



Universidad de Concepción  
Dirección de Postgrado  
Facultad de Ingeniería Agrícola-Programa de Magíster en Ingeniería Agrícola

**Evaluación de modelos estático y dinámico, para  
colectores solares de aire de placas planas, en  
sistemas de convección natural.**

Tesis para optar al grado de Magíster en Ingeniería Agrícola con  
mención en Mecanización y Energía

FERNANDO VALENTÍN BOLAÑO PACHECO  
CHILLÁN-CHILE  
2016

Profesor Guía: Gabriel Merino Coria  
Dpto. de Mecanización y Energía, Facultad de Ingeniería Agrícola  
Universidad de Concepción

# **Evaluación de modelos estático y dinámico, para colectores solares de aire de placas planas, en sistemas de convección natural.**

Aprobado por:

Gabriel Merino Coria  
Licenciado en Física, Ph. D

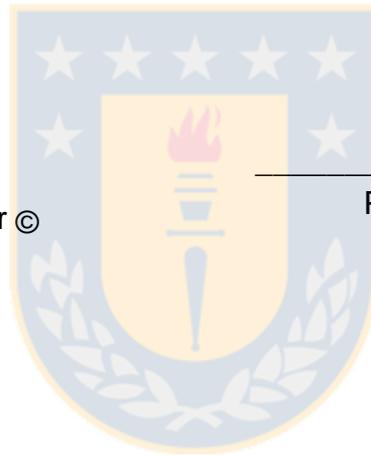
---

Profesor Guía

Christian Correa Farías  
Ingeniero Civil Agrícola, Dr ©

---

Profesor Asesor



Jerónimo Paredes Cáceres  
Licenciado en Matemática, Dr

---

Profesor Asesor

Pedro Aqueveque Muñoz  
Licenciado en Educación, Dr

---

Director programa Magister en  
Ingeniería Agrícola

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INDICE DE FIGURAS .....	iv
ÍNDICE DE TABLAS .....	ii
NOMENCLATURA .....	vi
RESUMEN .....	vii
INTRODUCCIÓN .....	1
OBJETIVOS .....	3
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos .....	3
MATERIALES Y MÉTODOS .....	4
Modelos de simulación de colectores solares de aire.....	4
Balances de energía .....	4
Modelo de simulación estático .....	5
Modelo de simulación dinámico .....	6
Condiciones iniciales y de frontera utilizadas en las simulaciones. ....	8
Solución de modelos.....	8
Coeficientes de transferencia de calor .....	9
Propiedades del aire .....	11
Implementación del sistema experimental .....	12
RESULTADOS .....	16
Comportamiento experimental del colector solar .....	16
Simulación del colector solar de aire mediante modelos estático y dinámico .....	17
Evaluación del desempeño del los modelos .....	18
CONCLUSIONES.....	21
REFERENCIAS.....	22

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
<b>Figura 1.</b> Esquema de corte trasversal de colector solar de aire de placas planas y de flujo simple. ....	4
<b>Figura 2.</b> Diagrama de un modelo de transferencia de calor en una sección de un colector solar plano de aire.....	4
<b>Figura 3.</b> Diagrama con volumen de control para una sección del colector solar plano de aire.....	8
<b>Figura 4.</b> Diagrama frontal del colector solar de aire construido.....	12
<b>Figura 5.</b> Diagrama del colector, con ubicación de sensores de temperatura en la placa absorbente (A) y ubicación de sensores de temperatura de aire y flujo de aire (B). ....	13
<b>Figura 6.</b> Temperatura ambiental ( $T_e$ ) y velocidad del viento ( $V$ ), durante la prueba de validación de los modelos. ....	14
<b>Figura 7.</b> Radiación solar incidente sobre el colector solar de aire, orientado hacia el norte y con una inclinación de $23^\circ$ respecto a la horizontal. ....	15
<b>Figura 8.</b> Temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ) medida en un punto cercano a la salida del colector, temperatura de la cubierta posterior ( $T_p$ ), temperatura del fluido a la salida del colector ( $T_f$ ) y temperatura ambiente ( $T_e$ ). ....	16
<b>Figura 9.</b> Temperatura de la cubierta ( $T_c$ ), temperatura del fluido ( $T_f$ ) y temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ), obtenidas con modelo estático a la salida del colector, además de la temperatura ambiental ( $T_e$ ).....	17

**Figura 10.** Temperatura de la cubierta ( $T_c$ ), temperatura del fluido ( $T_f$ ) y temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ), obtenidas con modelo dinámico a la salida del colector, además de la temperatura ambiental ( $T_e$ ). ..... 18

**Figura 11.** Temperatura del fluido a la salida del colector medida (EX) y la temperatura del fluido a la salida del colector simulada utilizando el modelo dinámico (MD). ..... 19

**Figura 12.** Temperatura del fluido a la salida del colector medida (EX) y la temperatura del fluido a la salida del colector simulada utilizando el modelo estático (ME)..... 19

**Figura 13.** Eficiencia calculada con modelos estático (ME) y dinámico (MD), en relación a eficiencia obtenida experimentalmente (EX)..... 20



## ÍNDICE DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1.</b> Propiedades físicas y ópticas de los materiales utilizados en la construcción del colector solar de aire. ....	12
<b>Tabla 2.</b> Características de los sensores utilizados en el registro de datos del colector solar de aire. ....	14



## NOMENCLATURA

$Nu$	Numero de Nusselt
$Ra$	Numero de Rayleigh
$\beta$	Angulo de inclinación (°)
$dx$	Longitud volumen de control (m)
$L$	Largo del colector (m)
$W$	Ancho del colector (m)
$M$	Masa por unidad de área ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}$ )
$C$	Calor especifico ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$K$	Conductividad térmica ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$\delta$	Espesor (m)
$e_p$	Espesor del aislante (m)
$h$	Separación entre placas (m)
$\sigma$	Const. Stefan Boltzman ( $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$ )
$G$	Flujo másico ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$t$	Tiempo (s)
$g$	Aceleración de gravedad ( $9.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ )
$\beta_f'$	Coef. Expansión volumétrica ( $^{\circ}\text{K}^{-1}$ )
$\rho_f$	Densidad del aire ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )
$V_f$	Viscosidad cinemática
$\alpha_f$	Difusividad térmica
$T$	Temperatura ( $^{\circ}\text{K}$ )
$h_{r,p-c}$	Coef. Radiativo entre absorbedor y cubierta ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$h_{r,c-s}$	Coef. Radiativo entre cubierta y cielo ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$h_w$	Coef. Convectivo entre cubierta y ambiente ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$h_{c,p-c}$	Coef. Convectivo entre cubierta y absorbedor ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$\eta$	Eficiencia del colector
$E$	Error del modelo
$n$	Numero de secciones de discretización espacial

## Letras Griegas

$\alpha_a$	Absorbancia de la placa absorbente
$\alpha_c$	Absorbancia de la cubierta
$\tau_c$	Transmitancia de la cubierta
$\varepsilon_p$	Emitancia de la placa
$\varepsilon_c$	Emitancia de la cubierta

## Sub índices

$c$	Cubierta
$s$	Cielo
$a$	Absorbedor
$f$	Fluido
$e$	Ambiente
$p$	Cubierta posterior
$i$	Posición espacial volumen de control

## RESUMEN

En este trabajo se evaluaron dos modelos matemáticos para simular el funcionamiento de un colector solar de aire de placas planas. El primer modelo se denominó estático y se caracteriza por no considerar los efectos del almacenamiento de calor, ni el flujo de calor por conducción en los elementos del sistema, para implementar este modelo, se planteó un sistemas de ecuaciones no lineales, resuelto de forma numérica a través del método de Newton, mientras que el segundo modelo denominado dinámico, que si considera dichos efectos, fue planteado y resuelto de forma explícita.

Para la validación de los modelos, se construyó un colector solar de aire de placas planas, al que posteriormente le fue implementado un sistema de adquisición de datos, con el propósito de registrar parámetros de funcionamiento del colector, tales como: flujo de aire en el interior del colector, temperatura de la cubierta posterior del colector, datos ambientales locales, como: temperatura ambiental, radiación solar y velocidad de viento, medidos un día de verano entre las 8:00 y las 22:00 h, además de datos constructivos y propiedades de los materiales del colector.

Para la evaluación de los modelos, se empleó como parámetro de comparación la temperatura de salida del aire y la eficiencia del colector, en específico, se comparó la información proporcionada por los modelos, con los datos experimentales de temperatura del fluido, registrados a la salida del colector y eficiencia experimental del sistema.

La evaluación de los modelos, arrojó como resultado que el modelo de mejor desempeño es el dinámico con un valor de raíz del error cuadrado medio (RMSE) de 3,5 °C, para la temperatura de salida del fluido y de 3,8 %, para la eficiencia del colector, mientras que el modelo estático presentó un RMSE de 5,3 °C para la temperatura de salida del fluido y 4,5 % para la eficiencia.

**Palabras clave:** Colector solar de aire, modelación matemática, método numérico.

## INTRODUCCIÓN

Una de las aplicaciones más simple, de menor costo y más confiables, para el uso de la energía solar, es la calefacción doméstica. Sin embargo, el secado solar constituye una de las más antiguas aplicaciones de este recurso en el mundo (Fudholi et al., 2011).

Los colectores solares, absorben la radiación solar y la convierten en energía térmica, para luego transferir esta energía al fluido que circula a través del sistema (Saxena et al., 2015). Las temperaturas de salida del fluido, para los colectores solares de aire, no superan los 100°C (Altfreld et al., 1988). Esta condición de funcionamiento es una atractiva característica de este tipo de colectores, para su uso potencial en unidades de secado, lo que ha motivado estudios tendientes a generar modelos de simulación para determinar la eficiencia de estos sistemas integrados (Ayadi et al., 2014).

El colector solar de placas planas, es el sistema más comúnmente utilizado para llevar a cabo esta transformación, gracias a su sencillez estructural, bajo costo de fabricación y mantenimiento (Peuser et al., 2005; Kalogirou, 2004). Diversos autores se han enfocado en el análisis y funcionamiento de este tipo de colectores solares de aire, de cara a mejorar su rendimiento, tanto de diseño como de operación (Tian & Zhao, 2013; Al-Khaffajy & Mossad, 2013; Bracamonte & Baritto, 2013). Algunos de estos investigadores se han concentrado en mejorar la velocidad de flujo del fluido y validar estas mejoras a través de ensayos experimentales (Luminosu & Fara, 2005). Mientras que otros se han orientado a generar modelos que permitan determinar la geometría óptima del canal de flujo (Hegazy, 2000), a evaluar los efectos en la variación de geometría del sistema (Ondieki et al., 2014), o determinar el efecto de la pintura selectiva sobre la cubierta absorbente (El-Sebaili & Al-Snani, 2010). Se ha llegado incluso a evaluar las consecuencias de la deposición de polvo sobre la cubierta transparente (Deng et al., 2015).

La mayor parte de los trabajos, relacionados con colectores solares de aire, emplean modelos estáticos, para simular los parámetros de funcionamiento de estos sistemas, aplicando técnicas de diferencias finitas para el desarrollo de las ecuaciones de los modelos. Algunos de estos trabajos, obtienen resultados

que se ajustan a los datos experimentales de flujo y distribución de temperaturas al interior del colector (Alghoul & Ben Nagi, 2014), sin embargo no existen registros que cuantifiquen la calidad en las simulaciones, ni mucho menos investigaciones que comparen los resultados de este tipo de modelos (estáticos), con otros modelos, capaces de almacenar variables temporales.

La tendencia en los últimos estudios es utilizar herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD), para generar simulaciones tridimensionales de comportamiento del fluido en el interior del colector. Estas técnicas se han empleado también, para comparar resultados teóricos y experimentales, respecto de velocidad del fluido y distribución de la temperatura en el interior del colector solar. También se han utilizado para mejorar su eficiencia, a través de modificaciones de forma, número de canales y utilización de deflectores en el interior de estos sistemas (Amraoui & Aliane, 2014). Si bien la CFD constituye una poderosa herramienta de modelación, requiere necesariamente que la turbulencia del sistema sea la adecuada para el modelo, parámetro difícilmente determinable (Yadav & Bhagoria, 2013).

Pese a las numerosas investigaciones y avances en la modelación matemática, es siempre necesaria la validación de estos modelos y es principalmente allí donde se presenta la mayor dificultad, ya sea por el efecto de la radiación sobre los sensores, al medir parámetros como la temperatura de la cubierta, o por el bajo rango de operación de la velocidad del fluido, en condiciones de convección natural.

En esta investigación se evaluó el desempeño de dos modelos, estático y dinámico, para colectores solares de aire de placas planas, en iguales condiciones de operación. Con la finalidad de contrastar los resultados de las simulaciones con los parámetros reales, medidos de forma experimental, empleando para ello un colector solar de aire de placas planas, al cual se le implementó un sistema de adquisición y almacenamiento de datos.

La simulación del modelo dinámico, considera variables, parámetros asociados a las pérdidas de calor del sistema, flujo másico y calor específico de los elementos del sistema, parámetros que la propuesta original del modelo desarrollado por Garg (1981), considera como contantes.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo general**

Evaluar la capacidad de simulación de los modelos, estático y dinámico, para predecir el comportamiento de colectores solares de aire de placas planas, bajo condiciones de convección natural.

### **Objetivos específicos**

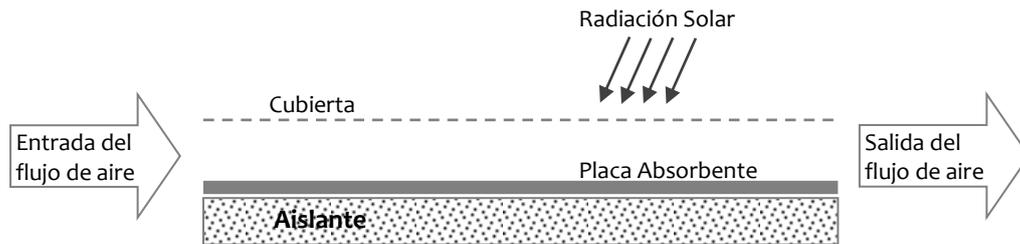
- Establecer estrategias de resolución para los dos modelos (estático y dinámico), aplicando métodos numéricos.
- Implementar un sistema de adquisición de datos, que permita registrar el comportamiento de un colector solar de aire.
- Comparar el resultado de las simulaciones de ambos modelos con datos medidos, en función de eficiencia y temperatura del fluido a la salida del sistema, en iguales condiciones de operación.



## MATERIALES Y MÉTODOS

### Modelos de simulación de colectores solares de aire

Para analizar los modelos de simulación, se consideró un colector solar de aire de placa plana, compuesto de una cubierta transparente, una placa que actúa como un cuerpo negro para absorber la radiación solar y una estructura de soporte aislada térmicamente (Figura 1).

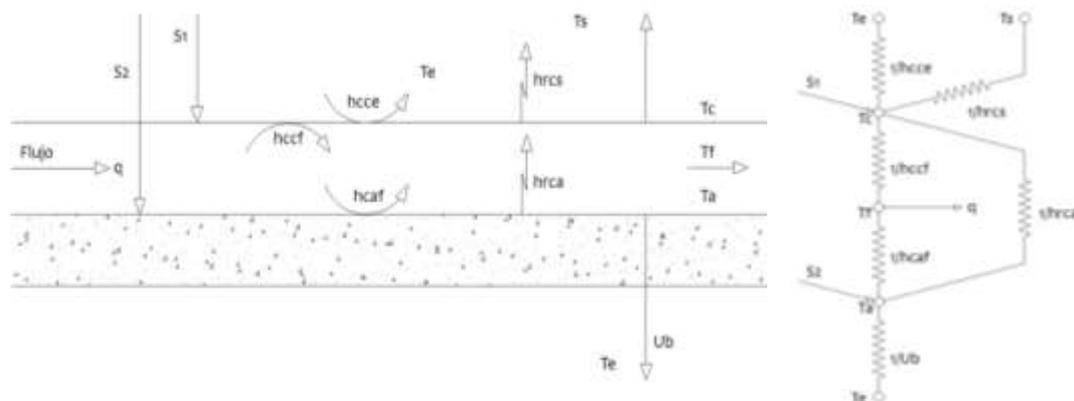


**Figura 1.** Esquema de corte transversal de colector solar de aire de placas planas y de flujo simple.

En estos colectores la radiación solar que pasa a través de la cubierta, es captada por la placa absorbente, lo que produce un aumento de su temperatura. Posteriormente la placa absorbente transfiere esta energía al fluido (aire), que circula en el interior del colector, mediante convección natural.

### Balances de energía

Los modelos físicos de simulación para colectores solares de aire, se fundamentan en balances de energía, los que pueden ser representados como circuitos eléctricos compuestos por resistencias térmicas (Figura 2).



**Figura 2.** Diagrama de un modelo de transferencia de calor en una sección de un colector solar plano de aire.

Donde, las temperaturas equivalen a potenciales eléctricos, los flujos de calor por radiación solar a corrientes eléctricas y los términos asociados a los coeficientes de convección y radiación a resistencias eléctricas.

Este balance de energía permite desarrollar dos estrategias de solución para estos sistemas, la primera plantea un modelo estático y la segunda un modelo dinámico.

### **Modelo de simulación estático**

De los balances de energía para cada componente del colector, se obtiene el modelo matemático compuesto por las ecuaciones [1], [2] y [3] propuestas por Ong (1995), citado por Naphaton & Kongtragool (2003), Lammardo & Baritto (2010), entre otros.

#### **Balance energético para la cubierta del colector:**

$$I\alpha_c + h_{r,c-a}(T_a - T_c) + h_{c,c-f}(T_f - T_c) = h_{r,c-s}(T_c - T_s) + h_{c,c-e}(T_c - T_e) \quad [1]$$

Donde, el primer término, de izquierda a derecha, representa la radiación solar absorbida por la cubierta del colector; el segundo término representa la transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta, el tercer término representa la transferencia de calor por convección entre el fluido y la cubierta; el cuarto término representa la transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el espacio; y el último término representa la transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente.

#### **Balance energético para la placa absorbente del colector:**

$$I\alpha_a \tau_c = h_{c,f-a}(T_a - T_f) + h_{r,c-a}(T_a - T_c) + U_b(T_a - T_e) \quad [2]$$

Donde, el primer término de la izquierda representa la radiación solar absorbida por la placa absorbente; el segundo término representa la transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y el fluido; el tercer término representa la transferencia de calor por radiación entre la cubierta y la placa absorbente; y el cuarto término representa la transferencia de calor por conducción entre la placa absorbente y el ambiente a través de la parte posterior del colector.

### Balance energético para el fluido:

$$h_{c,f,a}(T_a - T_f) = h_{c,c,f}(T_f - T_c) + GC_f \frac{dT_f}{dx} \quad [3]$$

Donde, el término de la izquierda representa la transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y el fluido; el segundo término representa la transferencia de calor por convección entre el fluido y la cubierta; y el tercer término representa el calor almacenado en el fluido. En el último término, la derivada espacial, respecto de la temperatura, se aproximó mediante diferencias finitas (*Backward*).

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{T_{f,i} - T_{f,i-1}}{dx} \quad [4]$$

Donde, el término  $T_{f,i}$  representa la temperatura del fluido, para una sección de largo  $dx$  en el interior del colector y  $T_{f,i-1}$ , la temperatura del fluido en una sección anterior del colector (Figura 3).

### Modelo de simulación dinámico

El modelo dinámico, utiliza como base los balances de energía que incorpora el modelo estático, a los que se les agregan los términos correspondientes a capacidad calorífica y conducción de calor para cada componente. Estos términos nos permiten calcular el almacenamiento de energía y determinar la evolución temporal de las variables del sistema (Garg, et al., 1984).

### Balance energético para la cubierta del colector:

$$I\alpha_c = M_c C_c \frac{\partial T_c}{\partial t} + K_c \delta_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + h_{c,c-e}(T_c - T_e) + h_{r,c-s}(T_c - T_s) + h_{c,c-f}(T_c - T_f) + h_{r,c-a}(T_c - T_a) \quad [5]$$

Donde, el término del lado izquierdo representa la radiación solar neta absorbida por la cubierta de vidrio. El primer término de la derecha de la igualdad, representa la tasa de almacenamiento de calor en la cubierta; el segundo término representa el flujo de calor por conducción a lo largo de la cubierta, en dirección del flujo; el tercer término representa la transferencia de calor por convección entre la atmósfera y la cubierta de vidrio; el cuarto término corresponde la transferencia de calor por radiación entre el cielo y la parte superior de la cubierta; el quinto término representa la transferencia de calor por convección hacia el fluido desde la cubierta de vidrio; y el último término

representa intercambio de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y la parte superior de la placa de absorción.

**Balance energético para la placa absorbente del colector:**

$$I\alpha_a\tau_c = M_a C_a \frac{\partial T_a}{\partial t} + K_a \delta_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + h_{r,c-a}(T_a - T_c) + h_{c,f-a}(T_a - T_f) + U_r(T_a - T_e) \quad [6]$$

Donde el término del lado izquierdo representa la radiación solar neta absorbida por la placa absorbente. El primer término de la derecha, representa la tasa de almacenamiento de calor en la placa absorbente; el segundo término representa el flujo de calor por conducción en la placa absorbente en dirección del flujo; el tercer término representa la transferencia de calor por convección entre la atmósfera y la cubierta de vidrio; el cuarto término corresponde al intercambio de calor por radiación entre la placa absorbente y la parte inferior de la cubierta; el quinto término representa la transferencia de calor por convección hacia el fluido desde la placa absorbente; y el último término representa las pérdidas de calor por conducción entre la placa absorbente y la parte posterior de la placa de absorción.

**Balance energético para el fluido:**

$$M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{G_f C_f}{W} \frac{\partial T_f}{\partial x} + h_{c,c-f}(T_c - T_f) = h_{c,f-a}(T_a - T_f) \quad [7]$$

Donde, el primer término de la izquierda indica la tasa de almacenamiento de calor en el fluido en función del tiempo; el segundo término representa la tasa de almacenamiento de calor en el fluido, para un volumen de control; el tercer término representa la transferencia de calor por convección entre la cubierta y el fluido; y el último término representa la transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y el fluido en el interior del colector.

El modelo de simulación dinámico para colectores solares de aire de placas planas, representado por las ecuaciones [5], [6] y [7], considera derivadas espaciales, desarrolladas con diferencias centradas, y derivadas temporales, implementadas mediante diferencias *Forward*, utilizando pequeños incrementos de tiempo (Garg et al., 1981). La solución originalmente propuesta para este modelo, por el mismo autor, asume constantes los parámetros térmicos de los

materiales, la velocidad del fluido en el interior del colector y los coeficientes de transferencia de calor por conducción y convección del sistema. Para este estudio se consideraron estos parámetros variables, en función de la evolución temporal de la temperatura, para cada componente del colector.

### Condiciones iniciales y de frontera utilizadas en las simulaciones.

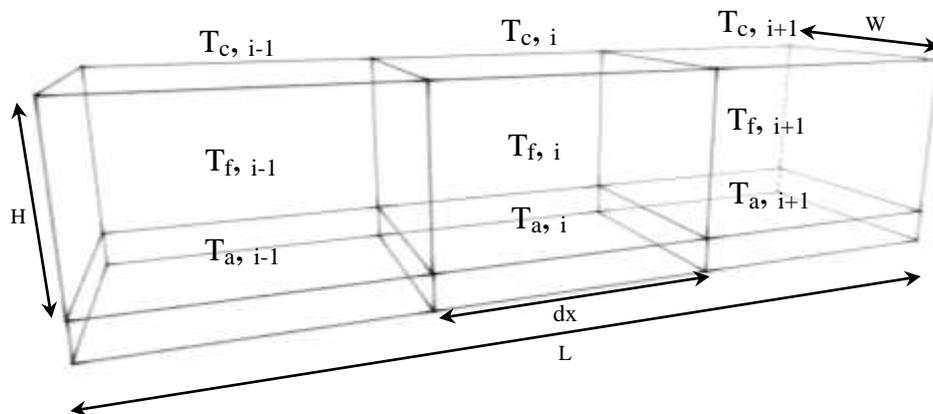
Para ambos modelos, estático y dinámico, se consideró una temperatura inicial en el colector igual a la temperatura ambiente ( $T_e$ ), en cada elemento del colector; cubierta, fluido y placa absorbente.

$$T_c(i, 0) = T_f(i, 0) = T_a(i, 0) = T_e(0)$$

Para los pasos de tiempo siguientes, el modelo estático considera como condición de borde al ingreso del colector, la temperatura ambiente. En cambio el modelo dinámico considera la temperatura a la entrada del colector, igual a la temperatura de la misma sección en el periodo de tiempo anterior.

### Solución de modelos

Para la aproximación numérica de ambos modelos, se consideró una discretización espacial del colector en secciones de igual largo ( $dx$ ) sobre el largo total del colector ( $L$ ). Para cada sección se estableció un volumen de control, como se muestra en la Figura 3. Cada volumen de control consideró el efecto del cambio de temperatura sobre las propiedades del aire y de los materiales de construcción del colector.



**Figura 3.** Diagrama con volumen de control para una sección del colector solar plano de aire.

Para el caso del modelo estático, resolver los balances utilizando esquemas de diferencia finita, permitió plantear un sistema de ecuaciones algebraicas y obtener soluciones a través del método de Newton Raphson, para cada volumen de control.

Por otra parte, las ecuaciones que componen el modelo dinámico, obtenidas de los balances de energía, son independientes entre sí, ya que no existe acople entre las variables temporales y espaciales de las ecuaciones, por lo tanto no constituye un sistema de ecuaciones.

Para evaluar los modelos, se implementó un código en MATLAB para cada uno de ellos. Los resultados de las simulaciones permiten generar curvas de; temperatura del aire a la salida del colector, temperatura de la cubierta y temperatura de la placa absorbente. Los resultados de cada modelo fueron contrastados con los valores medidos, lo que permitió evaluar su desempeño bajo las condiciones ambientales en las que se realizó el experimento.

### **Coefficientes de transferencia de calor**

Para calcular los coeficientes de transferencia de calor por radiación, convección y conducción, entre los componente del colector solar de aire, se utilizaron las expresiones presentadas por Duffie and Beckman (1991).

#### **Coefficiente de radiación:**

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie de absorción y la cubierta transparente ( $h_{r,a-c}$ ), se consideran ambas placas opacas y grises a la radiación de longitud de onda larga:

$$h_{r,a-c} = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad [8]$$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el cielo y la cubierta transparente ( $h_{r,c-s}$ ), se considera el cielo como un cuerpo negro y la superficie transparente como un cuerpo gris para radiación de longitud de onda larga:

$$h_{r,c-s} = \sigma\varepsilon_c(T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2) \quad [9]$$

### **Coefficiente de convección:**

El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire ambiente externo al colector ( $h_w$ ), se determinó a partir de la expresión propuesta por McAdams et al. (1954), la que depende la velocidad del viento ( $V$ ).

$$h_w = 5.7 + 3.8 V \quad [10]$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en el interior del colector, entre la placa absorbente y la cubierta ( $h_{c,p-c}$ ), se determinó el número de Nusselt ( $Nu$ ) mediante:

$$h_{c,p-c} = \frac{Nu \cdot K_f}{h} \quad [11]$$

Ya que para el cálculo del coeficiente convectivo del fluido entre placas inclinadas, se despreció las pérdidas generadas por convección forzada y se calculó el número de Nusselt para convección natural, con la expresión propuesta por Hollands (1819).

$$Nu = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos(\beta)} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos(\beta)} \right]^* + \left[ \left( \frac{Ra \cos(\beta)}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad [12]$$

\*Los términos negativos se anulan.

Donde,  $\beta$  es el ángulo de inclinación del colector y se considera el aire como un gas ideal.

Para determinar el número de Rayleigh ( $Ra$ ), es necesario conocer algunas propiedades del fluido, como el coeficiente de expansión volumétrica, la viscosidad cinemática y la difusividad térmica:

$$Ra = \frac{g\beta'_f \Delta T h^3}{\nu_f \alpha_f} \quad [13]$$

## Propiedades del aire

Las propiedades del aire en el interior del colector, fueron calculadas utilizando las expresiones propuestas por Tiwari et al. (2002), en función de la temperatura del fluido ( $T_f$ ) de cada volumen de control en grados Celsius:

-Calor específico:

$$C_f = 999.2 + 0.1434T_f + 1.101 \cdot 10^{-4} T_f^2 + 6.7581 \cdot 10^{-8} T_f^3 \quad [14]$$

-Conductividad térmica:

$$K_f = 0.0244 + 0.6773 \cdot 10^{-4} T_f \quad [15]$$

-Difusividad térmica:

$$a_f = 7.7255 \times 10^{-10} T_f^{1.83} \quad [16]$$

-Viscosidad cinemática:

$$V_f = (0.1284 + 0.00105T_f) \cdot 10^{-4} \quad [17]$$

-Densidad del aire:

$$\rho_f = \frac{353.44}{T_f + 273.15} \quad [19]$$

-Coeficiente de expansión volumétrico del aire:

$$\beta_f = \frac{1}{T_f + 273.15} \quad [20]$$

Para calcular la eficiencia del colector solar de aire de placas planas, tanto en las simulaciones como experimentalmente, se utilizó la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{G_f C_f (T_f - T_e)}{I \cdot A_c} \quad [21]$$

Para el error asociado a cada modelo se utilizó la raíz del error cuadrático medio (RMSE por sus siglas en inglés):

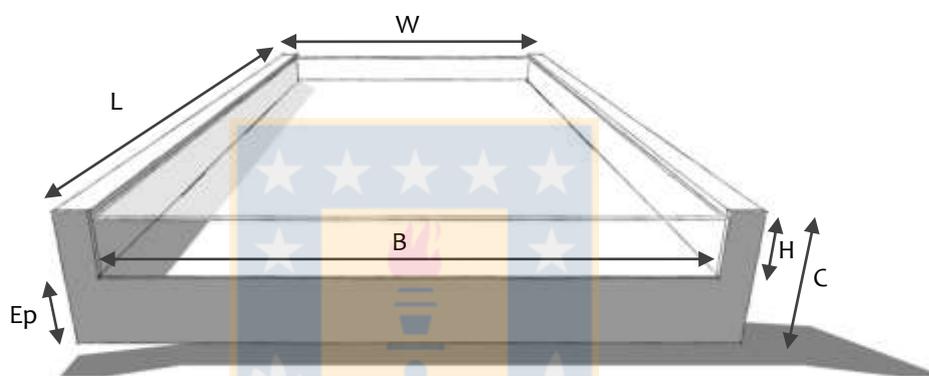
$$E = \sqrt{\frac{\sum (D_m - D_s)^2}{n}} \quad [22]$$

Donde,  $D_s$  representa el valor de los datos simulados por cada uno de los modelos,  $D_m$  el valor del dato medido y  $n$  representa el número de datos comparados, entre las 8:00 y las 22:00 h.

El cálculo del RMSE se empleó para comparar los resultados de las simulaciones de la temperatura del fluido a la salida del colector y la eficiencia del colector, obtenida con ambos modelos, con los datos experimentales.

### Implementación del sistema experimental

Para evaluar el desempeño de los modelos estático y dinámico, se construyó un colector solar de aire de placas planas de 2 m de largo (L), 1 m de ancho (W), 13 cm de alto (C), 4 cm de separación entre la cubierta y la placa absorbente (H), con placa absorbente y cubierta de 0,94 m de ancho (B) y un aislante de 9 cm de espesor (Ep), (Figura 4).



**Figura 4.** Diagrama frontal del colector solar de aire construido.

Este colector está compuesto de una cubierta de vidrio común de 5 mm de espesor, una placa absorbente de aluminio de 1 mm de espesor, una capa de aislante de poliéster de 9 cm, una estructura de soporte con perfiles de acero galvanizado de 0,85 mm de espesor y una placa posterior de metal liso galvanizado de 0,35 mm de espesor.

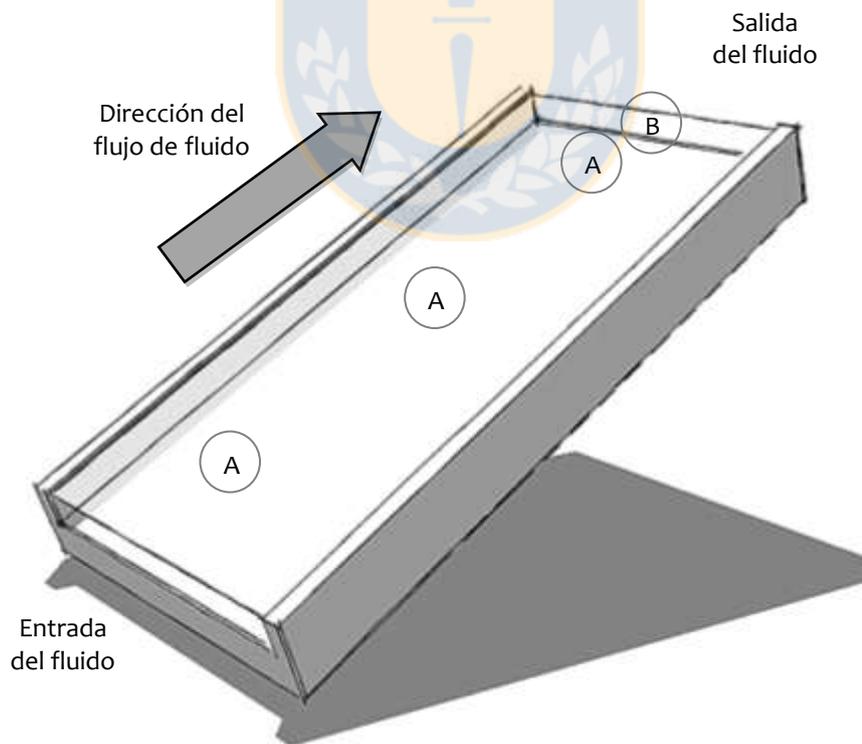
**Tabla 1.** Propiedades físicas y ópticas de los materiales utilizados en la construcción del colector solar de aire.

Propiedad	Unidad	Material		
		aluminio	vidrio	aislante de poliéster
Densidad	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	2700	2500	6,0
Conductividad térmica	$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot^{\circ}\text{K})^{-1}$	209	0,81	0,068
Calor específico	$\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{K})^{-1}$	909	670	-
Absorbancia		0,80	0,08	-
Transmitancia		-	0,80	-
Emisividad		0,96	0,89	-

Para el cálculo de las pérdidas posteriores solo se consideró la conductividad térmica y el espesor del aislante, despreciando los efectos conductivos de la cubierta posterior de metal liso galvanizado.

Las pruebas de operación del colector solar de aire, al igual que la medición de variables ambientales, se realizaron en las dependencias de la Facultad de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Concepción. Para ello se instaló un colector solar de aire orientado hacia el norte, con una inclinación de  $23^\circ$  respecto a la horizontal (Figura 5).

Para medir las variables de funcionamiento del colector, se implementó un sistema de adquisición de datos, con sensores de medición de temperatura (Termistores NTC 640-10K), en tres puntos de la placa absorbente, con una frecuencia de muestreo de un minuto, además de un sensor de temperatura de aire (DTH22/AM2302), ubicado en la salida del colector, con frecuencia de muestreo de un minuto y un sensor de flujo de aire (GM8903) a la salida del colector, este último con una frecuencia de muestreo de un segundo.



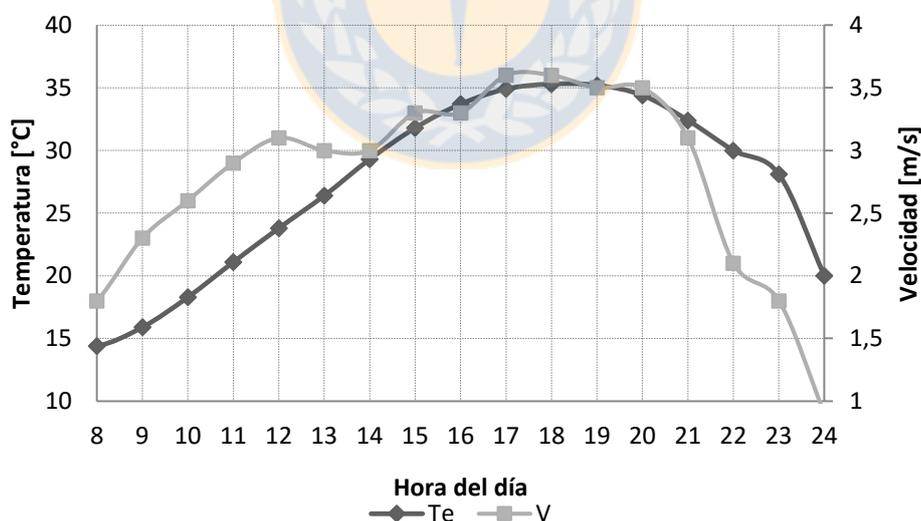
**Figura 5.** Diagrama del colector, con ubicación de sensores de temperatura en la placa absorbente (A) y ubicación de sensores de temperatura de aire y flujo de aire (B).

**Tabla 2.** Características de los sensores utilizados en el registro de datos del colector solar de aire.

Característica	Sensor		
	640-10K	DTH22	GM8903
Rango	-40 a 150 °C	-40 a 80 °C	0 a 30 m·s <sup>-1</sup>
Precisión	0,5 %	0,5 %	3 %
Resolución	0,1 °C	0,1 °C	0,001 m·s <sup>-1</sup>

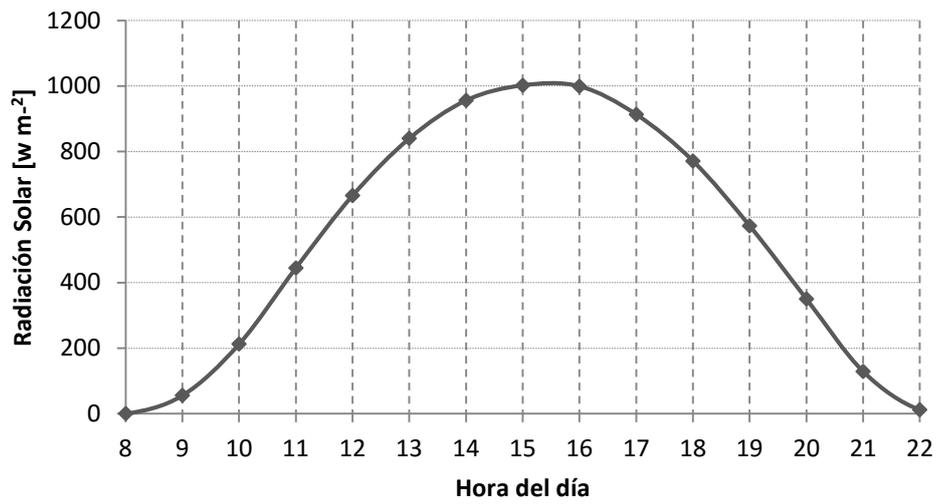
Los datos ambientales de radiación solar, temperatura ambiental y velocidad de viento, fueron registrados en una estación meteorológica (Campbell Scientific, General Weather Station) de la Facultad de Ingeniería Agrícola, Universidad de Concepción, Campus Chillán (36°35'44.0" S 72°04'46.3" W), correspondientes al día sábado 30 de enero de 2016, entre las 8:00 y las 22:00 h.

Las mediciones se iniciaron a las 8:00 h de la mañana con una temperatura ambiental ( $T_e$ ) cercana a los 15 °C, la temperatura incrementó gradualmente alcanzando los 35 °C a las 17:00 h para luego descender hasta 30 °C a las 22:00 h, mientras que la velocidad de viento varió durante el día entre 1,8 y 3,6 m·s<sup>-1</sup>, como se aprecia en la Figura 6.



**Figura 6.** Temperatura ambiental ( $T_e$ ) y velocidad del viento (V), durante la prueba de validación de los modelos.

Por otra parte la radiación solar incidente sobre el colector con 23° de inclinación, registró valores cercanos a 1000 W·m<sup>-2</sup>, entre las 15:00 y las 16:00 h como se aprecia en la Figura 7.



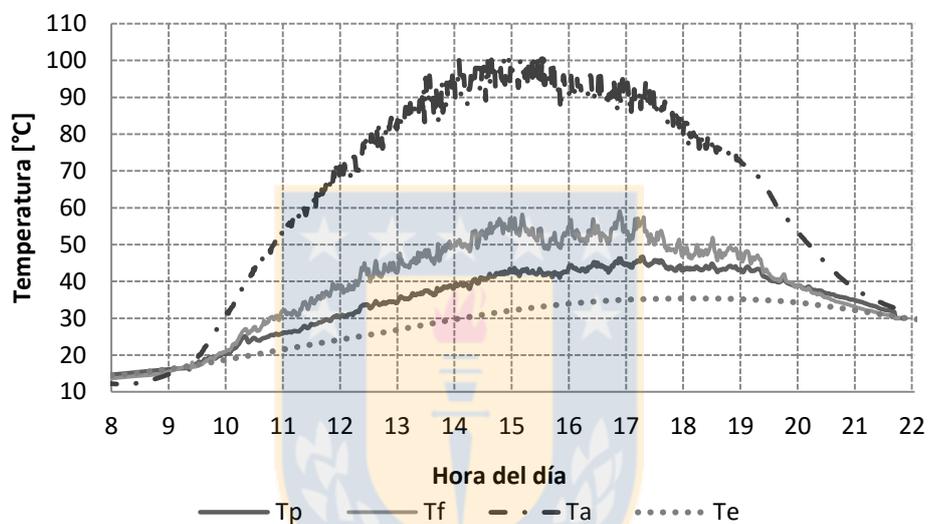
**Figura 7.** Radiación solar incidente sobre el colector solar de aire, orientado hacia el norte y con una inclinación de  $23^\circ$  respecto a la horizontal.



## RESULTADOS

### Comportamiento experimental del colector solar

Durante las pruebas se registraron los siguientes parámetros de operación del colector solar; temperatura de la placa absorbente, en un punto cercano a la salida del colector, temperatura del aire a la salida del colector, temperatura en el centro de la cubierta posterior, temperatura ambiente, la que corresponde a la temperatura del fluido a la entrada del colector (Figura 8), radiación solar incidente sobre el colector y flujo másico de aire en el colector.



**Figura 8.** Temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ) medida en un punto cercano a la salida del colector, temperatura de la cubierta posterior ( $T_p$ ), temperatura del fluido a la salida del colector ( $T_f$ ) y temperatura ambiente ( $T_e$ ).

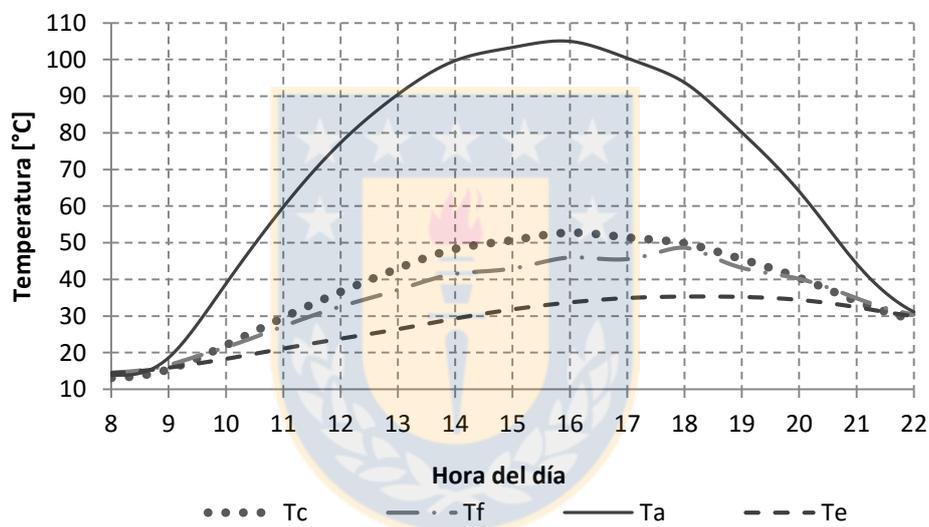
La evolución temporal de la temperatura de la placa absorbente en el punto más cercano a la salida del aire generó una curva gaussiana, con temperaturas que bordearon los 100 °C, cerca de las 15:00 h. La temperatura del fluido a la salida del colector registró un ascenso paulatino a lo largo del día, alcanzando su mayor registro de 60 °C aproximadamente, esto minutos antes de las 17:00 h, para luego descender hasta igualar la temperatura ambiental.

Se midió la velocidad del flujo del fluido a la salida del colector, para ello se registraron datos durante un día de prueba. Las mediciones realizadas en las pruebas experimentales, se registro una velocidad del fluido en el interior del

colector que fluctuó entre  $0,6$  y  $1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , con la cual se calculo el flujo másico del aire que circula al interior del sistema.

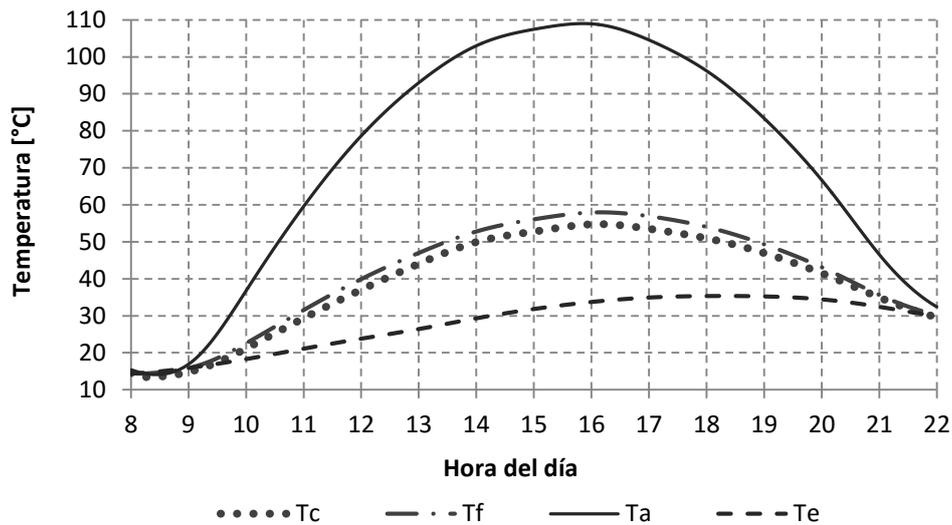
### Simulación del colector solar de aire mediante modelos estático y dinámico

Utilizando ambos modelos se simuló el comportamiento del colector, bajo las mismas condiciones ambientales registradas durante el día de la prueba experimental, es decir, temperatura del ambiental, radiación solar y velocidad de viento. A través de las simulaciones se obtuvieron las temperaturas de la cubierta, placa absorbente y fluido a la salida del colector, obteniendo los resultados que se presentan gráficamente en las Figuras 9 y 10.



**Figura 9.** Temperatura de la cubierta ( $T_c$ ), temperatura del fluido ( $T_f$ ) y temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ), obtenidas con modelo estático a la salida del colector, además de la temperatura ambiental ( $T_e$ ).

En la Figura 9, se puede apreciar la evolución de temperatura de la placa absorbente obtenida el modelo estático. La placa inicia su calentamiento aproximadamente media hora antes de lo observado experimentalmente, alcanzando un máximo de  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  a las  $16:00 \text{ h}$ , mientras que la temperatura de fluido no supera los  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , momento en el que la ganancia de temperatura del fluido es cercana a los  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ , respecto de la temperatura ambiental.

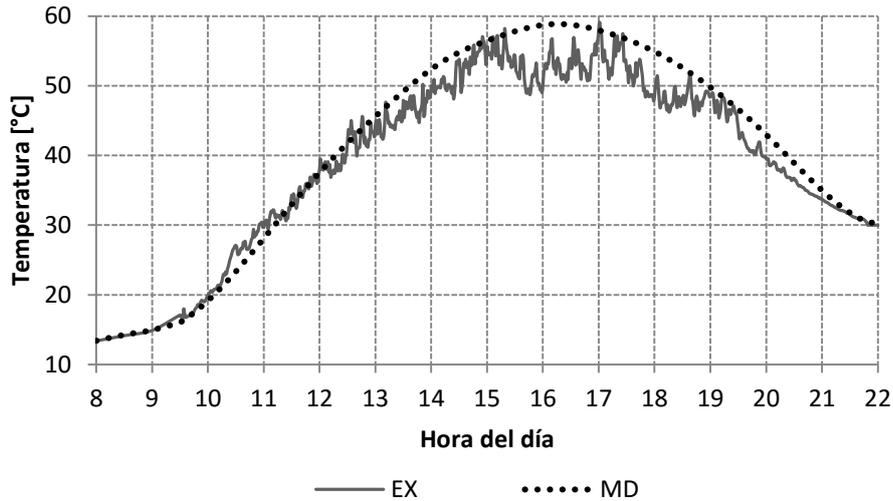


**Figura 10.** Temperatura de la cubierta ( $T_c$ ), temperatura del fluido ( $T_f$ ) y temperatura de la placa absorbente ( $T_a$ ), obtenidas con modelo dinámico a la salida del colector, además de la temperatura ambiental ( $T_e$ ).

La evolución de las temperaturas en el modelo dinámico, presentadas en la Figura 10, simuladas bajo las mismas condiciones de operación que el modelo anterior, se asemeja a los resultados obtenidos con el modelo estático, con temperaturas máximas de la placa absorbente de 110 °C, cerca de las 16:00 h, momento en que la temperatura del fluido alcanza 58 °C y una ganancia de 26 °C respecto de la temperatura ambiental, reportando resultados que se ajustan de mejor manera a las temperaturas medidas experimentalmente.

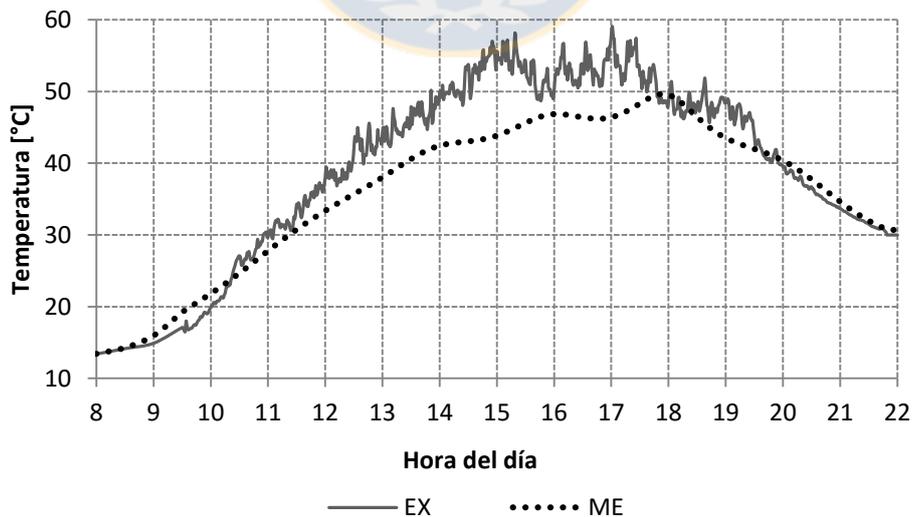
### Evaluación del desempeño del los modelos

Los resultados de la simulación con el modelo dinámico, presentados en la Figura 11, muestran la evolución de la temperatura del fluido a la salida del colector, y la temperatura medida experimentalmente.



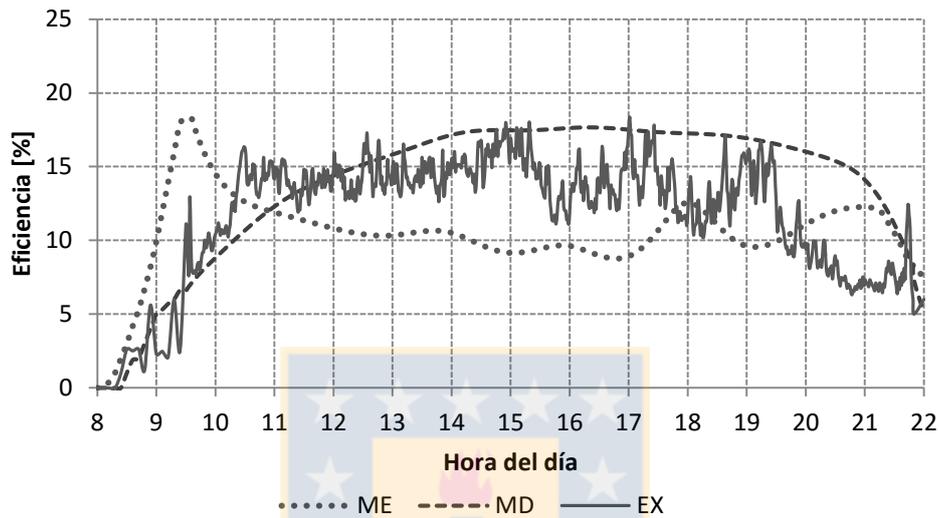
**Figura 11.** Temperatura del fluido a la salida del colector medida (EX) y la temperatura del fluido a la salida del colector simulada utilizando el modelo dinámico (MD).

Al comparar los resultados, de la curva simulada con el modelo dinámico en relación a la curva experimental, esta arrojo un error RMSE de 3,5 °C, con un error porcentual promedio de 11,3 %, y un error típico de 2,1 °C. Del análisis de la Figura 11, se desprende que el modelo dinámico tiende a sobre estimar levemente los valores de temperatura de salida del fluido, sobre todo cuando las mediciones de temperatura alcanzan su valor máximo.



**Figura 12.** Temperatura del fluido a la salida del colector medida (EX) y la temperatura del fluido a la salida del colector simulada utilizando el modelo estático (ME).

En el caso de la simulación con el modelo estático, mostrada en la Figura 12, la temperatura del fluido a la salida del colector, arrojo un RMSE de 5,30 °C, con un error porcentual promedio de 11,7 %, y un error típico de 4,3 °C respecto del valor obtenido en las mediciones experimentales. Además, de la Figura 12 se desprende que el modelo tiende a subestimar los valores de temperatura del fluido a la salida del colector.



**Figura 13.** Eficiencia calculada con modelos estático (ME) y dinámico (MD), en relación a eficiencia obtenida experimentalmente (EX).

Adicionalmente se comparó la eficiencia operacional del colector, obtenida para ambos modelos, con información de eficiencia obtenida experimentalmente (Figura 13). El colector registró una eficiencia promedio de 12,6 % durante el día de medición, la que se asemeja al 10,8 % obtenida en el modelo estático, el cual registra un RMSE de 4,5 % , por otra parte el modelo dinámico obtuvo un valor de eficiencia promedio de 14,9 % y un RMSE de 3,8 %.

## CONCLUSIONES

Se desarrollaron dos modelos teóricos para colectores solares de aire de placas planas, uno estático y otro dinámico, ambos basados en balances de energía para cada componente del sistema. Mediante la aplicación de métodos numéricos se logró simular el comportamiento del colector, utilizando condiciones ambientales locales de la ciudad de Chillán, Chile.

Se implementó un colector solar de aire de placas planas, el cual se instrumentó con un sistema de almacenamiento de datos, que permitió registrar información del funcionamiento del colector, almacenando variables como: velocidad de salida del fluido, de las temperaturas de la cubierta posterior del colector, la temperatura de la placa absorbente, la temperatura del aire a la salida del colector, temperatura ambiente, radiación solar incidente y velocidad de viento en el exterior del colector. Algunos de estos parámetros, junto a las condiciones ambientales locales, datos constructivos y propiedades de los materiales del colector de prueba, se utilizaron como datos de ingreso para las simulaciones.

Al comparar los resultados de las simulaciones obtenidas con ambos modelos, el modelo dinámico, para la temperatura del aire a la salida del colector, registró un error (RMSE) de 3,51 °C, mientras que el modelo estático, para el mismo parámetro, registró un RSME de 5,07 °C. Mientras que para la eficiencia del sistema, el modelo dinámico registró un error de 3,8 % y el modelo estático un 4,5 % en relación a la eficiencia calculada con los datos medidos.

Finalmente y considerando como parámetro principal la predicción de la temperatura de salida del fluido y la eficiencia del colector, podemos concluir que el modelo dinámico, en ambos casos, se ajusta de mejor forma a las mediciones experimentales, producto de la incorporación de variables temporales de almacenamiento de calor y flujo de calor por conducción. Sin embargo este modelo requiere de mayor calidad de información ya que al ser resuelto de forma explícita, debe cumplir con una condición de estabilidad, condición que el modelo estático no requiere.

## REFERENCIAS

- Alghoul, S. & Nagi, M. Ben, 2014. Flow and Temperature Analysis inside Flat Plate Air Heating Solar Collectors. *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, 3(3):63–68.
- Al-Khaffajy, M. & Mossad, L., 2013. Optimization of the heat exchanger in a flat plate indirect heating integrated collector storage solar water heating system. *Renewable Energy*, 57(1):413-421
- Altfeld, K., Leiner, W. & Fiebig, M., 1988. Second law optimization of flat-plate solar air heaters. *Solar Energy*, 41(2):127-132.
- Amraoui, M.A. & Aliane, K., 2014. Numerical analysis of a three dimensional fluid flow in a flat plate solar collector. *International Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 3(3):68–75.
- Ayadi, M., Mabrouk, S. B., Zouari, I. & Bellagi, A., 2014. Simulation and performance of a solar air collector and a storage system for a drying unit. *Solar Energy*, 107(1):292–304.
- Baritto, M. & Bracamonte, J., 2013. En Colectores Solares Planos No Isotérmicos Para Calentamiento De Aire. *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, 17(1):149–162.
- Deng, J., Yang, X. & Wang, P., 2015. Study on the second-order transfer function models for dynamic tests of flat-plate solar collectors Part I: A proposed new model and a fitting methodology. *Solar Energy*, 114(1):418–426.
- Duffie, J.A. & Beckman, W.A., 1991. *Energy of Thermal Processes*. John Wiley, New York.
- El-Sebaili, A. & Al-Snani, H., 2010. Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters. *Energy*, 35(4):1820–1828.
- Fudholi, A., Ruslan, M.H. & Othman, M. Y., 2014. Mathematical Model of Double-Pass Solar Air Collector. *Solar Energy Research Institute*, 279–283.
- Garg, H.P., Chandra, R. & Usha, R., 1981. Transient analysis of solar air heaters using a finite difference technique. *Energy Research*, 5(1):243-252.

- Hegazy, A.A., 2000. Performance of flat plate solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation. *Energy Conversion Management*, (41):401-17.
- Hollands, K.G.T., Unny, T. E., Konicek, L., 1976. Free Convective heat transfer across inclined air layers. *ASME, J. Heat Transfer*, 98:189-193.
- Kalogirou, S.A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(1):231-295.
- Lammardo, A. & Baritto, M., 2010. Modelo matemático del comportamiento térmico de un colector solar de placas planas inclinadas para calentamiento de aire *Mathematical, Revista Ingeniería UC*, 17(3):19–27.
- Luminosu, I. & Fara, L., 2005. Thermodynamic analysis of an air solar collector. *International Journal of Exergy*, 2(4):385-408.
- McAdams, W.H., 1954. *Heat Transmission*, third ed. McGraw-Hill, New York.
- Naphon, P. & Kongtragool, B., 2003. Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat-plate solar air heaters. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 30(8):1125–36.
- Ondieki, H.O., Koech R.K., Tonui J.K. & Rotich S.K., 2014. Mathematical Modeling Of Solar Air Collector With A Trapezoidal Corrugated Absorber Plate. *International Journal Of Scientific & Technology Research*, 3(8):51–56.
- Ong K., 1995. Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. *Solar Energy*, 55(2):93–109.
- Peuser, F.A., Remmers, K.H. & Schnauss, M., 2005. *Sistemas Solares Térmicos, Diseño e Instalación*. Censolar, España.
- Saxena, A., Srivastava, G. & Tirth, V., 2015. Design and thermal performance evaluation of a novel solar air heater. *Renewable Energy*, 77(1):501–511.
- Tian, Y. & Zhao, C., 2013. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104(1):538-553.
- Tiwari, G.N., 2002. *Solar Energy Fundamentals, Design, Modeling and Application*. Narosa Publishing House, No:247.
- Yadav, A.S. & Bhagoria, J.L., 2013. A CFD (computational fluid dynamics) based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber plate. *Energy*, 55(1):1127–1142.