.
Fuente: Duffie, J.A., & Beckman, W.A. (2014).

- (a) Representa las resistencias térmicas en términos de conducción, convección y radiación.
(b) Representa las resistencias térmicas en términos de resistencias entre cubiertas.

La energía perdida a través de la superficie es el resultado de la convección y radiación entre placas paralelas. En el estado estacionario, la transferencia de energía entre la placa a temperatura T_p y la primera cubierta a temperatura T_{c1} es la misma que entre otras dos cubiertas adyacentes cualesquiera y también es igual a la energía que se pierde por los alrededores de la cubierta superior. La pérdida a través de la parte superior por unidad de área es entonces igual a la transferencia de calor desde la placa absorbente a la primera cubierta.

$$q_{perdida,superficie} = (hc_{p-c1} + hr_{p-c1})(T_p - T_{c1}) \quad (1.39)$$

Donde:

$$hr_{p-c1} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_{c1}^2)(T_p + T_{c1})}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{c1}} - 1} \quad (1.40)$$

$$R_3 = \frac{1}{hc_{p-c1} + hr_{p-c1}} \quad (1.41)$$

Se utiliza una expresión similar para R_2 que representa la resistencia térmica entre dos cubiertas. En general, se pueden tener el número de cubiertas que se desee, pero un límite práctico es utilizar dos cubiertas, aunque la mayoría de colectores usan una.

La resistencia desde la cubierta superior a los alrededores tiene la misma forma de R_3 .

La resistencia debido a la radiación desde la cubierta superior representa el intercambio de radiación con el cielo a la temperatura T_s . Por conveniencia, se referencia la resistencia a la temperatura ambiente T_a , así que el coeficiente de transferencia de calor por radiación puede ser escrito como:

$$hr_{c2-a} = \frac{\sigma\varepsilon_c(T_{c2} + T_s)(T_{c2}^2 + T_s^2)(T_{c2} - T_s)}{T_{c2} - T_a} \quad (1.42)$$

La resistencia térmica hacia los alrededores R_1 está dada por:

$$R_1 = \frac{1}{h_{ca} + hr_{c2-a}} \quad (1.43)$$

Para un sistema de doble cubierta, el coeficiente de pérdida de la parte superior desde la placa absorbente al ambiente es:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (1.44)$$

Para cualquier par de cubiertas o placas adyacentes, la nueva temperatura de la placa o cubierta j puede ser expresada en términos de la temperatura de la placa o cubierta i, como:

$$T_j = T_i - \frac{U_t(T_p - T_a)}{hc_{i-j} + hr_{i-j}} \quad (1.45)$$

$$T_c = T_p - \frac{U_t(T_p - T_a)}{hc_{p-c} + hr_{p-c}} \quad (1.46)$$

El proceso se repite hasta que la temperatura de la cubierta no cambia significativamente entre iteraciones sucesivas.

Klein (1975) desarrolló una ecuación empírica para U_t , siguiendo los pasos de Hottel y Whiller (1942).

$$U_t = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{(T_p - T_a)^e}{(N + f)} \right]} + \frac{1}{h_{ca}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591Nh_{ca}} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_p - N}{\varepsilon_c}} \quad (1.47)$$

Donde:

N : Número de cubiertas

f : $(1 + 0.089h_{ca} - 0.116h_{ca}\varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$

C : $520(1 - 0.000051\beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$; para $70^\circ < \beta < 90^\circ$, usar $\beta = 70^\circ$

e : $0.430(1 - 100/T_p)$

β : Inclinación del colector (grados sexagesimales)

ε_c : Emisividad de la cubierta de vidrio

ε_p : Emisividad de la placa absorbente

T_a : Temperatura ambiente (K)

T_p : Temperatura de placa absorbente (K)

h_{ca} : Coeficiente de transferencia de calor del viento (W/m^2C)

La pérdida de energía a través de la parte inferior del colector está representada por las resistencias R_4 y R_5 , donde R_4 representa la resistencia al flujo de calor a través del aislamiento y R_5 representa la resistencia por convección y radiación hacia el ambiente. Si se compara las magnitudes de R_4 y R_5 , por lo general es posible asumir R_5 igual a cero. Así el valor de U_b es aproximadamente:

$$U_b = \frac{1}{R_4} = \frac{k}{L} \quad (1.48)$$

Donde k y L son la conductividad térmica y el espesor del material aislante, respectivamente.

Para la mayoría de colectores, las pérdidas por los bordes son complicadas de calcular. Sin embargo, en un sistema bien diseñado, las pérdidas por los bordes deberían ser mínimas así que no sería necesario calcularlas con gran precisión. Las pérdidas por los bordes son estimadas asumiendo el flujo de calor unidimensional por lado alrededor

del perímetro del colector. Las pérdidas a través de los bordes son referidas al área del colector. El coeficiente de pérdidas por los bordes en base al área del colector A_c , es:

$$U_e = \frac{(UA)_{edge}}{A_c} = \frac{\left(\frac{k}{\text{Espesor del borde}} \right) \times \text{Perímetro} \times \text{Espesor del colector}}{\text{Área del colector}} \quad (1.49)$$

Whillier (1967) presenta los coeficientes de pérdidas para la parte superior de sistemas de colectores con una cubierta de vidrio sobre una cubierta plástica, dos cubiertas plásticas, y una cubierta de vidrio sobre dos cubiertas plásticas.

Una forma resumida presentada por Jain (2005), para calcular las pérdidas de calor por el fondo aislado de un colector es:

$$U_b = \left[\frac{l_b}{K_b} + \frac{1}{hc_{ba}} \right]^{-1} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1.50)$$

Donde l_b es el espesor del material aislante $[m]$ y K_b es la conductividad del material aislante $[W/m \cdot K]$.

1.4.6. Temperatura de cielo

Se muestran diferentes correlaciones matemáticas para el cálculo de la temperatura efectiva de cielo:

Según Whiller (1967):

$$T_s = T_a - 6 \quad (1.51)$$

Donde T_a es la temperatura ambiente ($^{\circ}C$), y T_s es la temperatura efectiva de cielo ($^{\circ}C$).

Según Swinbank (1963):

$$T_s = 0.0552T_a^{1.5} \quad (1.52)$$

Según Berdahl y Martin (1984):

$$T_s = T_a \left[0.711 + 0.0056T_{pr} + 0.000073T_{pr}^2 + 0.013\cos(15t) \right]^{1/4} \quad (1.53)$$

Donde T_{pr} es la temperatura de punto de rocío ($^{\circ}C$) y t es la hora a partir de la media noche.

Según Gliah (2011):

$$T_s = (\varepsilon_s T_a^4)^{1/4} \quad (1.54)$$

Donde ε_s es la emisividad del cielo (Chen et al. 1986).

1.4.7. Propiedades térmicas del aire húmedo.

Tiwari (2002), muestra las propiedades del aire atmosférico en función de su temperatura:

$$C_f = 999.2 + 0.1434T_f + 101 \times 10^{-4} T_f^2 \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (1.55)$$

$$K_f = 0.0244 + 0.6773 \times 10^{-4} T_f \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (1.56)$$

$$\alpha_f = 7.7255 \times 10^{-10} T_f^{1.83} \quad [\text{Adimensional}] \quad (1.57)$$

$$\nu_f = (0.1284 + 0.0010510T_f) \times 10^{-4} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (1.58)$$

$$\mu_f = (1.983 + 0.00184(T_f - 27)) \times 10^{-5} \quad [Pa \cdot s] \quad (1.59)$$

$$\rho_f = 1.1774 - 0.00359(T_f - 27) \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (1.60)$$

Donde T_f es la temperatura del aire, C_f es el calor específico del aire, K_f es la conductividad térmica, α_f es la difusividad, ν_f es la viscosidad cinemática, μ_f es la viscosidad dinámica y ρ_f es la densidad del aire.

1.4.8. Eficiencia del colector

Según Duffie and Beckman (2014), el calor útil Q_u en el colector se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_u = A[S - U_L(T_p - T_a)] \quad (1.61)$$

Donde A es el área de la placa absorbente $[m^2]$, S es la radiación absorbida por la placa absorbente $[W/m^2]$ y U_L es el coeficiente de pérdidas total en el colector $[W/m^2 \cdot K]$.

La eficiencia del colector a una determinada hora se calcula de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A} \quad (1.62)$$

Para hallar la eficiencia del colector a lo largo del día, se halla la eficiencia promedio de cada hora del día para luego promediarla.

$$\eta_{día} = \frac{\sum Q_u}{A \sum I_T} \quad (1.63)$$

Donde I_T es la irradiancia solar que incide en el colector solar $[W/m^2]$.

Capítulo II

Colectores solares

2.1. Introducción

Los colectores solares son equipos que captan la energía procedente de la radiación solar y la transfieren al fluido que pretende calentarse (en este caso aire), éstos son un tipo especial de intercambiadores de calor que transforman la radiación solar en un aumento de la energía sensible del fluido.

Desde el punto de vista del secado de productos agrícolas, el colector solar viene a formar parte de un equipo más grande denominado secador solar de aire o también llamado calentador solar, el mismo que está compuesto por el colector solar y la cámara de secado.

Esta tesis está dirigida al estudio de los colectores solares utilizados en el secado de productos agroindustriales, por ello en el presente capítulo además de tratar sobre colectores solares, se toca el tema sobre el proceso de secado.

2.2. Proceso de secado

El secado es un proceso mediante el cual se reduce la cantidad natural de agua de un producto, hasta un nivel que permita almacenarlo durante un periodo largo en condiciones ambientales ordinarias, conservando sus propiedades nutricionales y organolépticas. En muchas cadenas de producción de alimentos, el contenido de humedad es el parámetro más importante para determinar si estos corren el riesgo de deteriorarse durante el almacenamiento. En este sentido, el secado es el método universal de acondicionar los productos agrícolas por medio de la eliminación del agua hasta un nivel que permita su equilibrio con el aire del ambiente, de tal forma que preserve su aspecto, características de alimentos, calidad nutritiva y la viabilidad del producto.

Los métodos empleados para el secado de productos agrícolas se pueden clasificar en dos grupos: secado natural (exposición directa al sol) y secado artificial (uso de calentadores solares de aire o quema de combustible para calentar el aire de secado). La ventaja del secado natural es que permite preservar el buen sabor, y su implementación, representa un bajo costo. Sin embargo, tiene el inconveniente de exponer los productos

directamente al ambiente, lo que podría acarrear la formación de hongos, contacto con insectos y roedores, ensuciamiento con polvo del ambiente, riesgo de mojarse por ocurrencia de lluvias y un secado no uniforme. Como alternativa al secado natural se propone, a partir del uso directo de la energía solar, la utilización de calentadores solares de aire. El aire calentado de esta manera circulará por los productos extrayéndoles la humedad. En este caso, cuando se hace uso de calentadores solares de aire, el producto se coloca dentro de una cámara de secado, la cual lo aísla del ambiente protegiéndolo de la suciedad o de cualquier tipo de contaminación. Otra ventaja de los calentadores solares es que pueden calentar el aire a una mayor temperatura que la forma natural, haciendo que la duración del proceso de secado sea menor. Los inconvenientes de este tipo de secado serían el mayor costo en comparación del método natural y por otro lado si no se diseña correctamente, el flujo de aire puede alcanzar temperaturas altas que podrían alterar la calidad del producto y sus propiedades organolépticas, por lo que se debe tener mucho cuidado a la hora de diseñar.

Productos agrícolas como las semillas de café y cacao son sometidos al secado tanto natural como artificial. En el caso del café, sus mecanismos de secado son más complicados que el de cualquier otro grano, después de su lavado contiene alrededor de 55% de humedad. Si durante su secado se emplea temperaturas altas puede ocurrir volatilización de componentes aromáticos, perdiendo calidad el producto. El tiempo de secado promedio al aire libre del café es de 13 días. En la región Piura se lleva a cabo el secado de cacao, específicamente en el distrito de Buenos Aires, provincia de Morropón. El proceso del cacao se inicia con la cosecha, continúa con la abertura de las mazorcas para extraer las semillas de cacao, las cuales se colocan en cajas, bandejas o cestas para permitir el proceso de fermentación. Los granos de cacao fermentados se secan al sol durante seis a siete días, aproximadamente. Por lo tanto, es en esta etapa donde se quiere reemplazar el secado solar directo por el secado mediante calentadores solares de aire con el fin de disminuir la duración del secado sin perder la calidad ni las propiedades organolépticas obtenidas mediante el secado natural. Una vez terminado el proceso de secado se procede a clasificar los granos y envasarlos en sacos para su posterior almacenamiento y exportación.

2.3. Secador solar⁷

La manera más sencilla de secar un producto es exponerlo a una corriente de aire cuyas condiciones de temperatura y humedad permitan que el agua contenida en el producto se evapore y sea absorbida por el aire. Para lograr tal efecto se aumenta la temperatura del aire mediante un aporte de energía sensible. En el caso del secador solar la fuente de energía es la radiación solar.

En algunos sectores de regiones industrializadas, los secaderos abiertos al aire han sido extensamente reemplazados por sistemas cerrados, con quemadores para calentar el aire de proceso y ventiladores para forzar la circulación del aire a tasas más elevadas. Estos secadores cerrados permiten procesos más rápidos, requieren menor espacio y habitualmente permiten obtener un producto de mayor calidad. Pero frente al secado solar artesanal, los equipos son caros y su demanda energética importante.

⁷ Apartado elaborado con Espinoza, R. & Saravia, L. (2010) e Ibáñez et al. (2005).

La justificación de los secadores solares se basa en que son más efectivos que el método tradicional (Kennedy, 1984) pero tienen menores costos de operación que los secadores mecanizados (Ibañez et al, 2005).

2.3.1. Clasificación de los secadores solares

Los secadores solares adoptan formas muy variadas debido a las diferentes características que presentan los productos a secar. En general, los secadores solares se pueden clasificar atendiendo a dos características: la forma de circular el aire y la manera como los rayos solares inciden en el secador.

2.3.1.1. De acuerdo a la manera de circular del aire

- **Activos o de circulación forzada**

La circulación de aire es forzada a través del producto procesado, emplean ventiladores y/o extractores en donde se requiere el consumo de energía eléctrica. En algunos casos pueden depender parcialmente de la energía solar.

- **Pasivos o de circulación natural**

La circulación del aire se da de manera natural, por ello se buscan lugares donde la velocidad del viento sea la adecuada y permita descartar el uso de componentes mecánicos o eléctricos.

2.3.1.2. De acuerdo a la manera calentar el aire

- **Directos**

En este tipo de secador, el producto se coloca en la cámara de secado con paredes transparentes que permiten la entrada de la radiación solar, la cual incide de manera directa en el producto. El tiempo de secado podría ser menor ya que la radiación solar es absorbida por el propio producto, acelerando el proceso de vaporización del agua contenida en el mismo.

En la figura 2.1 se aprecian dos modelos de secador solar directo, el primero (a la izquierda) representa un secador solar directo de tipo activo, donde un extractor a la salida del mismo fuerza al aire del ambiente a entrar al secador; y el segundo representa un secador solar directo de tipo pasivo donde la entrada del aire se da de forma natural gracias a que el secador presenta una chimenea solar, la cual favorece al flujo natural del aire.

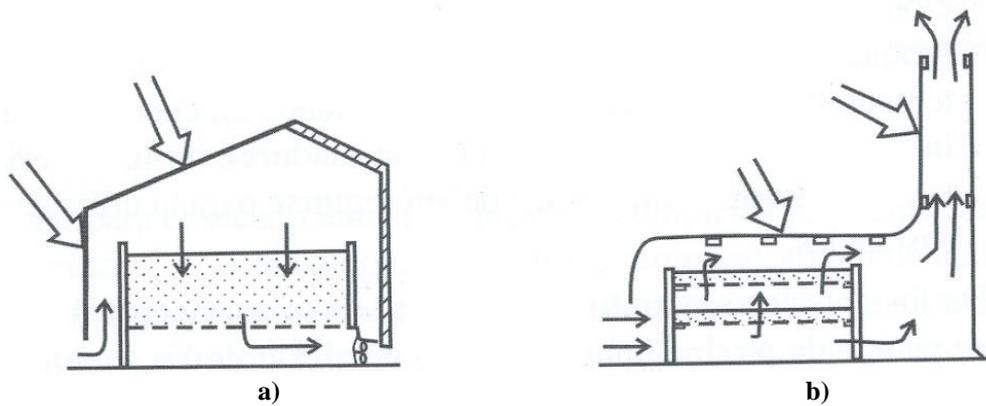


Figura 2.1 – Secador solar de tipo directo, a) Activo, b) Pasivo
Fuente: Ibañez et al. (2005)

- **Indirectos**

En este caso, la radiación solar no tiene contacto directo con el producto, esta radiación en cambio se utiliza para precalentar el aire en un colector solar antes de ingresar a la cámara donde está el producto. Este tipo de secador es adecuado para secar productos que pueden perder su calidad al ser expuestos a la luz del sol directamente.

En la figura 2.2 se aprecian dos modelos de secador solar indirecto, de tipo activo (izquierda) y pasivo (derecha), en ambos casos la radiación solar solo llega al colector, pero no tiene contacto directo con el producto en la cámara de secado. También se observa que en el activo se hace uso de un ventilador que fuerza la entrada del aire al secador, mientras que en el secador de tipo pasivo se necesita de una chimenea solar para que el aire del ambiente pueda fluir naturalmente a través del secador solar.

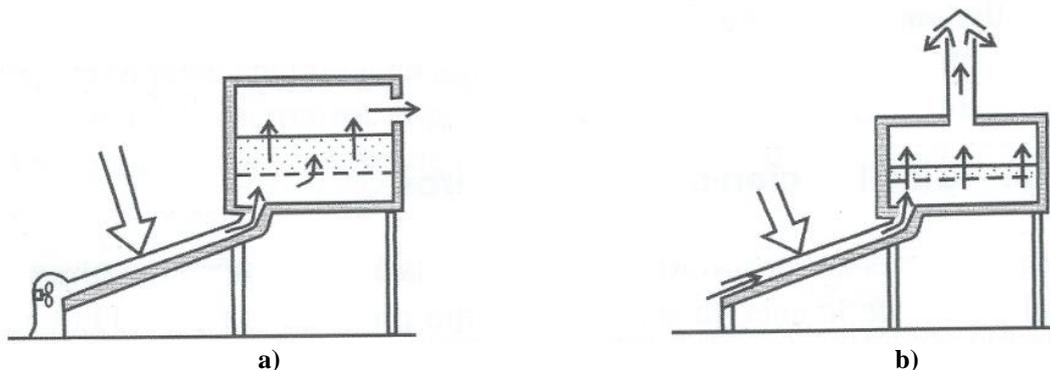


Figura 2.2 – Secador solar de tipo indirecto, a) Activo, b) Pasivo
Fuente: Ibañez et al. (2005)

- **Mixtos**

Estos secadores combinan las características de los secadores directos e indirectos. Combinan la radiación directa sobre el producto y el precalentamiento del aire en un colector solar; es decir, el aire es calentado por un colector como en el caso del secado indirecto y el producto es colocado en el interior de una cámara de secado construida con materiales transparentes a la radiación solar, de modo que esta incide directamente sobre el producto que contiene.

En la figura 2.3 se muestran dos modelos de secador solar mixto, el primero de tipo activo (a la izquierda) y el segundo de tipo pasivo. En ambos secadores se observa que la radiación llega tanto al colector solar como a la cámara de secado.

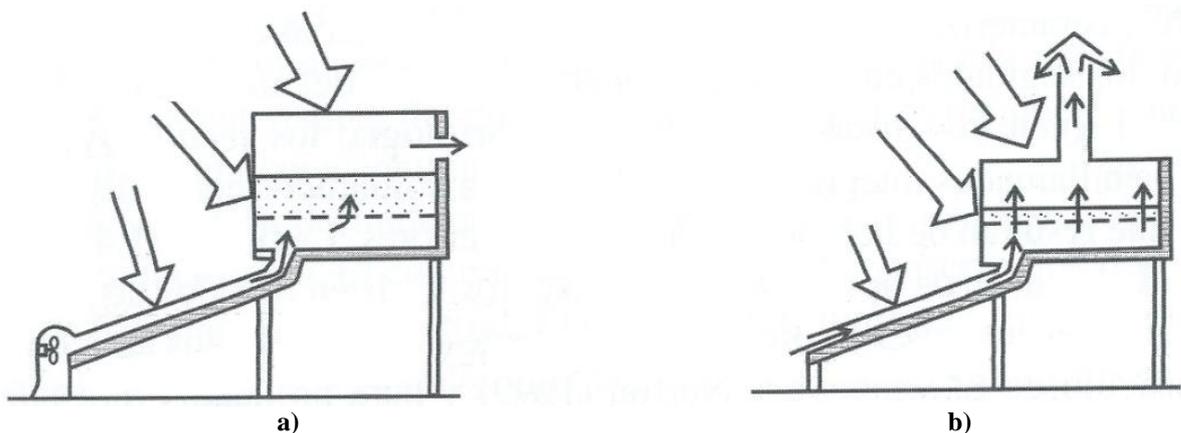


Figura 2.3 – Secador solar de tipo mixto, a) Activo, b) Pasivo
Fuente: Ibañez et al. (2005)

2.3.1.3. Otros tipos de clasificación

- **Por la fuente de energía solar que los activa:**
 - Solar.
 - Híbrido (dos o más fuentes de energía).
- **Por el almacenamiento de energía térmica:**
 - Con almacenamiento de energía térmica.
 - Sin almacenamiento de energía térmica.
- **Por el mecanismo de secado principal:**
 - Convectivo.
 - Conductivo.
 - Radiactivo.
 - Mixto.
- **Por el tipo de producto:**
 - Hojas.

- Frutos.
- Granos.
- **Por el contenido inicial de humedad en base húmeda del producto a secar:**
 - Baja (menos de 25%).
 - Media (entre 25 y 70%).
 - Alta (70% a más).
- **Por escala productiva asociada al uso:**
 - Familiar.
 - Comunal.
 - Industrial.
- **Por el rango de tamaño:**
 - Asociado al área de bandeja en la cámara de secado.
 - a) Pequeños (2 a 3m²).
 - b) Medianos (10 a 50m²).
 - c) Grandes (más de 50m²).
 - Asociado al volumen húmedo inicial:
 - a) Pequeños (hasta 1m³).
 - b) Medianos (hasta 10m³).
 - c) Grandes (más de 10m³).

2.3.2. Materiales

A continuación, se muestra en la tabla 2.1, se listan los materiales que usualmente son utilizados en la construcción de los secadores solares, así como sus ventajas y desventajas.

Tabla 2.1 – Ventajas y desventajas de materiales que se usan en la construcción de secadores solares

Material	Ventaja	Desventaja
Bandeja		
Malla plástica	Más flexible y de menor precio	Con el tiempo puede sufrir deformaciones, no soporta peso muy grande
Metal inoxidable	Más resistente, pudiendo soportar más peso	Es más cara
Superficie transparente en el colector		
Vidrio	Con cuidado adecuado puede durar toda la vida	Puede romperse
Policarbonato	Más flexible que el vidrio, no se rompe fácilmente	Después de un tiempo debe cambiarse
Plástico, polietileno anti UV.	Muy flexible y de menor precio	Después de un tiempo debe cambiarse
Flujo de aire		
Ventilador	Permite un mejor control del proceso de secado	Incrementa el consumo de energía, además está limitado a lugares con acceso a energía eléctrica

Material de la cámara de secado		
Madera	Es un aislante, evita el enfriamiento del aire caliente dentro de la cámara	No aprovecha la radiación solar y es vulnerable al deterioro
Metal	Es un material conductor térmico, por lo que aprovecha la radiación solar para calentar más el aire.	Vulnerable a la oxidación

Fuente: Ibañez et al. (2005).

Respecto al material de almacenamiento, se emplea el granito. Este material ha sido probado por Aboul-Enein et al. (2000) como material de almacenamiento térmico en un colector solar de placa plana.

2.4. Colectores solares de aire⁸

Son dispositivos que funcionan como intercambiadores de calor, hacen uso de la energía proveniente de la radiación solar para transformarla en calor y transferírsela al aire. El colector solar de aire en estudio es un colector solar de placa plana, pero antes se mostrará una clasificación de colectores solares para que haya un mejor panorama sobre estos dispositivos.

Los colectores solares se dividen en dos grandes grupos:

2.4.1. Colectores solares sin concentración

En estos dispositivos, el fluido a calentar alcanza como máximo los 70°C, por lo que son utilizados en las aplicaciones de la energía solar térmica de baja temperatura. Un ejemplo de aplicación sería el calentamiento de aire para el secado de productos agroindustriales.

Estos colectores se caracterizan por no poseer métodos de concentración de energía solar, por lo que la relación entre la superficie del colector y la superficie de absorción es prácticamente la unidad. Se pueden clasificar en:

- **Colector solar de placa plana**

En general, un colector de placa plana actúa como un receptor que recoge la energía procedente del sol y calienta una placa. La energía almacenada en la placa se transfiere al fluido. Usualmente, estos colectores poseen una cubierta transparente de vidrio o plástico que generan el efecto invernadero. Este tipo de colector es adecuado para el secado de productos agroindustriales. Se mencionará más de este tipo de colector en el apartado 2.5.

- **Colector de vacío**

Son colectores de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío. Su finalidad es la de reducir las

⁸ Apartado elaborado con Striatum Energy. (2010)

pérdidas por convección. Son más caros, además de perder el efecto del vacío con el paso del tiempo. Su aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria y climatización de piscinas.

- **Colector cónico o esférico**

Su característica es que constituye simultáneamente la unidad de captación y de almacenamiento. Su superficie de captación es cónica o esférica con una cubierta de vidrio de la misma geometría. Con estas geometrías se consigue que la superficie iluminada a lo largo del día, en ausencia de sombra, sea constante. Su instalación es sencilla, pero presentan problemas de estratificación del agua y la superficie útil de captación es pequeña. Su aplicación principal es la producción de agua caliente por medio de energía solar.

2.4.2. Colectores solares de concentración

Hacen uso de los métodos de concentración de la óptica, son capaces de elevar la temperatura del fluido a más de 70°C. Estos se aplican en la energía solar térmica de media y alta temperatura. La principal complicación que presentan es la necesidad de un sistema de seguimiento para conseguir que el colector esté permanentemente orientado en dirección al Sol. Se pueden clasificar en:

- **Concentradores cilíndricos**

Su superficie reflectora es la mitad de un cilindro. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica.

- **Concentradores paraboloídes**

Su superficie reflectora presenta una geometría de paraboloide de revolución. Su aplicación principal es también la producción de vapor en una central térmica.

2.5. Colector solar de placa plana

El colector solar de placa plana es el colector en estudio de la presente tesis, está conformado por una placa plana de hierro que actúa como un receptor que recoge la energía procedente del sol y calienta la placa. La energía almacenada en la placa es transferida al aire. Además, este colector posee una cubierta transparente de vidrio o plástico que genera el efecto invernadero. La parte lateral e inferior del colector está aislada del ambiente mediante una capa de madera y lana de vidrio, la cual sirve como aislante térmico y ayuda a que una mínima parte del calor escape por esas paredes aprovechando al máximo la energía proveniente de la radiación solar.

En la figura 2.4 se presentan las diferentes configuraciones de colector solar de placa plana que son estudiadas detenidamente en el Capítulo III, se puede apreciar que las distintas configuraciones varían en función del número de pasos del colector y además se diferencian en si presentan o no material de almacenamiento de energía térmica.

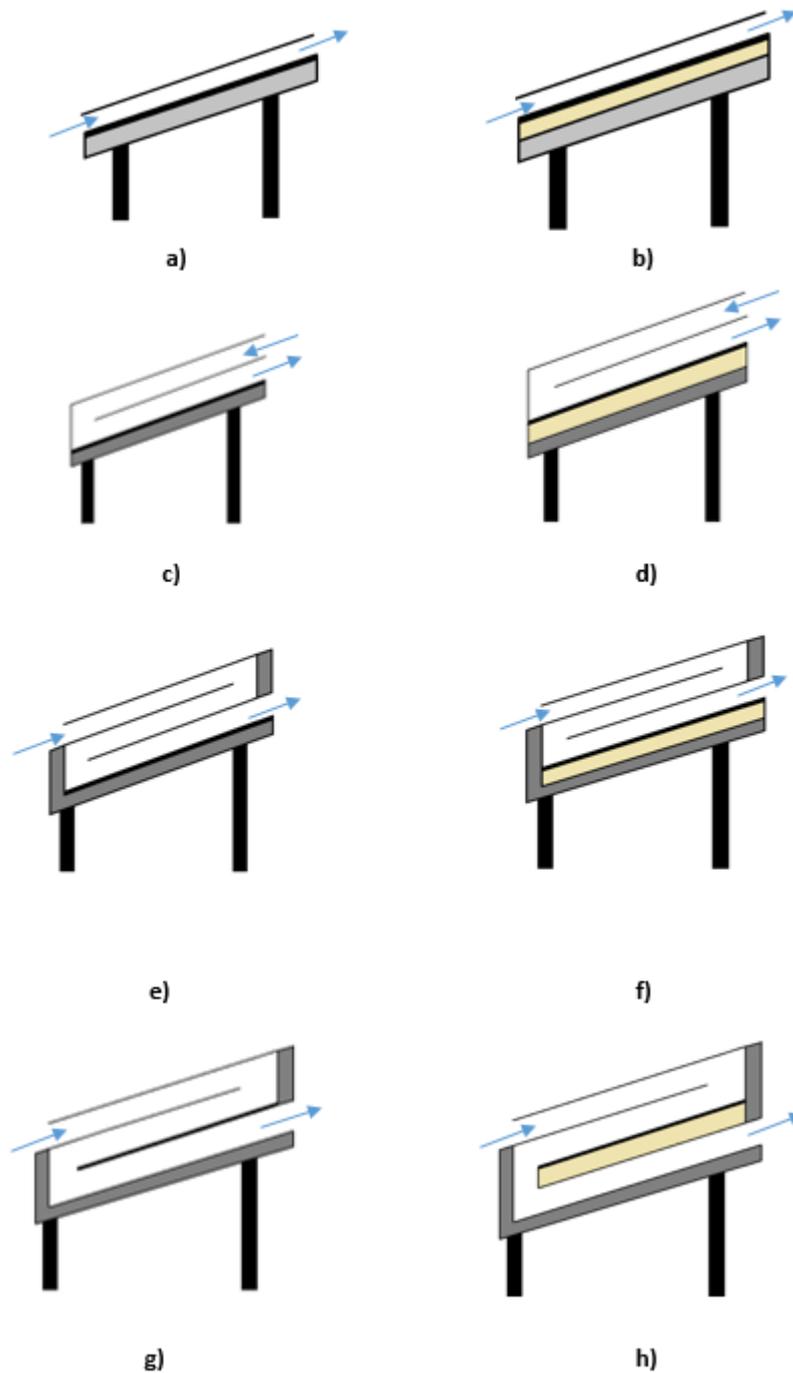


Figura 2.4⁹ – Colector solar, a) De un paso sin material de almacenamiento de energía térmica, b) De un paso con material de almacenamiento de energía térmica, c) De dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica, d) De dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica, e) De tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas), f) De tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas), g) De tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas), h) De tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas).

Fuente: Elaboración propia

⁹ Las líneas azules representan la entrada y salida de aire en el colector, el aislante se muestra en color plomo y el material de almacenamiento de energía térmica en color amarillo.

Capítulo III

Modelación matemática de colectores solares de aire multipasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica

Introducción

En el presente capítulo se presenta la modelación matemática de colectores solares multipasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica y también se describe la estructura del programa de cálculo que permite su solución numérica. Dicho programa se implementará en MATLAB R2014a, que es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio (Lenguaje M). Entre sus prestaciones básicas se tiene: la manipulación de matrices, la visualización gráfica de datos y funciones, la implementación de algoritmos, la creación de interfaces de usuario (GUI) y la comunicación con otros programas en otros lenguajes y con otros dispositivos de hardware.

Antecedentes

Se han realizado diferentes estudios de colectores solares de aire, y en gran parte de ellos se han desarrollado modelos matemáticos cuyos resultados han sido comparados con resultados experimentales en diferentes zonas geográficas. Ekechukwu y Norton, 1999, hacen una revisión de distintos tipos de colectores solares activos y pasivos. La duración del secado al sol está limitada a las horas de brillo solar, por ello un secado continuo durante las 24 horas del día se podría lograr proporcionando dentro del calentador solar de aire un material de almacenamiento de energía térmica. Esta unidad térmica, integrada al calentador, almacena energía durante las horas de sol y la descarga al aire durante las horas en las que el recurso solar es limitado o no disponible. Calentadores solares de un paso, con y sin material de almacenamiento, han sido simulados matemáticamente y estudiados paramétricamente en India (Jain D., 2005) y Egipto. (Aboul-Enein & El-Sebaii, 2000). Varios diseños de calentadores solares de aire fueron desarrollados, simulados, probados y sugeridos para el secado de productos agrícolas (Aboul-Enein et al., 2000; Close, 1963; Fath, 1995; Sodha et al., 1987; Whiller, 1964; Yadav et al., 1995; Yadav & Tiwari, 1986). Los modelos matemáticos y simulaciones numéricas son herramientas importantes para determinar el diseño eficiente del calentador solar de aire, así como para evaluar anticipadamente el rendimiento general del sistema (Dubey & Pryor, 1996).

Estructura del programa de cálculo

El programa de cálculo ha sido estructurado en tres etapas: pre-proceso, proceso y post-proceso, con la finalidad que permita una mejor gestión de los datos, eficiencia y flexibilidad durante el proceso de cálculo y una adecuada visualización gráfica de los resultados. La figura 3.1 muestra un diagrama de flujo básico de la estructura del programa.

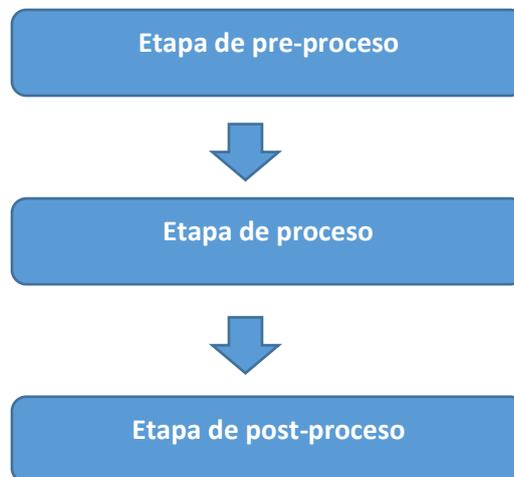


Figura 3.1 – Estructura del programa de cálculo
Fuente: Elaboración propia.

Etapa de pre-proceso

Esta etapa del programa de cálculo permite realizar las siguientes tareas:

- 1) Introducir los datos necesarios para la etapa de proceso.
- 2) Optimizar el diseño y dimensionamiento de colectores solares de una configuración establecida al variar determinados parámetros de diseño. El análisis paramétrico consiste en evaluar el desempeño del colector al variar un parámetro manteniendo los otros constantes.

Datos meteorológicos

Para alcanzar una mayor precisión en los cálculos durante el diseño y dimensionamiento de un colector solar se deben implementar los datos ambientales como variaciones horarias promedio mensual del mes en estudio. La Estación Meteorológica de la Universidad de Piura es la que registró los diversos parámetros ambientales que son utilizados para determinar el recurso solar del colector, estos son: irradiancia total medida sobre una superficie horizontal, temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento.

Los parámetros ambientales proporcionados por la Estación Meteorológica son datos que representan la variación del promedio mensual de cada media hora del día de 5 años, del año 2010 al 2014. En la presente tesis se utilizan los datos meteorológicos del mes de enero para la simulación, dado que es el mes de menor radiación solar durante el periodo de secado del cacao (noviembre - abril).

En el Anexo B Tabla B.1 se muestran los valores de irradiancia solar global horizontal horaria como promedio mensual del año 2010 al año 2014; se consideran los meses de enero, febrero, marzo, abril, noviembre y diciembre debido a que en estos meses se da la mayor producción de cacao. En el Anexo B Tablas B.2, B.3 y B.4 se muestran los demás parámetros ambientales: temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento, respectivamente.

Tabla 3.1 – Parámetros ambientales

Símbolo	Magnitud	Unidades
I_t	Irradiancia total horaria promedio mensual sobre una superficie horizontal del mes en estudio.	W / m^2
T_a	Temperatura del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio.	$^{\circ}C$
ϕ_a	Humedad relativa del aire atmosférico horaria promedio mensual del mes en estudio.	%
v	Velocidad del viento horario promedio mensual del mes en estudio.	m / s

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros de las cubiertas de vidrio

Tabla 3.2 – Parámetros de las cubiertas de vidrio

Símbolo	Magnitud	Unidades
L_c	Largo de la cubierta de vidrio.	m
b_c	Ancho de la cubierta de vidrio.	m
t_c	Espesor de la cubierta de vidrio.	m
α_c	Absortividad de la cubierta de vidrio.	-
τ_c	Transmisividad de la cubierta de vidrio.	-
ε_c	Emisividad de la cubierta de vidrio.	-

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros de la placa absorbente

Tabla 3.3 – Parámetros de la placa absorbente

Símbolo	Magnitud	Unidades
L_p	Largo de la placa absorbente.	m
b_p	Ancho de la placa absorbente.	m
t_p	Espesor de la placa absorbente.	m
α_p	Absortividad de la placa absorbente.	-
ε_p	Emisividad de la placa absorbente.	-
k_p	Conductividad térmica de la placa absorbente.	$W/m \cdot K$

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros del material de almacenamiento de energía térmica (granito)

Tabla 3.4 – Parámetros del material de almacenamiento de energía térmica (granito)

Símbolo	Magnitud	Unidades
L_{st}	Largo del material de almacenamiento.	m
b_{st}	Ancho del material de almacenamiento.	m
t_{st}	Espesor del material de almacenamiento.	m
ρ_{st}	Densidad del material de almacenamiento.	kg/m^3
C_{st}	Calor específico del material de almacenamiento.	$J/kg \cdot K$
T_{st}	Temperatura del material de almacenamiento.	$^{\circ}C$

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros del colector solar

Tabla 3.5 – Parámetros del colector solar

Símbolo	Magnitud	Unidades
β	Ángulo de inclinación del colector solar.	$^{\circ}$
\dot{m}_a	Flujo másico de aire atmosférico.	kg/s
d	Altura del ducto de paso del aire atmosférico a través del colector solar.	m
t_b	Espesor del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	m
k_b	Conductividad térmica del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	$W/m \cdot K$

Fuente: Elaboración propia.

Etapa de proceso

En la etapa de proceso se lleva a cabo la resolución del sistema de ecuaciones obtenidas del balance de energía del colector.

En la figura 3.2 se muestra el diagrama de flujo de la estructura del programa de cálculo que se ha implementado en el software MATLAB R2014a que permitirá la evaluación numérica de las diferentes configuraciones de colectores solares. Para validar el modelo matemático se ha elegido un colector solar de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica, cuyos resultados se han comparado con los de un artículo científico.

Básicamente, la simulación numérica inicia con la lectura de todos los parámetros de diseño y de los valores iniciales de las variables. Al inicio se asumen las temperaturas de los componentes del colector (T_c, T_p) y del flujo de aire (T_f) igual a la temperatura ambiente (T_a). Luego se leen los parámetros meteorológicos (irradiancia total sobre una superficie inclinada, temperatura ambiente, humedad relativa del aire atmosférico y velocidad del viento horaria promedio mensual del mes en estudio).

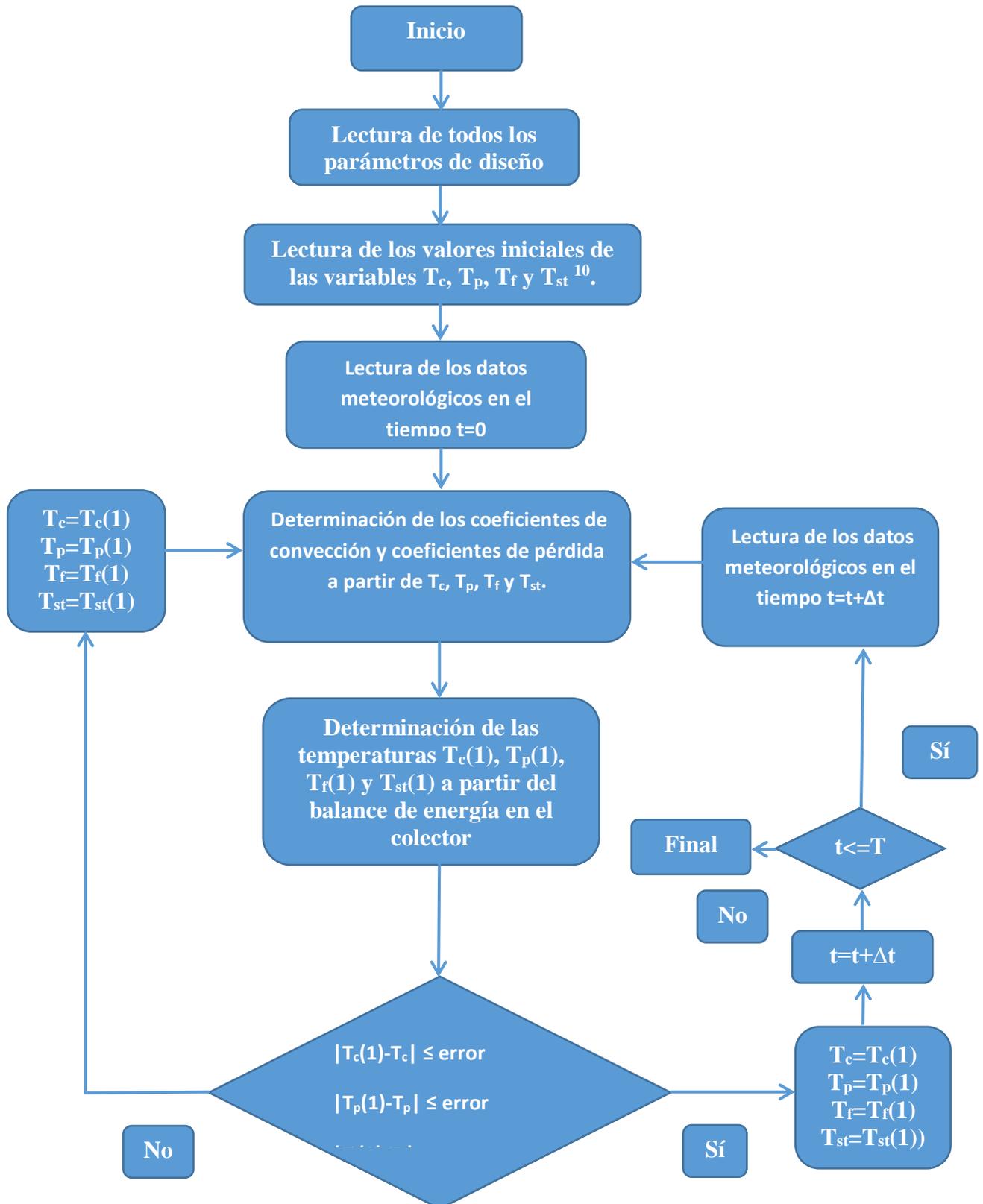


Figura 3.2 – Diagrama de flujo de la estructura del programa de cálculo en MATLAB
Fuente: Elaboración propia.

¹⁰ En caso de que el colector presente material de almacenamiento de energía térmica, Tst es la temperatura de dicho material.

A continuación se determinan todas las variables (coeficientes de convección y pérdidas) que intervienen en el balance de energía del colector a partir de los datos anteriores, para luego calcular los nuevos valores de temperatura en el tiempo t . Los nuevos valores de temperatura se comparan con los anteriores haciendo que el valor absoluto de su diferencia sea menor que un error; en caso no sea así, se vuelven a calcular las variables que intervienen en el balance de energía del colector con las nuevas temperaturas y se procede a compararlas nuevamente; y así sucesivamente hasta que se cumpla que la diferencia de temperaturas es menor que el error, o mediante un número determinado de iteraciones. Luego se procede a calcular las temperaturas en el tiempo $t + \Delta t$, donde Δt es el paso temporal, hasta completar las 24 horas del día.

Etapa de post-proceso

En esta etapa del programa de cálculo se pueden mostrar, en forma gráfica o como valores, las variables que permiten evaluar el comportamiento del colector solar.

Gráficas para el colector solar

- Gráfica de la temperatura de la placa absorbente [$^{\circ}C$] en función del tiempo [h].
- Gráfica de la temperatura del aire atmosférico en el paso i -ésimo [$^{\circ}C$] en función del tiempo [h].
- Gráfica de la temperatura de la cubierta i -ésima [$^{\circ}C$] en función del tiempo [h].
- Gráfica de la temperatura del material de almacenamiento de energía térmica [$^{\circ}C$] en función del tiempo [h].
- Gráfica de la humedad relativa a la salida del colector solar [%] en función del tiempo [h].

Comparación entre los resultados de la simulación numérica el modelo matemático y las mediciones experimentales

El modelo matemático del colector solar de aire ha sido validado con los datos experimentales del artículo científico de Dilip Jain (2015) para el caso de un colector solar de un paso con placa absorbente. Cabe señalar que para la simulación en Matlab se usaron los mismos valores de radiación, temperatura ambiente, y parámetros geométricos del colector citados en el artículo de Jain.

A partir de la validación de las fórmulas con el colector de paso simple, se extendió la formulación para colectores con más pasos y con material de almacenamiento térmico.

En el Anexo C se encuentra el código hecho en Matlab para validar el artículo científico de Dilip Jain (2015).

Datos de entrada

Datos meteorológicos¹¹

Tabla 3.6 – Datos meteorológicos del artículo científico

Hora	Radiación sobre la superficie horizontal $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	Temperatura ambiente $[^{\circ}C]$	Humedad relativa $[\%]$	Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s} \right]$
07:00 a.m.	40	33.33	73.4	3
08:00 a.m.	200	33.32	64.0	3
09:00 a.m.	390	33.43	55.3	3
10:00 a.m.	592	34.5	48.7	3
11:00 a.m.	770	36.55	44.4	3
12:00 p.m.	896	39.72	41.7	3
01:00 p.m.	954	41.01	39.9	3
02:00 p.m.	939	42.42	40.6	3
03:00 p.m.	864	43.43	43.8	3
04:00 p.m.	720	44.44	47.4	3
05:00 p.m.	540	44.83	53.6	3
06:00 p.m.	330	44.55	59.2	3
07:00 p.m.	148	43.44	64.2	3
08:00 p.m.	24	41.77	67.0	3
09:00 p.m.	0	40.33	69.0	3
10:00 p.m.	0	39.11	70.1	3
11:00 p.m.	0	38.44	71.9	3
12:00 a.m.	0	37.77	73.9	3
01:00 a.m.	0	36.66	75.8	3
02:00 a.m.	0	35.64	77.5	3
03:00 a.m.	0	35.02	79.3	3
04:00 a.m.	0	34.22	80.7	3
05:00 a.m.	0	33.42	81.9	3
06:00 a.m.	0	32.77	80.9	3

Fuente: Jain, D. (2015)

Parámetros de la cubierta de vidrio

Tabla 3.7 – Parámetros de la cubierta de vidrio del artículo científico

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
L_c	Largo de la cubierta de vidrio.	1.5 m
b_c	Ancho de la cubierta de vidrio.	1 m
t_c	Espesor de la cubierta de vidrio.	0.002 m
α_c	Absortividad de la cubierta de vidrio.	0.05
τ_c	Transmisividad de la cubierta de vidrio.	0.9
ε_c	Emisividad de la cubierta de vidrio.	0.9
T_c	Temperatura inicial de la cubierta de vidrio.	31 $^{\circ}C$

Fuente: Jain, D. (2015)

¹¹ Los datos meteorológicos son de la ciudad de Jodhpur, India.

Parámetros de la placa absorbente

Tabla 3.8 – Parámetros de la placa absorbente del artículo científico

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
L_p	Largo de la placa absorbente.	1.5 m
b_p	Ancho de la placa absorbente.	1 m
t_p	Espesor de la placa absorbente.	0.002 m
α_p	Absortividad de la placa absorbente.	0.9
ε_p	Emisividad de la placa absorbente.	0.95
k_p	Conductividad térmica de la placa absorbente.	385 W/m·K
T_p	Temperatura inicial de la placa absorbente.	31 °C

Fuente: Jain, D. (2015)

Parámetros del colector solar

Tabla 3.9 – Parámetros del colector solar del artículo científico

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
β	Ángulo de inclinación del colector solar.	25 °
\dot{m}_a	Flujo másico de aire atmosférico.	0.022 kg/s
C_f	Calor específico a presión constante del flujo de aire.	1007 J/kg·K
d	Altura del ducto de paso del aire atmosférico a través del colector solar.	0.05 m
t_b	Espesor del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	0.03 m
k_b	Conductividad térmica del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	0.043 W/m·K
T_f	Temperatura inicial del aire atmosférico.	31 °C

Fuente: Jain, D. (2015)

Balance de energía

El colector solar está formado por una cubierta de vidrio, la placa absorbente y el material aislante que aísla el fondo y los lados del ambiente.

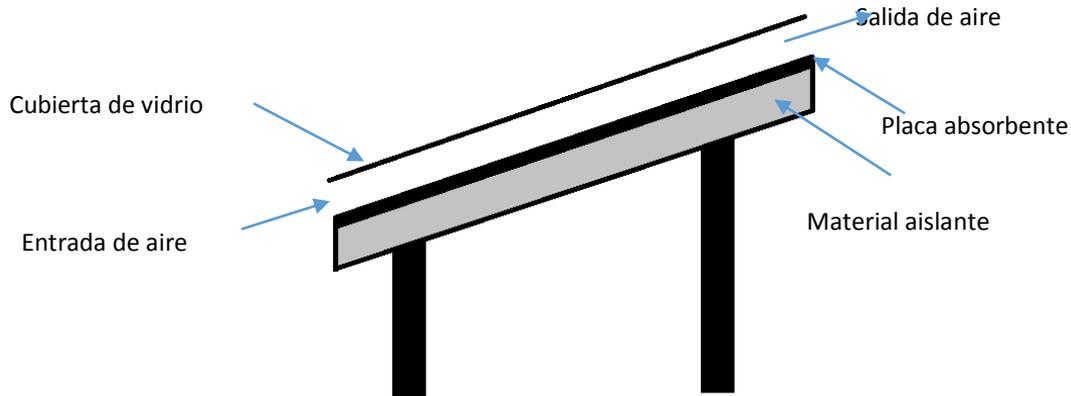


Figura 3.3 – Esquema del colector solar de un paso y placa absorbente
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3.3 se muestra el esquema de un colector de un paso y placa absorbente, de acuerdo a los datos del artículo de Dilip Jain (2105), el cual presenta una inclinación de 25° respecto a la superficie horizontal. Existen diversos métodos para calcular el ángulo de inclinación del colector, siendo uno de los más utilizados el planteado por Duffie and Beckman (1991).

En las ecuaciones que se presentan a continuación se considera que:

- No hay gradiente de temperatura a lo largo del espesor de la cubierta de vidrio y la placa absorbente.
- El sistema está perfectamente aislado, no hay fugas de aire.
- Las capacidades caloríficas de la cubierta de vidrio, placa absorbente y aislamiento son despreciables.

• Balance de energía de la cubierta de vidrio

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\alpha_c I_t A_c + hr_{pc} (T_p - T_c) A_c = hc_{fc} (T_c - T_{f prom}) A_c + hc_{ca} (T_c - T_a) A_c + hr_{cs} (T_c - T_s) A_c \quad (3.1)$$

Despejando la temperatura de la cubierta, se obtiene:

$$T_c = \frac{\alpha_c I_t A_c + hr_{pc} (T_p) A_c + hc_{fc} (T_{f prom}) A_c + hc_{ca} (T_a) A_c + hr_{cs} (T_s) A_c}{hr_{pc} A_c + hc_{fc} A_c + hc_{ca} A_c + hr_{cs} A_c} \quad (3.2)$$

Donde I_t $\left[W/m^2 \right]$ es la irradiancia sobre la superficie inclinada obtenida del artículo, A_c $\left[m^2 \right]$ es el área de la cubierta, hr_{pc} $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa absorbente y cubierta, hc_{fc} $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el flujo de aire y la cubierta, hc_{ca} $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente; y hr_{cs} $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el cielo.

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_c \alpha_p I_t A_p = hr_{pc} (T_p - T_c) A_p + hc_{pf} (T_p - T_{f\ prom}) A_p + U_b (T_p - T_a) A_p \quad (3.3)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente tenemos:

$$T_p = \frac{\tau_c \alpha_p I_t A_p + hr_{pc} (T_c) A_p + hc_{pf} (T_{f\ prom}) A_p + U_b (T_a) A_p}{hr_{pc} A_p + hc_{pf} A_p + U_b A_p} \quad (3.4)$$

Donde A_p $\left[m^2 \right]$ es el área de la placa absorbente, hc_{pf} $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el flujo de aire y la placa absorbente, U_b $\left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de pérdidas por el fondo aislado.

- **Temperatura del flujo de aire a la salida y temperatura promedio del flujo**¹²

A continuación, se muestra la manera de calcular la temperatura de salida del flujo de aire y su temperatura promedio.

$$T_f = \left(\frac{T_p + T_c}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_c}{2} \right) - T_a \right) e^{\left(\frac{-hc_{fc} A}{m_a C_f} \right)} \quad (3.5)$$

¹² Apartado elaborado con Schlueter (2012)

$$T_{f \text{ prom}} = \left(\frac{T_p + T_c}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_c}{2} \right) - T_a \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{fc}A}{m_a C_f} \right)} \quad (3.6)$$

Donde c_f [$J/kg \cdot K$] es el calor específico a presión constante del flujo de aire y A [m^2] es el área del colector solar (largo por ancho).

Validación con el modelo experimental

Se procede a comparar las mediciones experimentales con los resultados obtenidos de la simulación numérica del modelo matemático implementado en Matlab.

En el modelo se utilizaron las ecuaciones (3.2) y (3.4) para hallar las temperaturas de cubierta y de placa y las ecuaciones (3.5) y (3.6) para hallar la temperatura de salida del fluido así como su temperatura promedio. Para describir el fenómeno de convección natural entre la placa o cubierta y el fluido se utilizó la ecuación (1.19).

En cuanto al coeficiente de transferencia de calor por convección entre cubierta y ambiente, coeficiente de transferencia de calor por radiación cubierta-cielo y cubierta-placa absorbente, coeficiente de pérdidas y temperatura de cielo, se utilizaron las ecuaciones (1.31), (1.33), (1.34), (1.50) y (1.51) del Capítulo I, respectivamente.

En la figura 3.4 se muestran las curvas de temperatura de la placa absorbente, cubierta de vidrio, flujo de aire a la salida y flujo promedio, obtenidas a partir de la simulación en Matlab con las ecuaciones mencionadas en el párrafo anterior. Cabe mencionar que en el eje horizontal donde están representadas las horas del día, el inicio en 0 corresponde a las 7 a.m.

Se puede apreciar de la figura 3.4 que mientras la radiación solar aumenta durante las horas 7:00 a.m. hasta las 2:00 p.m., aproximadamente, las temperaturas de la placa absorbente, cubierta de vidrio y flujo de aire también se incrementan. En las horas de la tarde debido a que la reducción de la radiación solar hasta su valor nulo las temperaturas disminuyen hasta igualarse a la temperatura ambiente.

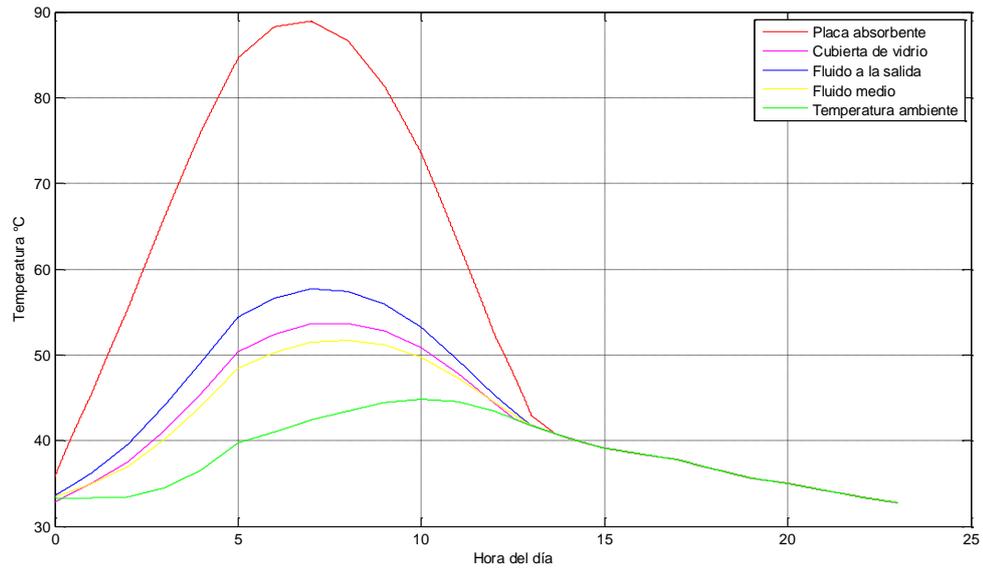


Figura 3.4 – Temperaturas en el colector de un paso con placa absorbente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3.5 se compara la temperatura de placa absorbente en función del tiempo [h] obtenida con la solución numérica del modelo matemático (rojo) y la temperatura determinada experimentalmente por Jain (azul). Se aprecia que la temperatura simulada sigue el comportamiento de la curva de temperatura experimental aunque en cierto punto la diferencia entre ambas temperaturas llega a ser de 7°C como se puede observar en los puntos de máximo valor de la Figura 3.5. Además se puede observar que durante las horas de radiación solar, la placa absorbente tiene la mayor temperatura. Por lo tanto, va a ceder energía térmica al aire atmosférico que cruza el calentador térmico.

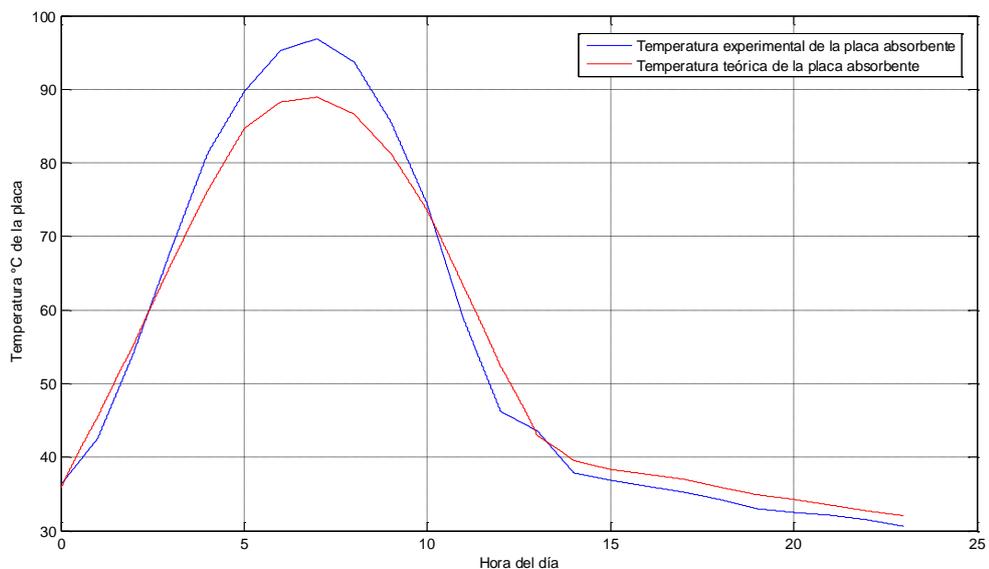


Figura 3.5 – Temperatura experimental y teórica en la placa absorbente

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3.6 se compara la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo [h] con la solución numérica del modelo matemático (rojo) y la temperatura determinada experimentalmente por Jain (azul). Se observa que la temperatura simulada sigue el comportamiento de la curva de temperatura experimental aunque en ciertas partes la diferencia de temperatura llega a ser 5°C.

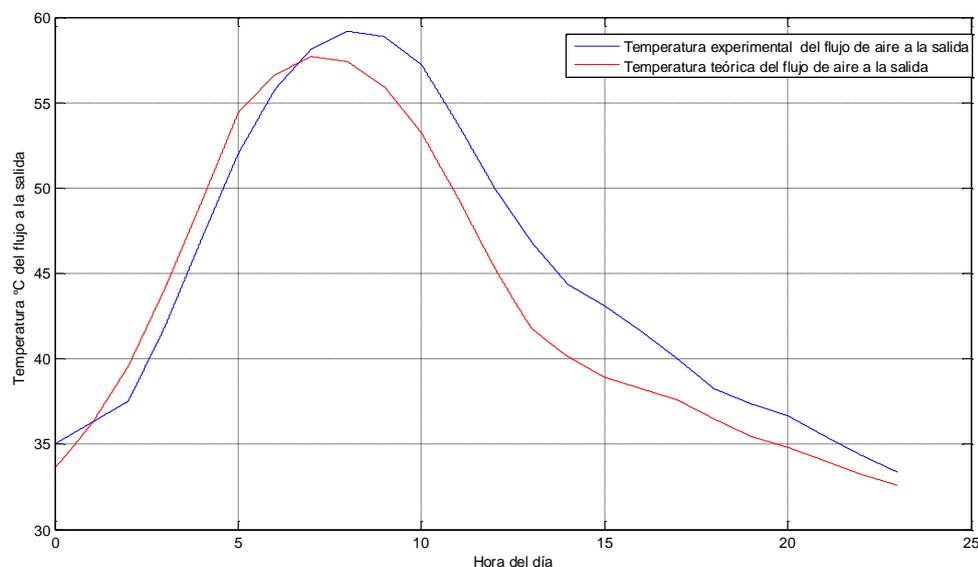


Figura 3.6 – Temperatura experimental y teórica del aire a la salida del colector

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo a las figuras 3.5 y 3.6 hay ciertas variaciones entre la temperatura medida experimental y aquella del modelo matemático, pero están dentro del rango permitido de acuerdo a estudios de Wojcicki, (2015); y teniendo en cuenta de que en las pruebas experimentales pueden existir errores de medición y de los instrumentos, los valores de temperatura obtenidos de la solución numérica del modelo matemático se consideran representativos de manera que la metodología se puede extender a otras configuraciones de colectores solares como se verá en el punto 3.6.

Datos de entrada generales

Como se mencionó en el apartado 3.3.1, se utilizarán los datos de la tabla 3.10 los cuales representan la variación promedio mensual cada media hora del mes de enero, proporcionados por la estación Meteorológica de la Universidad de Piura.

Tabla 3.10 – Datos meteorológicos del mes de enero

Hora	Radiación horizontal $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	Radiación a 15° $\left[\frac{W}{m^2}\right]$	Temperatura ambiente [°C]	Humedad relativa [%]	Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s}\right]$
07:00 a.m.	27.0	26.59	22.0	80.9	0.1
07:30 a.m.	82.6	81.46	22.4	79.8	0.2
08:00 a.m.	161.0	158.75	22.9	77.9	0.3
08:30 a.m.	245.3	242.06	23.6	75.3	0.3
09:00 a.m.	340.3	337.22	24.3	72.2	0.4
09:30 a.m.	449.1	447.26	25.2	68.8	0.5

10:00 a.m.	555.2	554.10	26.2	65.3	0.5
10:30 a.m.	644.2	642.27	27.1	61.8	0.5
11:00 a.m.	730.6	726.39	28.1	58.3	0.5
11:30 a.m.	781.6	773.45	28.9	55.8	0.5
12:00 p.m.	830.9	818.29	29.8	53.4	0.6
12:30 p.m.	845.3	828.63	30.4	51.6	0.6
01:00 p.m.	847.5	827.55	31.0	50.1	0.7
01:30 p.m.	801.0	780.32	31.5	48.8	0.7
02:00 p.m.	741.3	721.48	31.8	47.9	0.8
02:30 p.m.	646.7	630.16	32.0	47.3	0.8
03:00 p.m.	546.1	533.33	32.0	47.3	0.9
03:30 p.m.	458.1	448.53	31.7	48.1	1.0
04:00 p.m.	397.1	389.46	31.3	49.1	1.0
04:30 p.m.	332.9	327.10	30.7	50.6	1.1
05:00 p.m.	256.9	252.99	30.0	52.1	1.1
05:30 p.m.	171.4	168.84	29.2	53.9	1.1
06:00 p.m.	100.6	99.16	28.4	55.9	1.1
06:30 p.m.	37.4	36.89	27.6	58.3	1.1
07:00 p.m.	3.0	2.94	26.9	60.3	1.1
07:30 p.m.	0.0	0.0	26.3	62.3	1.2
08:00 p.m.	0.0	0.0	25.8	64.2	1.3
08:30 p.m.	0.0	0.0	25.3	66.2	1.3
09:00 p.m.	0.0	0.0	24.9	67.7	1.2
09:30 p.m.	0.0	0.0	24.7	68.7	1.1
10:00 p.m.	0.0	0.0	24.4	69.4	1.0
10:30 p.m.	0.0	0.0	24.2	70.2	0.8
11:00 p.m.	0.0	0.0	24.0	71.0	0.7
11:30 p.m.	0.0	0.0	23.8	71.8	0.6
00:00 a.m.	0.0	0.0	23.6	72.7	0.5
00:30 a.m.	0.0	0.0	23.4	73.5	0.4
01:00 a.m.	0.0	0.0	23.2	74.2	0.3
01:30 a.m.	0.0	0.0	23.0	75.0	0.3
02:00 a.m.	0.0	0.0	22.9	75.8	0.2
02:30 a.m.	0.0	0.0	22.7	76.5	0.2
03:00 a.m.	0.0	0.0	22.6	77.1	0.1
03:30 a.m.	0.0	0.0	22.5	77.8	0.1
04:00 a.m.	0.0	0.0	22.3	78.3	0.1
04:30 a.m.	0.0	0.0	22.3	78.8	0.1
05:00 a.m.	0.0	0.0	22.2	79.2	0.1
05:30 a.m.	0.0	0.0	22.1	79.7	0.1
06:00 a.m.	0.0	0.0	22.0	80.2	0.1
06:30 a.m.	0.0	0.0	21.9	80.7	0.1

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura.

Parámetros de la cubierta de vidrio

Tabla 3.11 – Parámetros de la cubierta de vidrio

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
L_c	Largo de la cubierta de vidrio	4 m
b_c	Ancho de la cubierta de vidrio	2 m
t_c	Espesor de la cubierta de vidrio	0.002 m
α_c	Absortividad de la cubierta de vidrio	0.05
τ_c	Transmisividad de la cubierta de vidrio	0.9
ε_c	Emisividad de la cubierta de vidrio	0.9

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros de la placa absorbente

Tabla 3.12 – Parámetros de la placa absorbente

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
L_p	Largo de la placa absorbente	4 m
b_p	Ancho de la placa absorbente	2 m
t_p	Espesor de la placa absorbente	0.002 m
α_p	Absortividad de la placa absorbente	0.9
ε_p	Emisividad de la placa absorbente	0.95
k_p	Conductividad térmica de la placa absorbente	385 W/m·K
T_p	Temperatura inicial de la placa absorbente	22 °C

Fuente: Elaboración propia.

Parámetros del colector solar

Tabla 3.13 – Parámetros del colector solar

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
β	Ángulo de inclinación del colector solar.	15°
\dot{m}_a	Flujo másico de aire atmosférico.	0.028 kg/s
C_f	Calor específico a presión constante del flujo de aire.	1007 J/kg·K
d	Altura del ducto de paso del aire atmosférico a través del colector solar (Distancia entre placa y cubierta).	0.05 m
t_b	Espesor del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	0.05 m
k_b	Conductividad térmica del material de aislamiento de las paredes y fondo del colector solar.	0.043 W/m·K
T_f	Temperatura inicial del aire atmosférico	22 °C

Fuente: Elaboración propia.

Modelación matemática

Se analizarán ocho configuraciones de colectores solares para estudiar la influencia del número de pasos y la presencia o no de material de almacenamiento de energía térmica:

- 1) Colector solar de aire de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica.
- 2) Colector solar de aire de un paso con material de almacenamiento de energía térmica.
- 3) Colector solar de aire de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica.
- 4) Colector solar de aire de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica.
- 5) Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas).
- 6) Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas).
- 7) Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas).
- 8) Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas).

Se puede apreciar que las cuatro últimas configuraciones corresponden a un colector solar de aire de tres pasos, pero se diferencian en el número de cubiertas de vidrio y además en la ubicación de la placa absorbente y el material de almacenamiento.

Modelo matemático de colector solar de aire de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por una cubierta de vidrio, la placa absorbente y el material aislante que aísla el fondo y los lados laterales del colector del contacto directo con el ambiente como se aprecia en la figura 3.7.

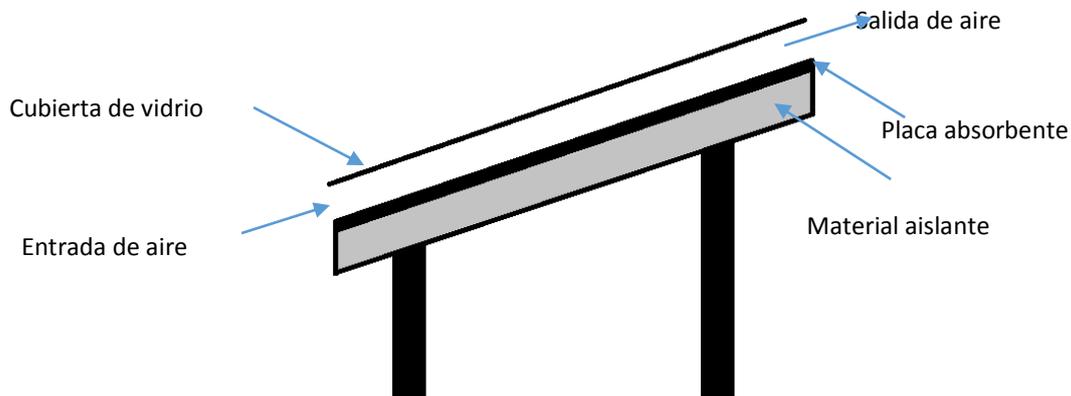


Figura 3.7 – Colector solar de un paso sin material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Balance de energía

En las ecuaciones de balance de energía se ha considerado:

- No hay gradiente de temperatura a lo largo del espesor de la cubierta de vidrio y placa absorbente.
- El sistema está perfectamente aislado, no hay fugas de aire.
- Las capacidades caloríficas de la cubierta de vidrio, placa absorbente y aislamiento son despreciables.

A partir de ahora, las consideraciones mencionadas en el párrafo anterior se tendrán en cuenta para todas las configuraciones de la presente tesis.

Como esta primera configuración del colector es igual a la planteada en el apartado 3.4 (caso comparativo), para el balance de energía en la placa de vidrio se utiliza la ecuación (3.2), para el balance de energía en la placa absorbente se utiliza la ecuación (3.4) y para hallar la temperatura del flujo de aire a la salida y su temperatura promedio se utilizan las ecuaciones (3.5) y (3.6), respectivamente.

Para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección natural entre flujo-cubierta y flujo-placa se utiliza la ecuación (1.19). Para el coeficiente de transferencia de calor por convección entre cubierta y ambiente, coeficiente de transferencia de calor por radiación cubierta-cielo y cubierta placa, coeficiente de pérdidas y temperatura de cielo, se utilizaron las ecuaciones (1.31), (1.33), (1.34), (1.50) y (1.51) respectivamente.

Humedad del aire a la salida

Para hallar el porcentaje de humedad del aire a la salida del colector, primero se determina la humedad absoluta del ambiente utilizando la ecuación (1.14). La humedad absoluta permanece constante dado que en el colector se lleva a cabo un calentamiento simple. Se puede hallar la humedad relativa del aire caliente a la salida del colector haciendo uso de la ecuación (1.13). Este procedimiento se aplicará en las demás configuraciones del colector.

Eficiencia del colector

La eficiencia se obtiene a partir de la ecuación (1.63).

Resultados

En la figura 3.8 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del aire a la salida del colector solar, de la cubierta de vidrio y del ambiente en función del tiempo [h].

En la figura 3.9 se muestra la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica.

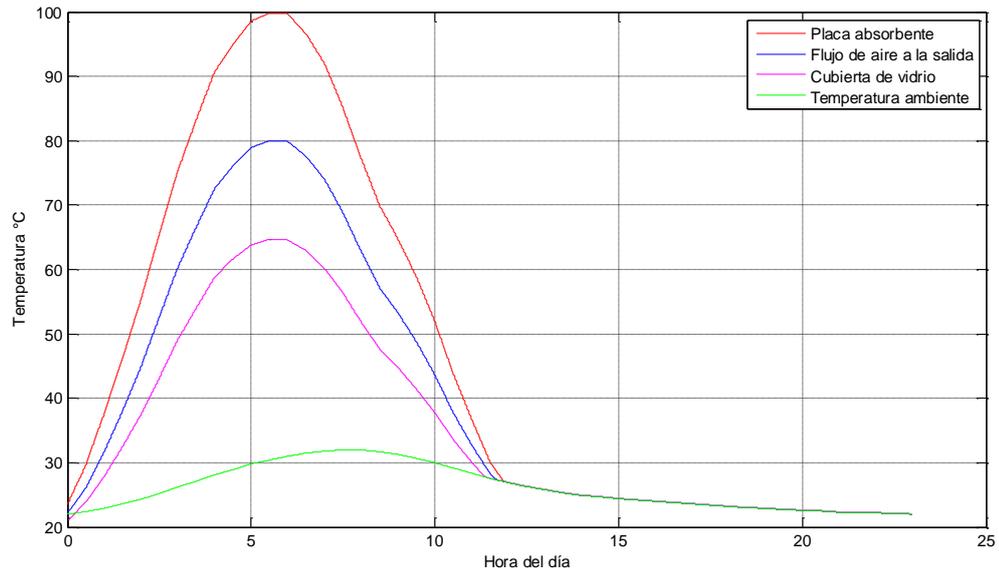


Figura 3.8 – Temperatura de la placa absorbente, del aire a la salida del colector, de la cubierta de vidrio y del ambiente en función del tiempo [h]
Fuente: Elaboración propia.

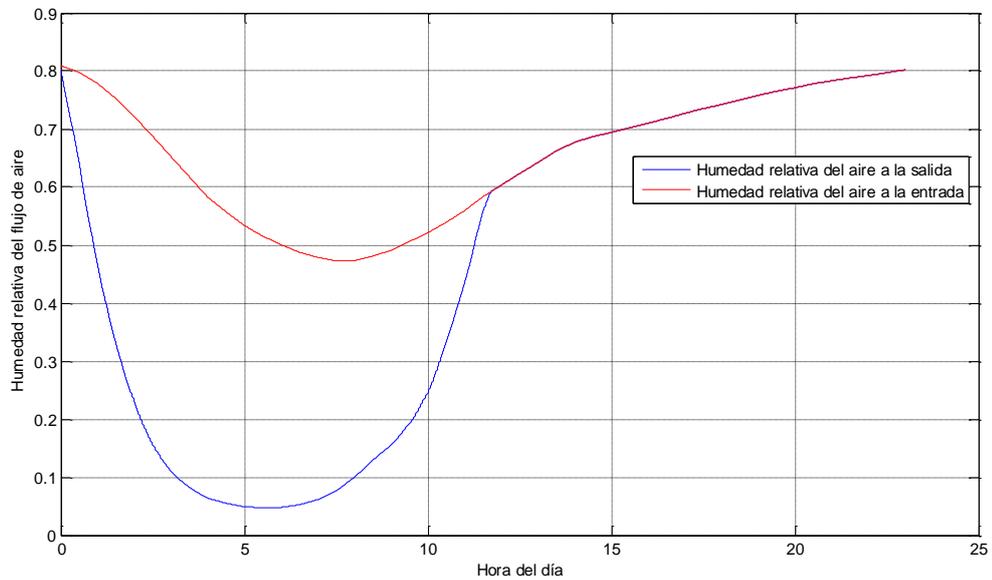


Figura 3.9 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.2578.

Modelo matemático de colector solar de aire de un paso con material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por una cubierta de vidrio, la placa absorbente, el material aislante y además el material de almacenamiento de energía térmica como se aprecia en la figura 3.10.

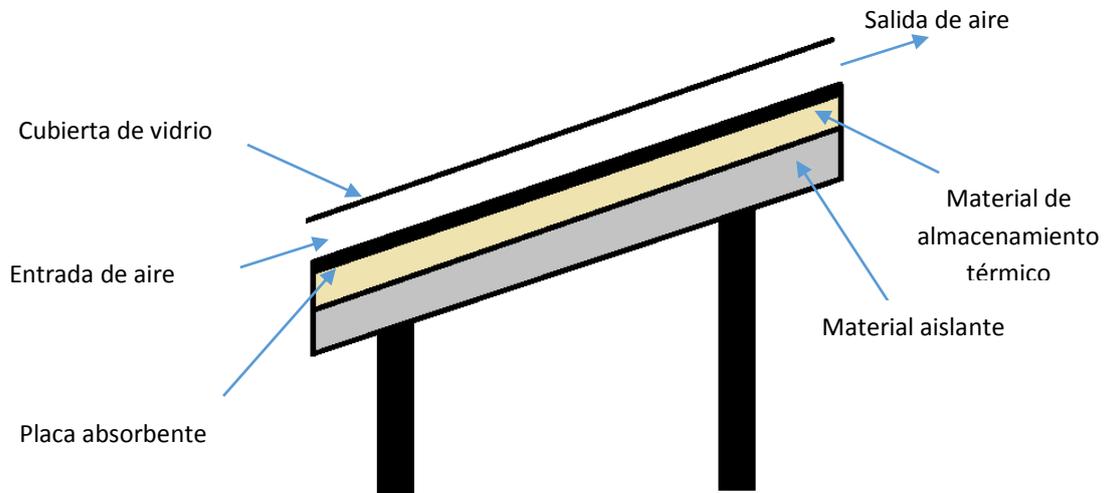


Figura 3.10 – Colector solar de un paso con material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Tabla 3.14 – Datos del material de almacenamiento térmico

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
ρ_{st}	Densidad del material de almacenamiento	2300 kg/m^3
C_{st}	Calor específico del material de almacenamiento	794 $J/kg \cdot K$
k_{st}	Conductividad térmica del material de almacenamiento	1.4 $W/m \cdot K$
t_{st}	Espesor del material de almacenamiento	0.1 m
T_{st}	Temperatura inicial del material de almacenamiento	22 $^{\circ}C$

Fuente: Elaboración propia.

Balance de energía

Esta segunda configuración de colector solar a diferencia de la primera incluye el material de almacenamiento térmico. El balance de energía para la cubierta de vidrio se mantiene igual a la ecuación (3.2), así como para la temperatura del flujo de aire a la salida y su temperatura promedio se mantienen las ecuaciones (3.5) y (3.6) respectivamente. El balance de energía para la placa absorbente sufre ligeros cambios debido a la presencia del material de almacenamiento térmico, se necesita el coeficiente de transferencia de calor por conducción entre la placa absorbente y el material de almacenamiento, el cual se define a continuación:

$$hc_{pst} = \frac{k_{st}}{t_{st}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3.7)$$

Donde:

hc_{pst} : Coeficiente de transferencia de calor por conducción entre placa absorbente y material de almacenamiento.

Balance de energía en la placa absorbente

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_c \alpha_p I_t A_p = hr_{pc} (T_p - T_c) A_p + hc_{pf} (T_p - T_{f prom}) A_p + \frac{k_{st}}{t_{st}} (T_p - T_{st}) A_p \quad (3.8)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_c \alpha_p I_t A_p + hr_{pc} (T_c) A_p + hc_{pf} (T_{f prom}) A_p + (k_{st}/t_{st})(T_{st}) A_p}{hr_{pc} A_p + hc_{pf} A_p + (k_{st}/t_{st}) A_p} \quad (3.9)$$

Además en esta configuración de colector se hace presente el balance de energía para el material de almacenamiento térmico.

$$hc_{pst} (T_p - T_{st}) A_p = m_{st} C_{st} \frac{dT_{st}}{dt} + U_b (T_{st} - T_a) A_p \quad (3.10)$$

Despejando la temperatura del material de almacenamiento se obtiene:

$$\frac{dT_{st}}{dt} = \frac{hc_{pst} (T_p - T_{st}) A_p - U_b (T_{st} - T_a) A_p}{m_{st} C_{st}} \quad (3.11)$$

La ecuación (3.11) es una ecuación diferencial y se resuelve utilizando el método Runge Kutta de cuarto orden (Ver Anexo D).

Respecto a los coeficientes de convección, se mantienen los mismos que la primera configuración, agregando solo el coeficiente de convección entre placa absorbente y material de almacenamiento térmico, ecuación (3.7).

Resultados

En la figura 3.11 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del aire a la salida del colector, de la cubierta de vidrio, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función de tiempo [h].

En la figura 3.12 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo a la entrada y salida del colector solar de un paso con material de almacenamiento de energía térmica.

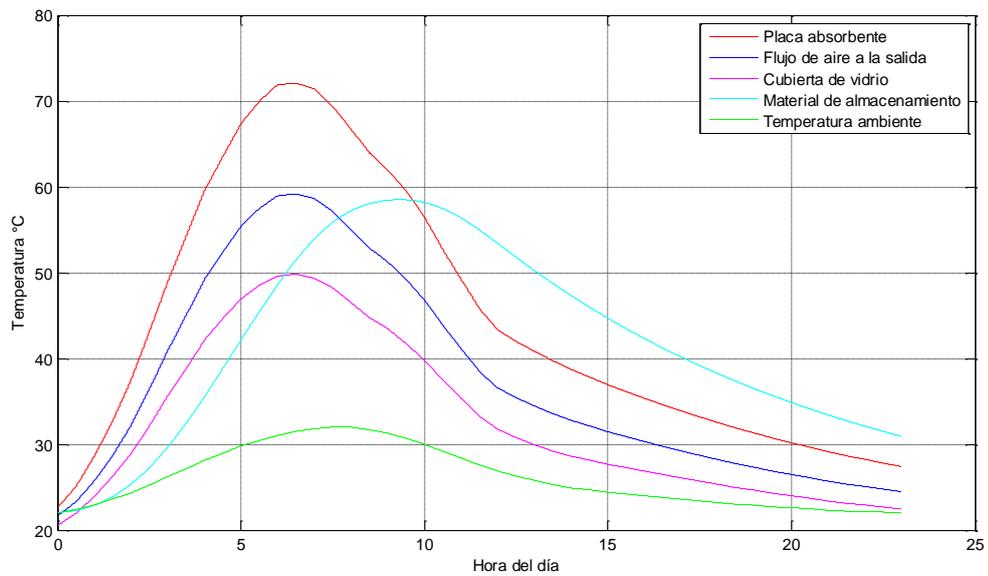


Figura 3.11 – Temperaturas de la placa absorbente, del aire a la salida del colector, de la cubierta de vidrio, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

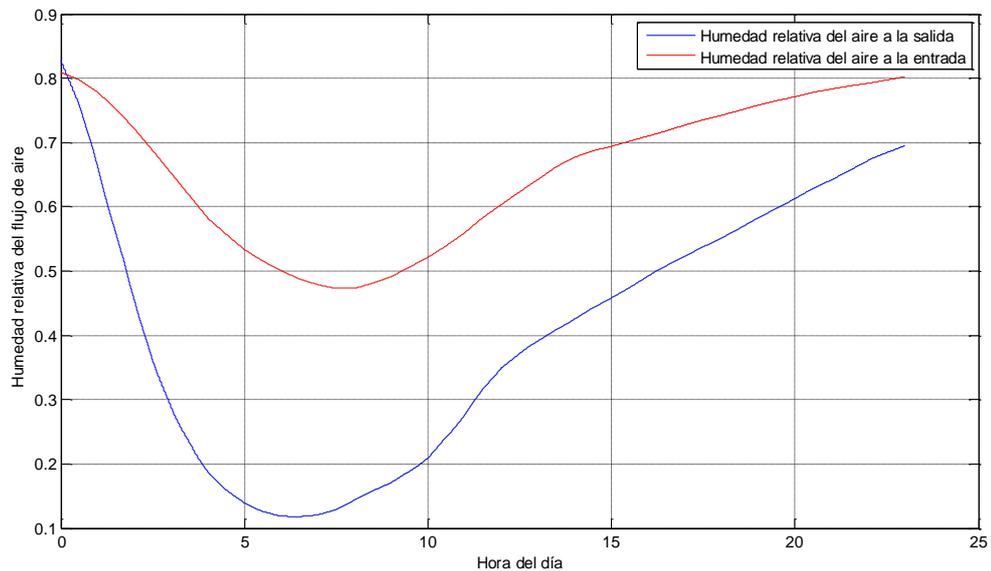


Figura 3.12 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector de un paso con material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.4457.

Modelo matemático de colector solar de aire de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por dos cubiertas de vidrio, la placa absorbente y el material aislante como se aprecia en la figura 3.13.

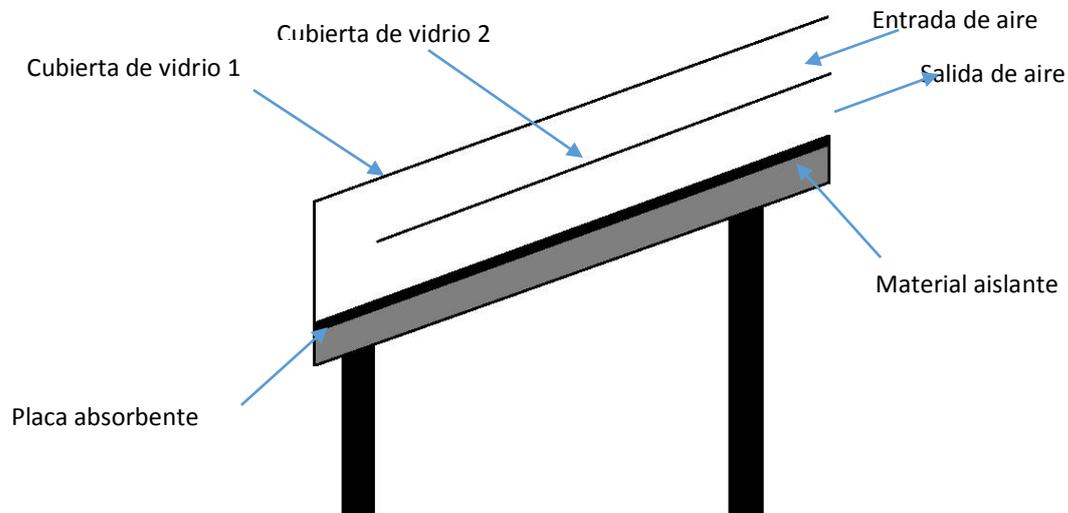


Figura 3.13 – Colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Tabla 3.15 – Datos adicionales de la tercera configuración

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
L_{c2}	Longitud de la cubierta de vidrio 2	3.8 m
b_{c2}	Ancho de la cubierta de vidrio 2	2 m
t_{c2}	Espesor de la cubierta de vidrio 2	0.002 m
α_{c2}	Absortividad de la cubierta de vidrio 2	0.05
τ_{c2}	Transmisividad de la cubierta de vidrio 2	0.9
ε_{c2}	Emisividad de la cubierta de vidrio 2	0.9
d_{c1c2}	Distancia entre cubierta 1 y 2	0.05 m
d_{pc2}	Distancia entre placa y cubierta 2	0.05 m

Fuente: Elaboración propia.

*Los datos de la cubierta de vidrio 1 son los mismos referidos a la cubierta de vidrio en el apartado 3.5.

Balance de energía

Esta tercera configuración de colector solar presenta el siguiente balance de energía:

- **Balance de energía de la cubierta de vidrio 1**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\alpha_{c1} I_t A_{c1} + hr_{c1c2} (T_{c2} - T_{c1}) A_{c1} = hc_{f1c1} (T_{c1} - T_{f1prom}) A_{c1} + hc_{c1a} (T_{c1} - T_a) A_{c1} + hr_{c1s} (T_{c1} - T_s) A_{c1} \quad (3.12)$$

Despejando la temperatura de la cubierta se obtiene:

$$T_{c1} = \frac{\alpha_{c1} I_t A_{c1} + hr_{c1c2} (T_{c2}) A_{c1} + hc_{f1c1} (T_{f1prom}) A_{c1} + hc_{c1a} (T_a) A_{c1} + hr_{c1s} (T_s) A_{c1}}{hr_{c1c2} A_{c1} + hc_{f1c1} A_{c1} + hc_{c1a} A_{c1} + hr_{c1s} A_{c1}} \quad (3.13)$$

Donde T_{c1} [$^{\circ}C$] es la temperatura de la cubierta 1, T_{f1prom} [$^{\circ}C$] es la temperatura promedio del aire entre la cubierta 1 y 2, A_{c1} [m^2] es el área de la cubierta 1, hr_{c1c2} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta 1 y 2, hc_{f1c1} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el flujo de aire y la cubierta 1, hc_{c1a} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta 1 y el ambiente; y hr_{c1s} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta 1 y el cielo.

- **Balance de energía de la cubierta de vidrio 2**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c2} \alpha_{c2} I_t A_{c2} + hr_{pc2} (T_p - T_{c2}) A_{c2} + hc_{f1c2} (T_{f1prom} - T_{c2}) A_{c2} = hr_{c1c2} (T_{c2} - T_{c1}) A_{c2} + hc_{f2c2} (T_{c2} - T_{f2prom}) A_{c2} \quad (3.14)$$

Despejando la temperatura de la cubierta se obtiene:

$$T_{c2} = \frac{\tau_{c1} \alpha_{c2} I_t A_{c2} + hr_{pc2} (T_p) A_{c2} + hc_{f1c2} (T_{f1prom}) A_{c2} + hr_{c1c2} (T_{c1}) A_{c2} + hc_{f2c2} (T_{f2prom}) A_{c2}}{hr_{pc2} A_{c2} + hc_{f1c2} A_{c2} + hr_{c1c2} A_{c2} + hc_{f2c2} A_{c2}} \quad (3.15)$$

Donde T_{c2} [$^{\circ}C$] es la temperatura de la cubierta 2, A_{c2} [m^2] es el área de la cubierta 2, hr_{pc2} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y cubierta 2, hc_{f1c2} [W/m^2K] es el coeficiente de transferencia de calor

por convección entre el flujo de aire 1 y la cubierta 2, $hr_{c1c2} \left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta 1 y 2; y $hc_{f2c2} \left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre flujo de aire 1 y cubierta 2.

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc2} (T_p - T_{c2}) A_p + hc_{pf2} (T_p - T_{f2prom}) A_p + U_b (T_p - T_a) A_p \quad (3.16)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p + hr_{pc2} (T_{c2}) A_p + hc_{pf2} (T_{f2prom}) A_p + U_b (T_a) A_p}{hr_{pc2} A_p + hc_{pf2} A_p + U_b A_p} \quad (3.17)$$

Donde $hc_{pf2} \left[W/m^2K \right]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre placa y flujo 2.

- **Temperatura del flujo de aire 1 y temperatura promedio**

$$T_{f1} = \left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) - T_a \right) e^{\left(\frac{-hc_{f1c1} A_{c1}}{m_a C_{f1}} \right)} \quad (3.18)$$

$$T_{f1prom} = \left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) - T_a \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{f1c1} A_{c1}}{m_a C_{f1}} \right)} \quad (3.19)$$

- **Temperatura del flujo de aire 2 y temperatura promedio**

$$T_{f2} = \left(\frac{T_p + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_{c2}}{2} \right) - T_{f1} \right) e^{\left(\frac{-hc_{f2c2} A_p}{m_a C_{f2}} \right)} \quad (3.20)$$

$$T_{f2prom} = \left(\frac{T_p + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_{c2}}{2} \right) - T_{f1} \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{f2c2}A_p}{\dot{m}_a C_{f2}} \right)} \quad (3.21)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se tienen las siguientes ecuaciones:

$$h_{cla} = 5.7 + 3.8v \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.22)$$

$$hc_{f1c1} = hc_{f1c2} = \frac{k_{f1}Nu_{f1}}{d_{c1c2}} \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.23)$$

$$hc_{f2c2} = hc_{pf2} = \frac{k_{f2}Nu_{f2}}{d_{pc2}} \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.24)$$

$$hr_{c1s} = \varepsilon_{c1} \sigma (T_{c1}^2 + T_s^2) (T_{c1} + T_s) \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.25)$$

$$hr_{c1c2} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{c1}} + \frac{1}{\varepsilon_{c2}} - 1 \right]^{-1} \sigma (T_{c1}^2 + T_{c2}^2) (T_{c1} + T_{c2}) \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.26)$$

$$hr_{pc2} = \left[\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{c2}} - 1 \right]^{-1} \sigma (T_p^2 + T_{c2}^2) (T_p + T_{c2}) \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.27)$$

Resultados

En la figura 3.14 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire a la salida (flujo 2), de la cubierta de vidrio 1 y 2, y del ambiente en función del tiempo [h].

En la figura 3.15 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica.

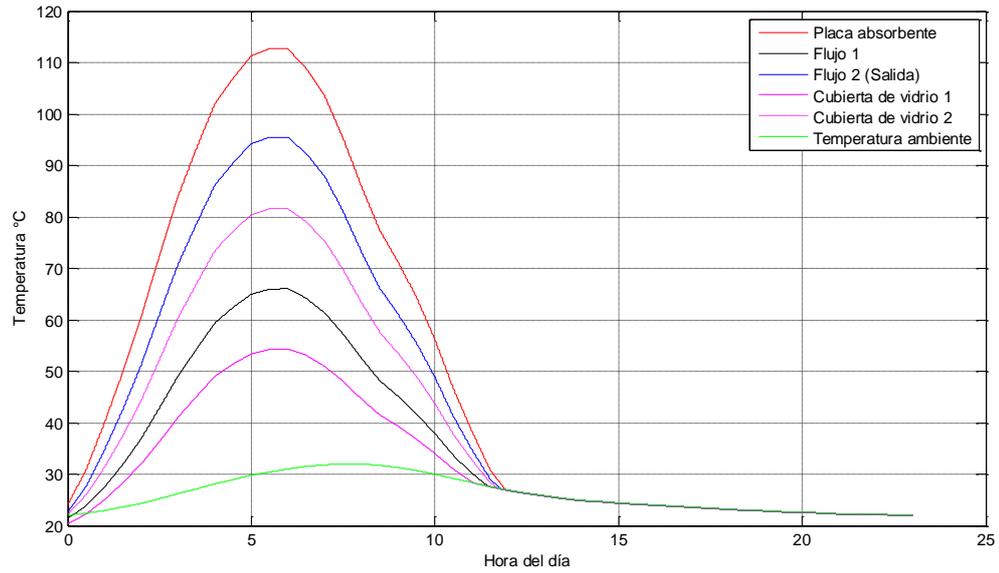


Figura 3.14 – Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso y al final del colector, de las cubiertas 1 y 2, y del ambiente en función del tiempo [h]
Fuente: Elaboración propia.

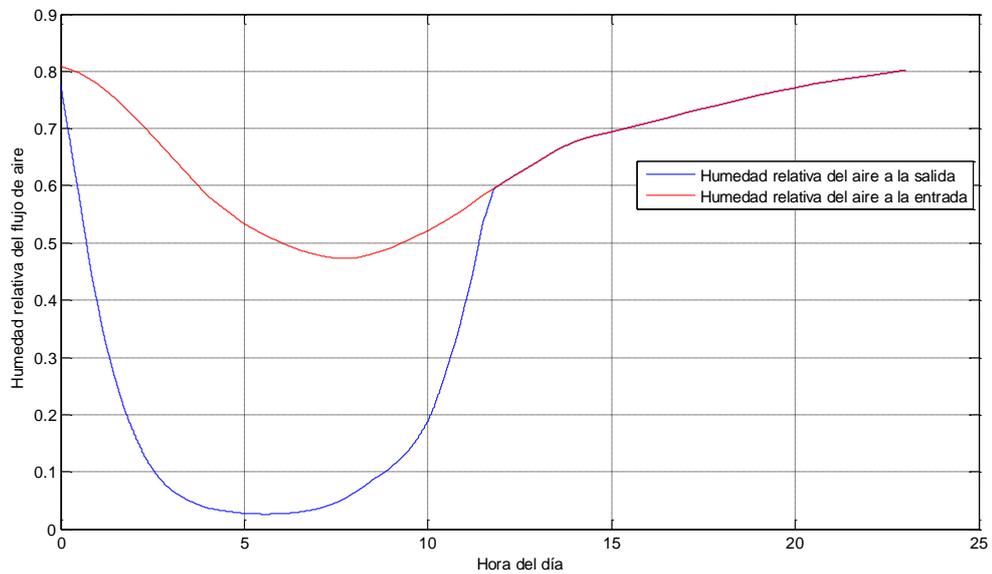


Figura 3.15 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.3474.

Modelo matemático de colector solar de aire de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por dos cubiertas de vidrio, la placa absorbente, el material aislante y además el material de almacenamiento de energía térmica como se aprecia en la figura 3.16.

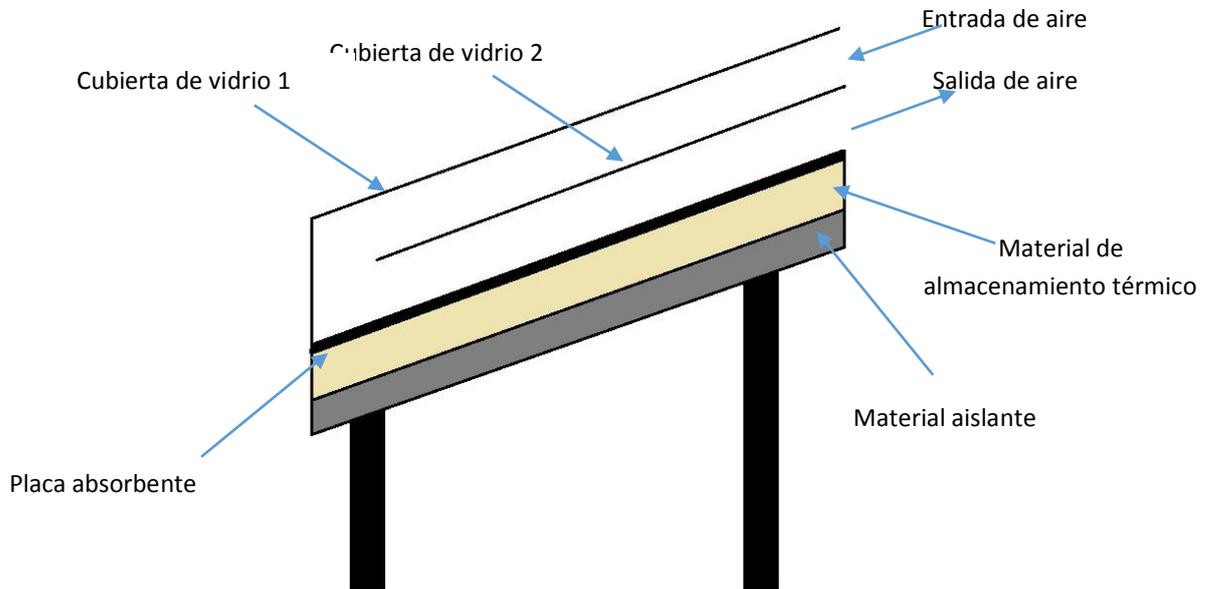


Figura 3.16 – Colector solar de dos pasos con material de almacenamiento

Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Se utilizan los mismos datos adicionales de la configuración 3.6.3 y además se utilizan los datos del material de almacenamiento térmico de la configuración 3.6.2.

Balace de energía

Esta cuarta configuración de colector solar a diferencia de la tercera incluye el material de almacenamiento térmico. El balance de energía sufre una variación respecto a la configuración anterior, se mantienen las ecuaciones (3.13), (3.15), (3.18), (3.19), (3.20), (3.21) que corresponden a los balances de energía de la cubierta 1, cubierta 2, flujo 1, flujo promedio 1, flujo 2 y flujo promedio 2 respectivamente; además se mantiene la ecuación (3.11) de la configuración 3.6.2 referida al material de almacenamiento térmico; la ecuación que varía es la referida al balance de energía en la placa absorbente debido a la presencia del material de almacenamiento térmico, dando como resultado la siguiente ecuación:

- **Balance de energía en la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc2}(T_p - T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_p - T_{f2prom})A_p + \frac{k_p}{t_p}(T_p - T_{st})A_p \quad (3.28)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p + hr_{pc2}(T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_{f2prom})A_p + \left(k_p/t_p\right)(T_{st})A_p}{hr_{pc2}A_p + hc_{pf2}A_p + \left(k_p/t_p\right)A_p} \quad (3.29)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se mantienen las ecuaciones (3.22) a la (3.27).

Resultados

En la figura 3.17 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire a la salida (flujo 2), de la cubierta de vidrio 1 y 2, del material de almacenamiento térmico y del ambiente en función del tiempo [h].

En la figura 3.18 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica.

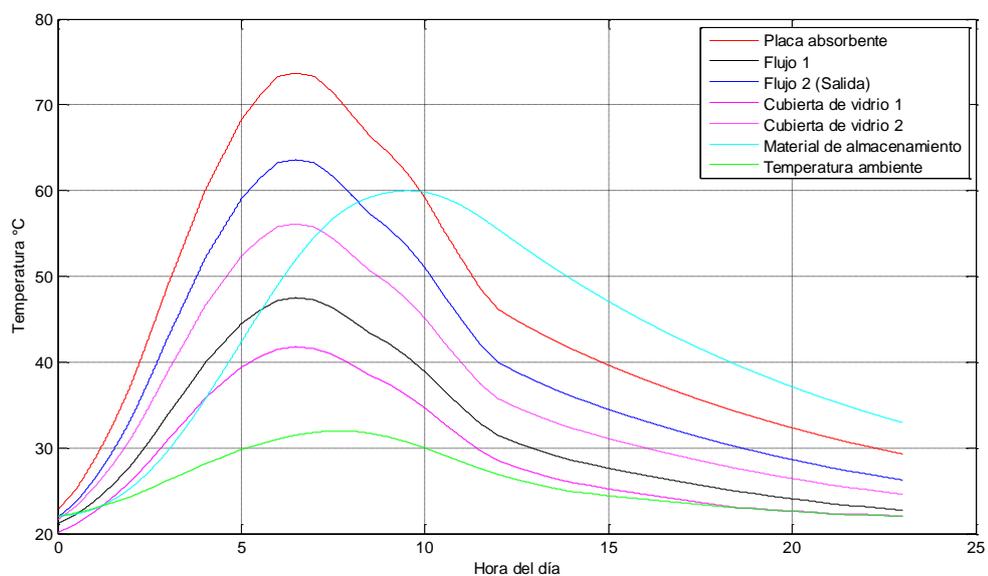


Figura 3.17–Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso y al final del colector, de las cubiertas 1 y 2, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

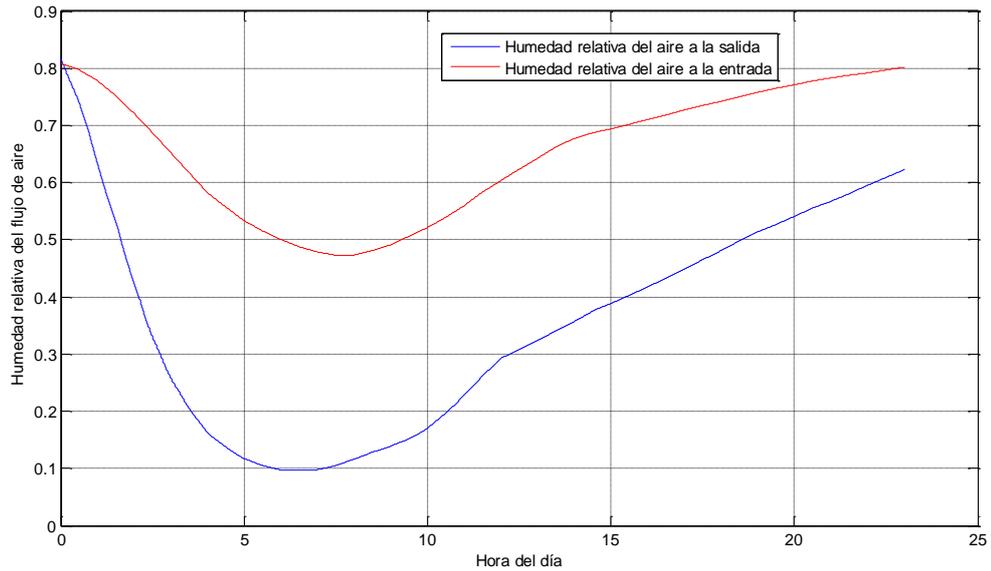


Figura 3.18 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.5433.

Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por tres cubiertas de vidrio, la placa absorbente y el material aislante similar a las dos configuraciones anteriores donde la diferencia es la presencia de tres pasos como se ve en la figura 3.19.

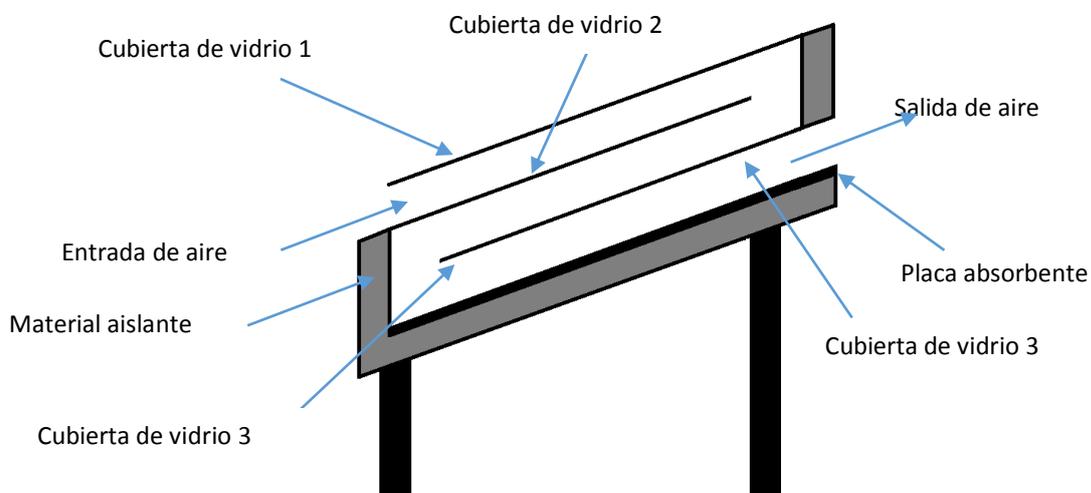


Figura 3.19 – Colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Se utilizan los mismos datos adicionales de la configuración 3.6.3, además de los siguientes datos:

Tabla 3.16 – Datos adicionales de la quinta configuración

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
d_{c2c3}	Distancia entre cubierta de vidrio 2 y 3	0.05 m
d_{pc3}	Distancia entre placa y cubierta de vidrio 3	0.05 m
L_{c3}	Longitud de la cubierta de vidrio 3	3.8 m
b_{c3}	Ancho de la cubierta de vidrio 3	2 m
t_{c3}	Espesor de la cubierta de vidrio 3	0.002 m
α_{c3}	Absortividad de la cubierta de vidrio 3	0.05
τ_{c3}	Transmisividad de la cubierta de vidrio 3	0.9
ε_{c3}	Emisividad de la cubierta de vidrio 3	0.9

Fuente: Elaboración propia.

Balance de energía

Esta quinta configuración mantiene los balances energéticos de la configuración 3.6.3 en cuanto a cubierta 1, flujo 1 y flujo promedio 1 correspondientes a las ecuaciones (3.13), (3.18) y (3.19), respectivamente. El balance de energía en la cubierta 2 varía respecto a las configuraciones anteriores, debido a la presencia de una nueva cubierta, además varía el balance de energía en la placa absorbente y se agrega el balance en el flujo 3 así como también otros coeficientes de transferencia de calor como se aprecia a continuación:

- **Balance de energía de la cubierta de vidrio 2**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\alpha_{c2}I_t A_{c2} + hr_{c2c3}(T_{c3} - T_{c2})A_{c2} + hc_{f1c2}(T_{f1prom} - T_{c2})A_{c2} = hr_{c1c2}(T_{c2} - T_{c1})A_{c2} + hc_{f2c2}(T_{c2} - T_{f2prom})A_{c2} \quad (3.30)$$

Despejando la temperatura de la cubierta 2 se obtiene:

$$T_{c2} = \frac{\tau_{c1}\alpha_{c2}I_t A_{c2} + hr_{c2c3}(T_{c3})A_{c2} + hc_{f1c2}(T_{f1prom})A_{c2} + hr_{c1c2}(T_{c1})A_{c2} + hc_{f2c2}(T_{f2prom})A_{c2}}{hr_{c2c3}A_{c2} + hc_{f1c2}A_{c2} + hr_{c1c2}A_{c2} + hc_{f2c2}A_{c2}} \quad (3.31)$$

Donde T_{c2} [$^{\circ}\text{C}$] es la temperatura de la cubierta 2, A_{c2} [m^2] es el área de la cubierta 2, hr_{c2c3} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta 2 y 3, hc_{f1c2} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el flujo de aire 1 y la cubierta 2, hr_{c1c2} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta 1 y 2; y hc_{f2c2} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre flujo de aire 1 y cubierta 2.

- **Balance de energía de la cubierta de vidrio 3**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_{c3}I_t A_{c3} + hr_{pc3}(T_p - T_{c3})A_{c3} + hc_{f2c3}(T_{f2prom} - T_{c3})A_{c3} = hr_{c2c3}(T_{c3} - T_{c2})A_{c3} + hc_{f3c3}(T_{c3} - T_{f3prom})A_{c3} \quad (3.32)$$

Despejando la temperatura de la cubierta se obtiene:

$$T_{c3} = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_{c3}I_t A_{c3} + hr_{pc3}(T_p)A_{c3} + hc_{f2c3}(T_{f2prom})A_{c3} + hr_{c2c3}(T_{c2})A_{c3} + hc_{f3c3}(T_{f3prom})A_{c3}}{hr_{pc3}A_{c3} + hc_{f2c3}A_{c3} + hr_{c2c3}A_{c3} + hc_{f3c3}A_{c3}} \quad (3.33)$$

Donde T_{c2} [$^{\circ}\text{C}$] es la temperatura de la cubierta 2, A_{c3} [m^2] es el área de la cubierta 3, hr_{pc3} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y cubierta 3, hc_{f2c3} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el flujo de aire 2 y la cubierta 3, hr_{c2c3} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta 2 y 3; y hc_{f3c3} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre flujo de aire 3 y cubierta 3.

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\tau_{c3}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc3}(T_p - T_{c3})A_p + hc_{pf3}(T_p - T_{f3prom})A_p + U_b(T_p - T_a)A_p \quad (3.34)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\tau_{c3}\alpha_p I A_p + hr_{pc3}(T_{c3})A_p + hc_{pf3}(T_{f3prom})A_p + U_b(T_a)A_p}{hr_{pc3}A_p + hc_{pf3}A_p + U_bA_p} \quad (3.35)$$

Donde $hc_{pf3} (W/m^2K)$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y flujo 3; y $U_b (W/m^2K)$ es el coeficiente de pérdidas por el fondo aislado.

- **Temperatura del flujo de aire 2 y temperatura promedio**

$$T_{f2} = \left(\frac{T_{c3} + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{c3} + T_{c2}}{2} \right) - T_{f1} \right) e^{\left(\frac{-hc_{c2f2}A_{c2}}{\dot{m}_a C_{f2}} \right)} \quad (3.36)$$

$$T_{f2prom} = \left(\frac{T_{c3} + T_{c2}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{c3} + T_{c2}}{2} \right) - T_{f1} \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{c2f2}A_{c2}}{\dot{m}_a C_{f2}} \right)} \quad (3.37)$$

- **Temperatura del flujo de aire 3 y temperatura promedio**

$$T_{f3} = \left(\frac{T_p + T_{c3}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_{c3}}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-hc_{f3c3}A_{c3}}{\dot{m}_a C_{f3}} \right)} \quad (3.38)$$

$$T_{f3prom} = \left(\frac{T_p + T_{c3}}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_{c3}}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{f3c3}A_{c3}}{\dot{m}_a C_{f3}} \right)} \quad (3.39)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se mantienen los mismos del modelo 3.6.3, exceptuando las ecuaciones (3.24) y (3.27), además se incluyen los siguientes coeficientes de transferencia de calor:

$$hr_{c2c3} = \left[\frac{1}{\varepsilon_{c2}} + \frac{1}{\varepsilon_{c3}} - 1 \right]^{-1} \sigma (T_{c2}^2 + T_{c3}^2) (T_{c2} + T_{c3}) \quad (3.40)$$

$$hr_{pc3} = \left[\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{c3}} - 1 \right]^{-1} \sigma (T_p^2 + T_{c3}^2) (T_p + T_{c3}) \quad (3.41)$$

$$hc_{f2c2} = hc_{f2c3} = \frac{k_{f2} Nu_{f2}}{d_{c2c3}} \quad (3.42)$$

$$hc_{f3c3} = hc_{pf3} = \frac{k_{f3} Nu_{f3}}{d_{pc3}} \quad (3.43)$$

Resultados

En la figura 3.20 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire al final del segundo paso (flujo 2), del flujo del aire a la salida (flujo 3), de la cubierta de vidrio 1, 2 y 3 y del ambiente en función del tiempo [h].

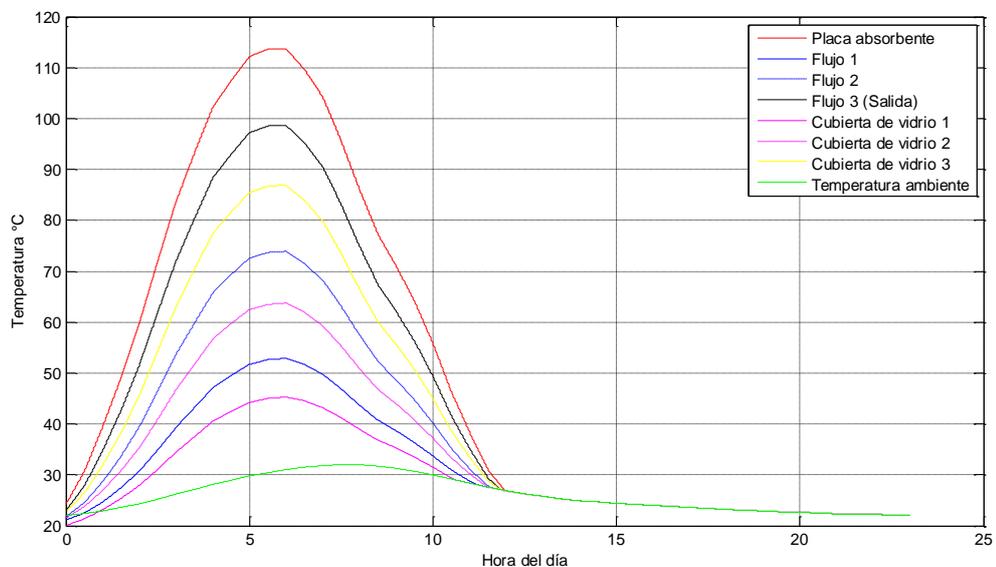


Figura 3.20 – Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso, segundo paso y al final del colector, de la cubierta 1, 2 y 3, y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3.21 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica.

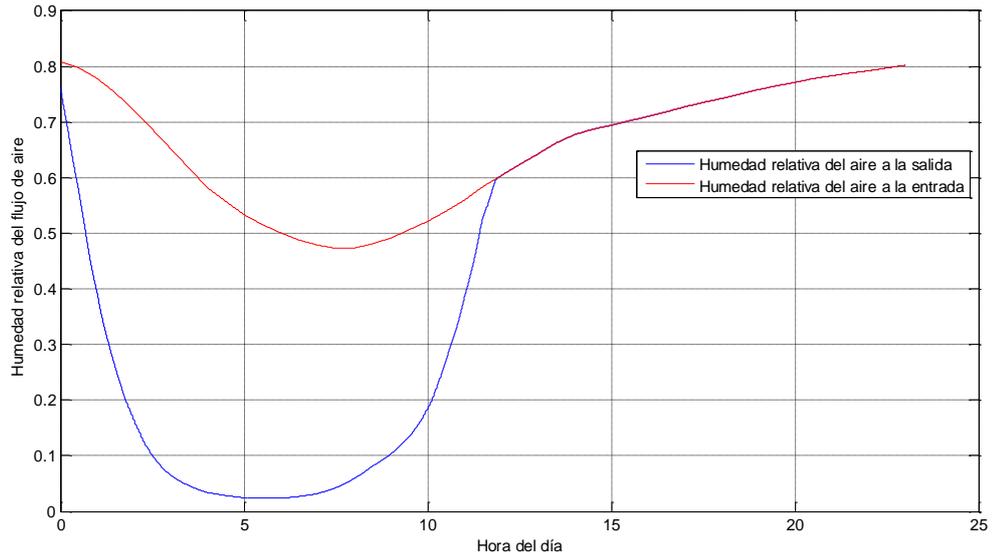


Figura 3.21 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.4438.

Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica

El colector solar está formado por tres cubiertas de vidrio, la placa absorbente, el material aislante y además el material de almacenamiento de energía térmica como se aprecia en la figura 3.22.

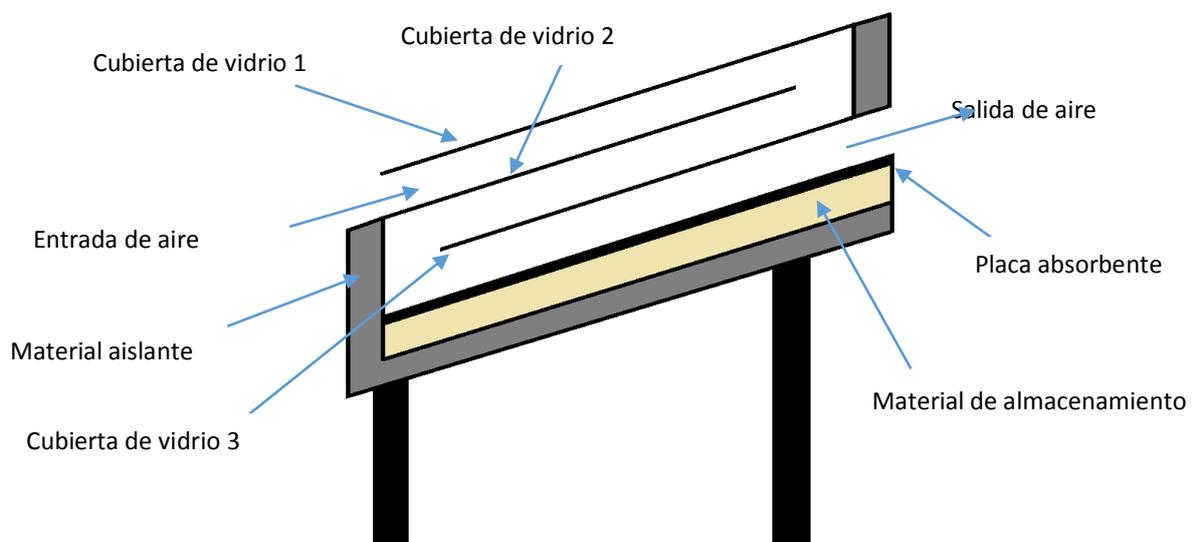


Figura 3.22 – Colector solar de tres pasos con material de almacenamiento

Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Se utilizan los datos adicionales de la configuración 3.6.5 y además se utilizan los datos del material de almacenamiento térmico de la configuración 3.6.2.

Balance de energía

Esta sexta configuración de colector solar a diferencia de la anterior incluye el material de almacenamiento térmico. El balance de energía sufre una variación respecto a la configuración anterior, se mantienen las ecuaciones (3.31), (3.33), (3.36), (3.37), (3.38), (3.39) que corresponden a los balances de energía de la cubierta 2, cubierta 3, flujo 2, flujo promedio 2, flujo 3 y flujo promedio 3, respectivamente; la ecuación que varía es la del balance de energía en la placa absorbente y además se incluye el balance de energía en el material de almacenamiento térmico.

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\tau_{c3}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc3}(T_p - T_{c3})A_p + hc_{pf3}(T_p - T_{f3prom})A_p + (k_p/t_p)(T_p - T_{st})A_p \quad (3.44)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\tau_{c3}\alpha_p I_t A_p + hr_{pc3}(T_{c3})A_p + hc_{pf3}(T_{f3prom})A_p + (k_p/t_p)(T_{st})A_p}{hr_{pc3}A_p + hc_{pf3}A_p + (k_p/t_p)A_p} \quad (3.45)$$

- **Balance de energía del material de almacenamiento térmico**

$$\frac{k_p}{t_p}(T_p - T_{st})A_{st} = m_{st}C_{st} \frac{dT_{st}}{dt} + U_b(T_{st} - T_a)A_{st} \quad (3.46)$$

Despejando la temperatura del material de almacenamiento se obtiene:

$$\frac{dT_{st}}{dt} = \frac{(k_p/t_p)(T_p - T_{st})A_{st} - U_b(T_{st} - T_a)A_{st}}{m_{st}C_{st}} \quad (3.47)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se mantienen los mismos del modelo 3.6.5, y se incluye en el balance de energía del material de almacenamiento el coeficiente de transferencia de calor convección entre la placa absorbente y el material de almacenamiento definido por la ecuación (3.7).

Resultados

En la figura 3.23 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire al final del segundo paso (flujo 2), del flujo del aire a la salida (flujo 3), de la cubierta de vidrio 1, 2 y 3, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función del tiempo [h].

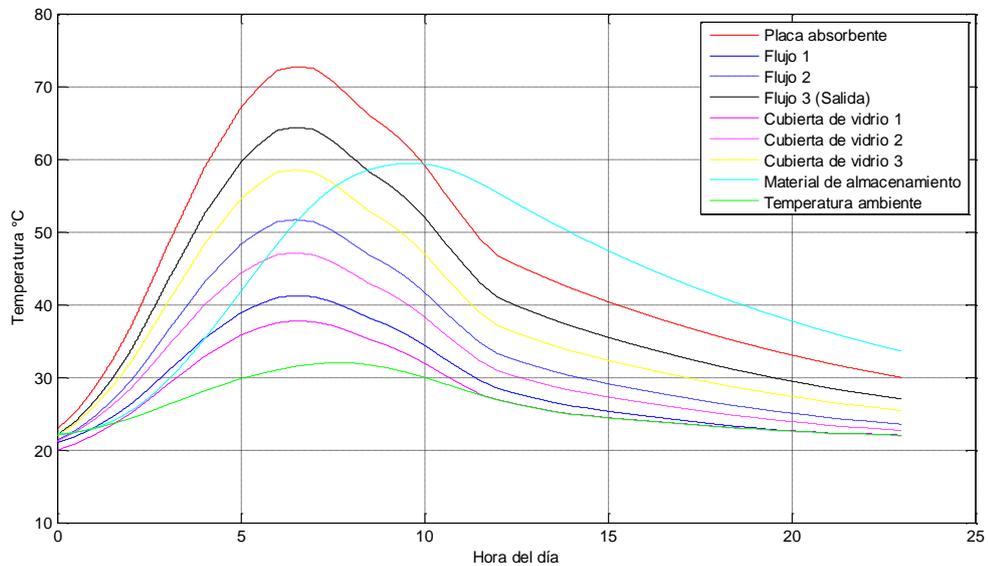


Figura 3.23 – Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso, segundo paso y al final del colector, de la cubierta 1, 2 y 3, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

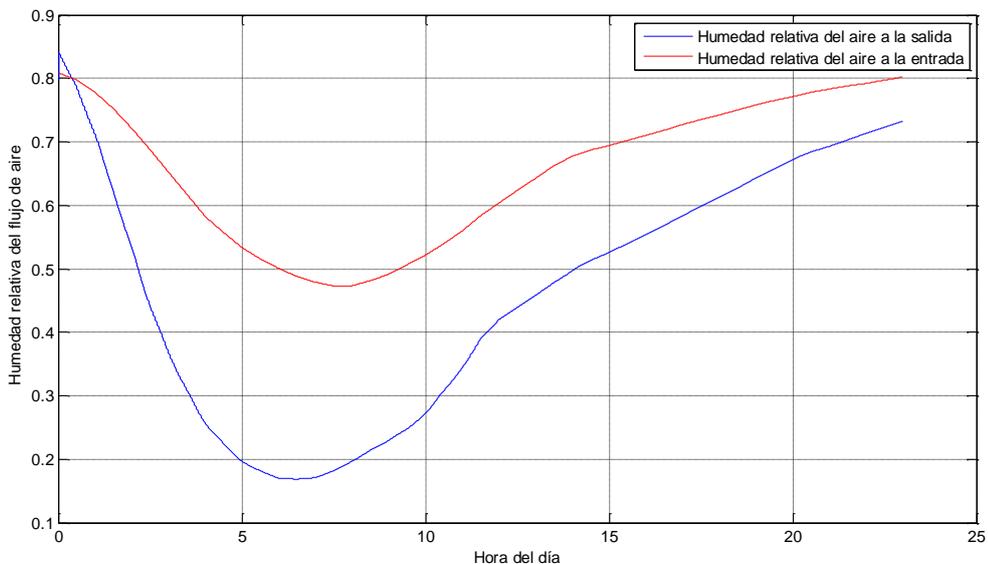


Figura 3.24 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 3.24 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica.

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.6006.

Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)

El colector solar está formado por dos cubiertas de vidrio, la placa absorbente y el material aislante similar a las dos configuraciones anteriores pero con dos cubiertas de vidrio como se ve en la figura 3.25.

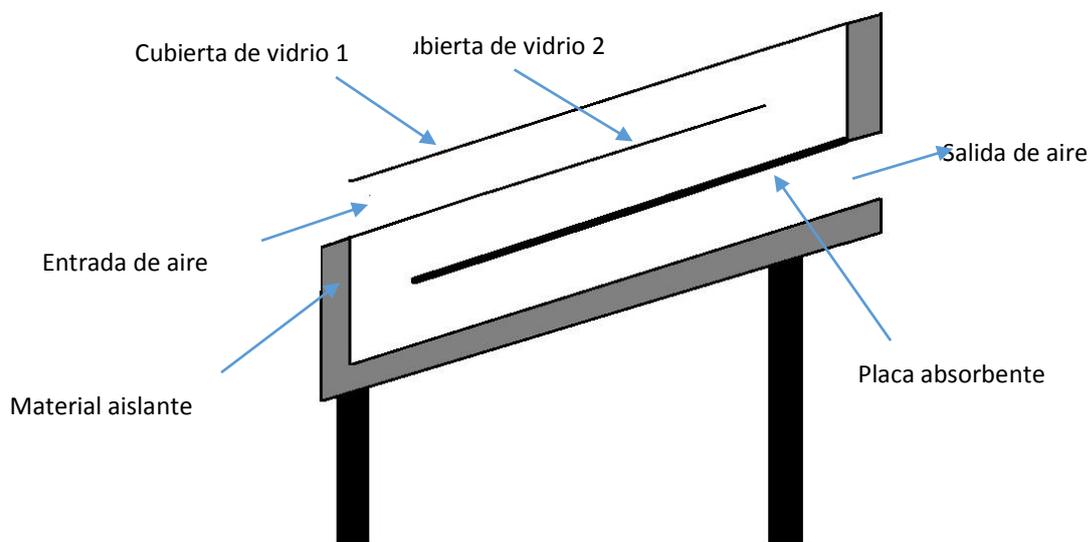


Figura 3.25 – Colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Se utilizan los mismos datos adicionales de la configuración 3.6.4 a excepción del material de almacenamiento, faltando solo agregar el dato de la distancia entre placa absorbente y material aislante:

Tabla 3.17 – Datos adicionales de la séptima configuración

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
d_{pb}	Distancia entre placa y material aislante	0.05 m

Fuente: Elaboración propia.

Balance de energía

Esta séptima configuración mantiene los balances energéticos de la configuración 3.6.3 en cuanto a cubierta 1, cubierta 2, flujo 1, flujo promedio 1, flujo 2, flujo promedio 2 correspondientes a las ecuaciones (3.13), (3.15), (3.18), (3.19), (3.20), (3.21), respectivamente. El balance de energía cambia en la placa absorbente y se agrega el balance en el flujo 3:

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc2}(T_p - T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_p - T_{f2prom})A_p + hc_{pf3}(T_p - T_{f3prom})A_p \quad (3.48)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p + hr_{pc2}(T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_{f2prom})A_p + hc_{pf3}(T_{f3prom})A_p}{hr_{pc2}A_p + hc_{pf2}A_p + hc_{pf3}A_p} \quad (3.49)$$

Donde hr_{pb} $[W/m^2K]$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y material aislante, hc_{pf3} $[W/m^2K]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre placa absorbente y flujo 3; y T_b $[^\circ C]$ es la temperatura del material aislante, la cual será considerada para efectos prácticos igual a la temperatura ambiente.

- **Temperatura del flujo de aire 3 y temperatura promedio**

$$T_{f3} = \left(\frac{T_p + T_b}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_b}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-hc_{pf3}A_p}{\dot{m}_a C_{f3}} \right)} \quad (3.50)$$

$$T_{f3prom} = \left(\frac{T_p + T_b}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_p + T_b}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{pf3}A_p}{\dot{m}_a C_{f3}} \right)} \quad (3.51)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se mantienen los mismos del modelo 3.6.3, y se incluye el coeficiente de transferencia de calor por convección entre placa y flujo 3 (hc_{pf3}):

$$hc_{pf3} = hc_{f3b} = \frac{k_{f3}Nu_{f3}}{d_{pb}} \quad (3.52)$$

Resultados

En la figura 3.26 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire al final del segundo paso (flujo 2), del flujo del aire a la salida (flujo 3), de la cubierta de vidrio 1 y 2, y del ambiente en función del tiempo [h].

En la figura 3.27 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica.

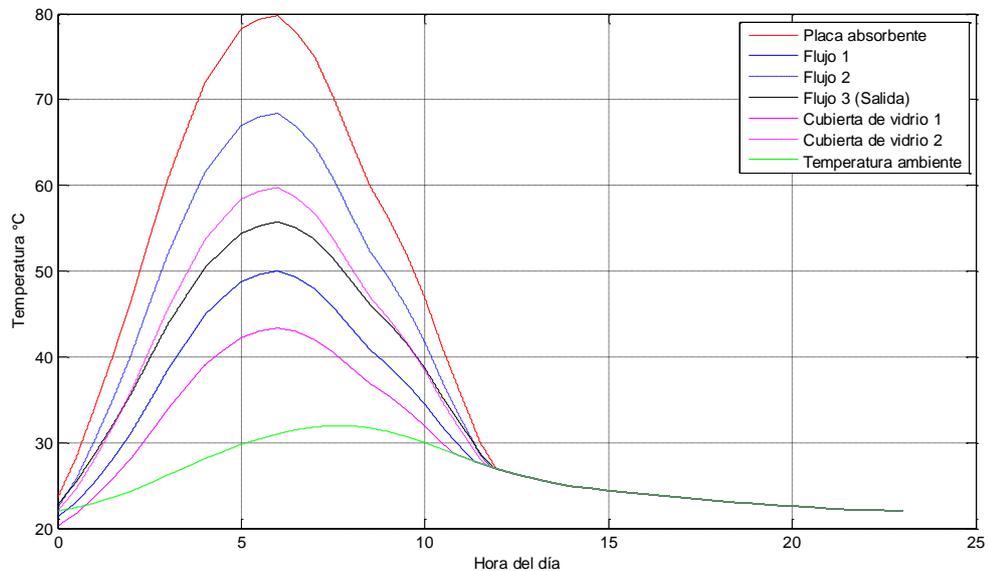


Figura 3.26 – Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso, segundo paso y al final del colector, de la cubierta 1 y 2, y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

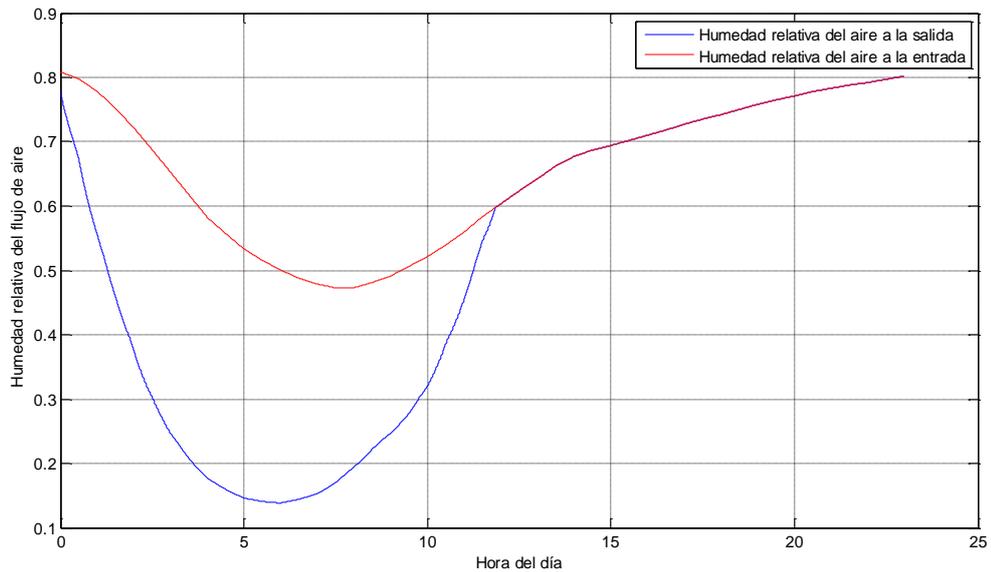


Figura 3.27 – Humedad relativa del aire en función el tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.5478.

Modelo matemático de colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)

El colector solar está formado por dos cubiertas de vidrio, la placa absorbente, el material aislante y además el material de almacenamiento de energía térmica el cual junto al material aislante forma del tercer paso como se aprecia en la figura 3.28.

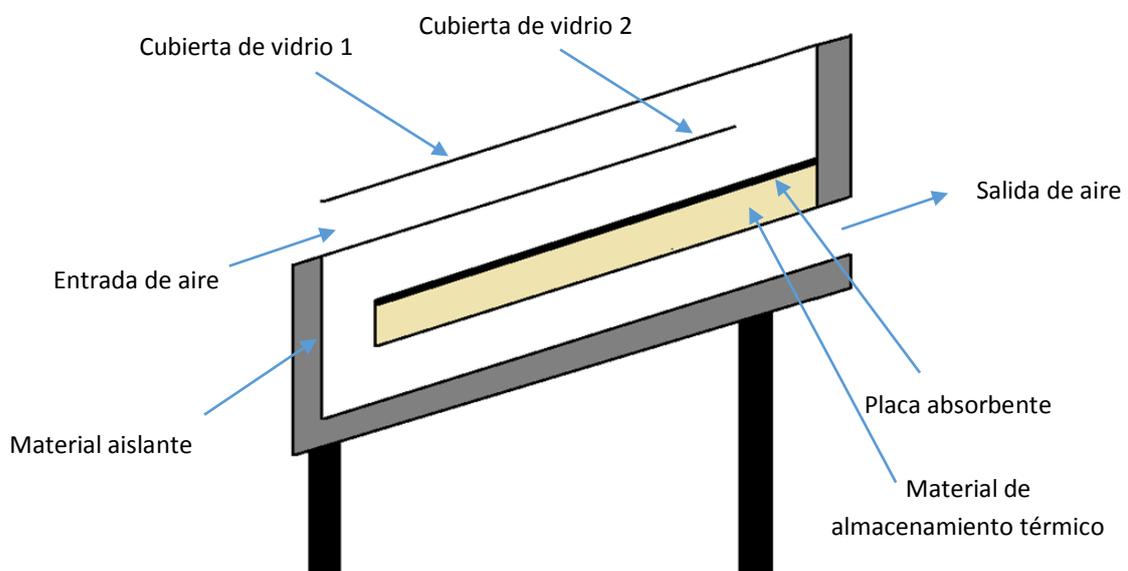


Figura 3.28 – Colector solar de tres pasos con material de almacenamiento
Fuente: Elaboración propia.

Datos de entrada

Para esta configuración se utilizan los datos de entrada vistos en el apartado 3.5.

Datos adicionales

Se utilizan los datos adicionales de la configuración 3.6.7 y además se utilizan los datos del material de almacenamiento térmico de la configuración 3.6.2., faltando solo agregar el dato de la distancia entre material de almacenamiento y material aislante:

Tabla 3.18 – Datos adicionales de la octava configuración

Símbolo	Magnitud	Valor y/o unidades
d_{stb}	Distancia entre material de almacenamiento y material aislante	0.05 m

Fuente: Elaboración propia.

Balance de energía

Esta octava configuración de colector solar a diferencia de la anterior incluye el material de almacenamiento térmico. El balance de energía sufre una variación respecto a la configuración anterior, se mantienen las ecuaciones (3.13), (3.15), (3.18), (3.19), (3.20), (3.21) que corresponden a los balances de energía de la cubierta 1, cubierta 2, flujo 1, flujo promedio 1, flujo 2 y flujo promedio 2, respectivamente; las ecuaciones que varían son las que se refieren a la placa absorbente, flujo 3 y flujo promedio 3; además se incluye el balance de energía en el material de almacenamiento térmico.

- **Balance de energía de la placa absorbente**

$$\sum \dot{Q}_{entran} = \sum \dot{Q}_{salen}$$

$$\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p = hr_{pc2}(T_p - T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_p - T_{f2prom})A_p + (k_p/t_p)(T_p - T_{st})A_p \quad (3.53)$$

Despejando la temperatura de la placa absorbente se obtiene:

$$T_p = \frac{\tau_{c1}\tau_{c2}\alpha_p I_t A_p + hr_{pc2}(T_{c2})A_p + hc_{pf2}(T_{f2prom})A_p + (k_p/t_p)(T_{st})A_p}{hr_{pc2}A_p + hc_{pf2}A_p + (k_p/t_p)A_p} \quad (3.54)$$

- **Balance de energía del material de almacenamiento térmico**

$$hc_{ps}(T_p - T_{st})A_{st} = m_{st}C_{st} \frac{dT_{st}}{dt} + hc_{f3st}(T_{st} - T_{f3prom})A_{st} \quad (3.55)$$

Despejando la temperatura del material de almacenamiento se obtiene:

$$dT_{st} = \left(\frac{hc_{ps}(T_p - T_{st})A_{st} - hc_{f3st}(T_{st} - T_{f3prom})A_{st}}{m_{st}C_{st}} \right) dt \quad (3.56)$$

Donde hc_{stf3} $[W/m^2K]$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre material de almacenamiento y flujo 3.

- **Temperatura del flujo de aire 3 y temperatura promedio**

$$T_{f3} = \left(\frac{T_{st} + T_b}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{st} + T_b}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-hc_{f3st}A_{st}}{m_a C_{f3}} \right)} \quad (3.57)$$

$$T_{f3prom} = \left(\frac{T_{st} + T_b}{2} \right) - \left(\left(\frac{T_{st} + T_b}{2} \right) - T_{f2} \right) e^{\left(\frac{-0.5hc_{f3st}A_{st}}{m_a C_{f3}} \right)} \quad (3.58)$$

Respecto a los coeficientes de transferencia de calor se mantienen los mismos del modelo 3.6.3, y se incluye el coeficiente de transferencia de calor por convección entre material de almacenamiento y flujo 3 (hc_{stf3}):

$$hc_{f3st} = hc_{stf3} = \frac{k_{f3}Nu_{f3}}{d_{stb}} \quad (3.59)$$

Resultados

En la figura 3.29 se muestra la temperatura de la placa absorbente, del flujo del aire al final del primer paso (flujo 1), del flujo del aire al final del segundo paso (flujo 2), del flujo del aire a la salida (flujo 3), de la cubierta de vidrio 1 y 2, del material de almacenamiento térmico y del ambiente en función del tiempo [h].

En la figura 3.30 se presenta la humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica.

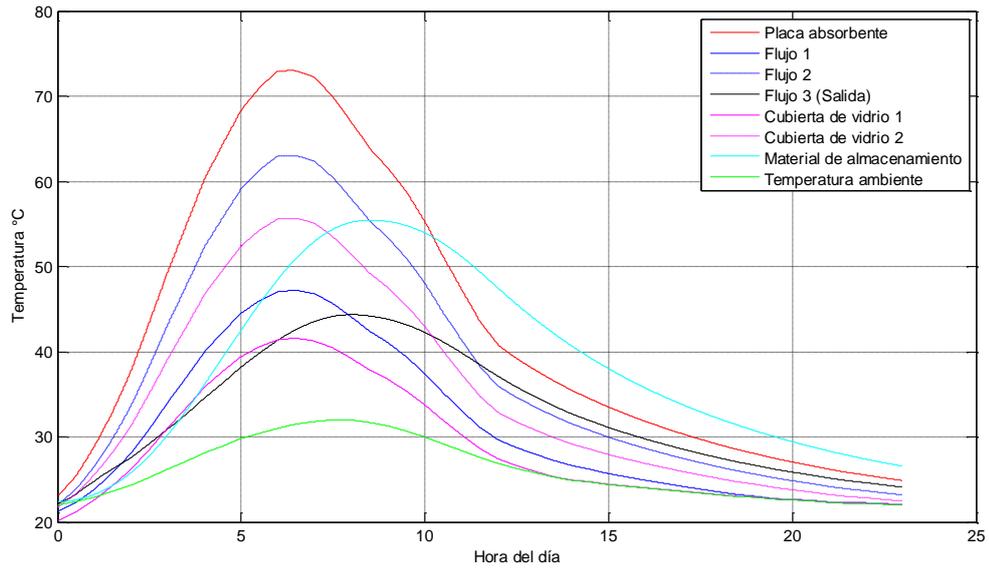


Figura 3.29 – Temperatura de la placa absorbente, del aire al final del primer paso, segundo paso y al final del colector, de la cubierta 1 y 2, del material de almacenamiento de energía térmica y del ambiente en función del tiempo [h]

Fuente: Elaboración propia.

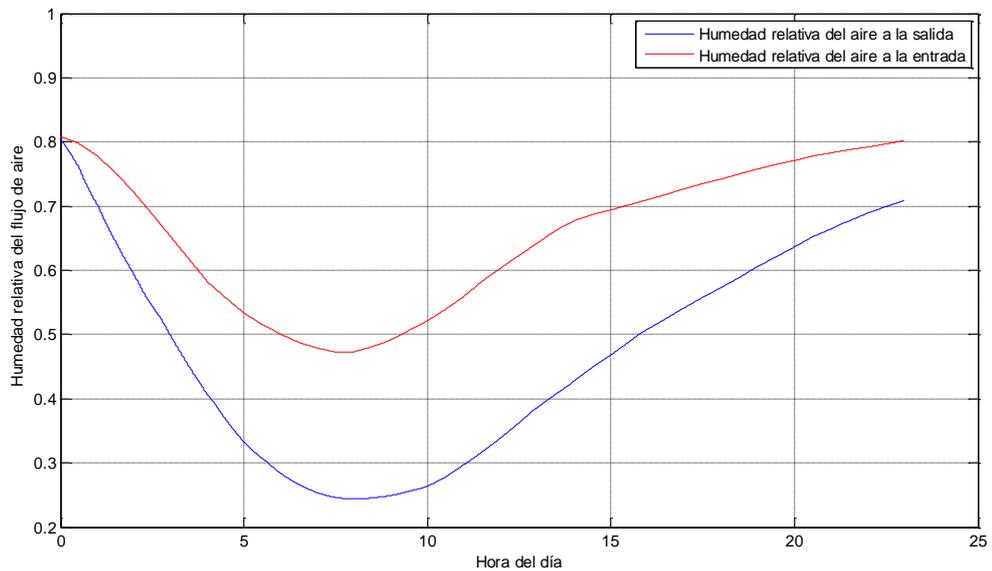


Figura 3.30 – Humedad relativa del aire en función del tiempo [h] a la entrada y salida del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia

La eficiencia para esta configuración resulta ser 0.5559.

Comparación de las configuraciones de colectores solares estudiados

A continuación se presentan una serie de comparaciones entre las diferentes configuraciones de colector solar vistas en el presente capítulo que permitirán obtener conclusiones a cerca de la influencia del número de pasos y la utilización o no de material de almacenamiento de energía térmica.

3.7.1. Comparación de la temperatura del aire a la salida del colector en cada configuración vista en función del uso o no de material de almacenamiento de energía térmica

En las figuras de la 3.31 a la 3.34 se aprecia la influencia del material de almacenamiento térmico en todas las configuraciones de colector solar vistas. En las figuras se observa que en horas de brillo solar la temperatura del aire a la salida es mayor en los colectores que no presentan material de almacenamiento debido a que en los colectores con material de almacenamiento, una parte de la energía proporcionada por el sol sirve para calentar dicho material y luego ser transmitida al aire en horas donde no hay brillo solar, por ello, en horas donde no hay presencia de sol, la temperatura del aire a la salida del colector con material de almacenamiento térmico es mayor a la temperatura ambiente y no igual como si sucede en las configuraciones sin material de almacenamiento térmico. También se aprecia que en todas estas figuras la eficiencia es mayor cuando el colector presenta material de almacenamiento de energía térmica, esto se debe a que el calor útil es mejor aprovechado.

- **Colector solar de un paso¹³**

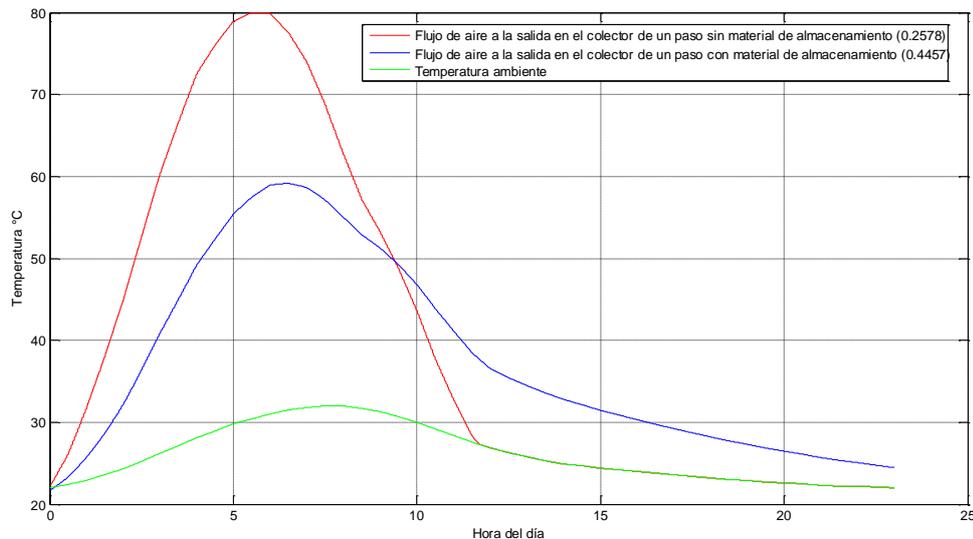


Figura 3.31 – Temperatura del aire a la salida del colector solar de un paso con y sin material de almacenamiento térmico

Fuente: Elaboración propia.

¹³ El número entre paréntesis en la figura representa la eficiencia del colector.

- **Colector solar de dos pasos**

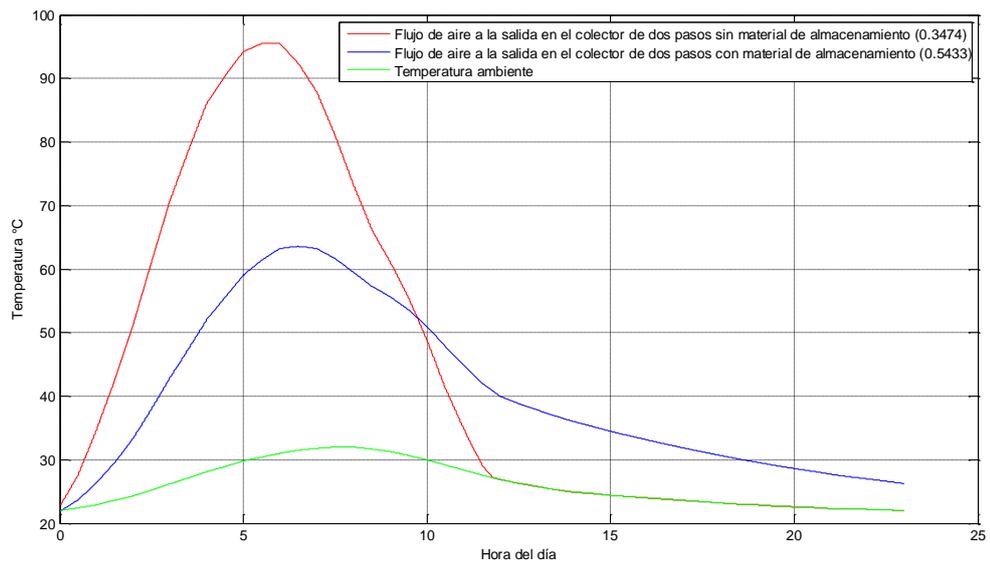


Figura 3.32 – Temperatura del aire a la salida del colector solar de dos pasos con y sin material de almacenamiento térmico
Fuente: Elaboración propia.

- **Colector solar de tres pasos (3 cubiertas)**

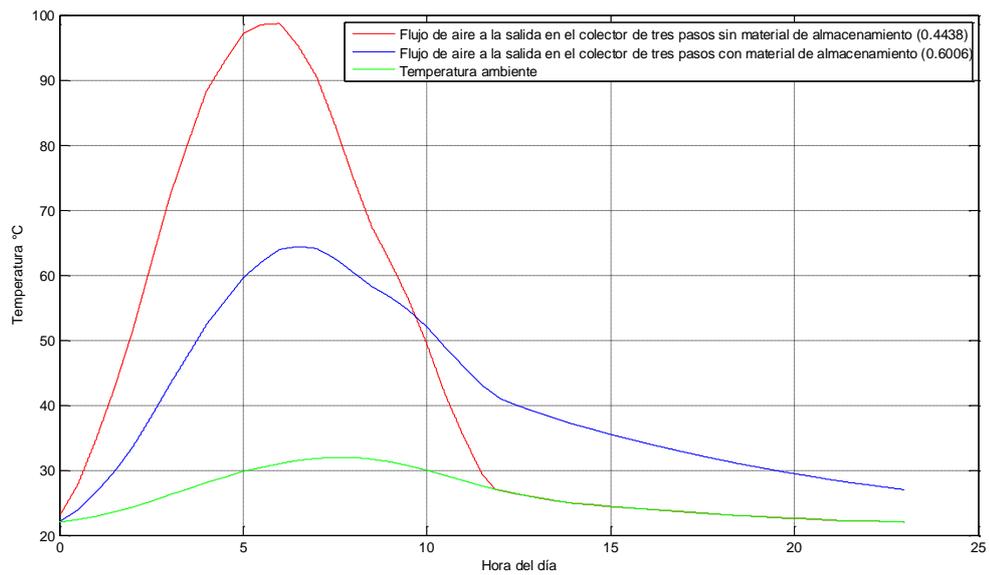


Figura 3.33 – Temperatura del aire a la salida del colector solar de tres pasos (3 cubiertas) con y sin material de almacenamiento térmico
Fuente: Elaboración propia.

- **Colector solar de tres pasos (2 cubiertas)**

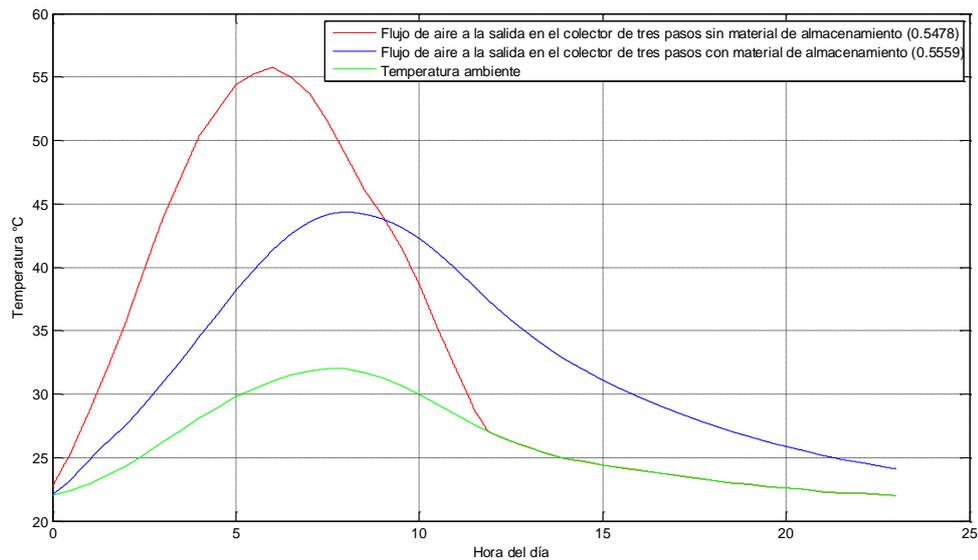


Figura 3.34 – Temperatura del aire a la salida del colector solar de tres pasos (2 cubiertas) con y sin material de almacenamiento térmico
Fuente: Elaboración propia.

3.7.2. Comparación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en cada configuración vista en función del uso o no de material de almacenamiento de energía térmica

En las figuras 3.35 a la 3.38 se compara la humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo [h] para cada configuración cuando tiene o no material de almacenamiento de energía térmica.

Se observa que para las configuraciones que presentan material de almacenamiento de energía térmica, la humedad relativa del aire en horas donde no hay brillo solar es menor, debido a que el material de almacenamiento entrega calor al flujo de aire en esos momentos. Esto beneficia al secado debido a que un flujo de aire a mayor temperatura puede contener más humedad, es decir puede absorber más cantidad de humedad de los productos a secar.

- **Colector solar de un paso**

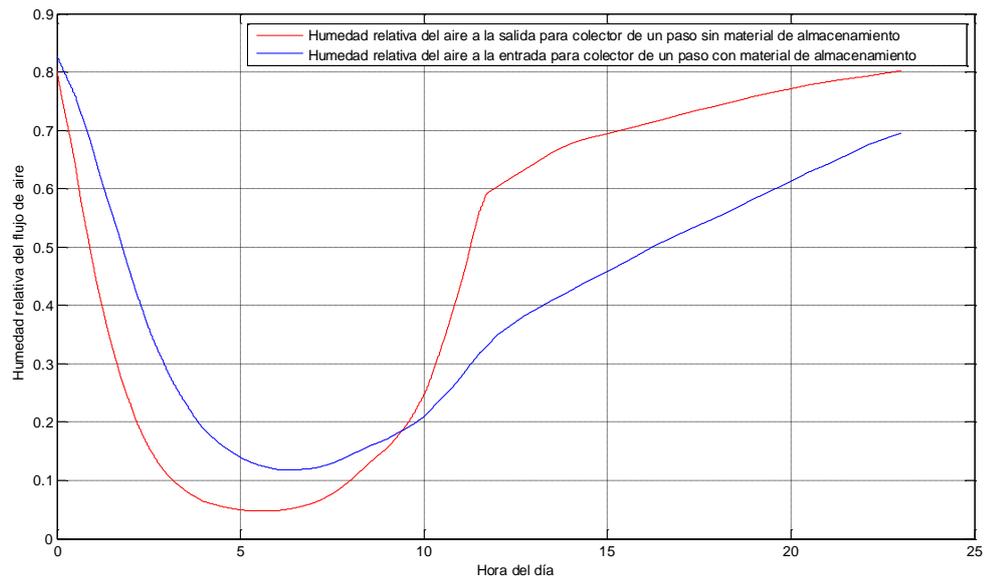


Figura 3.35 – Humedad relativa del aire a la salida del colector de un paso con y sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia.

- **Colector solar de dos pasos**

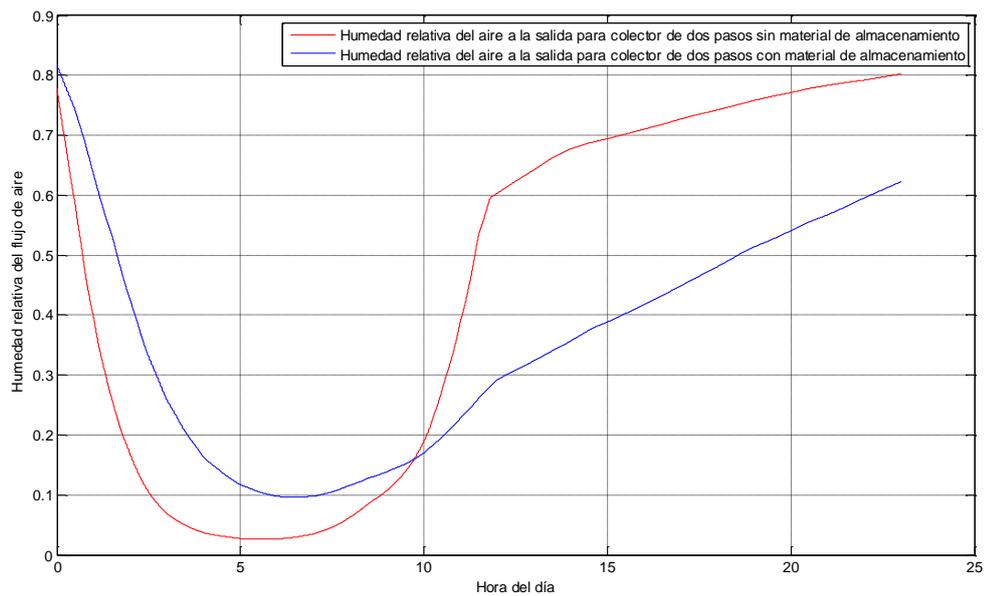


Figura 3.36 – Humedad relativa del aire a la salida del colector de dos pasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

- **Colector solar de tres pasos (3 cubiertas)**

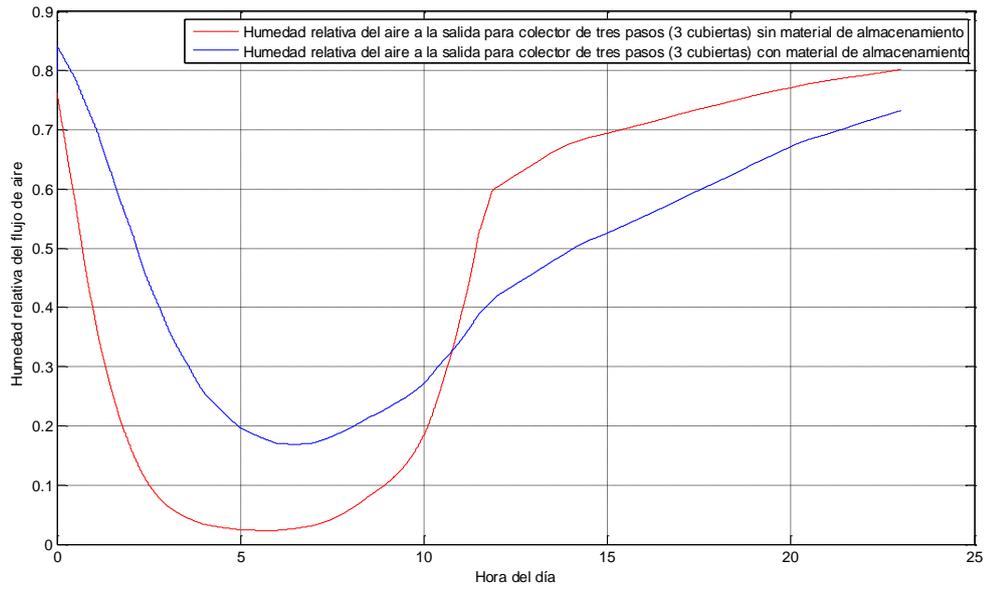


Figura 3.37 – Humedad relativa del aire a la salida del colector de tres pasos (3 cubiertas) con y sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

- **Colector solar de tres pasos (2 cubiertas)**

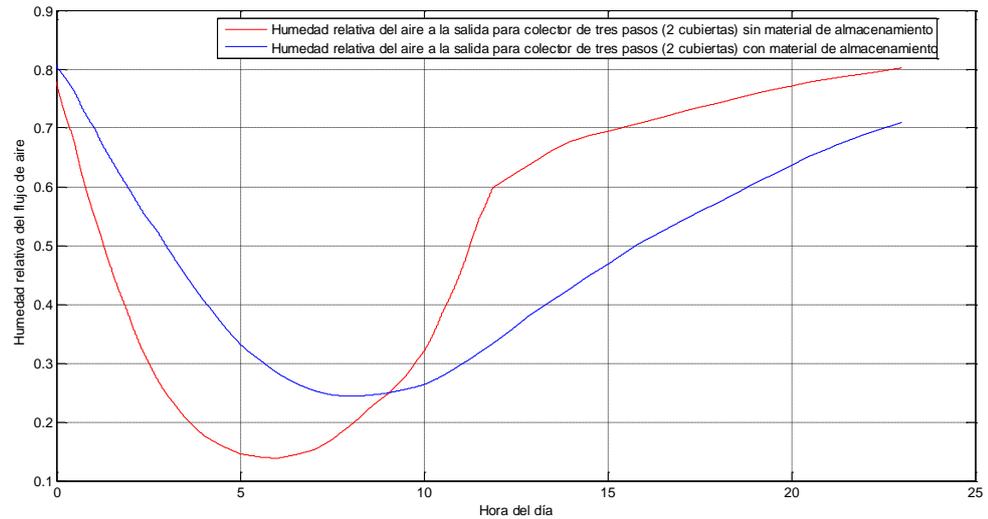


Figura 3.38 – Humedad relativa del aire a la salida del colector de tres pasos (2 cubiertas) con y sin material de almacenamiento de energía térmica
Fuente: Elaboración propia

3.7.3. Comparación de la temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector en las configuraciones con y sin material de almacenamiento de energía térmica

- **Colectores solares sin material de almacenamiento de energía térmica**

En la figura 3.39 se muestra la temperatura del aire a la salida en los distintos tipos de colectores vistos que no presentan material de almacenamiento de energía térmica. Se observa que la temperatura aumenta conforme aumenta el número de pasos excepto para el colector solar de tres pasos con dos cubiertas, esto se debe a que los colectores de uno, dos y tres pasos, este último con tres cubiertas, presentan una arreglo parecido en su configuración, en cambio el colector de tres pasos con dos cubiertas presenta una ubicación distinta de la placa absorbente; esto quiere decir que no solo el aumento de pasos en el colector influye en la temperatura de salida del aire, sino que también es importante la ubicación de los elementos que componen cada configuración del colector solar.

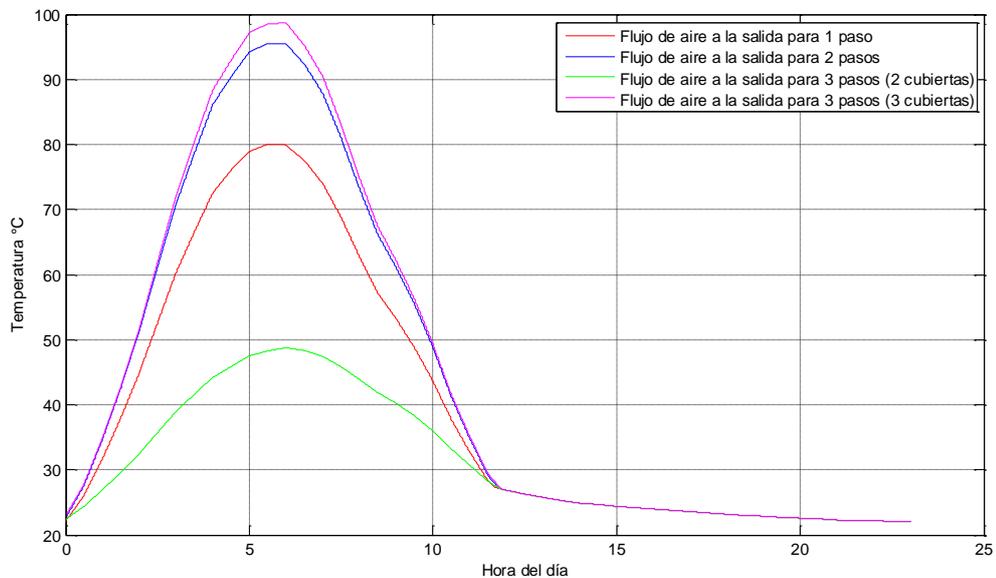


Figura 3.39 – Temperatura del aire a la salida en los colectores que no presentan material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.40 se observa la humedad relativa del aire a la salida en los tipos de colectores que no presentan material de almacenamiento. Se observa que cuanto más alta sea la temperatura del aire a la salida menor es el valor de su humedad relativa, debido a que a mayor temperatura el mismo aire puede contener más cantidad de humedad.

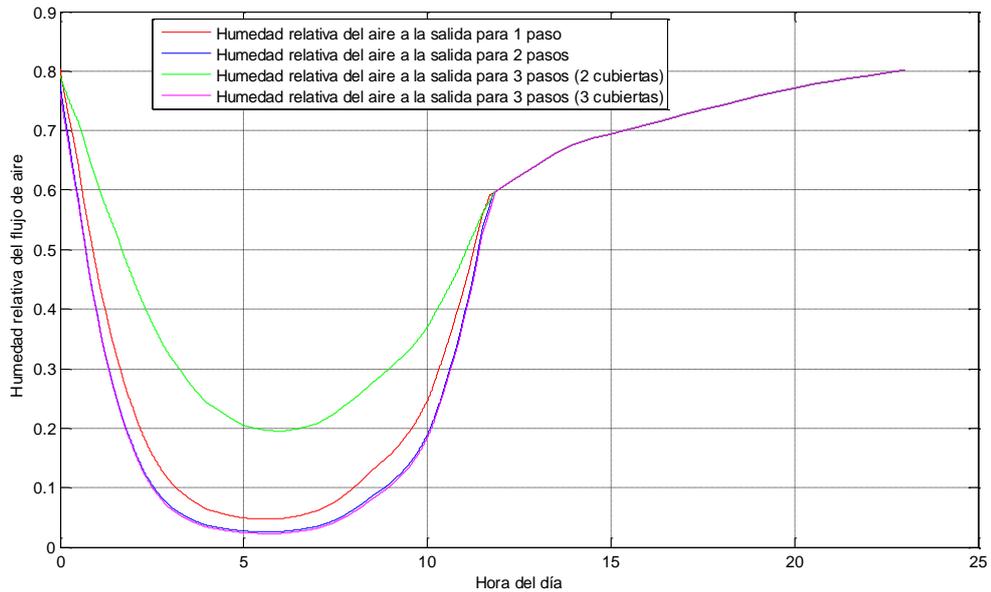


Figura 3.40 – Humedad relativa del aire a la salida en los colectores que no presentan material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia

- **Colectores solares con material de almacenamiento de energía térmica**

En la figura 4.41 se muestra la temperatura del aire a la salida en los distintos tipos de colectores vistos que presentan material de almacenamiento de energía térmica. Se observa que la temperatura del aire a la salida presenta un comportamiento similar al que se da en la figura 4.39, pero debido al uso del material de almacenamiento de energía térmica, la temperatura del aire, en horas donde no hay presencia del sol, es mayor a la del ambiente. Al igual que en la figura 4.39 se observa que la temperatura aumenta conforme aumenta el número de pasos excepto para el colector solar de tres pasos con dos cubiertas, esto se debe a que los colectores de uno, dos y tres pasos, este último con tres cubiertas, presentan un arreglo parecido en su configuración, en cambio el colector de tres pasos con dos cubiertas presenta una ubicación distinta de la placa absorbente y el material de almacenamiento térmico. Atendiendo a lo anterior se puede afirmar nuevamente como en la figura 4.39 que no solo el aumento de pasos en el colector influye en la temperatura de salida del aire, sino que también es importante la ubicación de los elementos que componen cada configuración del colector solar.

En la figura 3.42 se observa la humedad relativa del aire a la salida en los tipos de colectores que presentan material de almacenamiento. Al igual que en la figura 4.40 se observa que cuanto más alta sea la temperatura del aire a la salida menor es el valor de su humedad relativa, debido a que a mayor temperatura el mismo aire puede contener más cantidad de humedad.

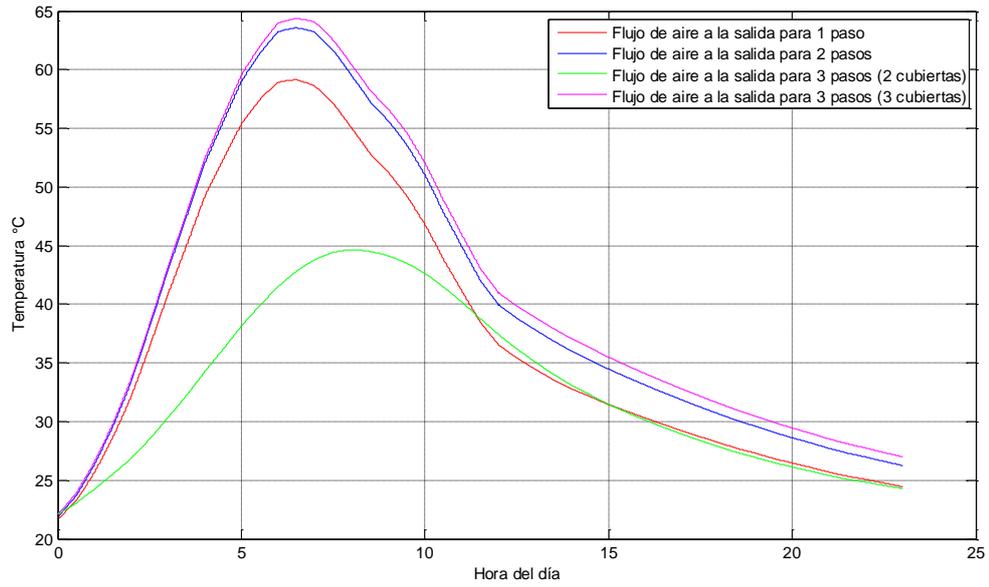


Figura 3.41 – Temperatura del aire a la salida en los colectores que presentan material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia

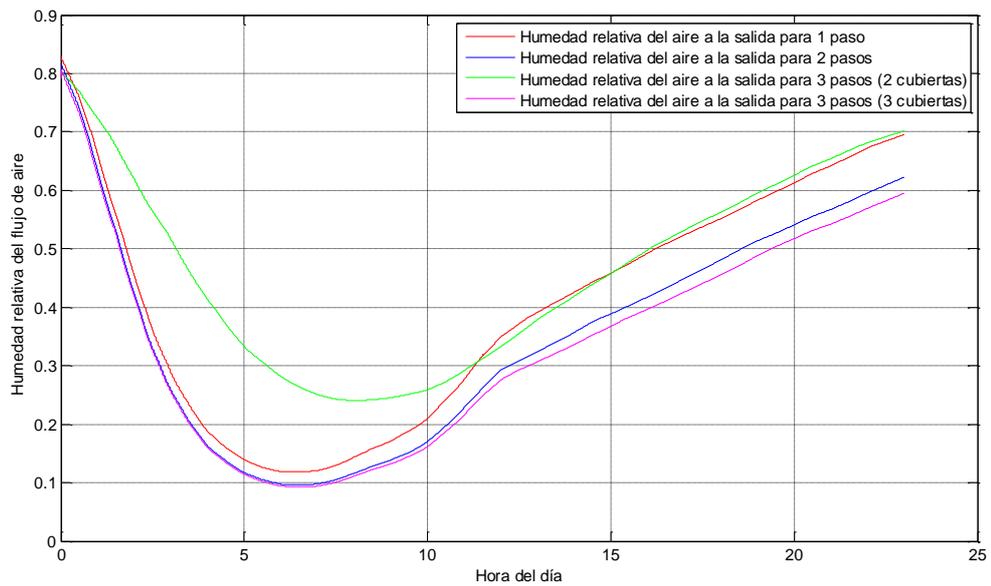


Figura 3.42 – Humedad relativa del aire a la salida en los colectores que presentan material de almacenamiento de energía térmica

Fuente: Elaboración propia

3.7.4. Comparación de las eficiencias en los colectores solares estudiados

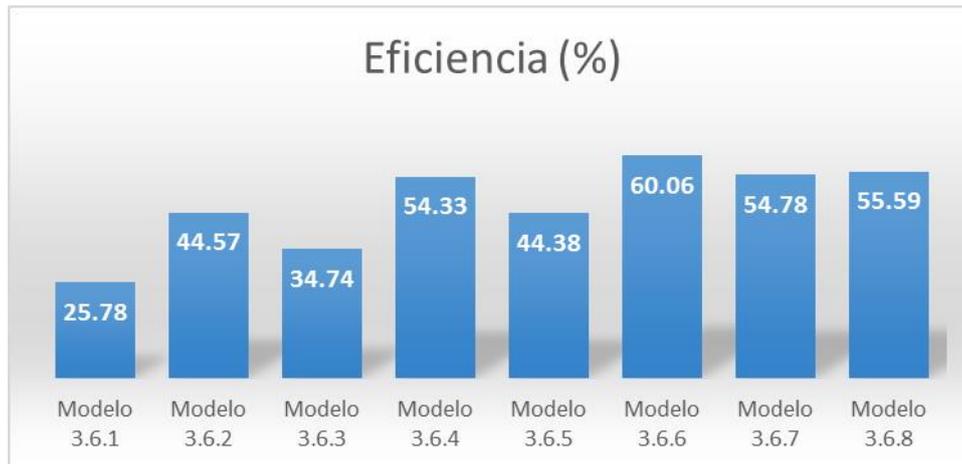


Figura 3.43 – Eficiencia de todas las configuraciones de colector solar estudiados
Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la figura 3.43, la configuración que presenta mayor eficiencia es la de colector de tres pasos con tres cubiertas y material de almacenamiento térmico (Modelo 3.6.6), siguiéndole con un valor cercano de eficiencia la del colector de tres pasos con dos cubiertas y material de almacenamiento térmico (Modelo 3.6.8). Si nos referimos a las temperaturas de salida del aire de las configuraciones 3.6.6 y 3.6.8 no son cercanas, es decir, el diseño en el colector de tres pasos (2 o 3 cubiertas de vidrio) influye en la temperatura de salida del aire.

También se puede apreciar que el colector de dos pasos con material de almacenamiento térmico (Modelo 3.6.4) presenta una eficiencia cercana a los dos modelos mencionados anteriormente, y teniendo en cuenta que su estructura presenta menos elementos y su construcción puede ser menos complicada podría ser el caso que sea el modelo más conveniente por su configuración mirándolo del lado económico.

Finalmente, de la figura 3.31 se observa que las configuraciones que emplean material de almacenamiento térmico tienen mayor eficiencia frente a las mismas configuraciones sin él.

En el siguiente Capítulo IV se procederá a realizar un análisis paramétrico de las distintas configuraciones de colector solar propuestas en este capítulo.

Capítulo IV

Análisis paramétrico de colectores solares de aire multipasos con y sin material de almacenamiento de energía térmica

4.1. Introducción

En el capítulo anterior se evaluaron ocho configuraciones de colectores solares manteniendo en todas ellas los parámetros de: longitud, ancho, flujo másico de aire e inclinación del colector como valores constantes.

En el presente capítulo, se modelan las ocho configuraciones del colector solar, pero ahora variando los parámetros en mención para observar su efecto en la temperatura y humedad relativa del aire a la salida del colector y en su eficiencia.

4.2. Parámetros y datos de entrada

En cada configuración del colector, se evalúa la variación de los siguientes parámetros: longitud, ancho, flujo másico e inclinación del colector respecto a la superficie horizontal; variando un parámetro a la vez y dejando el resto de parámetros con valores predeterminados.

En la tabla 4.1 se muestra los valores de prueba y predeterminado para cada parámetro.

Tabla 4.1 – Valores de prueba y predeterminado

Parámetro	Valores de prueba	Valor predeterminado
Longitud	2, 4, 6, 8 m	4 m
Ancho	1, 1.5, 2, 2.5 m	2 m
Flujo másico	0.014, 0.028, 0.042, 0.056 kg/s	0.028 kg/s
Ángulo de inclinación	5, 10, 15, 20 °	15 °

Fuente: Elaboración propia

Con respecto a los datos de entrada, son los mismos datos utilizados en cada configuración del capítulo anterior, es decir todos los datos de entrada se mantienen a excepción de los que representan a los parámetros de prueba y a la radiación cuando varía la inclinación. Se tienen más datos de radiación debido a que se va a analizar la inclinación del colector respecto al terreno y es necesario saber el valor de la radiación incidente en el colector para cada ángulo de inclinación. Los demás parámetros meteorológicos como la temperatura ambiente, la humedad relativa y la velocidad del viento se mantienen constantes. A continuación se muestra en la tabla 4.2 los parámetros meteorológicos utilizados en el análisis paramétrico.

Tabla 4.2 – Parámetros meteorológicos

Hora	Radiación horizontal $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	R. a 5° $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	R. a 10° $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	R. a 15° $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	R. a 20° $\left[\frac{W}{m^2} \right]$	T. ambiente $[^{\circ}C]$	H. R. $[\%]$	V. del viento $\left[\frac{m}{s} \right]$
07:00 a.m.	27.0	26.9	26.8	26.6	26.3	22.0	80.9	0.1
07:30 a.m.	82.6	82.5	82.1	81.5	80.5	22.4	79.8	0.2
08:00 a.m.	161.0	160.8	160.0	158.8	157.0	22.9	77.9	0.3
08:30 a.m.	245.3	245.1	244.0	242.1	239.4	23.6	75.3	0.3
09:00 a.m.	340.3	340.5	339.5	337.2	333.8	24.3	72.2	0.4
09:30 a.m.	449.1	450.3	449.7	447.3	443.1	25.2	68.8	0.5
10:00 a.m.	555.2	557.3	557.0	554.1	548.8	26.2	65.3	0.5
10:30 a.m.	644.2	646.7	646.1	642.3	635.4	27.1	61.8	0.5
11:00 a.m.	730.6	733.1	731.7	726.4	717.3	28.1	58.3	0.5
11:30 a.m.	781.6	783.2	780.5	773.5	762.2	28.9	55.8	0.5
12:00 p.m.	830.9	831.5	827.3	818.3	804.7	29.8	53.4	0.6
12:30 p.m.	845.3	844.6	839.1	828.6	813.4	30.4	51.6	0.6
01:00 p.m.	847.5	845.8	839.1	827.6	811.2	31.0	50.1	0.7
01:30 p.m.	801.0	798.6	791.7	780.3	764.7	31.5	48.8	0.7
02:00 p.m.	741.3	738.6	732.0	721.5	707.2	31.8	47.9	0.8
02:30 p.m.	646.7	644.4	638.8	630.2	618.5	32.0	47.3	0.8
03:00 p.m.	546.1	544.2	540.0	533.3	524.4	32.0	47.3	0.9
03:30 p.m.	458.1	456.8	453.6	448.5	441.7	31.7	48.1	1.0
04:00 p.m.	397.1	396.0	393.5	389.5	384.0	31.3	49.1	1.0
04:30 p.m.	332.9	332.1	330.2	327.1	322.9	30.7	50.6	1.1
05:00 p.m.	256.9	256.5	255.1	253.0	250.0	30.0	52.1	1.1
05:30 p.m.	171.4	171.1	170.3	168.8	166.9	29.2	53.9	1.1
06:00 p.m.	100.6	100.5	100.0	99.2	98.0	28.4	55.9	1.1
06:30 p.m.	37.4	37.4	37.2	36.9	36.5	27.6	58.3	1.1
07:00 p.m.	3.0	3.0	3.0	2.9	2.9	26.9	60.3	1.1
07:30 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	26.3	62.3	1.2
08:00 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	25.8	64.2	1.3
08:30 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	25.3	66.2	1.3
09:00 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	24.9	67.7	1.2
09:30 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	24.7	68.7	1.1
10:00 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	24.4	69.4	1.0
10:30 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	24.2	70.2	0.8
11:00 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	24.0	71.0	0.7
11:30 p.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	23.8	71.8	0.6
12:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	23.6	72.7	0.5
12:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	23.4	73.5	0.4
01:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	23.2	74.2	0.3
01:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	23.0	75.0	0.3

02:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.9	75.8	0.2
02:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.7	76.5	0.2
03:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.6	77.1	0.1
03:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.5	77.8	0.1
04:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.3	78.3	0.1
04:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.2	78.8	0.1
05:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.2	79.2	0.1
05:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.1	79.7	0.1
06:00 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	22.0	80.2	0.1
06:30 a.m.	0	0.0	0.0	0.0	0.0	21.9	80.7	0.1

Fuente: Elaboración propia

4.3. Análisis paramétrico

A continuación se presenta el análisis paramétrico realizado a cada una de las ocho configuraciones de colector vistas, como resultado se muestra gráficamente la temperatura y la humedad relativa del aire a la salida del colector; así como también se muestra como varía la eficiencia de conversión del colector al variar cada parámetro.

4.3.1. Colector solar de aire de un paso sin material de almacenamiento de energía térmica

En la figura 4.1 y en la figura 4.3 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar la longitud y el ancho, respectivamente, se observa que al aumentar el valor de estos dos parámetros del colector, la temperatura a la salida se incrementa, siendo mayor este incremento al variar el largo del colector, es decir la variación de la longitud influye más en el aumento de temperatura a la salida. También se aprecia que el aumento de la temperatura es cada vez menor a medida que crece el valor del largo o ancho, además en ambos casos la eficiencia disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

En la figura 4.5 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se observa que a mayor flujo másico la temperatura a la salida disminuye, esto es predecible debido a que se tiene el mismo calor disponible para calentar una mayor masa de aire, entonces el aire saldrá con una menor temperatura cada vez que se incrementa el flujo másico. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico, el calor útil se aprovecha mejor cada vez que se incrementa este parámetro.

- Variando longitud

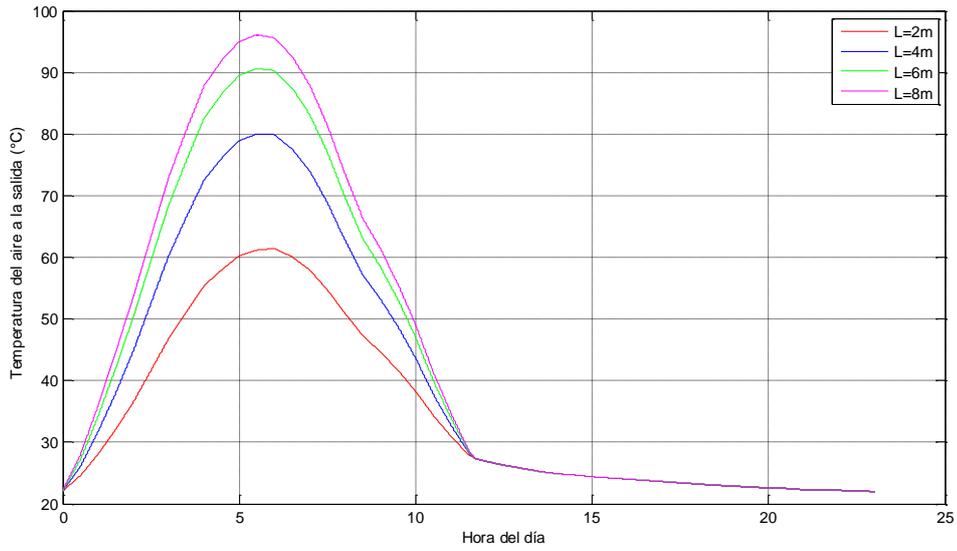


Figura 4.1 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia

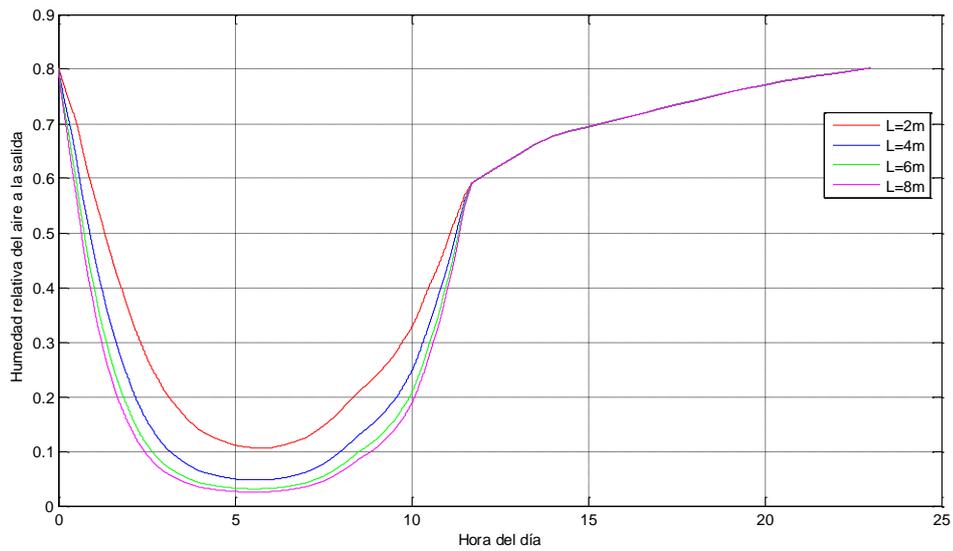
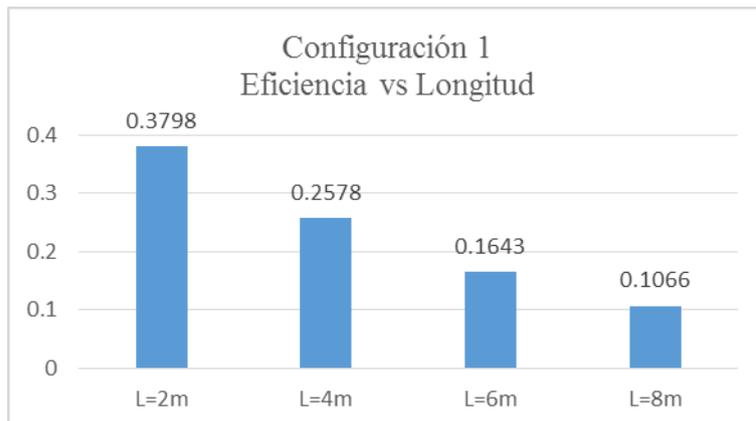


Figura 4.2 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

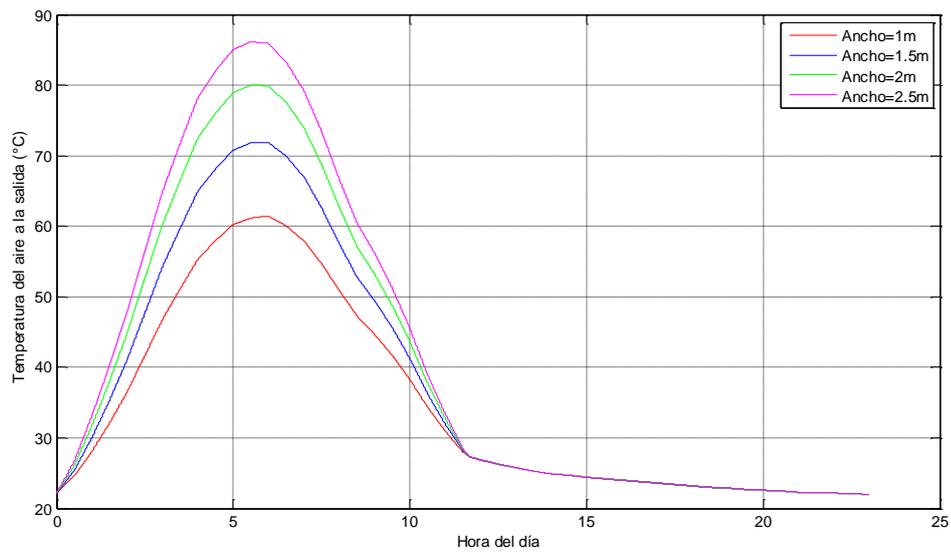


Figura 4.3 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

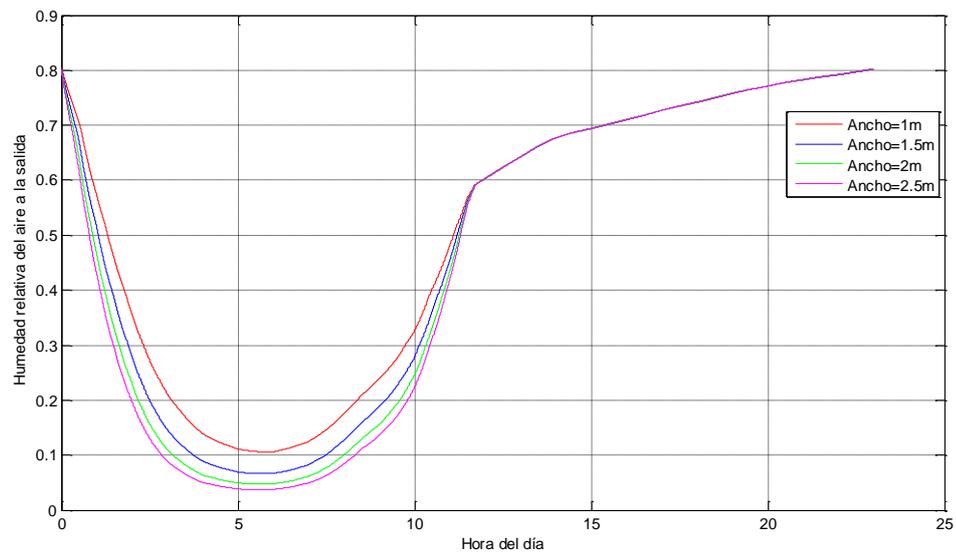
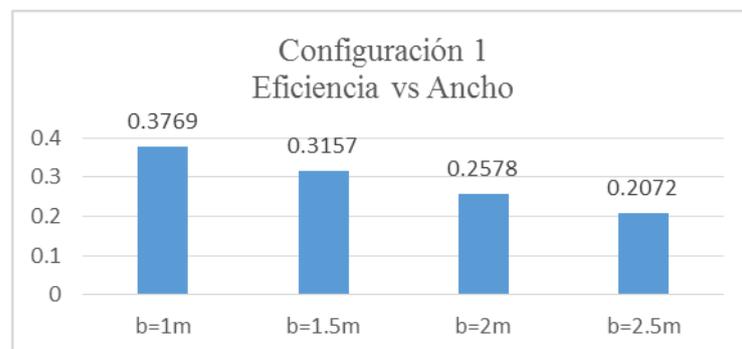


Figura 4.4 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En las figuras 4.2, 4.4, 4.6 y 4.8 se muestra la variación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación respectivamente, en todas las figuras se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero al llegar la puesta del sol la humedad relativa es la misma en todos los casos debido a que la temperatura del aire a la salida del colector se vuelve igual a la temperatura ambiente.

En la figura 4.7 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación y se observa que las variaciones de éste parámetro influyen mínimamente en el cambio de temperatura a la salida del colector, es por ello que la eficiencia no varía significativamente.

- Variando flujo másico

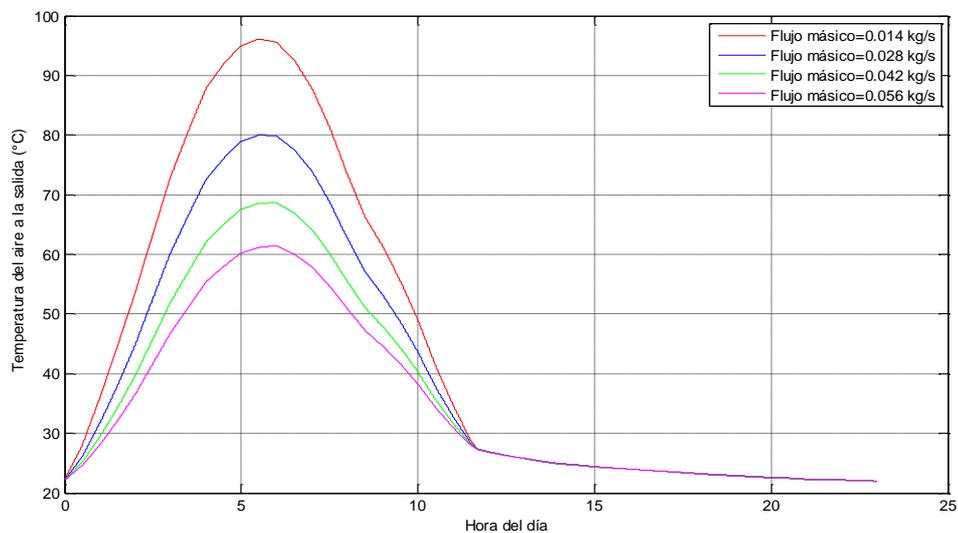


Figura 4.5 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

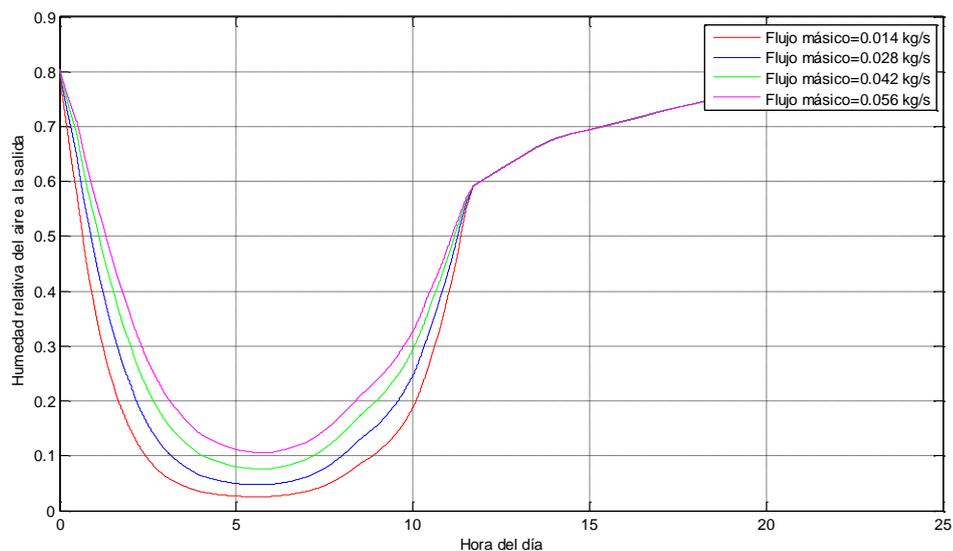
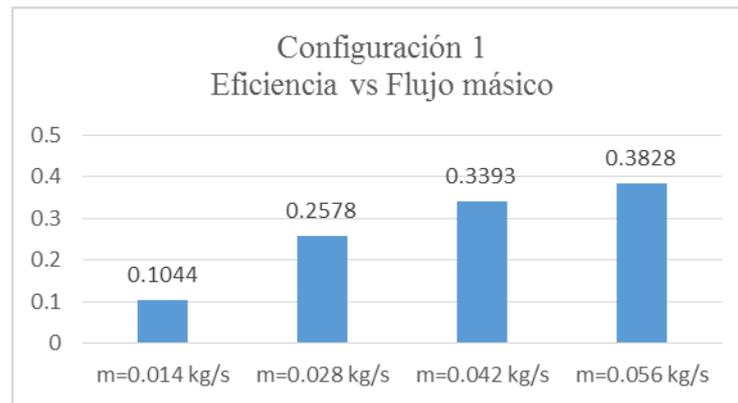


Figura 4.6 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

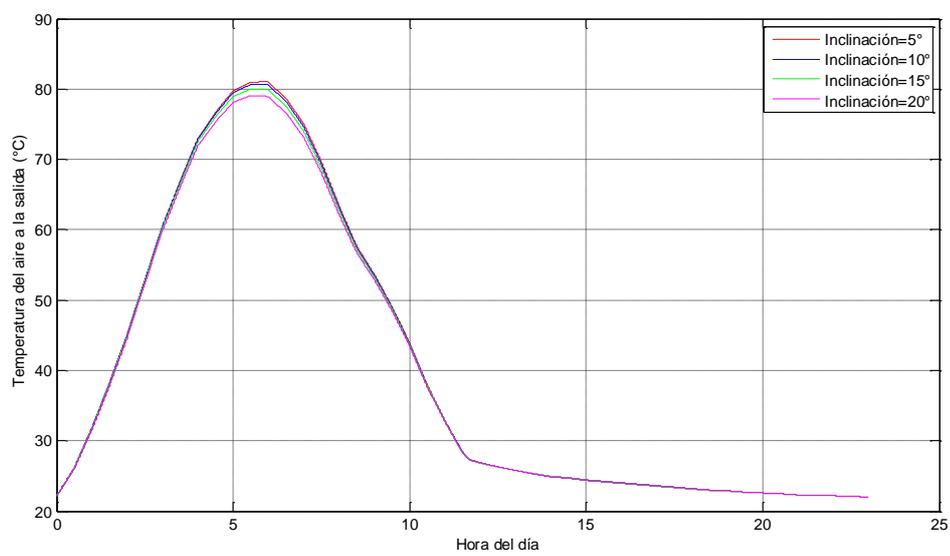


Figura 4.7 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

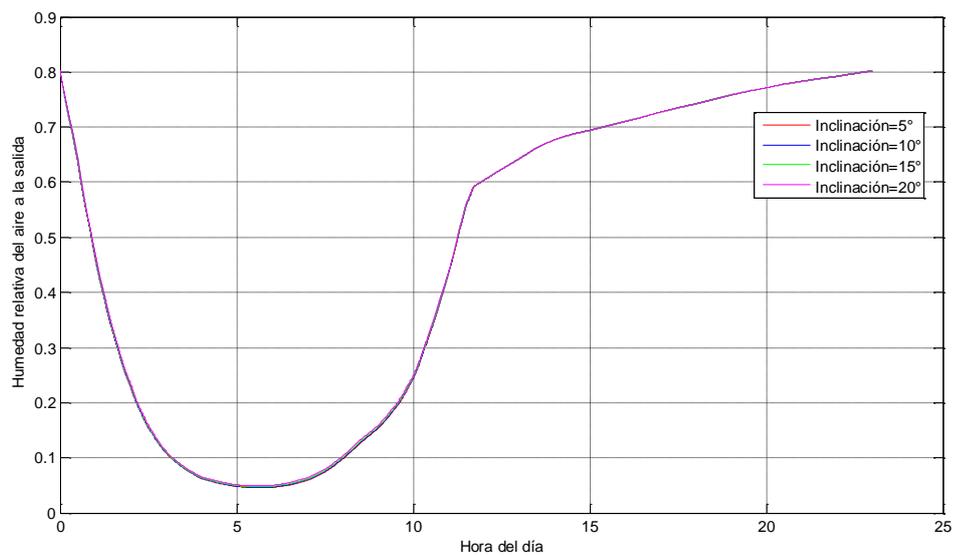
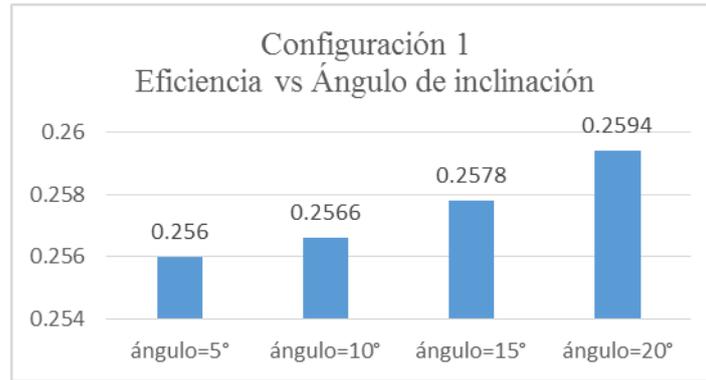


Figura 4.8 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de un paso sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



4.3.2. Colector solar de aire de un paso con material de almacenamiento de energía térmica

En las figuras 4.9, 4.11, 4.13 y 4.15 se aprecia la influencia del material de almacenamiento térmico en la temperatura del aire a la salida del colector al variar los parámetros en evaluación, se observa que el descenso de la temperatura no es brusco en horas donde no hay radiación solar, como sí sucede en la configuración anterior sin material de almacenamiento térmico.

En la figura 4.9 se observa que a medida que aumenta la longitud del colector, la temperatura del aire a la salida también aumenta, pero cada vez en menor proporción, es decir, si se sigue aumentando el valor de longitud del colector los cambios en la temperatura del aire a la salida no serán significativos.

En cuanto a la influencia de la variación del ancho del colector en la temperatura del aire a la salida, en la figura 4.11 se aprecia un comportamiento de la temperatura similar al que se da al variar la longitud del colector, pero en este caso el aumento de temperatura es ligeramente menor; además se aprecia que cada vez que aumenta el valor del ancho del colector, los cambios de temperatura del aire a la salida son cada vez menos significativos.

En ambos casos, variando los parámetros de longitud y ancho del colector, la eficiencia disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones en el colector.

- Variando longitud

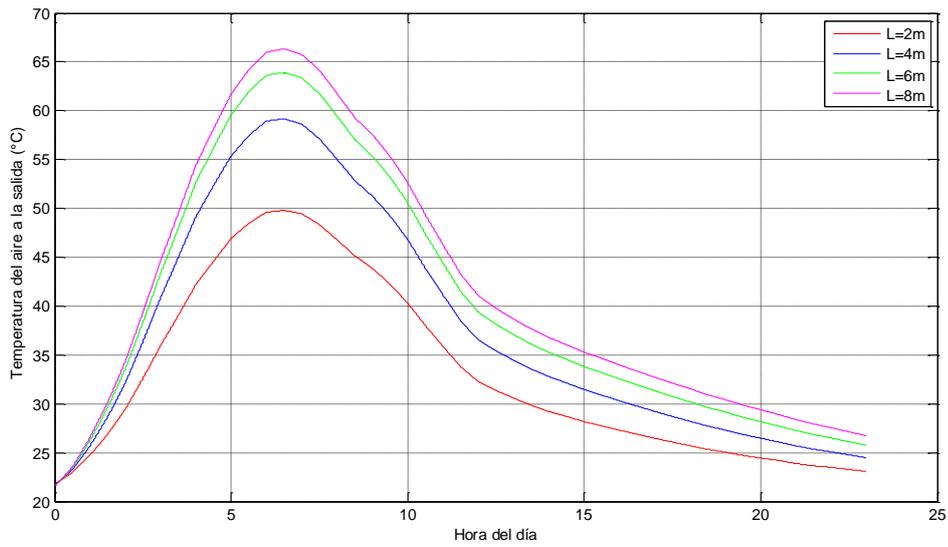


Figura 4.9 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

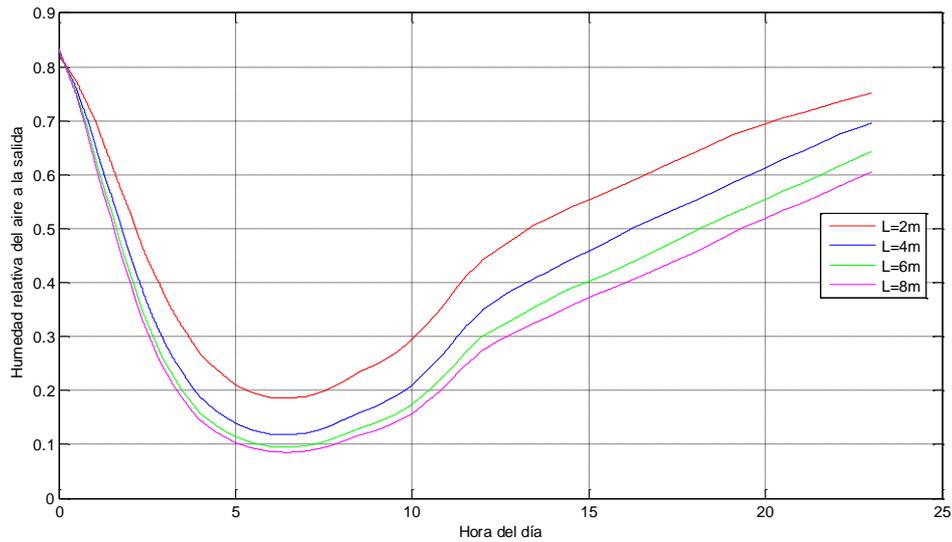
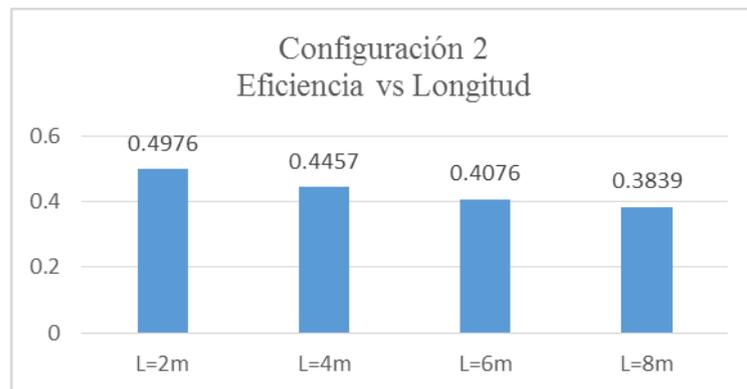


Figura 4.10 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

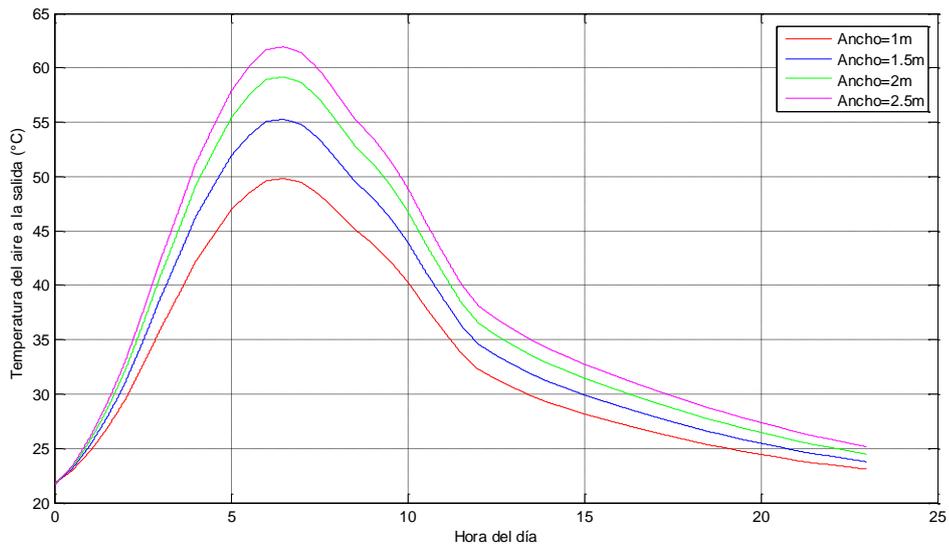


Figura 4.11 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

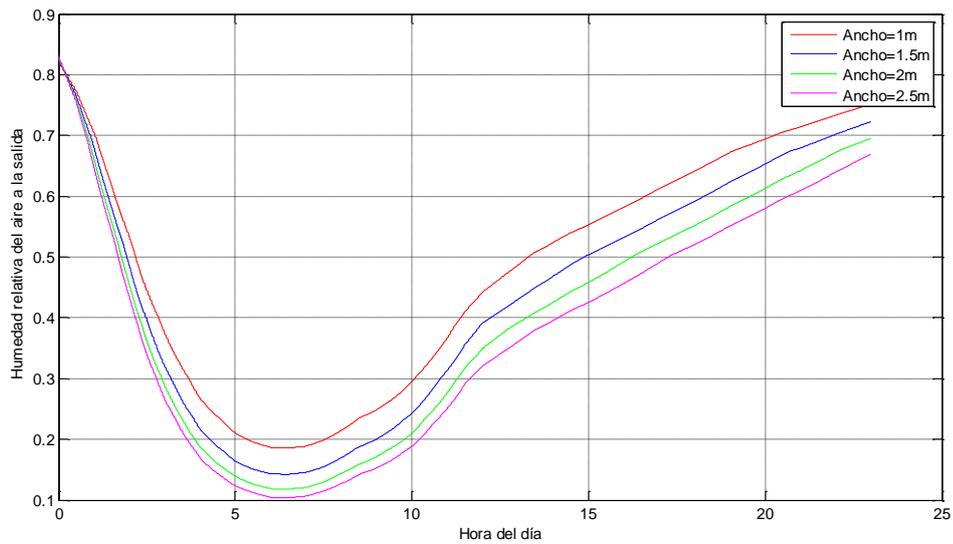
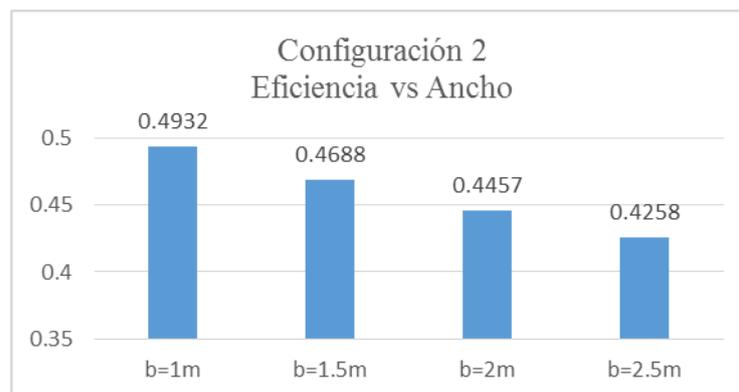


Figura 4.12 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.13, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se aprecia que al igual que en la primera configuración, al aumentar el flujo másico la temperatura del aire a la salida del colector disminuye debido a que se cuenta con la misma energía para calentar una mayor cantidad de aire. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta debido a que para estos valores de flujo másico, el aumento del calor útil se aprovecha mejor.

- Variando flujo másico

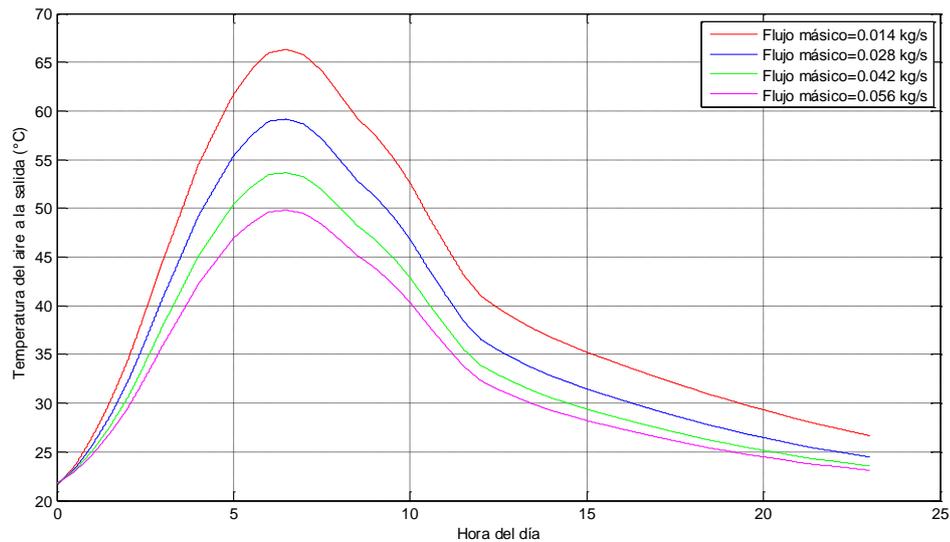


Figura 4.13 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico

Fuente: Elaboración propia

En la figura 4.15, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector respecto a la superficie horizontal, y se observa que el cambio de la temperatura del aire al variar este parámetro es pequeña, por ello las eficiencias de conversión tienen valores muy cercanos.

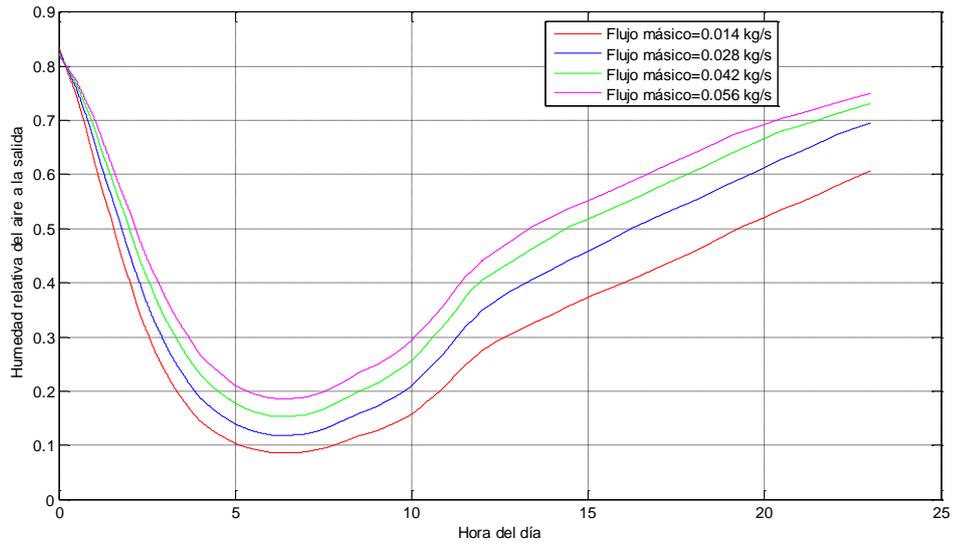
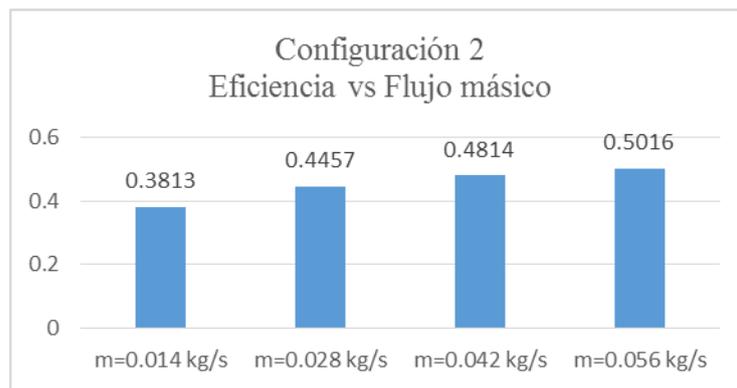


Figura 4.14 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

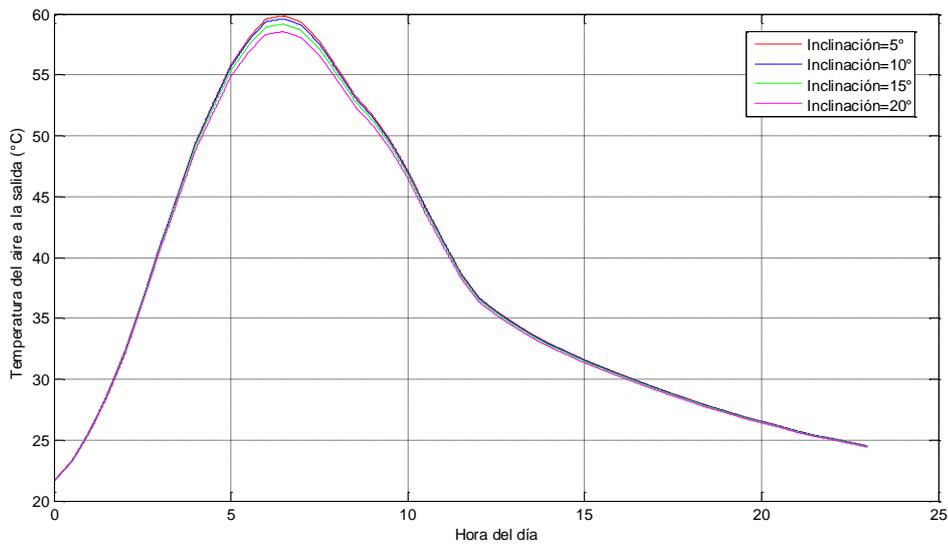


Figura 4.15 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico
Fuente: Elaboración propia

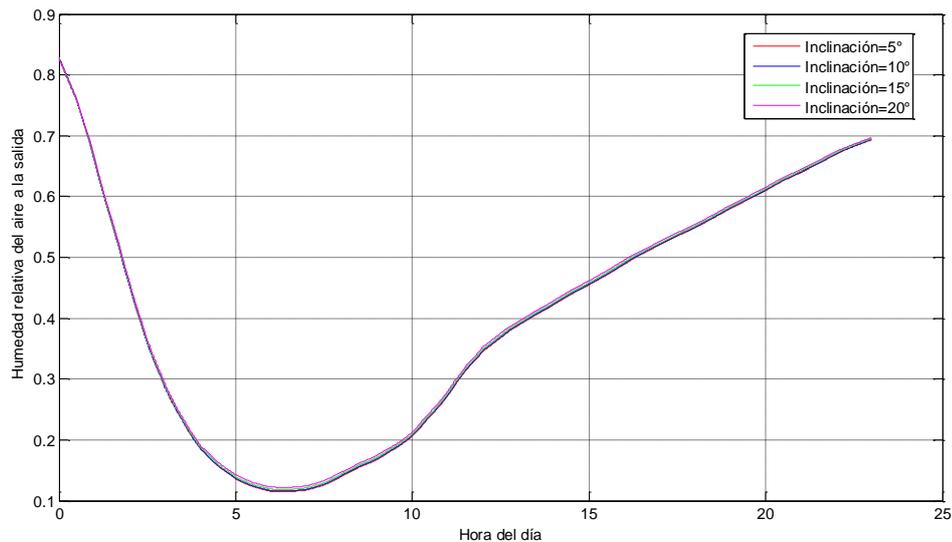
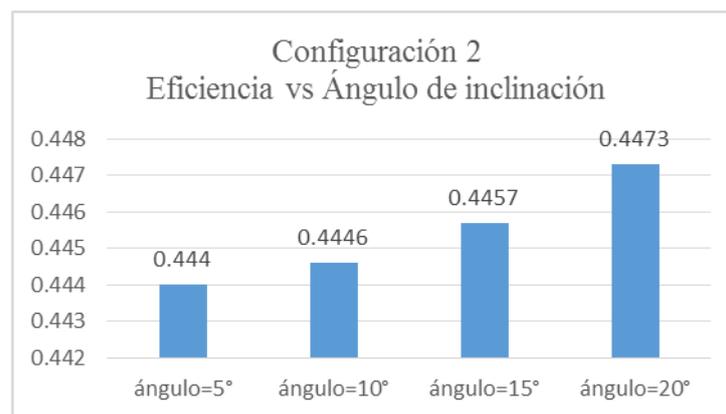


Figura 4.16 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de un paso con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En las figuras 4.10, 4.12, 4.14 y 4.16 se muestra la variación de la humedad relativa a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación, respectivamente, en todos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero a diferencia de la configuración anterior sin material de almacenamiento, la humedad relativa en las horas donde no hay brillo solar ya no se mantiene, debido a que la temperatura del aire a la salida del colector cuando no hay brillo solar es diferente a la temperatura ambiente porque ahora el colector cuenta con material de almacenamiento térmico que hace que la temperatura del aire a la salida sea mayor a la temperatura ambiente.

4.3.3. Colector solar de aire de dos pasos sin material de almacenamiento de energía térmica

En la figura 4.17 y en la figura 4.19 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar la longitud y el ancho, respectivamente. Se observa que al aumentar el valor de estos dos parámetros la temperatura a la salida se incrementa, siendo mayor el incremento al variar el largo del

colector, es decir la variación de la longitud influye más que el ancho en el aumento de la temperatura del aire a la salida. También se aprecia que el aumento de temperatura es cada vez menor a medida que crece el valor del largo o ancho. Además, en ambos casos la eficiencia disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

Al igual que en la primera configuración la temperatura del aire a la salida del colector en las horas que no hay presencia de brillo solar es igual a la temperatura ambiente.

- Variando longitud

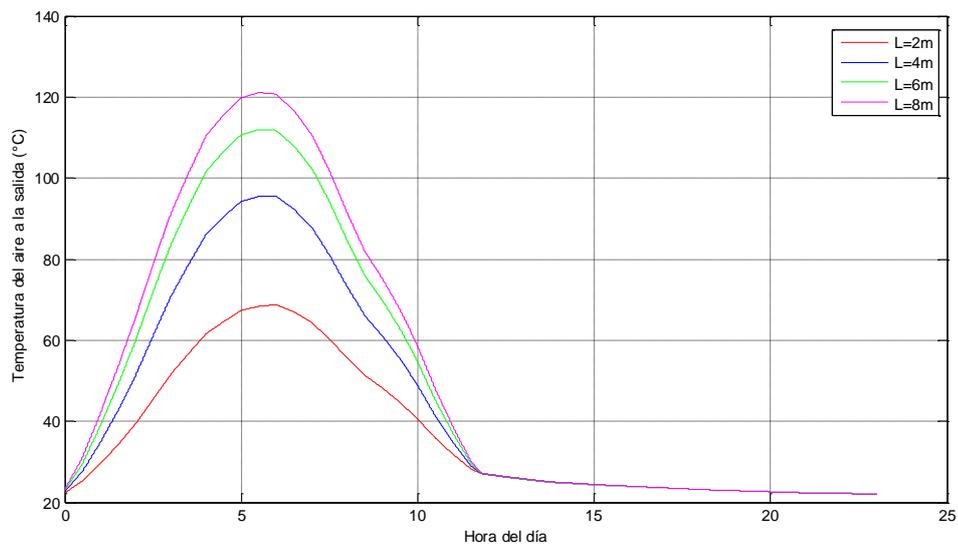


Figura 4.17 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

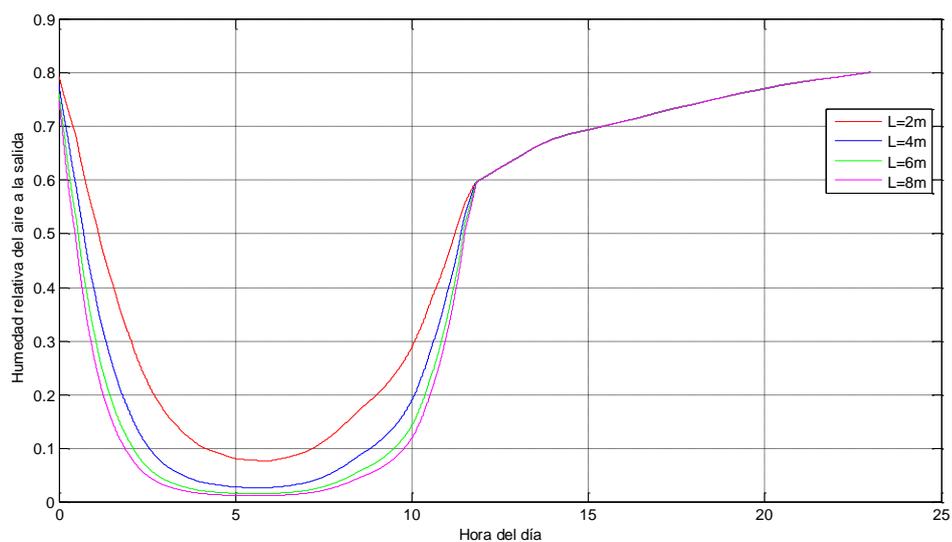
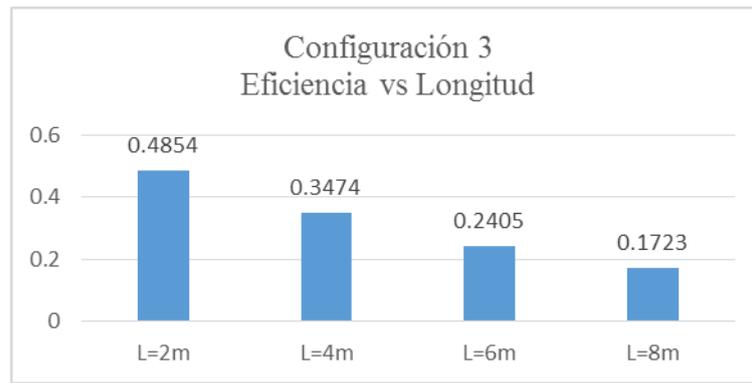


Figura 4.18 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

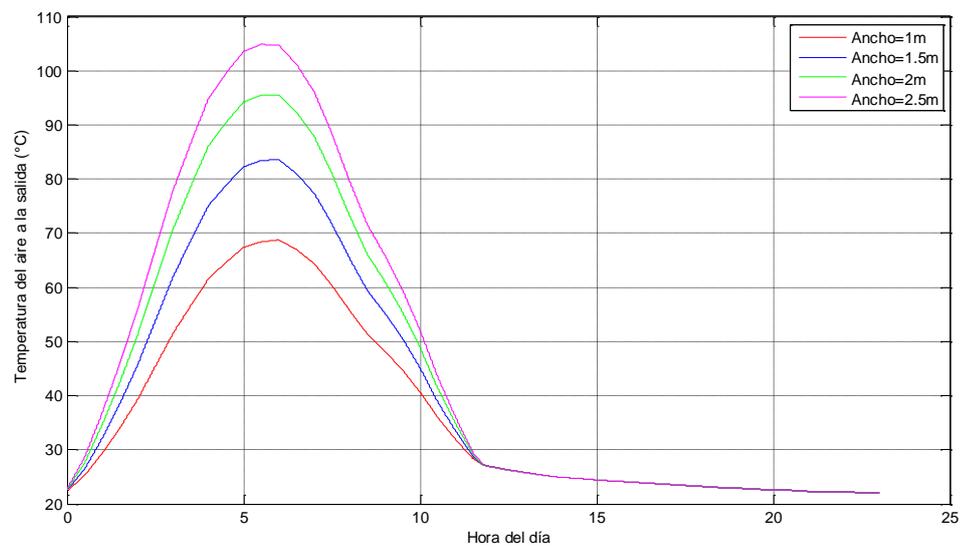


Figura 4.19 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia

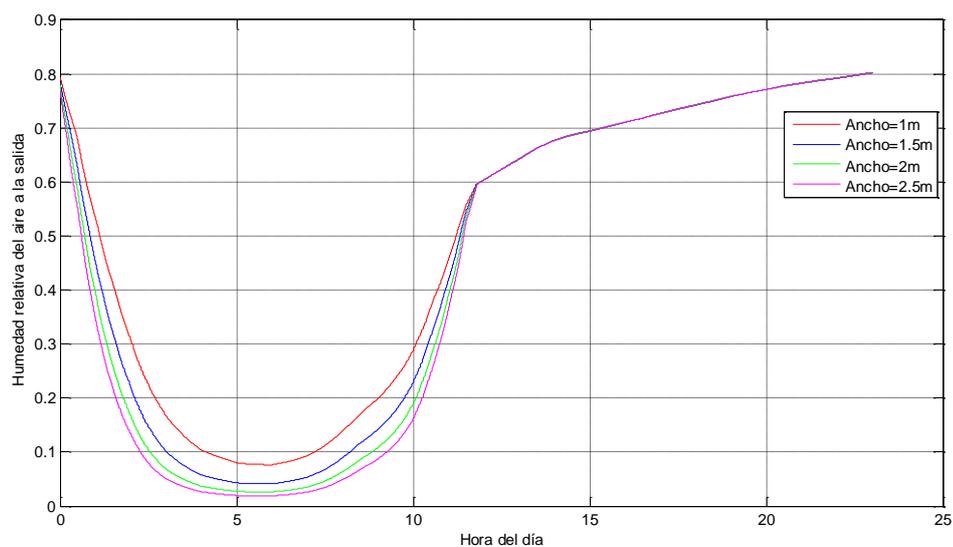
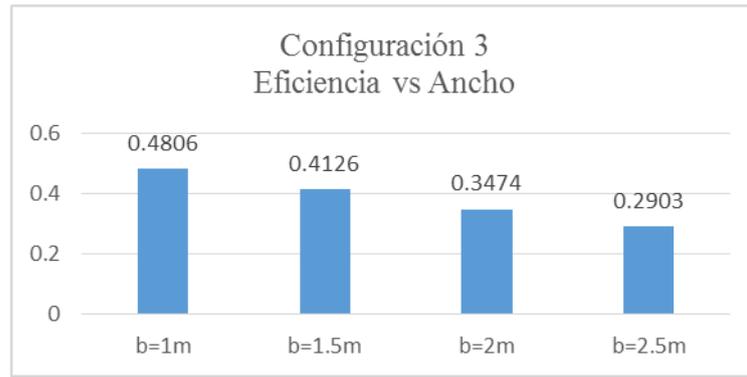


Figura 4.20 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.21 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se observa que a mayor flujo másico la temperatura a la salida disminuye, la tendencia de la temperatura del aire a la salida para este parámetro es similar a la primera configuración debido a que se tiene el mismo calor disponible para calentar a una mayor masa de aire, entonces el aire a la salida saldrá con una menor temperatura cada vez que se incrementa el flujo másico. Respecto a la eficiencia se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico, el calor útil se aprovecha mejor cada vez que se incrementa este parámetro.

En las figuras 4.18, 4.20, 4.22 y 4.24 se muestra la variación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación, respectivamente. En todos los casos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero al llegar la puesta del sol, la humedad relativa es la misma en todos los casos debido a que la temperatura del aire a la salida del colector es igual a la temperatura ambiente.

- Variando flujo másico

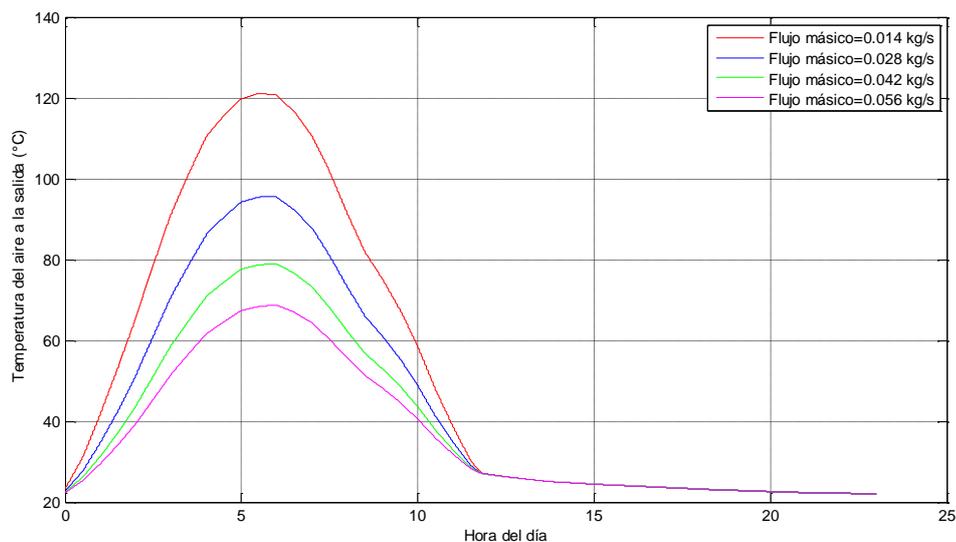


Figura 4.21 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

En la figura 4.23 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación y se observa que las variaciones de éste parámetro influyen mínimamente en el cambio de la temperatura del aire a la salida del colector, es por ello que el valor de la eficiencia de conversión del colector para cada variación de ángulo de inclinación es cercano.

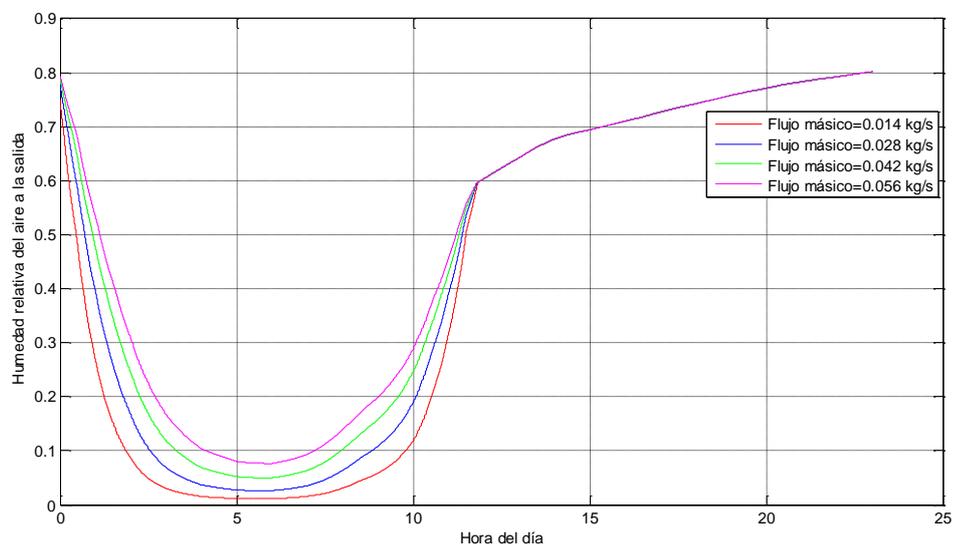
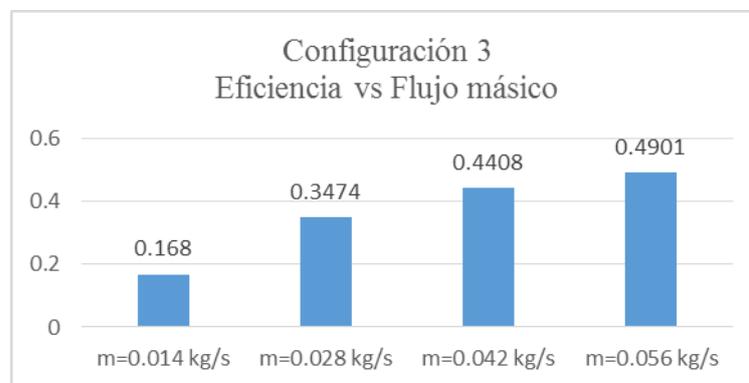


Figura 4.22 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

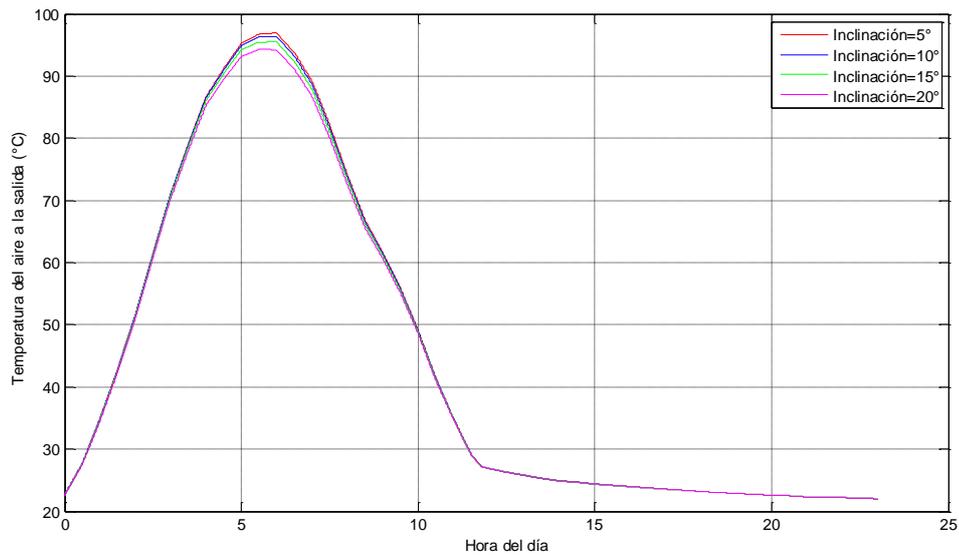


Figura 4.23 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

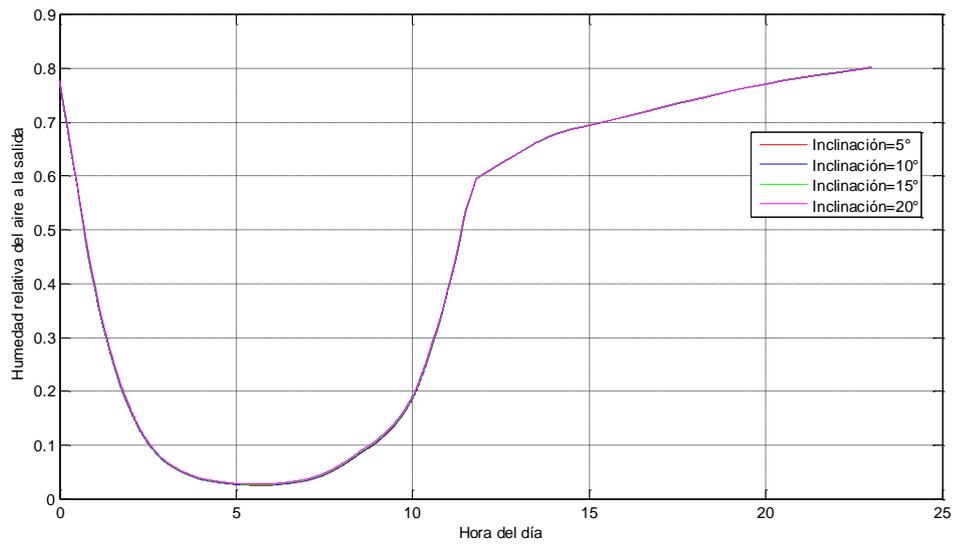
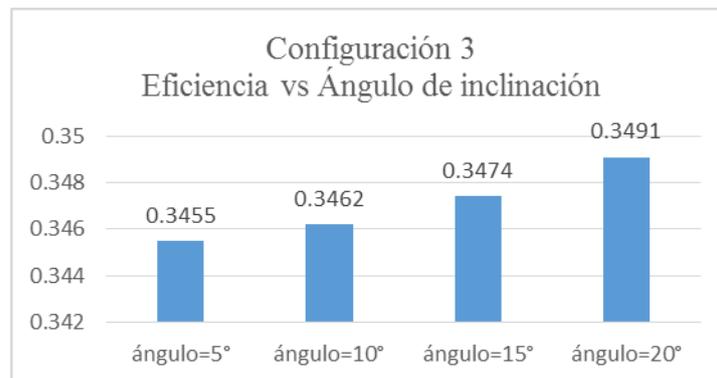


Figura 4.24 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de dos pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



Si se comparan los casos 4.3.1 y 4.3.3, los gráficos de la temperatura del aire a la salida del colector de esta configuración con los gráficos de la primera configuración en cada parámetro, dado que los dos son colectores solares sin material de almacenamiento diferenciándose solo en el número de pasos, se aprecia que las temperaturas en esta configuración son mayores, esto quiere decir que el número de pasos influye en el aumento de temperatura del aire a la salida del colector.

4.3.4. Colector solar de aire de dos pasos con material de almacenamiento de energía térmica

En las figuras 4.25, 4.27, 4.29 y 4.31 se aprecia la influencia del material de almacenamiento térmico en la temperatura del aire a la salida del colector al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación; se nota que el descenso de la temperatura no es brusco en horas donde no hay radiación solar, como sí sucede en las configuraciones de colector solar sin material de almacenamiento térmico.

- Variando longitud

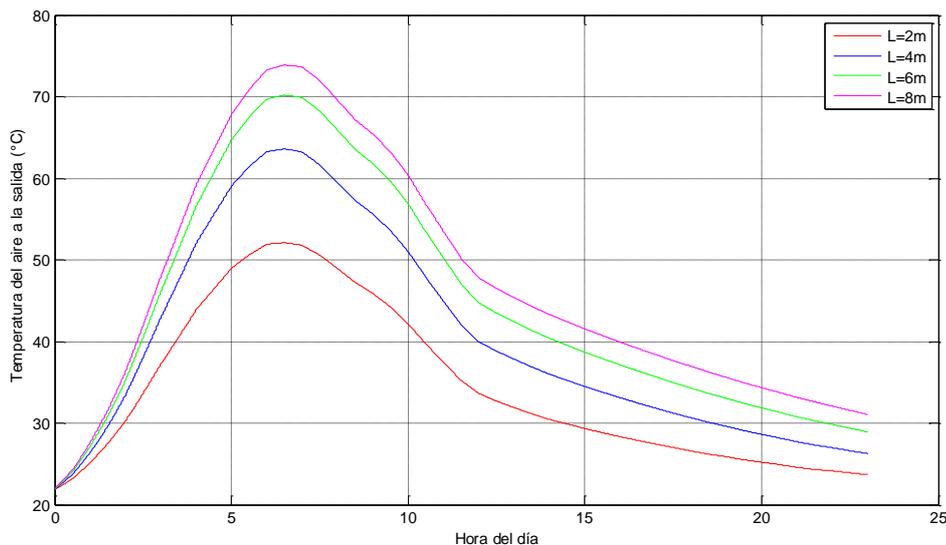


Figura 4.25 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

En la figura 4.25 se observa que a medida que aumenta la longitud del colector, la temperatura del aire a la salida también aumenta, pero cada vez en menor proporción.

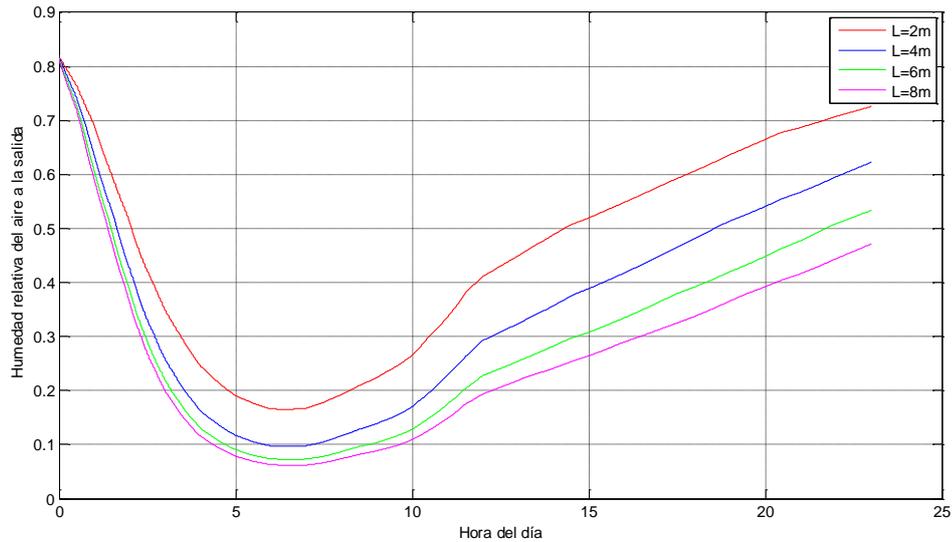
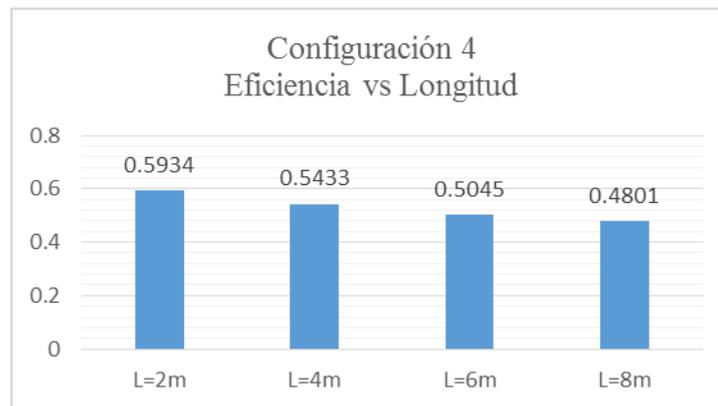


Figura 4.26 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En cuanto a la influencia de la variación del ancho del colector en la temperatura del aire a la salida, en la figura 4.27 se aprecia un comportamiento de la temperatura parecido al que se da al variar la longitud del colector, pero en este caso el aumento de temperatura es ligeramente menor al igual como sucede en la segunda configuración de colector solar. Como sucede en las configuraciones anteriores, a medida que se aumentan los valores de los parámetros de largo y ancho del colector, el aumento de la temperatura del aire a la salida del colector es cada vez menos significativo.

En ambos casos, variando longitud y ancho del colector, la eficiencia de conversión disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

- Variando ancho

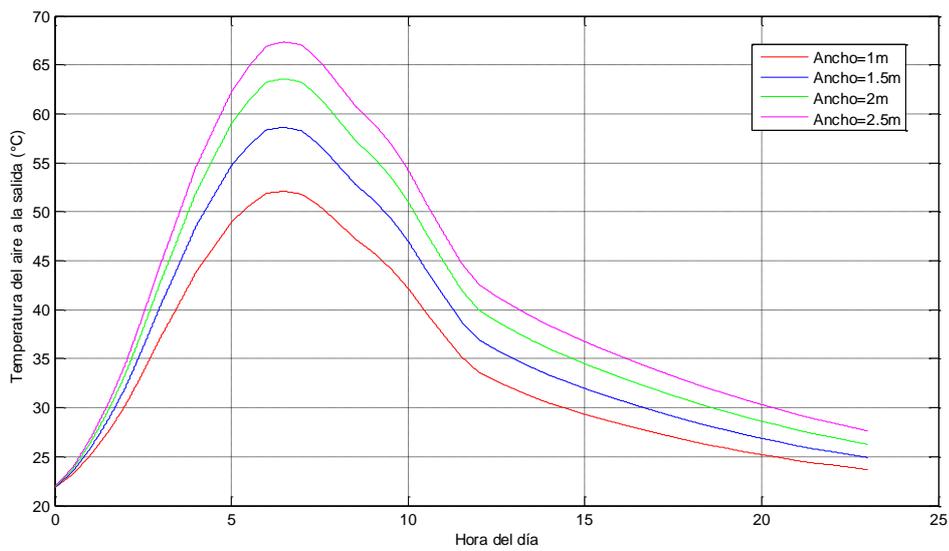


Figura 4.27 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

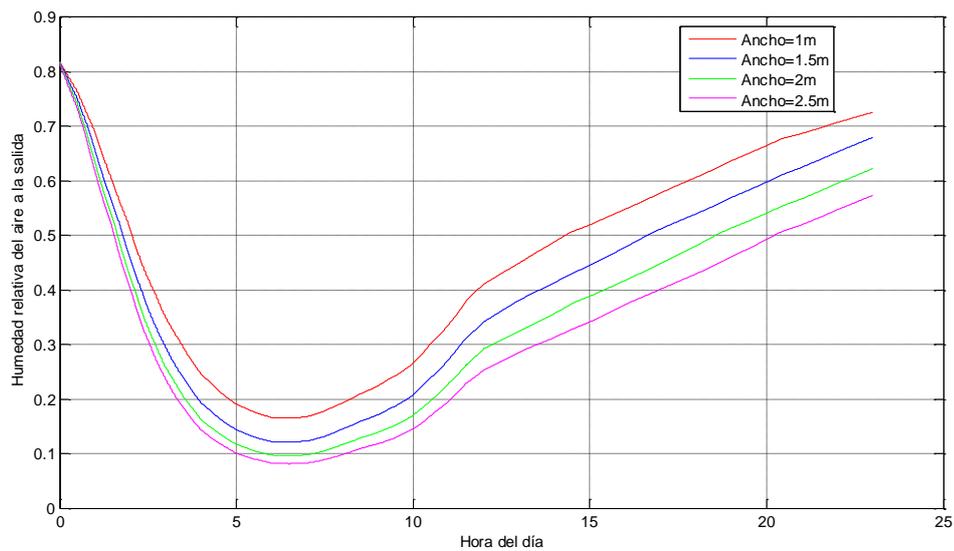
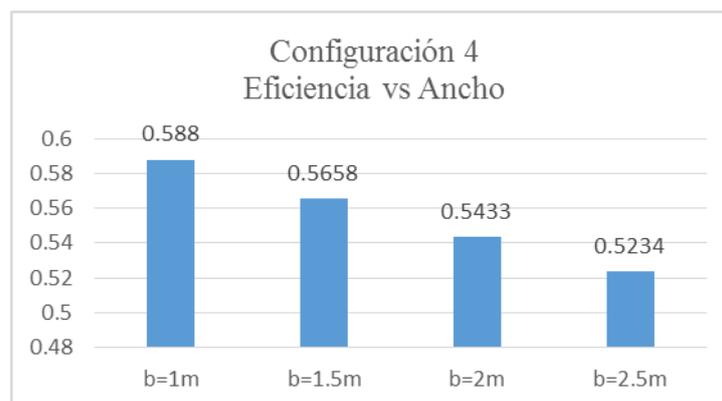


Figura 4.28 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.29, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se aprecia que al igual que en las configuraciones anteriores, al aumentar el flujo másico la temperatura del aire a la salida del colector disminuye debido a que se cuenta con la misma energía para calentar una mayor cantidad de aire. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico en aumento, el calor útil se aprovecha mejor.

En la figura 4.31, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación respecto a la superficie horizontal, y se observa que la variación de la temperatura al variar este parámetro es mínima, por ello la eficiencia de conversión es prácticamente la misma.

- Variando flujo másico

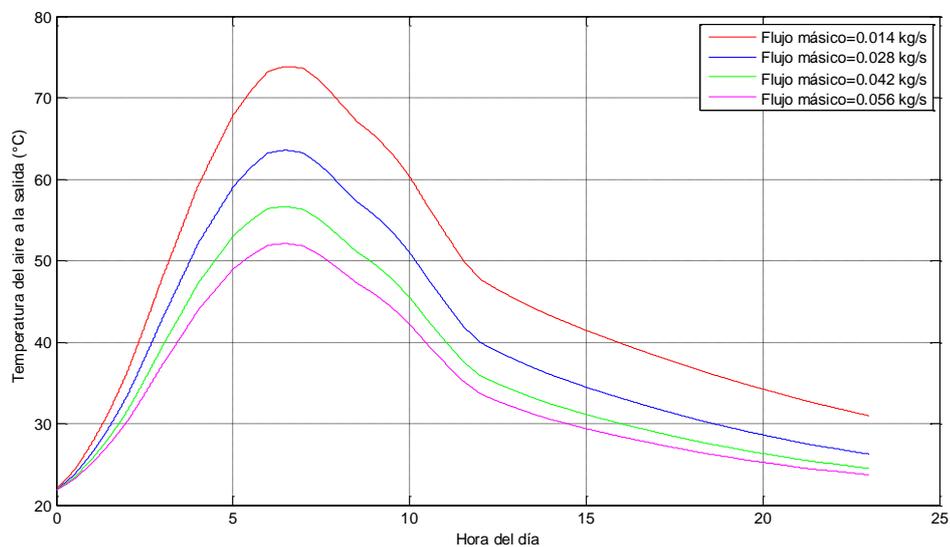


Figura 4.29 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

En las figuras 4.26, 4.28, 4.30 y 4.32 se muestra la variación de la humedad relativa a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación respectivamente, en todos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero a diferencia de la configuración anterior sin material de almacenamiento, la humedad relativa en las horas donde no hay radiación solar ya no se mantiene constante debido a la presencia del material de almacenamiento térmico que hace que la temperatura del aire a la salida sea mayor a la temperatura ambiente en las horas que no hay presencia del sol.

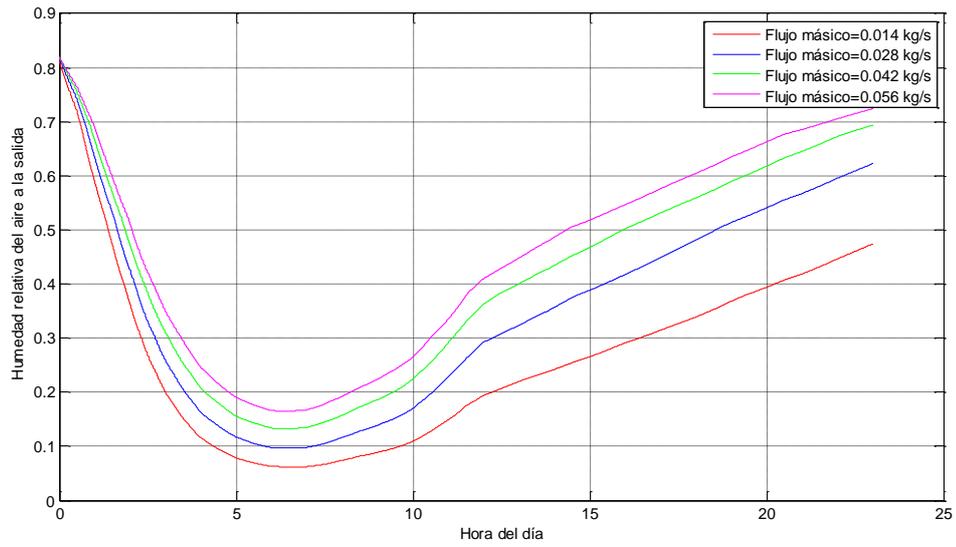
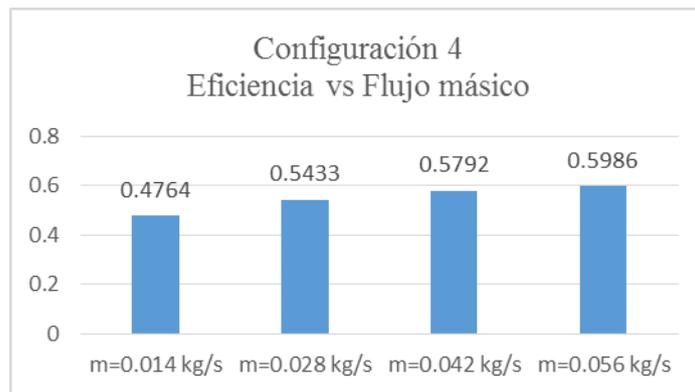


Figura 4.30 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

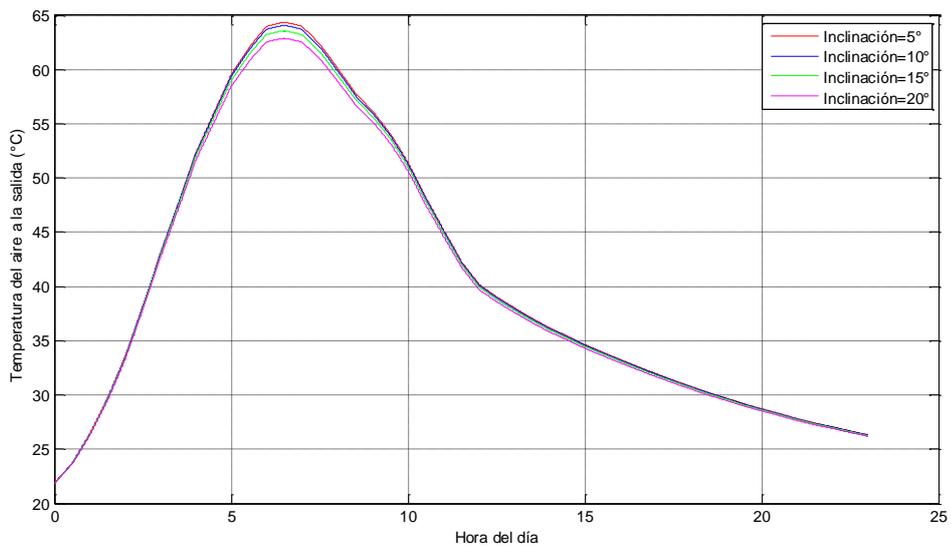


Figura 4.31 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.
Fuente: Elaboración propia

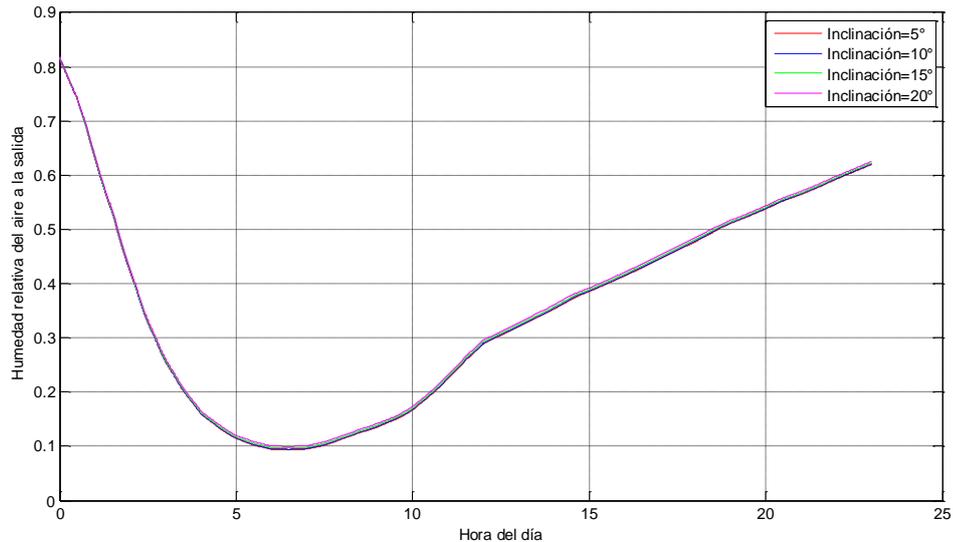
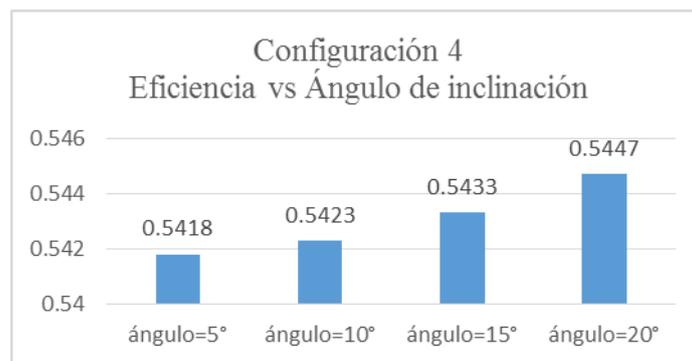


Figura 4.32 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de dos pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



Si se comparan los casos 4.3.2 y 4.3.4, los gráficos de la temperatura del aire a la salida del colector de esta cuarta configuración con los gráficos de la segunda configuración en cada parámetro, dado que los dos son colectores solares con material de almacenamiento diferenciándose solo en el número de pasos, se aprecia que las temperaturas para esta configuración son mayores, esto quiere decir que el número de pasos influye en el aumento de temperatura del aire a la salida del colector con material de almacenamiento.

4.3.5. Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas de vidrio)

En la figura 4.33 y en la figura 4.35 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar la longitud y el ancho, respectivamente. Se observa que al aumentar el valor de estos dos parámetros del colector, la temperatura del aire a la salida del colector se incrementa, siendo mayor el incremento al variar el largo del colector, es decir la variación de la longitud influye más que el ancho en el aumento de la temperatura del aire a la salida como en las configuraciones anteriores.

También se aprecia que el aumento de temperatura es cada vez menor a medida que crece el valor del largo o ancho, además en ambos casos la eficiencia de conversión disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

Al igual que en las configuraciones anteriores sin material de almacenamiento térmico, la temperatura del aire a la salida del colector en las horas que no hay presencia de radiación solar es igual a la temperatura ambiente.

- Variando longitud

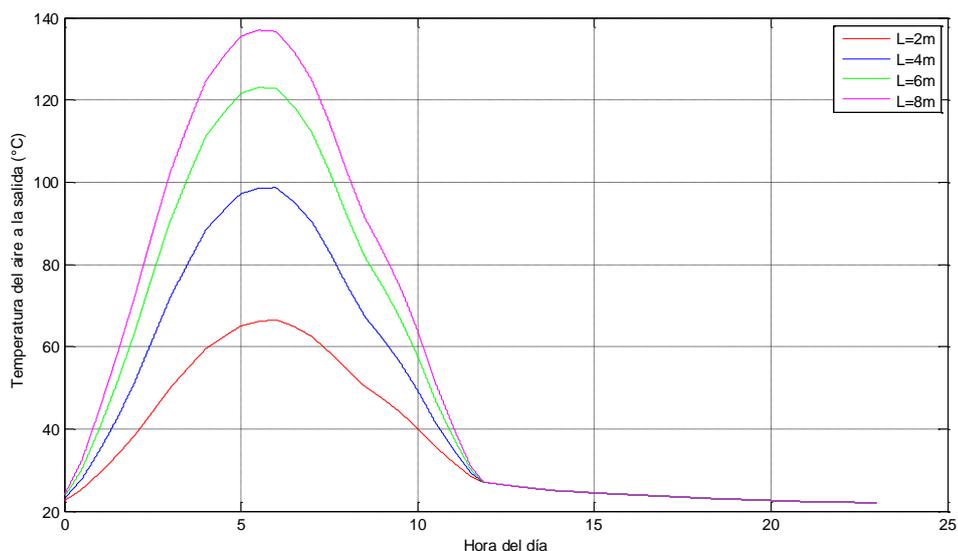


Figura 4.33 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

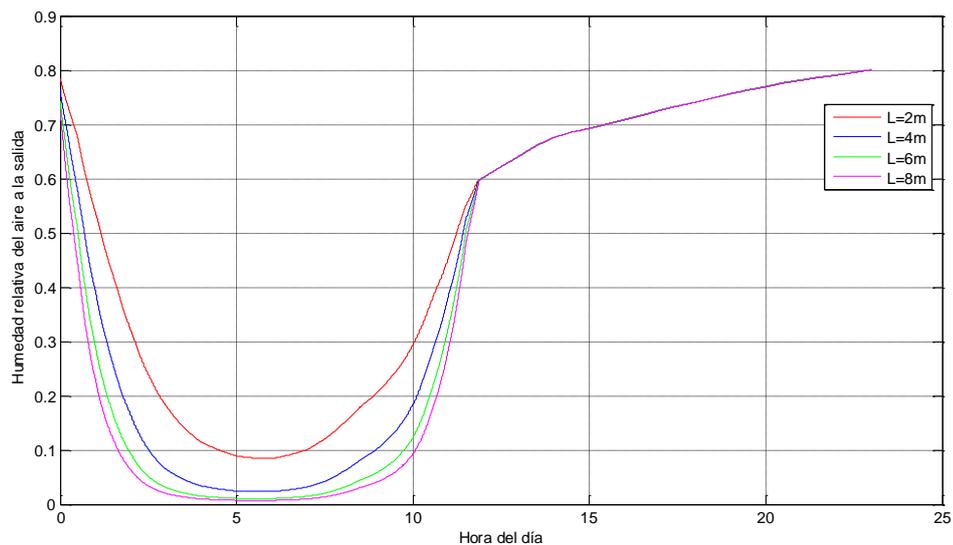
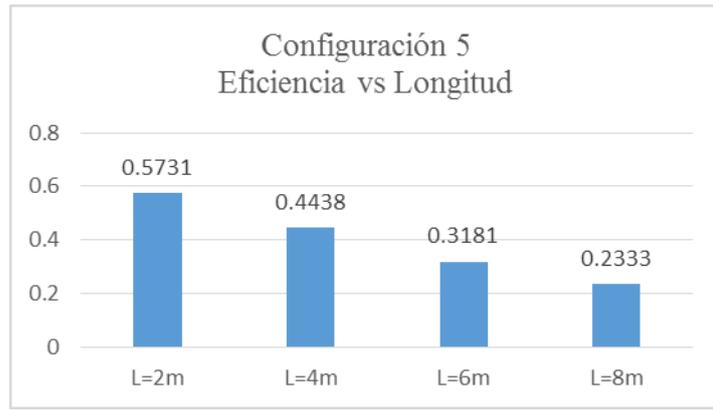


Figura 4.34 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

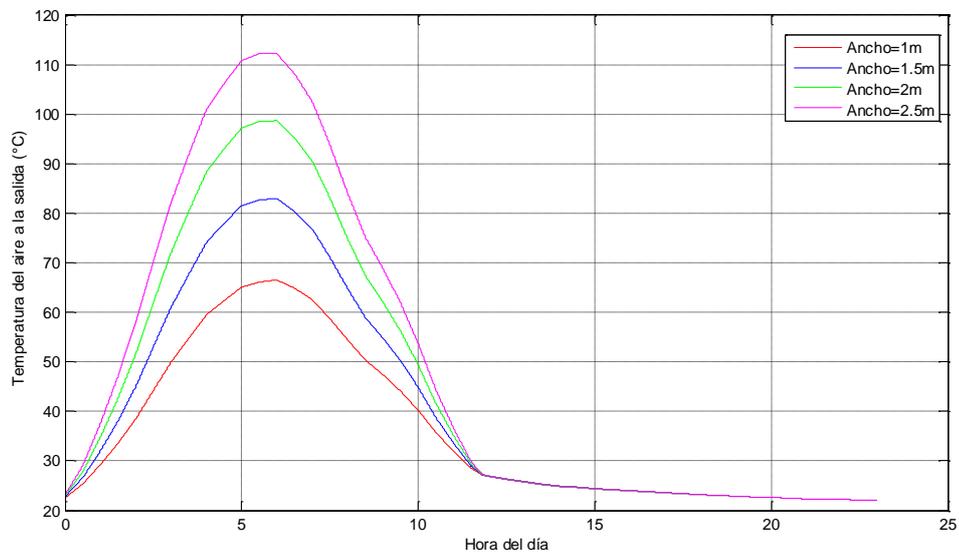


Figura 4.35 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

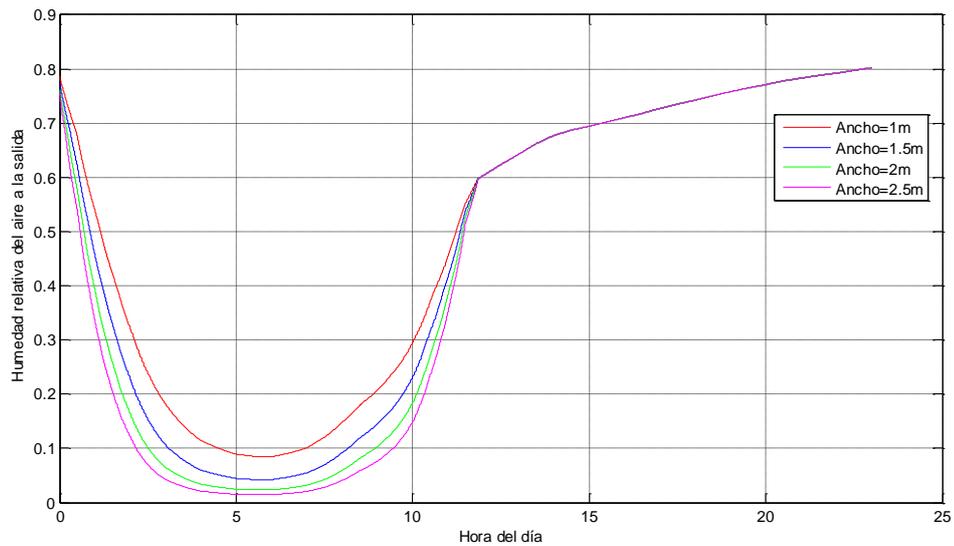
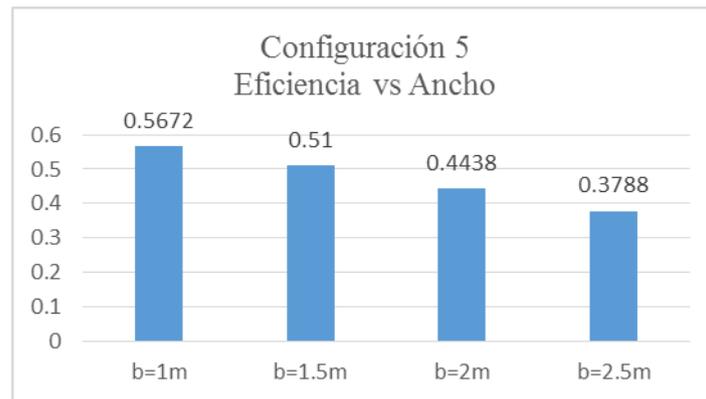


Figura 4.36 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.37 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se observa que a mayor flujo másico, la temperatura a la salida disminuye, la tendencia de la temperatura del aire a la salida para este parámetro es similar a la primera y tercera configuración debido a que se tiene el mismo calor disponible para calentar a una mayor masa de aire, entonces el aire a la salida saldrá con una menor temperatura cada vez que se incremente el flujo másico. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico, el calor útil se aprovecha mejor cada vez que se incrementa este parámetro.

En las figuras 4.34, 4.36, 4.38 y 4.40 se muestra la variación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación, respectivamente. En todos los casos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura del aire, pero al llegar la puesta del sol, la humedad relativa es la misma en todos los casos debido a que la temperatura del aire a la salida del colector es igual a la temperatura ambiente.

- Variando flujo másico

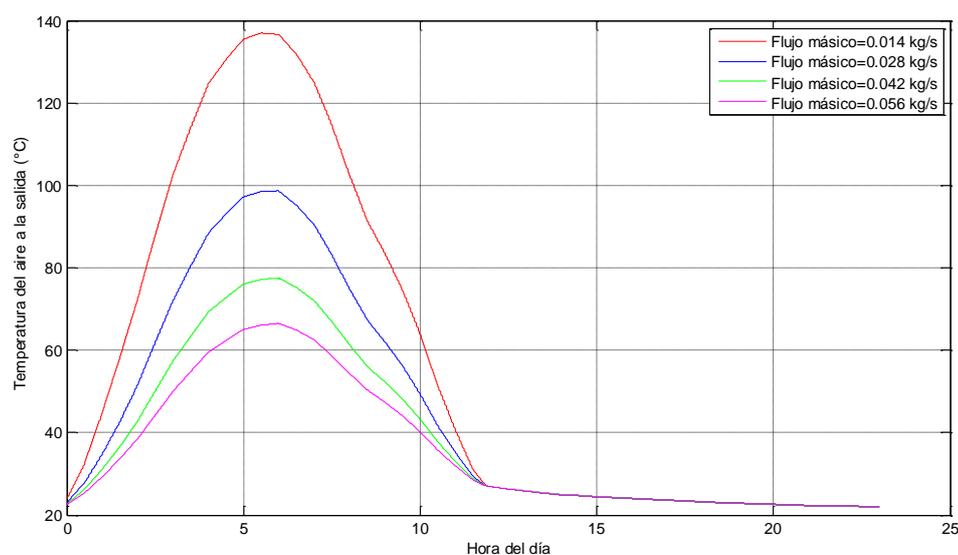


Figura 4.37 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

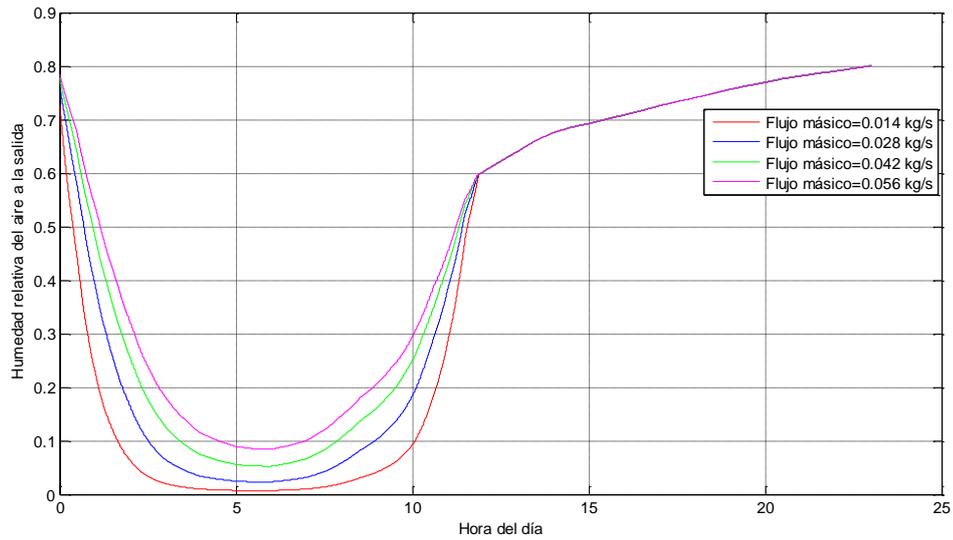
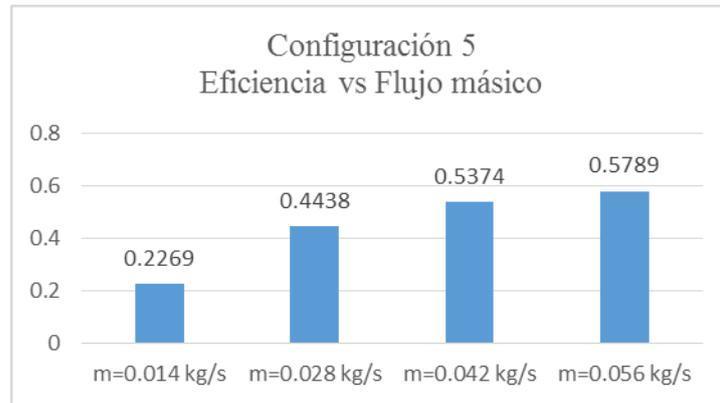


Figura 4.38 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

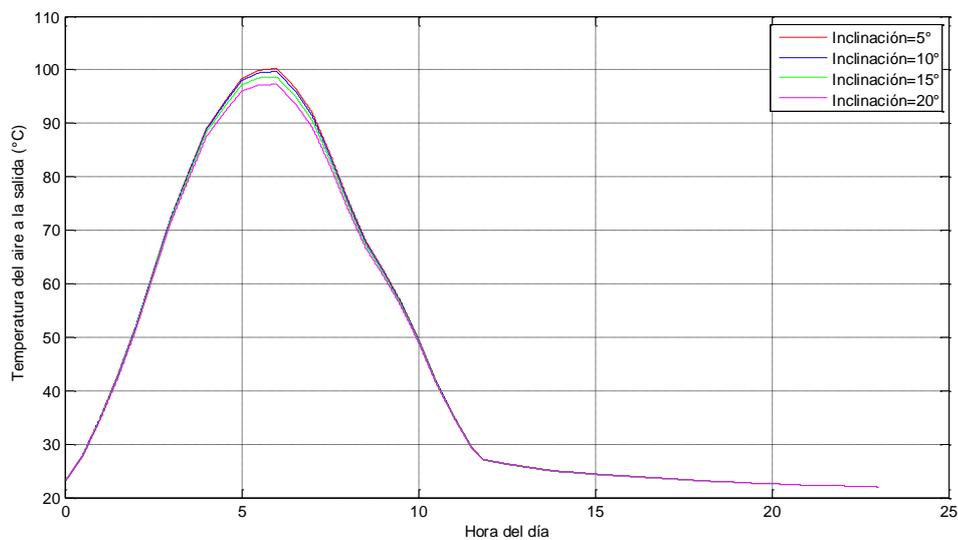


Figura 4.39 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

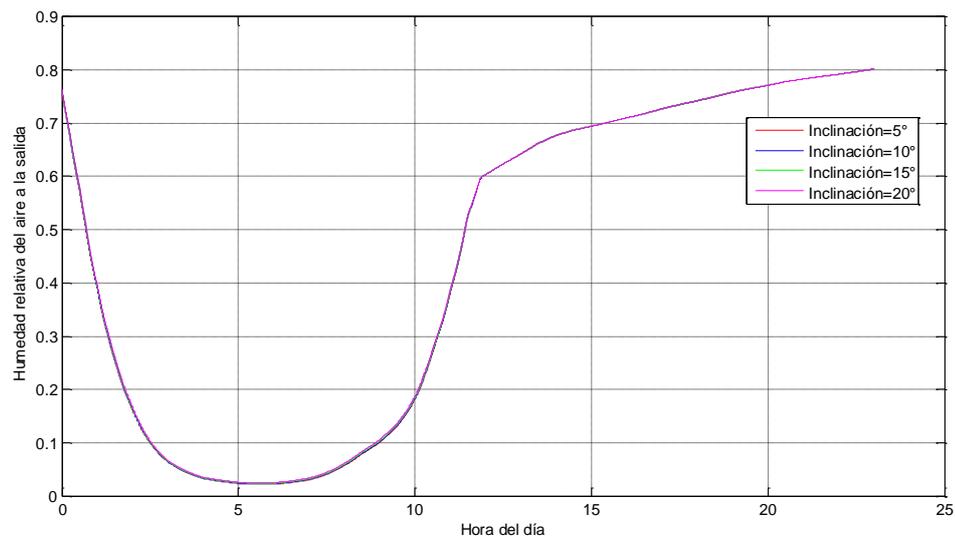
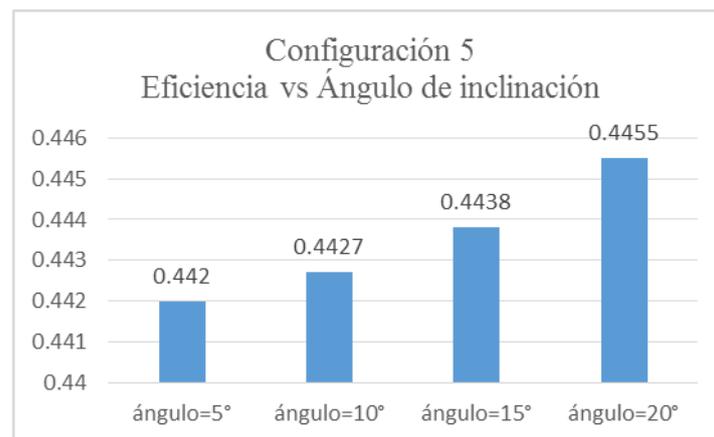


Figura 4.40 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.39 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo y se observa que las variaciones en la inclinación del colector influyen mínimamente en el cambio de temperatura del aire a la salida del colector, por ello, el valor de la eficiencia de conversión del colector para cada variación es cercano, al igual que en las configuraciones anteriores.

Si se comparan los casos 4.3.1, 4.3.3 y 4.3.5, los gráficos de temperatura del aire a la salida del colector de esta quinta configuración con los gráficos de la primera y tercera configuración en cada parámetro, dado que los tres son colectores solares sin material de almacenamiento diferenciándose solo en el número de pasos, se observa que las temperaturas para esta configuración son mayores, esto quiere decir que el número de pasos influye en el aumento de temperatura del aire a la salida del colector, entonces a más pasos, mayor es la temperatura del aire a la salida del colector.

4.3.6. Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (3 cubiertas de vidrio)

En las figuras 4.41, 4.43, 4.45 y 4.47 se aprecia la influencia del material de almacenamiento térmico en la temperatura del aire a la salida del colector al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación del colector, respectivamente; se sigue notando que el descenso de la temperatura no es brusco en horas donde no hay radiación solar, como sí sucede en las configuraciones de colector solar sin material de almacenamiento térmico.

En la figura 4.41 se observa que a medida que aumenta la longitud del colector, la temperatura del aire a la salida también aumenta, pero cada vez en menor proporción.

En cuanto a la influencia de la variación del ancho del colector en la temperatura del aire a la salida, en la figura 4.43 se aprecia un comportamiento de la temperatura similar al que se da al variar la longitud del colector, pero en este caso, el aumento de temperatura es ligeramente menor al igual como sucede en la segunda y cuarta configuración del colector solar con material de almacenamiento de energía térmica.

En ambos casos, variando la longitud y ancho del colector, la eficiencia de conversión disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

- Variando longitud

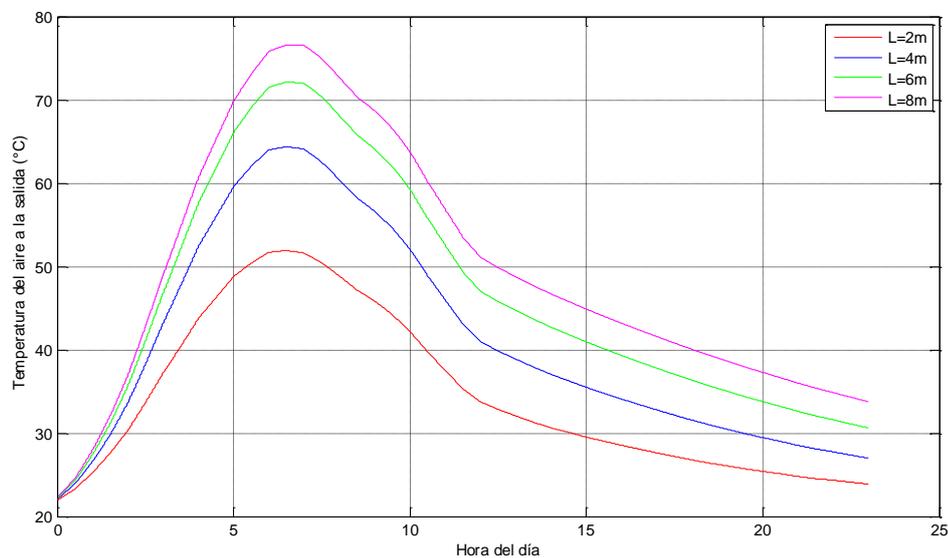


Figura 4.41 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

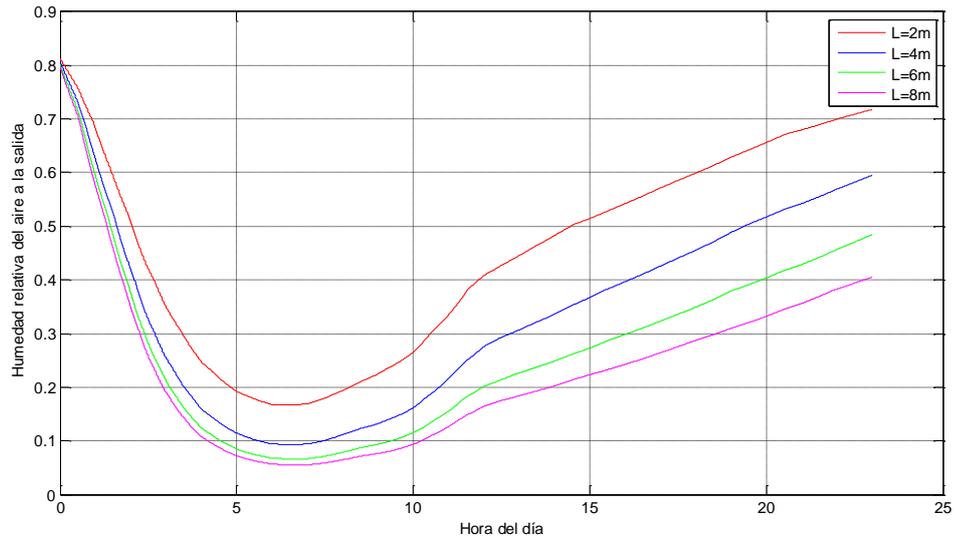
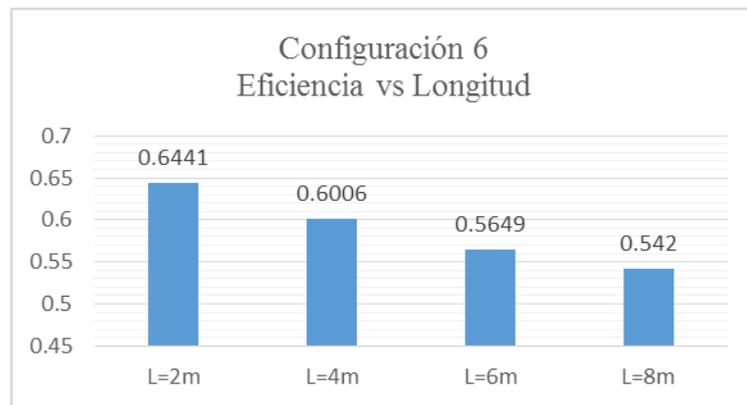


Figura 4.42 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

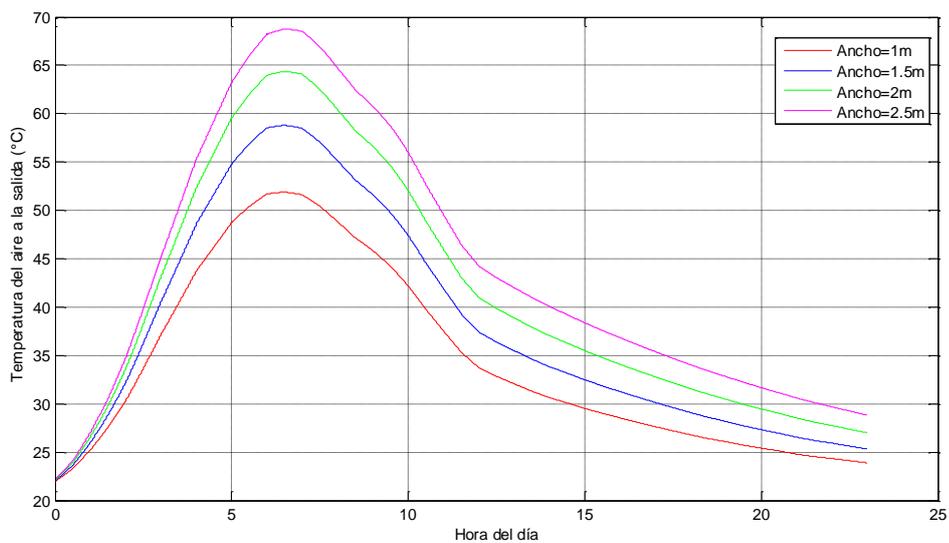


Figura 4.43 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

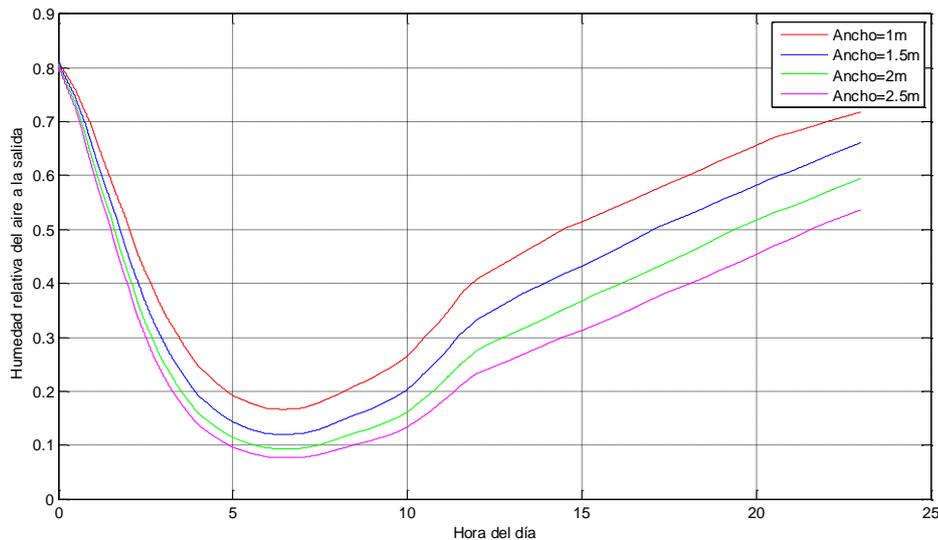
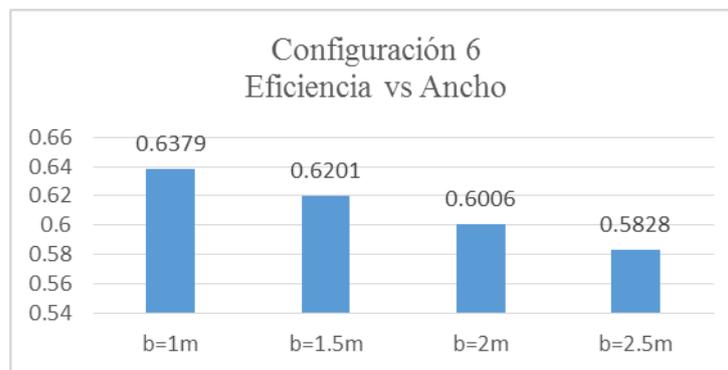


Figura 4.44 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.45, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se aprecia que al igual que en las configuraciones anteriores, al aumentar el flujo másico, la temperatura del aire a la salida del colector disminuye debido a que se cuenta con la misma energía para calentar una mayor cantidad de aire. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico en aumento, el calor útil se aprovecha mejor.

En la figura 4.47, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector respecto a la superficie horizontal, y se observa que el cambio de la temperatura al variar este parámetro es mínimo a comparación de los otros parámetros, por ello las eficiencias de conversión no sufren un aumento significativo.

En las figuras 4.42, 4.44, 4.46 y 4.48 se muestra la variación de la humedad relativa a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación, respectivamente. En todos los casos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero a diferencia de las configuraciones sin material de almacenamiento, la humedad relativa en las horas donde no hay radiación solar ya no se mantiene constante debido a la presencia del material de almacenamiento térmico que hace que la temperatura del aire a la salida sea mayor a la temperatura ambiente en las horas que no hay sol.

- Variando flujo másico

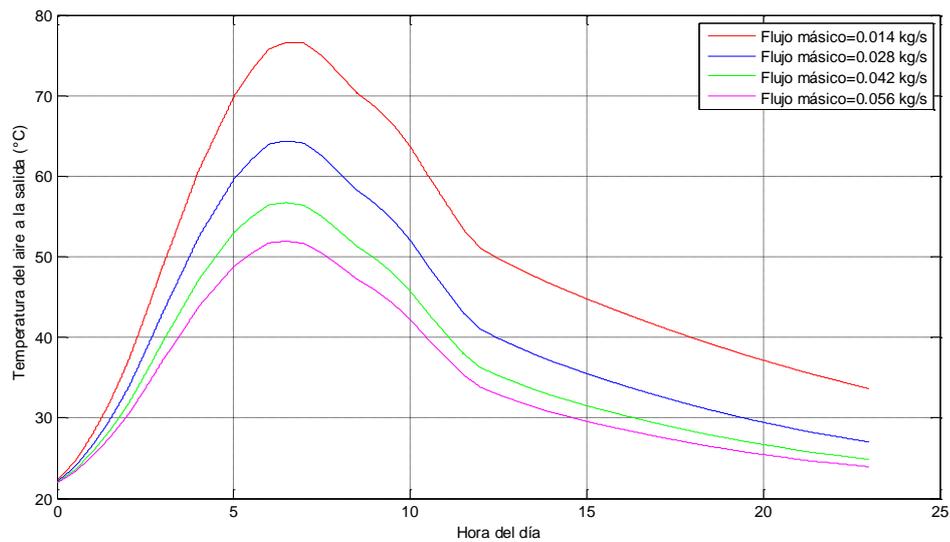


Figura 4.45 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

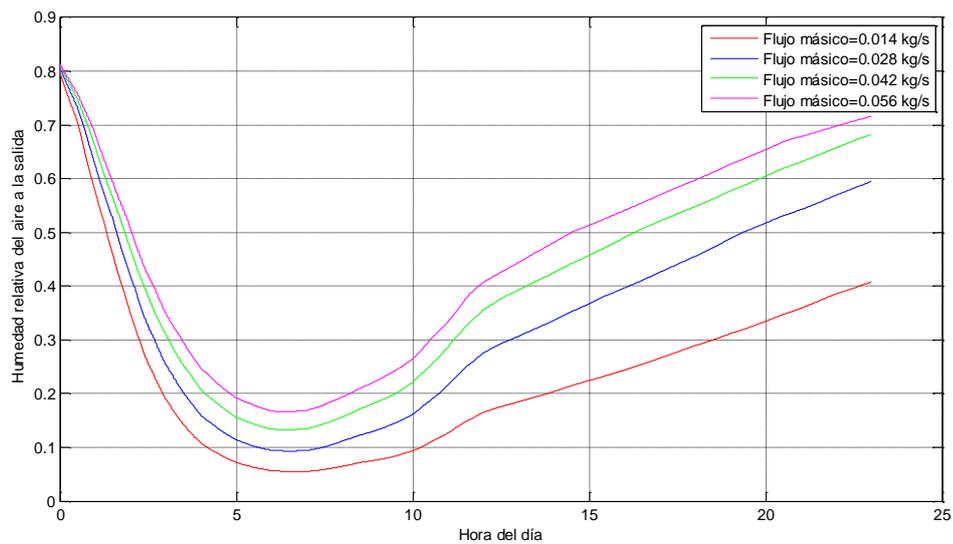
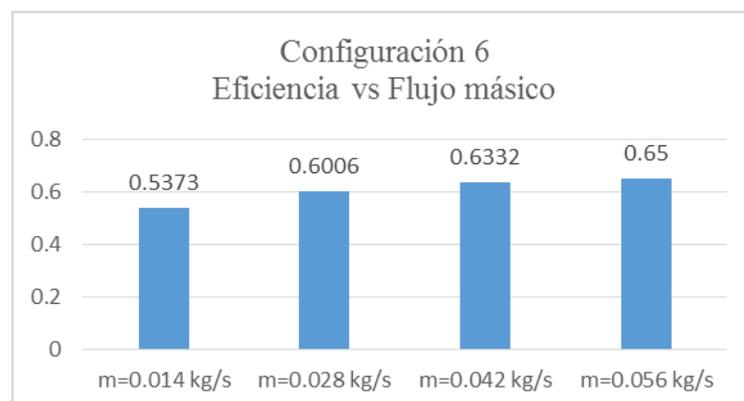


Figura 4.46 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

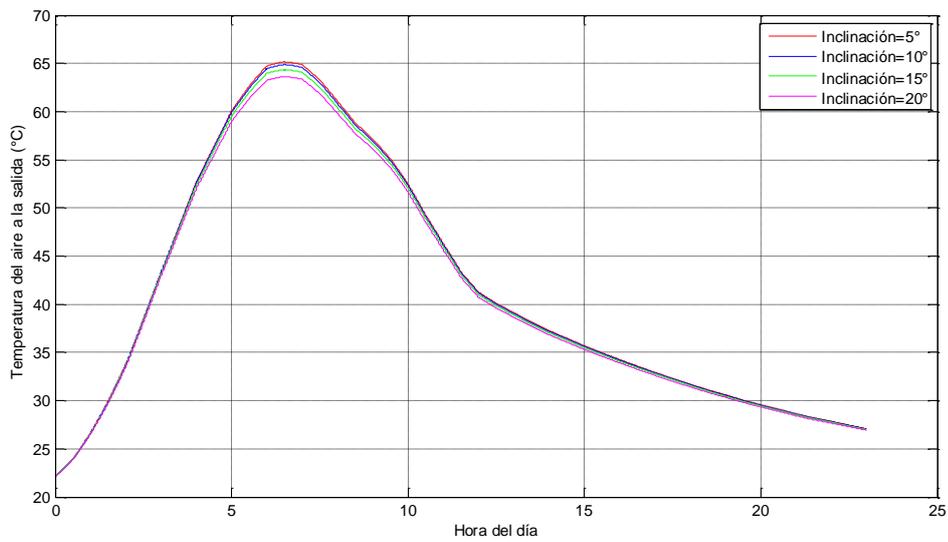


Figura 4.47 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

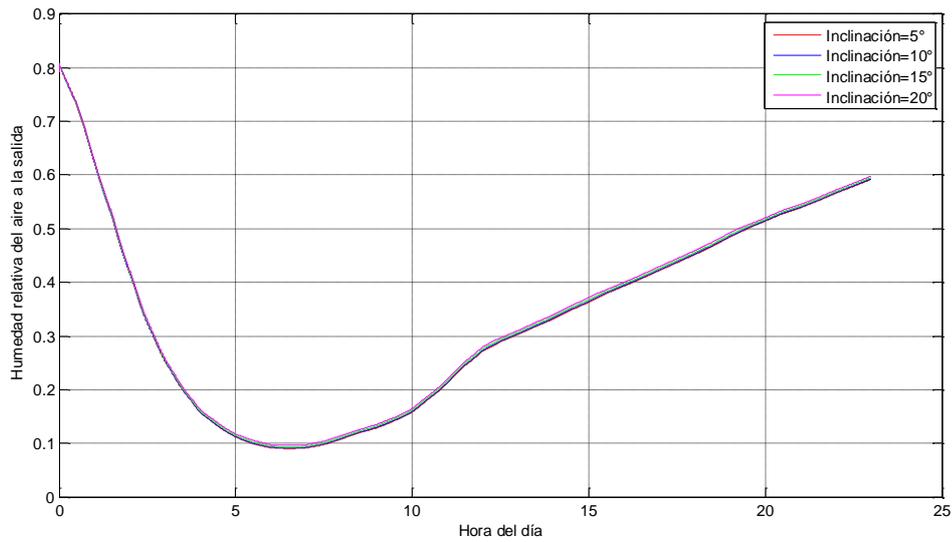
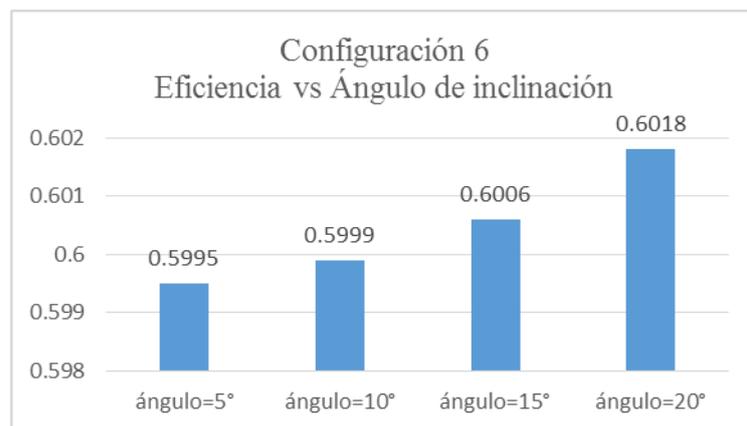


Figura 4.48 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



Si se comparan los casos 4.3.2, 4.3.4 y 4.3.6, los gráficos de temperatura del aire a la salida del colector de esta sexta configuración con los gráficos de la segunda y cuarta configuración para cada parámetro, dado que los tres son colectores solares con material de almacenamiento diferenciándose solo en el número de pasos, se encuentra que las temperaturas para esta configuración son mayores, esto quiere decir que el número de pasos influye en el aumento de temperatura del aire a la salida del colector con material de almacenamiento.

4.3.7. Colector solar de aire de tres pasos sin material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)

Cabe resaltar que esta séptima configuración consta de tres pasos como la quinta configuración, la diferencia está en la forma del diseño de los pasos; en la quinta configuración se hace uso de tres cubiertas de vidrio y además la placa absorbente está en contacto directo solo con el tercer paso, como se observa en la figura 3.19 del Capítulo III, mientras que en esta configuración se hace solo uso de dos cubiertas de vidrio y la placa absorbente está en contacto con el segundo y tercer paso como se observa en la figura 3.25 del Capítulo III.

En la figura 4.49 y en la figura 4.51 se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar la longitud y el ancho, respectivamente. Se observa que al aumentar el valor de estos dos parámetros del colector la temperatura del aire a la salida del colector se incrementa, siendo mayor el incremento al variar el largo del colector, es decir la variación de la longitud influye más que el ancho en el aumento de la temperatura del aire a la salida.

También se aprecia que el aumento de temperatura es cada vez menor a medida que crece el valor del largo o ancho. Además, en ambos casos la eficiencia de conversión disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

Al igual que en las configuraciones anteriores sin material de almacenamiento térmico, la temperatura del aire a la salida del colector en las horas que no hay presencia de radiación solar es igual a la temperatura ambiente.

En la figura 4.53 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se observa que a mayor flujo másico, la temperatura a la salida disminuye, la tendencia de la temperatura del aire a la salida para este parámetro es similar a la primera, tercera y quinta configuración debido a que se tiene el mismo calor disponible para calentar a una mayor masa de aire, entonces el aire a la salida saldrá cada con una menor temperatura cada vez que se incremente el flujo másico. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta como en las configuraciones anteriores, debido a que para estos valores de flujo másico en aumento, el calor útil se aprovecha mejor.

- Variando longitud

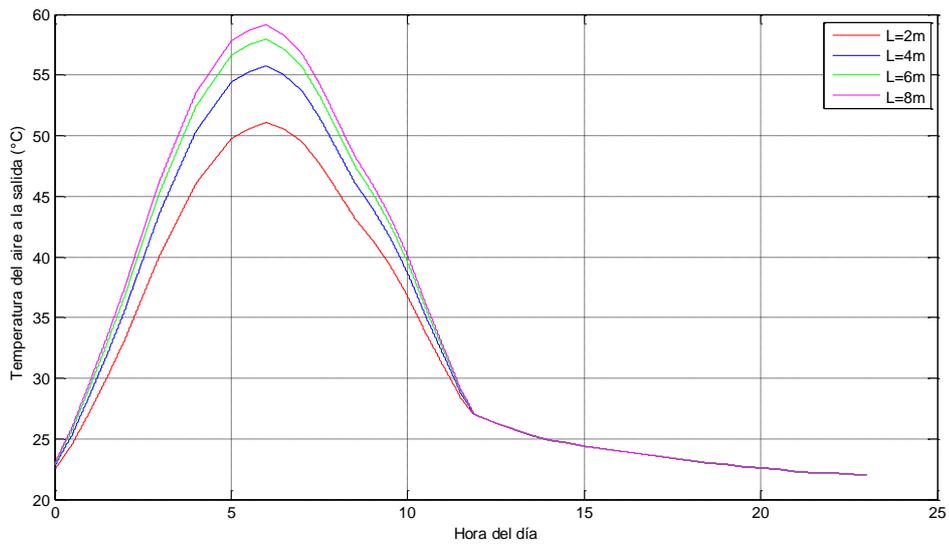


Figura 4.49 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia

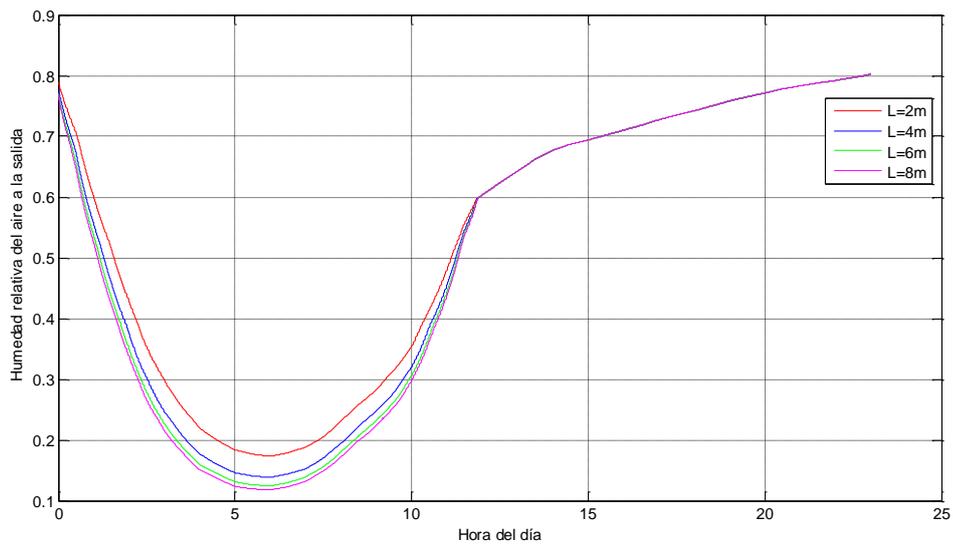
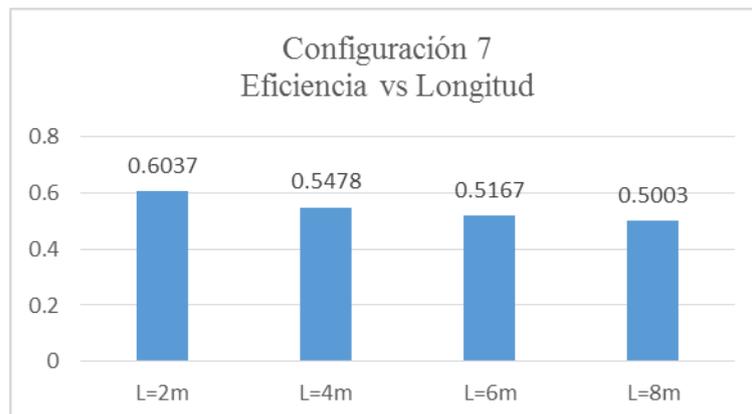


Figura 4.50 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.
 Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

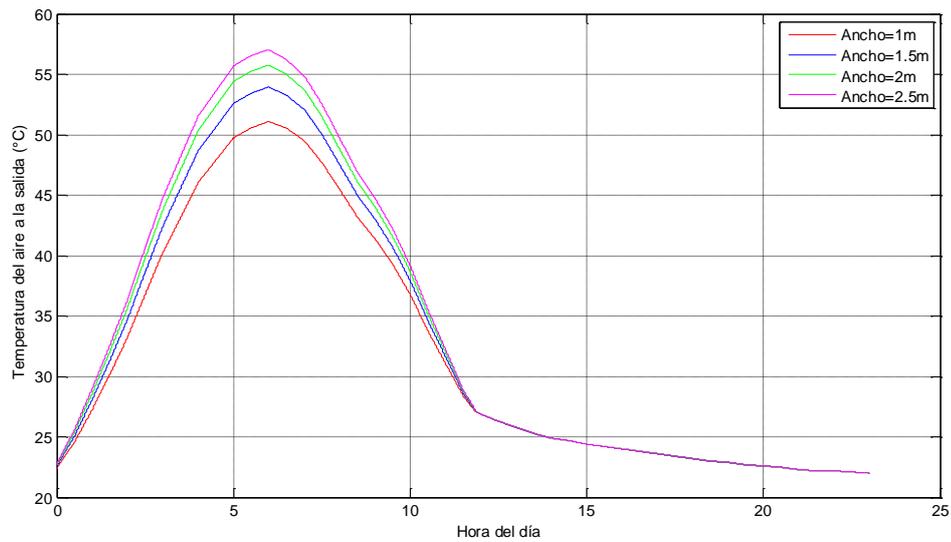


Figura 4.51 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

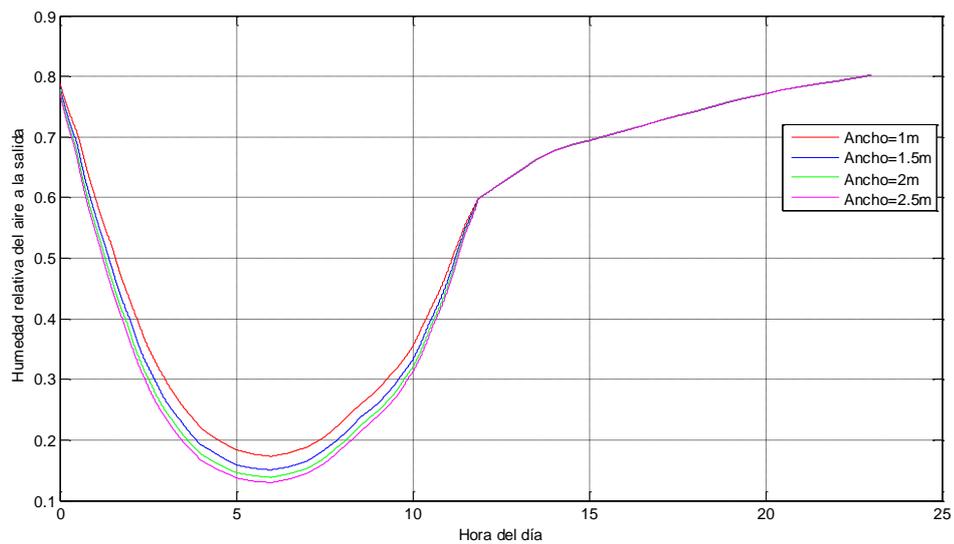
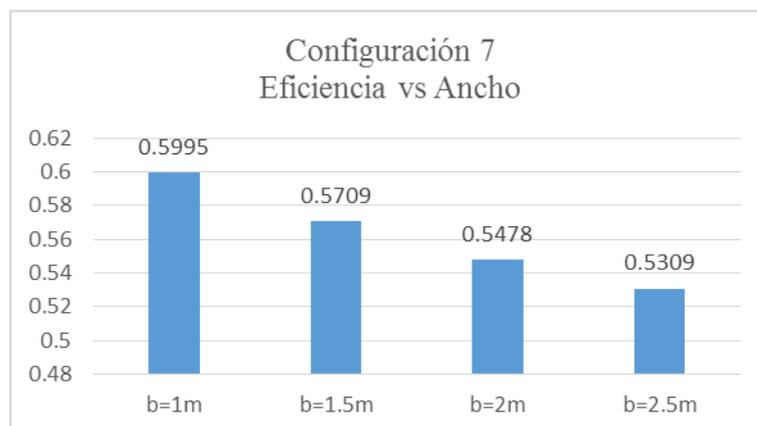


Figura 4.52 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En las figuras 4.50, 4.52, 4.54 y 4.56 se muestra la variación de la humedad relativa del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación respectivamente, y como en las configuraciones anteriores se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero al llegar la puesta del sol, la humedad relativa es la misma en todos los casos debido a que la temperatura del aire a la salida del colector es igual a la temperatura ambiente.

- Variando flujo másico

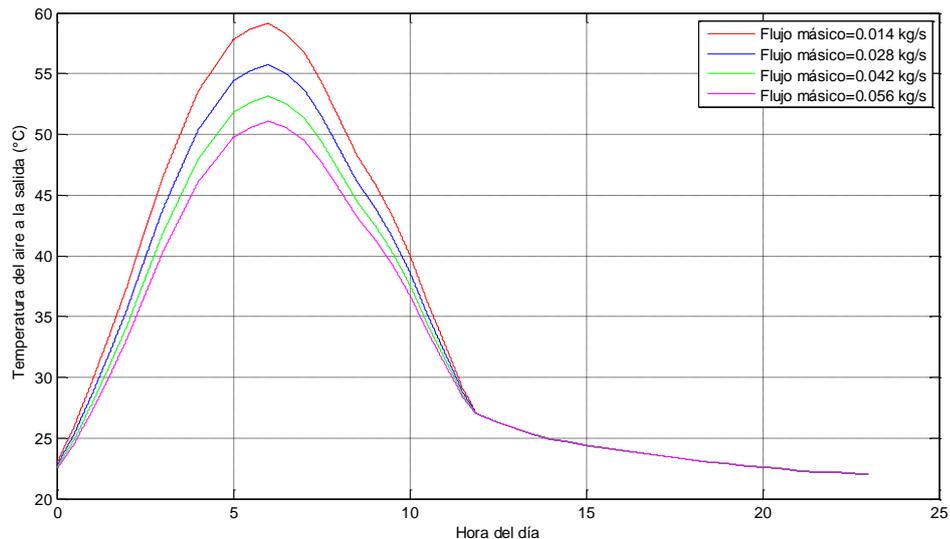


Figura 4.53 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

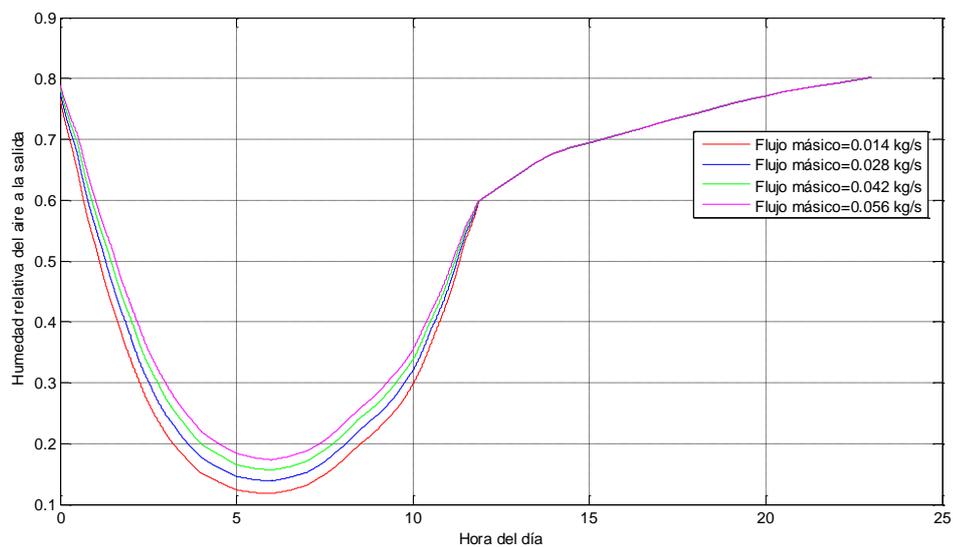
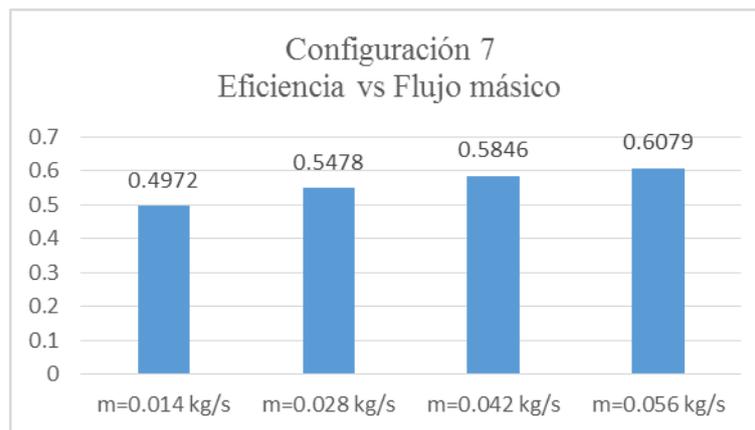


Figura 4.54 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.55 se muestra la variación de la temperatura a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector y se observa que las variaciones en la inclinación del colector influyen mínimamente en el cambio de temperatura a la salida del colector, debido a que la radiación a 5° , 10° , 15° y 20° en el colector prácticamente no varía, por ello el valor de la eficiencia de conversión del colector para cada variación es cercano al igual que en las configuraciones anteriores.

- Variando ángulo de inclinación

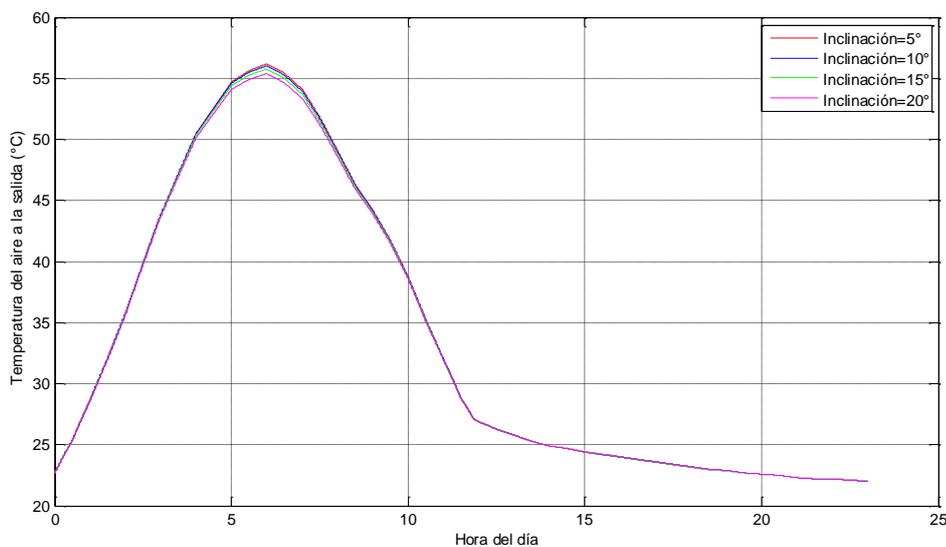


Figura 4.55 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

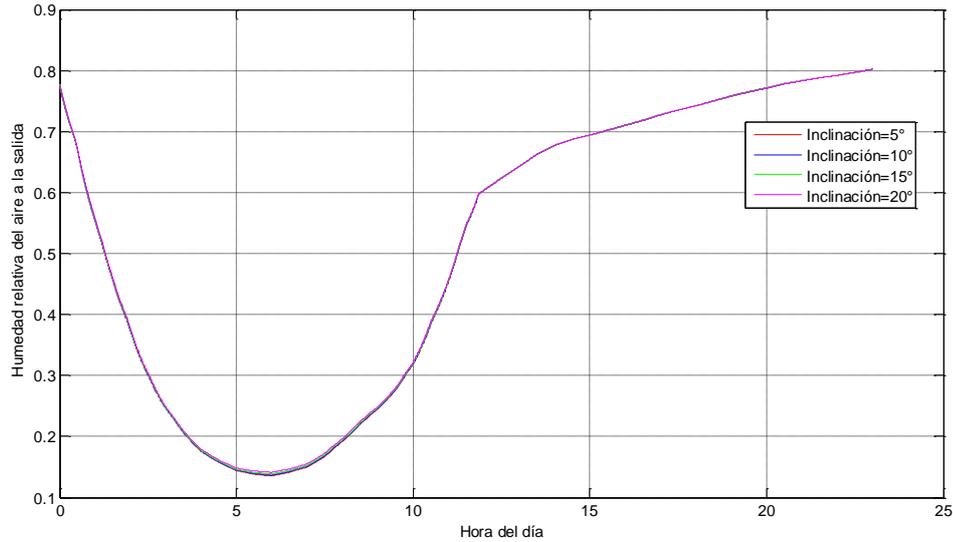
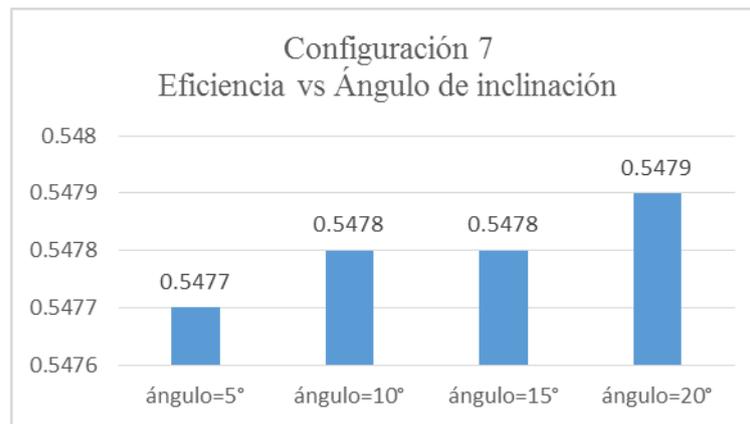


Figura 4.56 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos sin material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



Si se compara los casos 4.3.1, 4.3.3, 4.3.5 y 4.3.7, para cada parámetro los gráficos de temperatura del aire a la salida del colector de esta séptima configuración con los gráficos de la primera, tercera y quinta configuración; dado que los tres son colectores solares sin material de almacenamiento de energía térmica diferenciándose solo en el número de pasos a excepción de la quinta configuración que también tiene tres pasos, se encuentra que las temperaturas para esta configuración son menores, esto quiere decir que aparte del número de pasos, la forma de configurar los pasos (tres pasos con dos cubiertas de vidrio en este caso) influye en la variación de temperatura del aire a la salida del colector, en este caso la nueva configuración de tres pasos hace que la temperatura del aire a la salida del colector disminuya en relación a las otras configuraciones.

4.3.8. Colector solar de aire de tres pasos con material de almacenamiento de energía térmica (2 cubiertas de vidrio)

Así como se aclaró en la anterior configuración de colector solar, cabe resaltar que esta octava configuración consta de tres pasos como la sexta configuración, la diferencia está en la forma del diseño de los pasos; en la sexta configuración se hace uso de tres cubiertas de vidrio y además el material de almacenamiento de energía térmica está en contacto con la placa absorbente y el material aislante, como se observa en la figura 3.22 del Capítulo III, mientras que en esta configuración se hace uso de dos cubiertas de vidrio y el material de almacenamiento de energía térmica está en contacto tanto con la placa absorbente como con el tercer paso como se observa en la figura 3.25 del Capítulo III.

En las figuras 4.57, 4.59, 4.61 y 4.63 se aprecia la influencia del material de almacenamiento térmico en la temperatura del aire a la salida del colector al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación del colector, respectivamente; se nota que el descenso de la temperatura no es brusco en horas donde no hay radiación solar, como sí sucede en las configuraciones de colector solar sin material de almacenamiento térmico.

En la figura 4.57 se observa que a medida que aumenta la longitud del colector, la temperatura del aire a la salida también aumenta, pero cada vez en menor proporción.

En cuanto a la influencia de la variación del ancho del colector en la temperatura del aire a la salida, en la figura 4.59 se aprecia un comportamiento de la temperatura similar al que se da al variar la longitud del colector, pero en este caso el aumento de temperatura es ligeramente menor al igual como sucede en la segunda, cuarta y sexta configuración de colector solar. En ambos casos, variando longitud y ancho del colector, la eficiencia disminuye al aumentar el valor de los parámetros, ya que si bien la temperatura a la salida aumenta, las pérdidas por transferencia de calor también son mayores debido al aumento de las dimensiones.

- Variando longitud

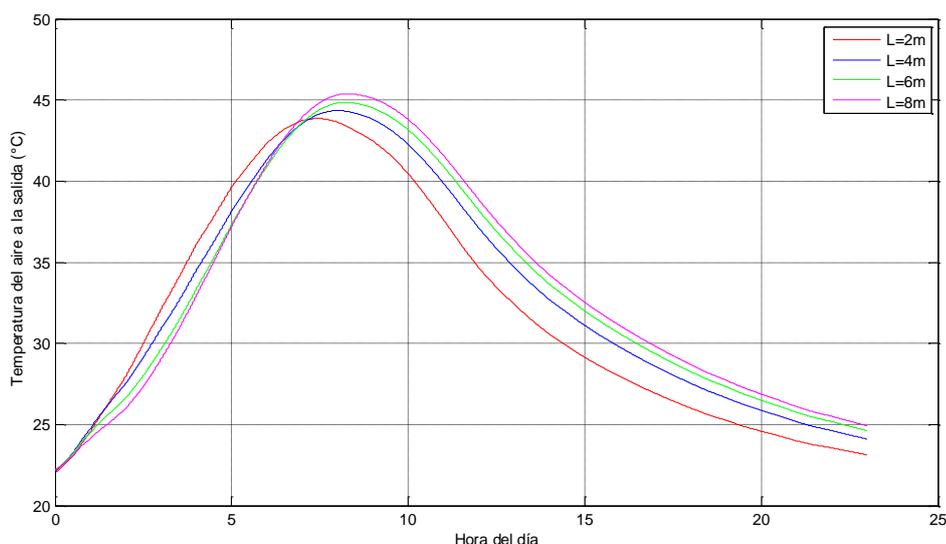


Figura 4.57 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

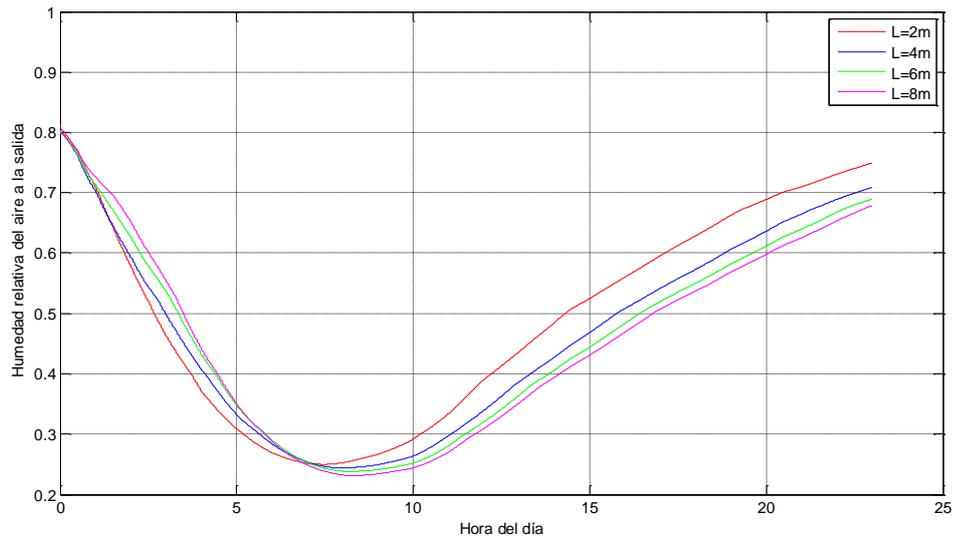
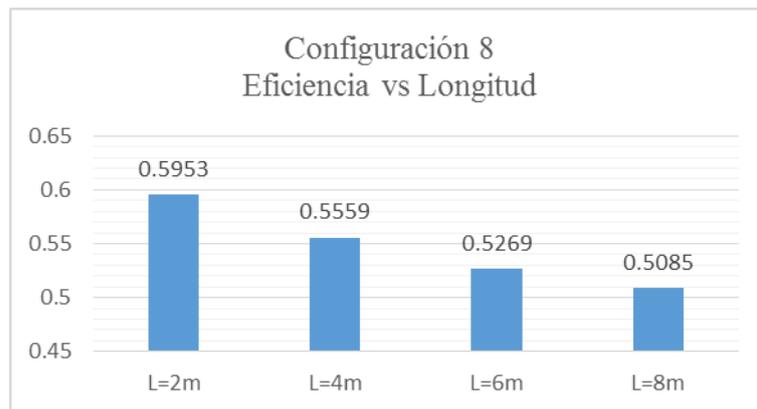


Figura 4.58 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el largo del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ancho

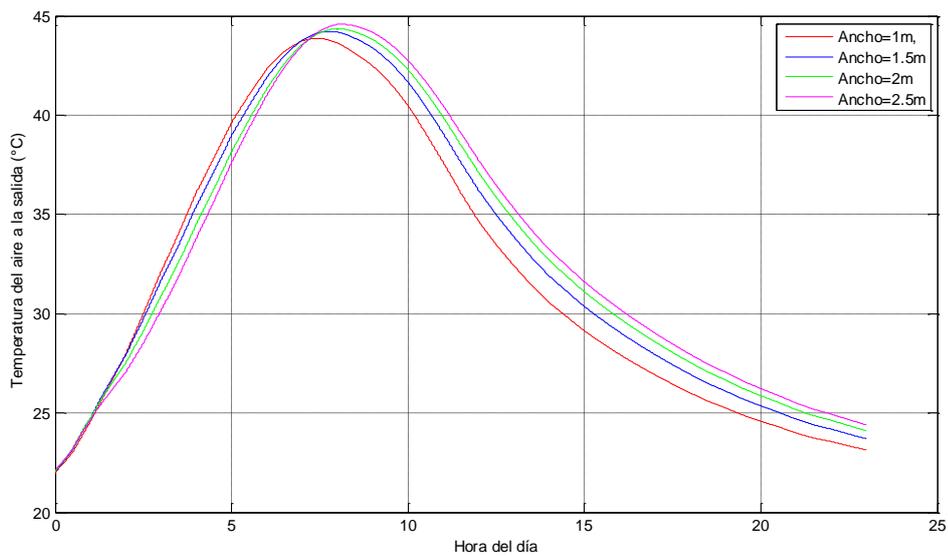


Figura 4.59 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

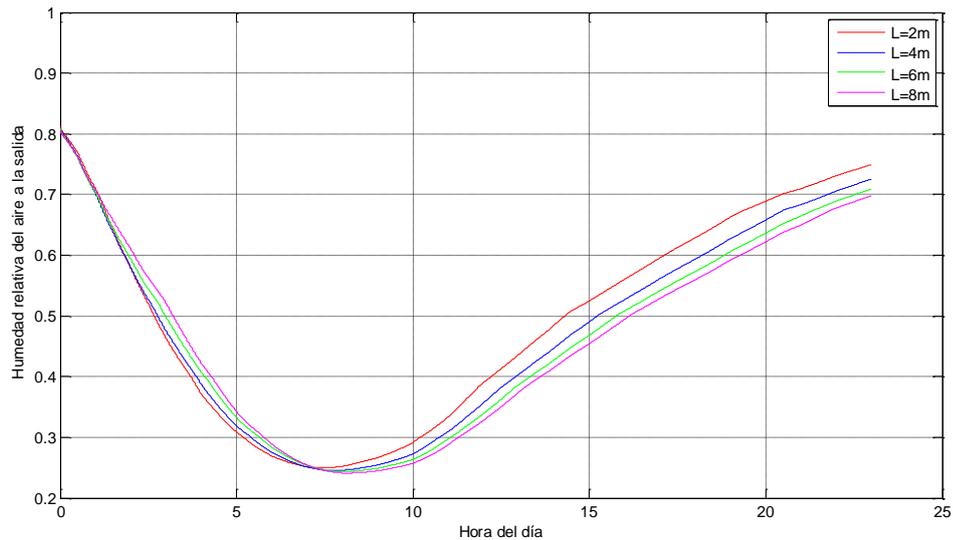
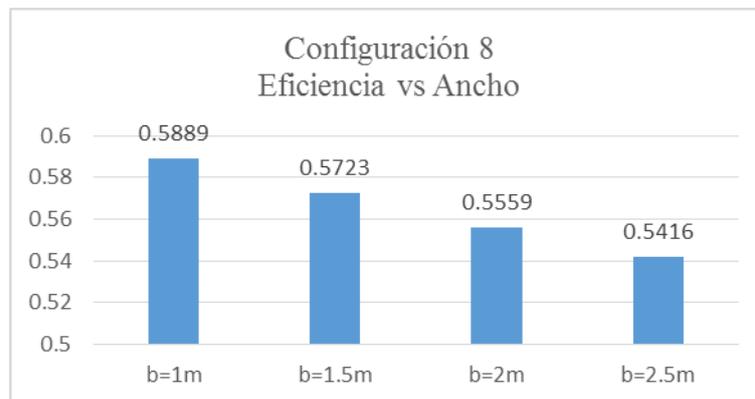


Figura 4.60 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ancho del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



En la figura 4.61, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el flujo másico, y se aprecia que al igual que en las configuraciones anteriores, al aumentar el flujo másico la temperatura del aire a la salida del colector disminuye debido a que se cuenta con la misma energía para calentar una mayor cantidad de aire. Respecto a la eficiencia de conversión se observa que aumenta, debido a que para estos valores de flujo másico en aumento, el calor útil se aprovecha mejor.

En la figura 4.63, se muestra la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector respecto a la superficie horizontal, y se observa que la variación de la temperatura al variar este parámetro es mínima, por ello las eficiencia de conversión no sufre un aumento significativo.

En las figuras 4.58, 4.60, 4.62 y 4.64 se muestra la variación de la humedad relativa a la salida del colector en función del tiempo al variar los parámetros de longitud, ancho, flujo másico y ángulo de inclinación, respectivamente, en todos se observa que la humedad relativa a la salida disminuye conforme aumenta la temperatura, pero a diferencia de las configuraciones sin material de almacenamiento, la humedad relativa en las horas donde no hay radiación solar ya no se mantiene constante debido a la presencia del material de almacenamiento térmico que hace que la temperatura del aire a la salida sea mayor a la temperatura ambiente en las horas que no hay recurso solar.

- Variando flujo másico

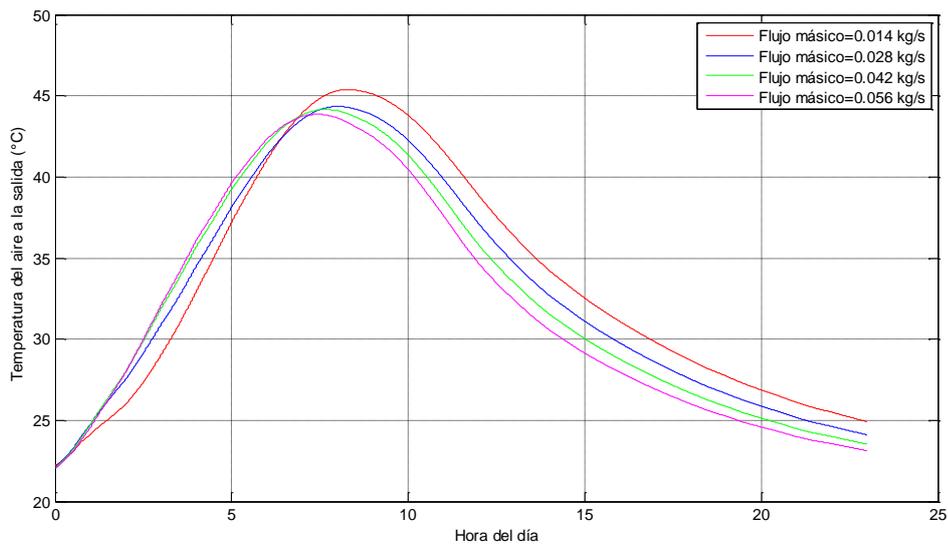


Figura 4.61 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

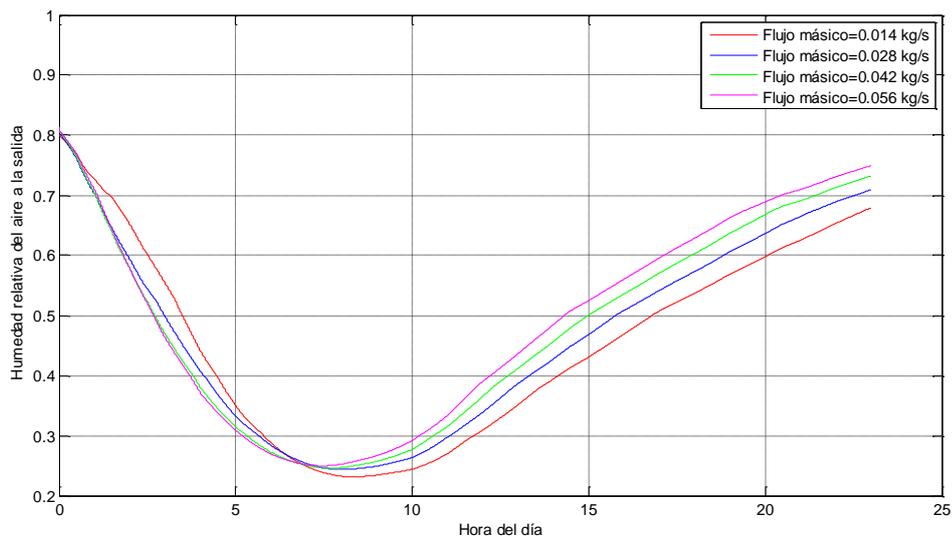
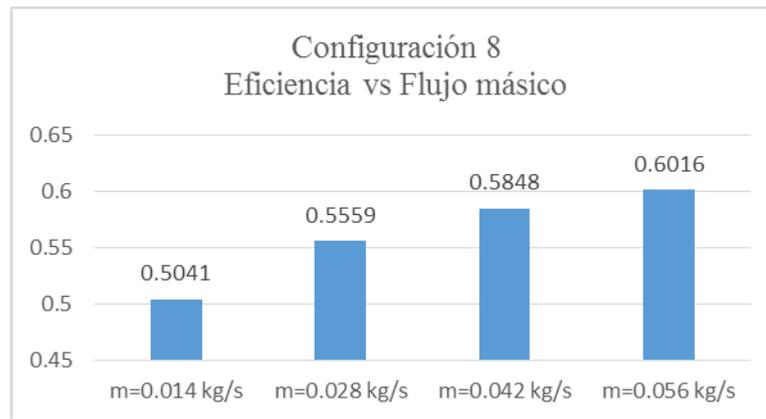


Figura 4.62 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el flujo másico del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



- Variando ángulo de inclinación

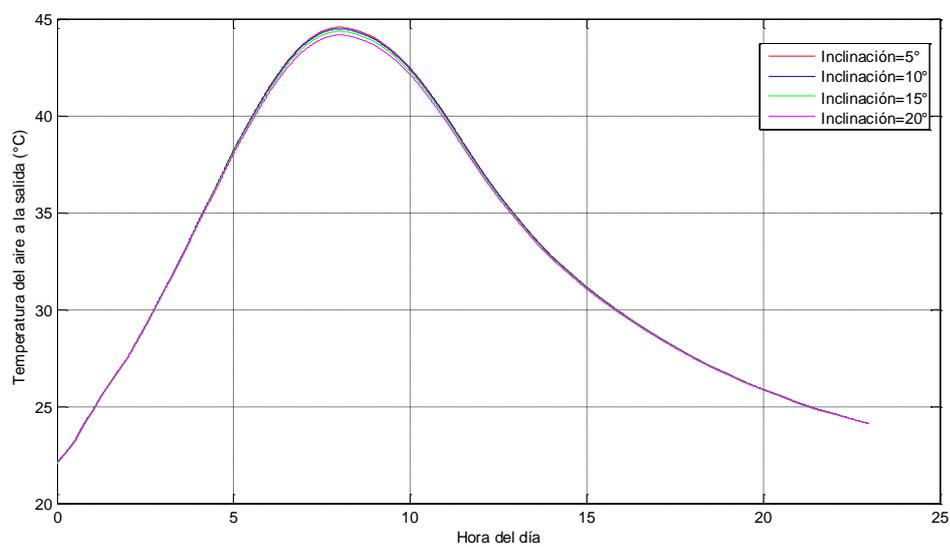


Figura 4.63 – Temperatura del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia

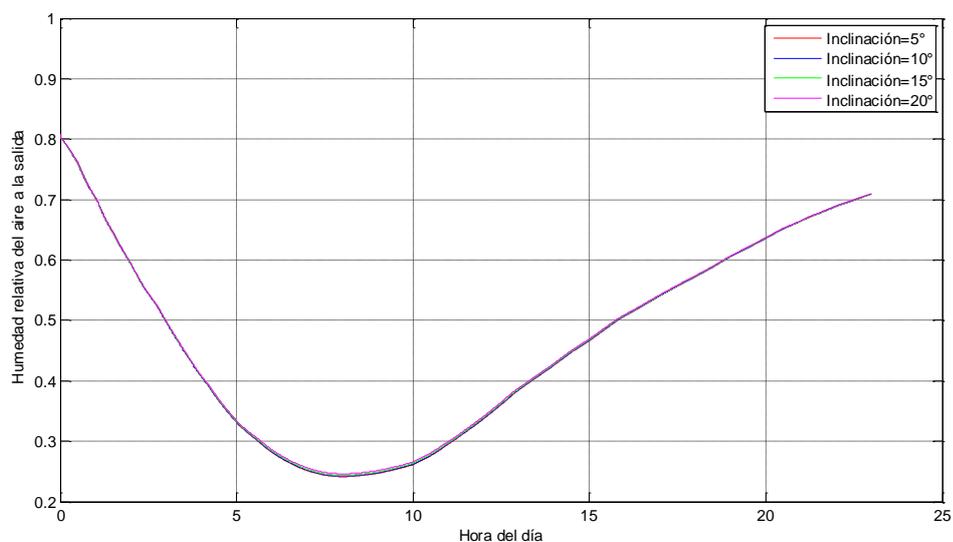
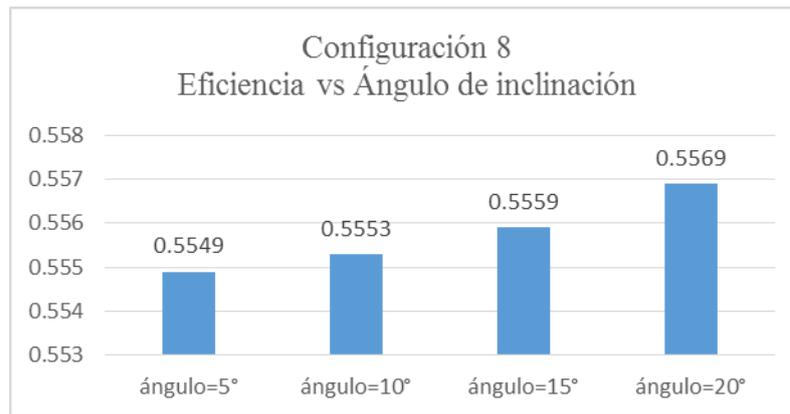


Figura 4.64 – Humedad relativa del aire a la salida en función del tiempo al variar el ángulo de inclinación del colector solar de tres pasos con material de almacenamiento térmico.

Fuente: Elaboración propia



Si se comparan los casos 4.3.2, 4.3.4, 4.3.6 y 4.3.8, los gráficos de temperatura del aire a la salida del colector de esta octava configuración para cada parámetro, con los gráficos de la segunda, cuarta y sexta configuración dado que las cuatro configuraciones son colectores solares con material de almacenamiento diferenciándose solo en el número de pasos a excepción de la sexta configuración que también tiene tres pasos, se encuentra que las temperaturas para esta configuración son menores, esto quiere decir que aparte del número de pasos, la forma de configurar los pasos (tres pasos con dos cubiertas de vidrio en este caso), influye en la variación de temperatura del aire a la salida del colector, en este caso la nueva configuración de tres pasos hace que la temperatura del aire a la salida del colector disminuya en relación a las otras configuraciones. En general, se observa que en esta configuración el aumento de temperatura al variar los distintos parámetros es menor que en las configuraciones anteriores que tienen material de almacenamiento de energía térmica.

Conclusiones

De acuerdo a los resultados numéricos obtenidos de las simulaciones de las distintas configuraciones de colectores solares en estudio, se llega a la conclusión de que la utilización de material de almacenamiento de energía térmica permite aprovechar mejor, bajo la forma de energía sensible, la radiación solar. Esto se manifiesta en la lenta atenuación de la caída de la temperatura en las horas de radiación nula así como en el aumento de la eficiencia en los colectores solares que tienen material de almacenamiento de energía térmica frente a los que no lo tienen.

En relación al número de pasos en un colector solar, de acuerdo a las configuraciones 3.6.1 a la 3.6.6, se observa que a medida que aumenta el número de pasos en el colector aumenta también la temperatura del aire a la salida del mismo, pero no siempre es así; de acuerdo a la configuración 3.6.7 y 3.6.8 donde no solo aumenta el número de pasos sino también cambia la ubicación de la placa y el material de almacenamiento de energía térmica respecto a la configuraciones anteriores, se observa que la temperatura del aire a la salida del colector disminuye en vez de aumentar, por lo tanto el aumento del número de pasos no necesariamente se traduce en el aumento de la temperatura del aire a la salida sino que también depende de la ubicación de los elementos que forman parte de la configuración del colector solar.

Cuando en una configuración de colector solar ya sea con o sin material de almacenamiento de energía térmica aumentamos la longitud, la temperatura del aire a la salida también aumenta, pero el incremento de la temperatura es cada vez menos significativo a medida que aumenta la longitud y además la eficiencia disminuye pues crecen las pérdidas de calor del colector hacia el ambiente debido al aumento de las dimensiones.

En cuanto a la variación de las dimensiones del ancho en cada tipo de colector solar, se aprecia un comportamiento similar al que sucede cuando se varía la longitud, el incremento del ancho aumenta el valor de la temperatura del aire a la salida, pero cada vez el aumento de temperatura es menos significativo, además la eficiencia también disminuye cada vez que aumenta el valor del ancho.

A medida que aumenta el valor del flujo másico en cada tipo de colector en estudio, la temperatura del aire a la salida disminuye, debido a que se tiene la misma energía disponible para calentar una mayor masa de aire, entonces el aire sale con una menor temperatura cada vez que se incrementa el flujo másico. En cuanto a la eficiencia, esta crece al aumentar el flujo másico, debido a que el calor útil se aprovecha mejor cada vez que se incrementa este parámetro.

En cuanto a la inclinación del colector respecto a la superficie horizontal, la variación de este parámetro no representa un cambio significativo en la temperatura del aire a la salida del colector solar debido a que la radiación incidente en el colector es muy parecida para cada valor de inclinación probado en el presente estudio. Aunque la variación de este parámetro representa un mínimo cambio en la eficiencia del colector, un valor adecuado para la zona geográfica de Piura es de 15 a 20 grados de inclinación mirando hacia el norte (orientación norte-sur). Una influencia significativa de este parámetro se tendrá para valores del ángulo de inclinación mayores correspondientes a países con latitud mayor a la del Perú.

De acuerdo al valor de las eficiencias de todos los tipos de colectores solares en estudio, a pesar de que el colector solar de 3 pasos con tres cubiertas ofrece la mayor eficiencia, la configuración óptima sería la de dos pasos, debido a que su eficiencia es de las más altas y además se elige por su configuración más sencilla, que implica menor dificultad en su construcción.

Referencias bibliográficas

- [1] Aboul-Enein, S., El-Sebaei, A.A., Ramadan, M.R.I., & El-Gohary, H.G., (2000). *Parametric study of solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications*. Renewable Energy, 21, 505-522.
- [2] Bar-Cohen, A., Rohsenow, W.M., (1984). *Thermally optimum spacing of vertical natural convection cooled parallel plate*. J. Heat Transfer 106, 116-123.
- [3] Bedahl, P., and Martin, M. (1984). *Emissivity of Clear Skies*. Solar Energy.
- [4] Cengel, Y.A. & Boles, M.A. (2009) *Termodinámica* (6ª ed.). México D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores.
- [5] Chen, B., Kasher, J., Maloney, J. and Girgis, G. (1985). *Determination of the clear sky emissivity for use in cool storage roof and roof pond applications*.
- [6] Close, D.J. (1963). *Solar air heaters for low and moderate temperature application*. Solar Energy, 7(3), 114-117.
- [7] Dubey, O.P., & Pryor, T.L. (1996). *A user oriented simulation model for Deep-bed solar drying of rough rice*. World Renewable Energy Congress (pp. 695-699).
- [8] Duffie, J.A., & Beckman, W.A. (1991). *Solar engineering and thermal process* (2nd ed.). New York: John Wiley and Sons.
- [9] Duffie, J.A., & Beckman, W.A. (2014). *Solar engineering and thermal process* (4th ed.). New York: John Wiley and Sons.
- [10] Ekechukwu, O.V., & Norton, B. (1999). *Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology*. Energy Conversion and Management.
- [11] Espinoza, R. & Saravia, L. (2010). *Secado solar de productos agroalimentarios en Iberoamérica*. RISPA. 1ra ed. – Salta. Lima – Perú. Universidad de Ingeniería.
- [12] Fath, H.E.S. (1995). *Thermal performance of a simple design solar air heater with built-in-thermal energy storage system*. Energy conversion and management, 36(10), 989-997.
- [13] Gliah, O., Kruczek, B., Etemad, S., Thibault, J., (2011). *The effective sky temperature: an enigmatic concept*. Heat mass transfer 47:1171:1180.
- [14] Heaton, H.S., Reynolds, W.C., Kays, W.M. (1964) *Heat transfer in annular passages*. Simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow. Int J Heat Mass Transfer.
- [15] Hollands, K.G.T., Unny, T.E., Raithby, G.D., Konicek, L. (1976). *Free convective heat transfer across inclined air layers*. Trans. ASME, J. Heat Transfer 98, 189-193.
- [16] Hottel, H.C. and Whillier, A., (1942). *Performance of Flat-Plate Solar-Heat Collectors*. Trans. ASME.
- [17] Ibañez, M., Rosell, J.R., Rosell, J.I. (2005) *Tecnología solar*. Colección energías renovables.
- [18] Incropera, F.P. et al. (2011). *Fundamentos de transferencia de calor y masa*. (7^{ma} ed.). United States of America. John Wiley & Sons.
- [19] Inzunza, J. (2007). Capítulo 13: Calor y la primera ley de la termodinámica. *Física: Introducción a la mecánica*. Universidad de Concepción, Chile.

- [20] Jain, D. (2005). *Modelling the system performance of multi-tray crop drying using an inclined multi-pass solar air heater with in-built thermal storage*. PAU Campus, Ludhiana, India.
- [21] Jain, D., & Tewari, P. (2015). *Performance of indirect through pass natural convective solar crop dryer with phase change thermal energy storage*. ICAR-Central Arid Zone Research Institute, Jodhpur 342003, India.
- [22] Kennedy, J. (1984). *Solar kiln seasoning of white cypress pine*. Report n° 15, Department of Forestry, Queensland.
- [23] Klein, S.A. (1975). *Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients*. Solar Energy.
- [24] Knudsen, J.G., Katz, D.L., (1958). *Fluid Dynamics and Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.
- [25] Mc Adam, W.C. (1954). *Heat transmission* (3rd ed.). Newyork: McGraw-Hill.
- [26] Saavedra, R. (2015). *Mezclas de gas – vapor y acondicionamiento de aire*. Material didáctico interno elaborado para el curso de Termodinámica 2. Universidad de Piura, Piura.
- [27] Schlueter, M. (2012). *A solar air heater for food drying applications*. Department of Mechanical and Energy Engineering, University of Applied Sciences Mittelhessen, Germany.
- [28] Shobhana, S. & Subodh, K. (2012). *Development of convective heat transfer correlations for common designs of solar dryer*. Centre for Energy Studies, Indian Institute of Technology. Delhi, India.
- [29] Sodha, M.S., Bansal, N.K., Kumar, A., Bansal, P.K., & Malik, M.A.S. (1987). *Solar crop drying* (Vol. I&II). Boca Ratan, FL: CRC Press, Inc.
- [30] Striatum Energy (2010). *Tipos de colectores solares*. Recuperado 8 de abril, 2016 de http://www.gstriatum.com/energiasolar/articulosenergia/11_Coletores_solares.htm
- [31] Swinbank, W.C., (1963). *Long-wave radiation from clear skies*. Q.J.R. Meteorol Soc.
- [32] Tiwari, G.N. (2002). *Solar Energy, Fundamentals, Design, Modelling and Applications*. Narosa Publishing House, New Delhi, India.
- [33] Watmuff, J.H., Charters, W.W.S., & Proctor, D. (1977). *Solar and wind induced external coefficients for solar collectors*. *Comptes Rendus*, 2, 56.
- [34] Whiller, A. (1964). *Black painted solar air heaters of conventional designs*. *Solar Energy*, 8(1), 31-37.
- [35] Whiller, A. (1967). *Design factors influencing solar collectors, low temperature engineering application of solar energy*. New York: American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineers, Inc.
- [36] Wojcicki, D.J. (2015). *The application of the Typical Day Concept in flat plate solar collector models*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49, 968-974.
- [37] Yadav, Y.P., & Tiwari, G.N. (1986). *Transient and analytical solution of suspended flat plate solar air heater*. *Energy Conversion and Management*, 26, 265.
- [38] Yadav, Y.P., Kumar, A., Sharan, L.B., & Srivastava, V.B. (1995). *Parametric study of a suspended flat plate solar air heater*. *Energy Conversion and Management*, 36(5), 25035.
- [39] Yeh, H., Ho, C., Hou, J.j (1999). *The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously air flow over and under the absorbing plate*. Department of Chemical Engineering, Tamkang University, Tamsui, Taipei, Taiwan.

Nomenclatura

A	Área del colector
b	Ancho del colector
b'	Constante
c	Capacidad calorífica
C	Calor específico a presión constante
D	Diámetro
d	Anchura del ducto, espacio entre cubiertas
E	Potencia de emisión de superficie
g	Aceleración de la gravedad
h	Entalpía
hc	Coefficiente de transferencia de calor por convección.
h_c	Coefficiente de transferencia de calor y masa del producto al aire.
hr	Coefficiente de transferencia de calor por radiación.
I	Radiación solar promedio horaria en una superficie.
k	Conductividad
L	Longitud del plato colector
l	Espesor
m	Masa
m_s	Masa de material de almacenamiento
\dot{m}_a	Flujo másico de aire
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor
q''	Flujo de calor por metro cuadrado
R	Constante universal de los gases
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
t	Espesor
ΔT	Variación de temperatura
U_b	Coefficiente de pérdida en el fondo y los lados de la cámara de secado
U_e	Coefficiente de pérdida en los lados del colector
U_L	Coefficiente global de pérdidas
U_t	Coefficiente de pérdidas por la parte superior del colector
v	Velocidad del viento

Letras griegas

α	Absortividad
α_f	Difusividad del aire
β	Ángulo de inclinación del colector
β'	Factor de expansión
ρ	Densidad
ε	Emisividad
ϕ	Humedad relativa del aire
μ	Viscosidad cinemática
ν_f	Viscosidad cinemática del aire
ρ	Densidad
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
τ	Transmisividad
ω	Humedad específica del aire

Subíndices

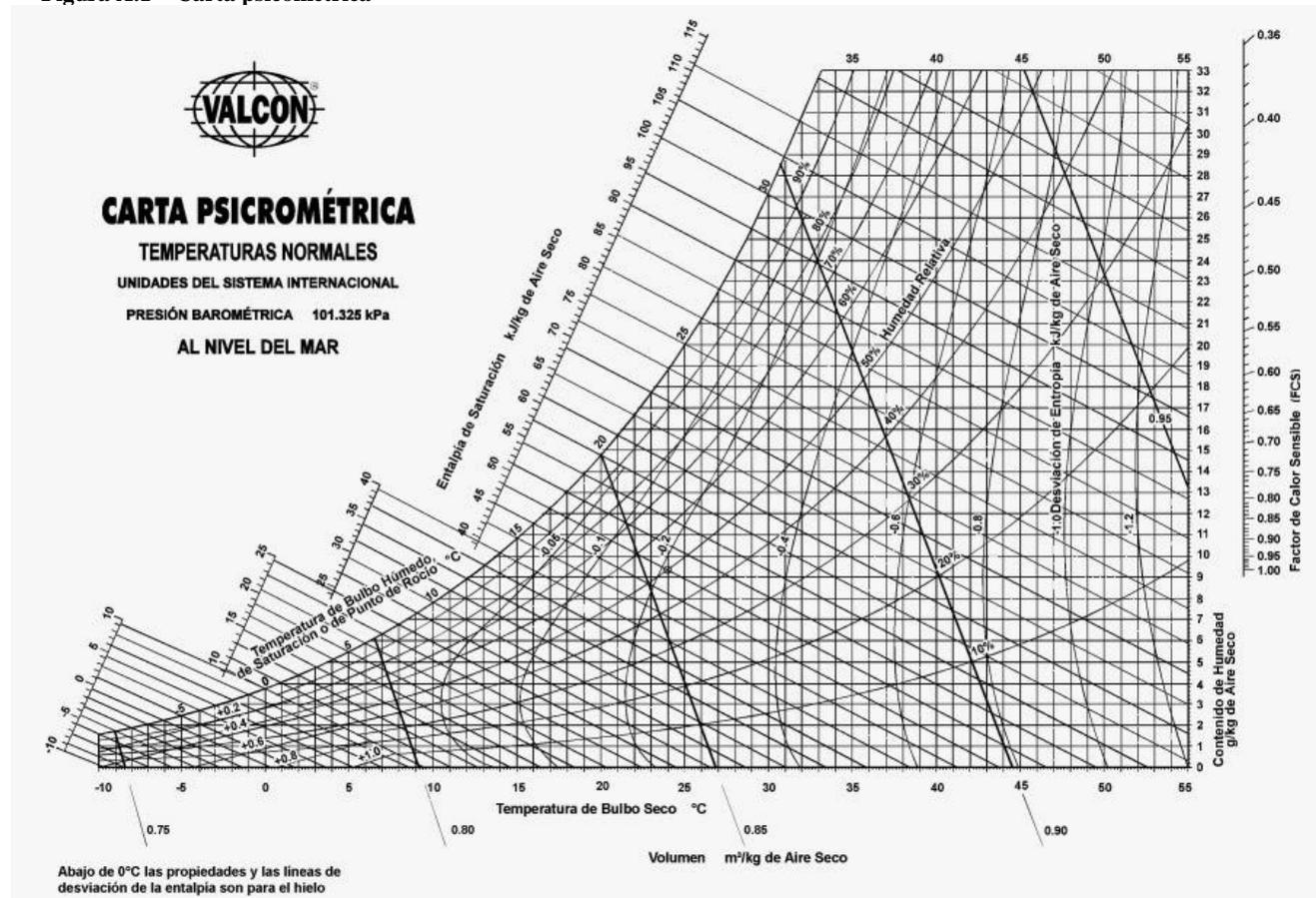
a	Ambiente o aire seco en caso de presión
alr	Alrededores
atm	Atmósfera
b	Fondo y lado aislado del colector y de la cámara de secado
bh	Bulbo húmedo
c	Cubierta de vidrio
$c1$	Cubierta de vidrio 1
$c2$	Cubierta de vidrio 2
$c3$	Cubierta de vidrio 3
$c1a$	Entre cubierta y ambiente
$c1s$	Entre cubierta 1 y cielo
$c1c2$	Entre cubierta 1 y cubierta 2
$c2c3$	Entre cubierta 2 y cubierta 3
ca	Entre cubierta al ambiente
cs	Entre cubierta y cielo
e	Equivalente
f	Fluido (aire)
$f1$	Flujo de aire I
$f2$	Flujo de aire II
$f3$	Flujo de aire III
$f1c1$	Entre flujo 1 y cubierta 1
$f1c2$	Entre flujo 1 y cubierta 2
$f2c2$	Entre flujo 2 y cubierta 2
$f2c3$	Entre flujo 2 y cubierta 3

<i>f3c3</i>	Entre flujo 3 y cubierta 3	<i>pf</i>	Entre placa absorbente y flujo de aire
<i>f3st</i>	Entre flujo 3 y material de almacenamiento	<i>pf 2</i>	Entre placa y flujo de aire II
<i>fc</i>	Entre flujo y cubierta	<i>pf 3</i>	Entre placa y flujo de aire III
<i>g</i>	Capacidad de humedad del aire atmosférico	<i>prom</i>	Promedio
<i>n</i>	Cuerpo negro	<i>pst</i>	De plato colector a material de almacenamiento
<i>p</i>	Placa absorbente	<i>s</i>	Cielo
<i>pb</i>	Entre placa y material aislante	<i>sup</i>	Superficie
<i>pc</i>	Entre placa y cubierta de vidrio	<i>st</i>	Material de almacenamiento
<i>pc1</i>	Entre placa y cubierta de vidrio 1	<i>stf 3</i>	Entre material de almacenamiento y flujo de aire III
<i>pc2</i>	Entre placa y cubierta 2	<i>t</i>	Inclinada
<i>pc3</i>	Entre placa y cubierta 3	<i>u</i>	Útil
<i>pr</i>	Punto de rocío	<i>v</i>	Vapor de agua

ANEXOS

Anexo A Carta psicrométrica

Figura A.1 – Carta psicrométrica



Fuente: <http://psicrometria-imi131.blogspot.mx/?view=classic>

Anexo B

Datos de la estación meteorológica de la Universidad de Piura

Tabla B.1 – Valores promedio de radiación entre 2010 y 2014 [W/m²]

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
00:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
00:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
01:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
01:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
02:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
02:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
03:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
03:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
04:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
04:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
05:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
05:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
06:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0
06:30	1.4	0.0	0.1	0.8	16.3	8.7
07:00	27.0	18.6	22.1	29.2	60.9	50.3
07:30	82.6	71.9	86.0	95.3	124.2	117.2
08:00	161.0	153.0	175.4	181.8	202.4	195.5
08:30	245.3	250.7	283.1	291.5	305.4	298.0
09:00	340.3	352.4	396.8	397.7	408.7	396.5
09:30	449.1	464.4	517.3	508.9	520.1	494.2
10:00	555.2	569.7	624.8	603.9	625.2	597.8
10:30	644.2	666.9	719.7	711.1	706.4	678.3
11:00	730.6	745.8	801.1	791.0	784.9	733.2
11:30	781.6	811.6	851.0	847.6	831.6	804.1
12:00	830.9	844.8	893.9	889.1	863.8	832.5
12:30	845.3	861.3	916.0	902.2	896.3	852.7
13:00	847.5	852.6	883.8	912.7	889.5	854.2
13:30	801.0	833.7	864.0	883.2	867.4	836.9
14:00	741.3	788.9	831.6	849.0	826.1	787.8
14:30	646.7	722.1	751.9	785.2	768.1	727.7
15:00	546.1	635.2	675.2	695.8	682.3	644.7
15:30	458.1	534.8	579.5	592.3	584.9	562.2
16:00	397.1	456.2	482.7	494.4	478.0	484.0
16:30	332.9	364.9	384.6	384.8	371.7	387.6
17:00	256.9	282.0	286.1	279.2	265.2	279.2
17:30	171.4	190.8	182.8	170.7	163.9	177.8
18:00	100.6	111.6	97.4	78.6	67.4	89.8
18:30	37.4	44.0	31.5	13.8	9.3	23.1
19:00	3.0	4.8	1.2	0.0	0.0	0.5
19:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
20:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
20:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
21:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
21:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
22:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
22:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
23:00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
23:30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

Tabla B.2 – Valores promedio de temperatura ambiente entre 2010 y 2014. [°C]

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
00:00	23.6	24.6	24.2	22.9	19.1	21.1
00:30	23.4	24.4	24.1	22.7	18.9	20.9
01:00	23.2	24.2	23.9	22.5	18.8	20.7
01:30	23.0	24.0	23.7	22.3	18.6	20.6
02:00	22.9	23.8	23.6	22.2	18.5	20.5
02:30	22.7	23.7	23.4	22.1	18.4	20.3
03:00	22.6	23.5	23.3	21.9	18.3	20.2
03:30	22.5	23.4	23.1	21.8	18.3	20.1
04:00	22.3	23.3	23.0	21.7	18.2	20.0
04:30	22.2	23.2	22.8	21.6	18.2	20.0
05:00	22.2	23.1	22.7	21.5	18.1	19.9
05:30	22.1	23.0	22.6	21.3	18.1	19.8
06:00	22.0	22.9	22.5	21.2	18.0	19.7
06:30	21.9	22.8	22.4	21.1	18.1	19.7
07:00	22.0	22.8	22.5	21.2	18.4	20.0
07:30	22.4	23.1	22.9	21.6	18.8	20.4
08:00	22.9	23.6	23.6	22.2	19.3	20.9
08:30	23.6	24.3	24.4	23.0	20.0	21.6
09:00	24.3	25.0	25.3	23.8	20.7	22.4
09:30	25.2	26.0	26.3	24.7	21.5	23.3
10:00	26.2	27.0	27.2	25.7	22.4	24.2
10:30	27.1	28.0	28.2	26.7	23.3	25.1
11:00	28.1	28.9	29.1	27.6	24.2	26.0
11:30	28.9	29.7	29.9	28.5	25.0	26.8
12:00	29.8	30.5	30.7	29.3	25.9	27.7
12:30	30.4	31.2	31.4	30.0	26.7	28.4
13:00	31.0	31.7	31.9	30.6	27.3	29.1
13:30	31.5	32.2	32.4	31.1	28.0	29.7
14:00	31.8	32.5	32.7	31.5	28.5	30.1
14:30	32.0	32.8	33.0	31.8	28.8	30.4
15:00	32.0	32.8	33.1	31.9	28.7	30.4
15:30	31.7	32.6	32.8	31.7	28.3	30.1
16:00	31.3	32.3	32.4	31.4	27.6	29.6
16:30	30.7	31.7	31.8	30.8	26.8	28.9
17:00	30.0	31.0	31.0	30.0	26.0	28.1
17:30	29.2	30.2	30.1	29.0	24.9	27.1
18:00	28.4	29.3	29.2	28.0	23.8	26.2
18:30	27.6	28.4	28.3	27.0	22.9	25.2
19:00	26.9	27.7	27.5	26.2	22.1	24.4
19:30	26.3	27.1	26.9	25.6	21.5	23.7
20:00	25.8	26.6	26.4	25.0	21.0	23.2
20:30	25.3	26.2	26.0	24.5	20.5	22.7
21:00	24.9	25.8	25.6	24.1	20.2	22.4
21:30	24.7	25.5	25.3	23.8	19.9	22.1
22:00	24.4	25.3	25.0	23.6	19.7	21.9
22:30	24.2	25.1	24.8	23.4	19.5	21.7
23:00	24.0	24.9	24.6	23.2	19.4	21.5
23:30	23.8	24.8	24.4	23.0	19.2	21.3

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

Tabla B.3 – Valores promedio de humedad relativa del aire entre 2010 y 2014. [%]

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
00:00	72.7	74.4	74.6	75.4	80.2	77.2
00:30	73.5	75.1	75.1	76.2	80.9	78.0
01:00	74.2	76.0	76.1	76.9	81.3	78.7
01:30	75.0	77.0	76.8	77.6	81.8	79.3
02:00	75.8	77.8	77.7	78.3	82.3	79.9
02:30	76.5	78.6	78.4	78.9	82.7	80.5
03:00	77.1	79.2	79.1	79.5	83.0	80.9
03:30	77.8	79.9	79.8	80.1	83.2	81.3
04:00	78.3	80.6	80.6	80.5	83.5	81.7
04:30	78.8	81.1	81.3	81.0	83.7	82.0
05:00	79.2	81.7	81.9	81.5	83.8	82.3
05:30	79.7	82.3	82.5	82.1	84.0	82.7
06:00	80.2	82.8	82.9	82.6	84.3	82.9
06:30	80.7	83.3	83.3	83.0	84.4	83.3
07:00	80.9	83.7	83.6	83.2	84.0	83.0
07:30	79.8	83.0	82.5	82.1	82.9	81.8
08:00	77.9	81.1	80.1	80.1	81.0	79.9
08:30	75.3	78.5	77.0	77.4	78.7	77.5
09:00	72.2	75.3	73.5	74.6	76.2	74.5
09:30	68.8	71.5	69.6	71.3	73.4	71.4
10:00	65.3	67.1	65.9	68.1	70.5	68.0
10:30	61.8	63.1	62.4	64.8	67.6	64.9
11:00	58.3	59.5	59.0	61.8	64.7	61.9
11:30	55.8	56.5	56.2	59.3	62.3	59.2
12:00	53.4	53.9	53.6	57.1	59.8	56.6
12:30	51.6	52.0	51.7	55.2	57.6	54.6
13:00	50.1	50.3	50.4	53.4	55.7	52.7
13:30	48.8	49.0	48.9	52.2	53.7	51.0
14:00	47.9	47.9	47.9	51.0	52.2	49.6
14:30	47.3	47.1	47.1	50.0	51.0	48.6
15:00	47.3	47.0	46.8	49.7	51.0	48.6
15:30	48.1	47.7	47.4	49.9	51.9	49.2
16:00	49.1	48.6	48.3	50.5	53.2	50.1
16:30	50.6	49.9	49.6	51.8	55.1	51.6
17:00	52.1	51.5	51.3	53.5	57.2	53.6
17:30	53.9	53.7	53.2	55.9	60.0	55.9
18:00	55.9	55.7	55.8	58.5	63.2	58.7
18:30	58.3	58.3	58.4	61.4	66.2	61.4
19:00	60.3	60.8	61.1	64.0	68.7	64.2
19:30	62.3	63.1	63.2	66.2	71.0	66.6
20:00	64.2	65.2	65.4	68.4	72.9	68.8
20:30	66.2	67.2	67.3	70.1	74.5	70.7
21:00	67.7	69.0	68.9	71.4	75.8	72.1
21:30	68.7	70.4	70.1	72.2	76.8	73.2
22:00	69.4	71.5	71.2	72.9	77.5	74.1
22:30	70.2	72.2	72.0	73.7	78.3	74.9
23:00	71.0	72.8	72.9	74.2	79.1	75.7
23:30	71.8	73.6	73.7	74.7	79.7	76.4

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

Tabla B.4 – Valores promedio de velocidad del viento entre 2010 y 2014. [m/s]

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Noviembre	Diciembre
00:00	0.5	0.4	0.3	0.4	0.4	0.4
00:30	0.4	0.4	0.2	0.3	0.4	0.4
01:00	0.3	0.3	0.2	0.2	0.3	0.3
01:30	0.3	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2
02:00	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2
02:30	0.2	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2
03:00	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
03:30	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.2
04:00	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1
04:30	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.1
05:00	0.1	0.2	0.1	0.2	0.2	0.1
05:30	0.1	0.2	0.1	0.2	0.3	0.1
06:00	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	0.1
06:30	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	0.1
07:00	0.1	0.2	0.1	0.2	0.3	0.2
07:30	0.2	0.2	0.1	0.3	0.5	0.3
08:00	0.3	0.3	0.2	0.3	0.6	0.4
08:30	0.3	0.3	0.3	0.4	0.6	0.5
09:00	0.4	0.4	0.3	0.5	0.7	0.6
09:30	0.5	0.4	0.3	0.5	0.7	0.6
10:00	0.5	0.4	0.3	0.5	0.6	0.6
10:30	0.5	0.4	0.3	0.5	0.6	0.6
11:00	0.5	0.4	0.4	0.5	0.7	0.6
11:30	0.5	0.4	0.4	0.6	0.7	0.7
12:00	0.6	0.5	0.5	0.6	0.8	0.7
12:30	0.6	0.5	0.5	0.6	0.9	0.8
13:00	0.7	0.5	0.6	0.7	1.0	0.8
13:30	0.7	0.6	0.7	0.8	1.1	0.9
14:00	0.8	0.6	0.7	0.8	1.2	1.0
14:30	0.8	0.7	0.8	0.9	1.3	1.1
15:00	0.9	0.7	0.9	1.0	1.3	1.2
15:30	1.0	0.8	0.9	1.1	1.4	1.2
16:00	1.0	0.9	1.0	1.1	1.4	1.3
16:30	1.1	0.9	1.0	1.2	1.4	1.4
17:00	1.1	1.0	1.0	1.3	1.5	1.4
17:30	1.1	0.9	1.0	1.3	1.5	1.5
18:00	1.1	0.9	0.9	1.3	1.5	1.4
18:30	1.1	0.9	0.9	1.3	1.5	1.5
19:00	1.1	0.8	0.8	1.3	1.5	1.5
19:30	1.2	0.8	0.8	1.3	1.6	1.5
20:00	1.3	0.8	0.9	1.3	1.6	1.5
20:30	1.3	0.9	0.9	1.2	1.5	1.4
21:00	1.2	0.8	0.9	1.1	1.3	1.3
21:30	1.1	0.8	0.8	1.0	1.1	1.1
22:00	1.0	0.7	0.7	0.8	0.9	0.9
22:30	0.8	0.6	0.6	0.7	0.8	0.8
23:00	0.7	0.5	0.5	0.6	0.7	0.7
23:30	0.6	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5

Fuente: Estación meteorológica de la Universidad de Piura

Anexo C

Código del modelo matemático usado para la validación del artículo científico de Jain (2015)

A continuación se muestra el código en Matlab utilizado para validar el artículo científico de Dilip Jain (2015).

```
clc
clear all

% Radiación en el plano inclinado como vector [W/m2]

I=[
    0    40;
    1   200;
    2   390;
    3   592;
    4   770;
    5   896;
    6   954;
    7   939;
    8   864;
    9   720;
   10   540;
   11   330;
   12   148;
   13    24;
   14   0.1;
   15   0.1;
   16   0.1;
   17   0.1;
   18   0.1;
   19   0.1;
   20   0.1;
   21   0.1;
   22   0.1;
   23   0.1];

% Temperatura ambiente como vector [°C]

T_a    =[
    0    33.3;
    1    33.32;
    2    33.43;
    3    34.5;
    4    36.55;
    5    39.72;
    6    41;
    7    42.42;
    8    43.43;
    9    44.44;
   10    44.83;
   11    44.55;
   12    43.44;
   13    41.77;
   14    40.33;
   15    39.11;
   16    38.44;
   17    37.77;
   18    36.66;
   19    35.64;
   20    35;
   21    34.22;
   22    33.42;
   23    32.77];

% Temperatura experimental de la placa absorbente como vector[°C]

T_pexp    =[
    0    36.25;
    1    42.5;
    2    54.37;
    3    68.13;
    4    81.25;
```

```

5      89.63;
6      95.25;
7      96.87;
8      93.75;
9      85.63;
10     74.37;
11     58.63;
12     46.25;
13     43.62;
14     37.88;
15     36.87;
16     36.06;
17     35.25;
18     34.25;
19     33;
20     32.5;
21     32.12;
22     31.5;
23     30.62;];

% Temperatura experimental del flujo de aire a la salida como vector [°C]
T_fexp   =[  0   35;
            1  36.25;
            2  37.5;
            3  41.87;
            4  47;
            5  52;
            6  55.75;
            7  58.13;
            8  59.18;
            9  58.87;
           10  57.25;
           11  53.75;
           12  50;
           13  46.87;
           14  44.37;
           15  43.12;
           16  41.63;
           17  40;
           18  38.25;
           19  37.37;
           20  36.68;
           21  35.5;
           22  34.37;
           23  33.37;];

% condiciones iniciales de temperatura en grados centigrados

T_g=31;      % Temperatura inicial de la cubierta de vidrio [°C]
T_f=31;      % Temperatura inicial del flujo de aire a la salida [°C]
T_p=31;      % Temperatura inicial de la placa absorbente [°C]
T_fprom=31;  % Temperatura promedio inicial del flujo de aire a la salida [°C]

%Datos del colector

L=1.5;      % Longitud del colector [m]
b=1;        % Ancho del colector [m]
A=L*b;      % Área del colector [m2]
g=9.81;     % Gravedad [m/s2]
o=5.66690*((10)^(-8)); % Constante de Boltzmann [W/(m2*K4)]
kb=0.043;   % Conductividad del fondo aislado [W/(m*K)]
Vviento=3;  % Velocidad del viento [m/s]
emi_g=0.9;  % Emisividad del vidrio
emi_p=0.95; % Emisividad de la placa absorbente
alfa_g=0.05; % Absortividad del vidrio
alfa_p=0.9; % Absortividad de la placa absorbente
trans_g=0.9; % Transmisividad del vidrio
beta=pi/6;  % Ángulo de inclinación del colector en radianes
m_a=0.022;  % Flujo másico de aire [kg/s]
d=0.05;     % Espacio entre placa absorbente y cubierta de vidrio [m]
z_b=0.03;   % Espesor de la parte aislada inferior [m]
z_colector=0.1; % Espesor del colector [m] (asumido)
angulo=30;  % Ángulo en grados sexagesimales
P_atm=101325; % Presión atmosférica [Pa]

J=1;        % Posición del vector

```

```

Paso =0.00025;          % Paso temporal

% Rutina para las 24 horas del día

for t=0:Paso:23;

% Temperatura ambiente en el tiempo
inT_a=interp1(T_a(:,1),T_a(:,2),t,'linear');

% Radiación en el tiempo
inI=interp1(I(:,1),I(:,2),t,'linear');

% Temperatura de placa experimental en el tiempo
inT_pexp=interp1(T_pexp(:,1),T_pexp(:,2),t,'linear');

% Temperatura del flujo de aire experimental en el tiempo
inT_fexp=interp1(T_fexp(:,1),T_fexp(:,2),t,'linear');

% factor de expansión
b_exp=(1/((T_g+T_p+(273.15*2))/2));

% Temperatura efectiva del cielo
T_sky=(interp1(T_a(:,1),T_a(:,2),t,'linear'))-6;

% Emisividad del cielo
emi_sky=((T_sky+273.15).^4)/((interp1(T_a(:,1),T_a(:,2),t,'linear')+273.15).^4));

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y cubierta
hrpg=((1/emi_p)+(1/emi_g)-1).^(-1))*o*(T_p+273.15).^2+(T_g+273.15).^2*(T_p+273.15+T_g+273.15);

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta y cielo
hrgsky=emi_g*o*(T_g+273.15).^2+(T_sky+273.15).^2*(T_g+273.15+T_sky+273.15);

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta y ambiente
hcga=2.8+(3*Vviento);

% Propiedades del aire
u_f=(1.983+(0.00184*(T_fprom-27)))*10.^(-5); % Viscosidad cinemática [m2/s]
ro_f=1.1774-(0.00359*(T_fprom-27));          % Densidad del aire [kg/m3]
k_f=0.02624+(0.0000758*(T_fprom-27));      % Conductividad del aire [W/mK]
C_f=(1.0057+(0.000066*(T_fprom-27)))*1000; % Calor específico del aire

% Propiedades del aire en función de la temperatura

%Tabla de propiedades del aire

%      T      ro      Cp      Difusividad      k      mu      v      Pr
%      [°C]   [kg/m3] [J/kg.K] [2/s2] [W/m.K] [kg/m.2] [m2/s]
T_aire=[10    1.246    1007    1.944e-5    0.02439    1.778e-5    1.426e-5    0.7336;
15    1.225    1007    2.009e-5    0.02476    1.802e-5    1.470e-5    0.7323;
20    1.204    1007    2.074e-5    0.02514    1.825e-5    1.516e-5    0.7309;
25    1.184    1007    2.141e-5    0.02551    1.849e-5    1.562e-5    0.7296;
30    1.164    1007    2.208e-5    0.02588    1.872e-5    1.608e-5    0.7282;
35    1.145    1007    2.277e-5    0.02625    1.895e-5    1.655e-5    0.7268;
40    1.127    1007    2.346e-5    0.02662    1.918e-5    1.702e-5    0.7255;
45    1.109    1007    2.416e-5    0.02699    1.941e-5    1.750e-5    0.7241;
50    1.092    1007    2.487e-5    0.02735    1.963e-5    1.798e-5    0.7228;
60    1.059    1007    2.632e-5    0.02808    2.008e-5    1.896e-5    0.7202;
70    1.028    1007    2.780e-5    0.02881    2.052e-5    1.995e-5    0.7177;
80    0.999    1008    2.931e-5    0.02953    2.096e-5    2.097e-5    0.7154;
90    0.971    1008    3.086e-5    0.03024    2.139e-5    2.201e-5    0.7132;
100   0.945    1009    3.243e-5    0.03095    2.181e-5    2.306e-5    0.7111;
120   0.897    1011    3.565e-5    0.03235    2.264e-5    2.522e-5    0.7073;
140   0.854    1013    3.898e-5    0.03374    2.345e-5    2.745e-5    0.7041;];

% Difusividad del aire en función de la temperatura T_fl
a_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,4),T_fprom,'linear');

% Viscosidad cinemática del aire en función de la temperatura T_fl
v_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,7),T_fprom,'linear');

% Número de Prandtl del aire en función de la temperatura
Pr_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,8),T_fprom,'linear');

```

```

% Coeficiente de transferencia de calor por convección entre flujo-cubierta o flujo-
placa absorbente
Ra1=abs((g*b_exp*(T_p-T_g)*(d.^3))/(a_f*v_f));
Gr=abs((g*b_exp*(T_p-T_g)*(d.^3))/(v_f*v_f));
Nu_nat=0.14*(Ra1^(1/3)-1708^(1/3))+0.56*(Ra1*cos(beta))^(1/4);
hc_nat=k_f*Nu_nat/d;
hc_fg=hc_nat;
hc_pf=hc_nat;

% Coeficiente de pérdidas en el fondo del colector (Ub)
Ub=1/((z_b/kb)+(1/hcga));

%Subrutina en función del número de iteraciones o del error

n=50;
error=0.01;

for i=1:n

% Temperatura de la cubierta de vidrio
T_gs=((inI*alfa_g*A)+(A*hrpg*T_p)+(A*hc_fg*T_fprom)+(A*hcga*inT_a)+(A*hrsgsky*T_sky))/((A
*hrpg)+(A*hc_fg)+(A*hcga)+(A*hrsgsky));

% Temperatura de la placa absorbente
T_ps=((inI*trans_g*alfa_p*A)+(A*hrpg*T_g)+(A*hc_pf*T_fprom)+(A*Ub*inT_a))/((A*hrpg)+(A*h
c_pf)+(A*Ub));

% Temperatura del flujo de aire
T_fs=((T_p+T_g)/2)-(((T_p+T_g)/2)-inT_a)*exp(-hc_fg*A/(m_a*C_f));

% Temperatura promedio del flujo de aire
T_fproms=((T_p+T_g)/2)-(((T_p+T_g)/2)-inT_a)*exp(-hc_fg*0.5*A/(m_a*C_f));

% Almacenamiento de datos como vectores
T_gsol(J)=T_gs;
T_psol(J)=T_ps;
T_fsol(J)=T_fs;
T_fpromsol(J)=T_fproms;

% Condición de error
if abs(T_gsol(J)-T_g)<=error && abs(T_psol(J)-T_p)<=error && abs(T_fsol(J)-T_f)<=error
&& abs(T_fpromsol(J)-T_fprom)<=error;

    T_g=T_gsol(J);
    T_p=T_psol(J);
    T_f=T_fsol(J);
    T_fprom=T_fpromsol(J);
    break;

else

    T_g=T_gsol(J);
    T_p=T_psol(J);
    T_f=T_fsol(J);
    T_fprom=T_fpromsol(J);

% Se vuelven a calcular nuevamente los coeficientes de transferencia de calor

% Factor de expansión
b_exp=(1/((T_g+T_p+(273.15*2))/2));

% Temperatura efectiva del cielo
T_sky=(interp1(T_a(:,1),T_a(:,2),t,'linear'))-6;

% Emisividad del cielo
emi_sky=((T_sky+273.15).^4)/((interp1(T_a(:,1),T_a(:,2),t,'linear')+273.15).^4));

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre placa y cubierta
hrpg=((1/emi_p)+(1/emi_g)-1).^(-
1))*o*((T_p+273.15).^2+(T_g+273.15).^2)*(T_p+273.15+T_g+273.15);

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta y cielo
hrsgsky=emi_g*o*((T_g+273.15).^2+(T_sky+273.15).^2)*(T_g+273.15+T_sky+273.15);

% Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre cubierta y ambiente
hcga=2.8+(3*v viento);

% Propiedades del aire

```

```

u_f=(1.983+(0.00184*(T_fprom-27)))*10.^(-5); % Viscosidad cinemática [m2/s]
ro_f=1.1774-(0.00359*(T_fprom-27));          % Densidad del aire [kg/m3]
k_f=0.02624+(0.0000758*(T_fprom-27));      % Conductividad del aire [W/mK]
C_f=(1.0057+(0.000066*(T_fprom-27)))*1000; % Calor específico del aire

% Difusividad del aire en función de la temperatura T_fl
a_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,4),T_fprom,'linear');

% Viscosidad cinemática del aire en función de la temperatura T_fl
v_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,7),T_fprom,'linear');

% Número de Prandtl del aire en función de la temperatura
Pr_f=interp1(T_aire(:,1),T_aire(:,8),T_fprom,'linear');

% Coeficiente de transferencia de calor por convección entre flujo-cubierta o flujo-
placa absorbente
Ra1=abs((g*b_exp*(T_p-T_g)*(d.^3))/(a_f*v_f));
Gr=abs((g*b_exp*(T_p-T_g)*(d.^3))/(v_f*v_f));
Nu_nat=0.14*(Ra1^(1/3)-1708^(1/3))+0.56*(Ra1*cos(beta))^(1/4);
hc_nat=k_f*Nu_nat/d;
hc_fg=hc_nat;
hc_pf=hc_nat;

% Coeficiente de pérdidas en el fondo del colector (Ub)
Ub=1/((z_b/kb)+(1/hcga));
end
end

% Almacenamiento de datos como vectores
hrpgsol(J)=hrpg;
hrgskysol(J)=hrgsky;
hc_fgsol(J)=hc_fg;
hc_pfsol(J)=hc_pf;
inIsol(J)=inI;
inT_asol(J)=inT_a;
inT_pexpsol(J)=inT_pexp;
inT_fexpsol(J)=inT_fexp;
tiempo(J)=t;
J=J+1;

end

% Gráfica de la temperatura de placa, flujo, cubierta y ambiente

f1=figure;
plot(tiempo,T_psol,'r');
hold on
plot(tiempo,T_fsol,'b');
plot(tiempo,T_gsol,'m');
plot(tiempo,inT_asol,'g');
grid on;
legend('Placa absorbente','Flujo a la salida','Cubierta de vidrio','Temperatura
ambiente');
xlabel('Hora del día');
ylabel('Temperatura °C');
hold off

% Gráfica de la temperatura de placa experimental vs temperatura teórica

f2=figure;
plot(tiempo,inT_pexpsol,'b')
hold on
plot(tiempo,T_psol,'r')
legend('paper exp','propio');
xlabel('Hora del día');
ylabel('Temperatura °C de la placa');
grid on

% Gráfica de la temperatura experimental del aire a la salida vs temperatura teórica

f3=figure;
plot(tiempo,inT_fexpsol,'b')
hold on
plot(tiempo,T_fsol,'r')
legend('paper exp','propio');
xlabel('Hora del día');
ylabel('Temperatura °C del flujo a la salida');
grid on

```


Anexo D

Método Runge-Kutta de cuarto orden

A continuación, se muestra el método Runge-Kutta de cuarto orden, el cuál es utilizado para resolver la ecuación diferencial que permite hallar la temperatura del material de almacenamiento térmico en función del tiempo.

El método Runge-Kutta parte de tener una ecuación diferencial entre la variable que se quiere hallar en función de otra variable independiente, por ejemplo, el tiempo; además de tener un valor inicial de la variable buscada. En términos generales se tiene:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)$$

$$y(x_0) = y_0$$

Donde y es la variable que se quiere hallar, x es la variable independiente e y_0 es el valor inicial de la variable buscada. Además se observa que se tiene de dato la variación de y respecto a x expresada en una función de ellas mismas.

El método permite hallar el valor de y_{i+1} a partir de la siguiente expresión:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}h(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

Donde:

$$k_1 = h \cdot f(x_i, y_i)$$

$$k_2 = h \cdot f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1\right)$$

$$k_3 = h \cdot f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2\right)$$

$$k_4 = h \cdot f(x_i + h, y_i + k_3)$$

El valor de h es el paso del método.

Visto lo anterior, se procede a utilizar el método Runge-Kutta de cuarto orden para hallar la temperatura del material de almacenamiento térmico en función del tiempo. De acuerdo a la ecuación (3.11) referido al balance de energía en el material de almacenamiento se tiene:

$$\frac{dT_{st}}{dt} = \frac{hc_{pst}(T_p - T_{st})A_p - U_b(T_{st} - T_a)A_p}{m_{st}C_{st}}$$

Además, se tiene como dato la temperatura inicial del material de almacenamiento térmico:

$$T_{st_{inicial}} = 31^{\circ}\text{C}$$

El valor del paso elegido es:

$$h = 0.9\text{s}$$

Los valores de k_1 , k_2 , k_3 y k_4 son determinados mediante las siguientes expresiones:

$$k_1 = h \left(\frac{hc_{pst} (T_p - T_{st_{inicial}}) A_p - U_b (T_{st_{inicial}} - T_a) A_p}{m_{st} C_{st}} \right)$$

$$k_2 = h \left(\frac{hc_{pst} (T_p - T_{st_{inicial}} - (k_1/2)) A_p - U_b (T_{st_{inicial}} + (k_1/2) - T_a) A_p}{m_{st} C_{st}} \right)$$

$$k_3 = h \left(\frac{hc_{pst} (T_p - T_{st_{inicial}} - (k_2/2)) A_p - U_b (T_{st_{inicial}} + (k_2/2) - T_a) A_p}{m_{st} C_{st}} \right)$$

$$k_4 = h \left(\frac{hc_{pst} (T_p - T_{st_{inicial}} - k_3) A_p - U_b (T_{st_{inicial}} + k_3 - T_a) A_p}{m_{st} C_{st}} \right)$$

Por lo tanto, el valor de la temperatura del material de almacenamiento de energía térmica después de un tiempo de 0.9 segundos es determinado por:

$$T_{st_h} = T_{st_{inicial}} + \frac{1}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

Este método iterativo se realiza hasta completar las 24 horas del día.