

---

**Universidad de la Republica**  
**Centro Universitario Regional Noreste**  
**Sede Tacuarembó**  
**Ingeniería Forestal**

**REVISIÓN Y REDISEÑO DE HORNO SOLAR DE  
SECADO DE MADERA**

Ayrton da Silva Ferreira

José Machado Álvarez

Tutores: Ing. Ind Mec. Mateo Delfino

Ing. Agr. Carlos Mantero

Tacuarembó, 28 de marzo de 2025



## **PÁGINA DE APROBACIÓN**

### **CENTRO UNIVERSITARIO DEL NORESTE – SEDE TACUAREMBÓ**

El tribunal docente integrado por los abajo firmantes aprueba el Trabajo Final de Ingeniería Forestal:

Título:

#### **REVISIÓN Y REDISEÑO DE HORNO SOLAR DE SECADO DE MADERA**

Autor/es:

Ayrton da Silva Ferreira

José Machado Álvarez

Tutor/es:

Ing. Ind. Mec. Mateo Delfino

Ing. Agr. Carlos Mantero

Puntaje: \_\_\_\_\_

Tribunal:

Profesor.....(nombre y firma).

Profesor.....(nombre y firma).

Profesor.....(nombre y firma).

FECHA:



## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a nuestros tutores, Mateo Delfino y Carlos Mantero, por su orientación y compromiso durante el desarrollo de este trabajo. Sus aportes técnicos y su experiencia fueron fundamentales para llevar adelante nuestro trabajo final de grado.

Además, agradecer al docente que brindo apoyo técnico durante gran parte del proceso, evacuando dudas y brindando su punto de vista sobre diversos temas del presente trabajo. ¡¡Gracias Piscio!!

Agradecer también a nuestros amigos, a los que siempre estuvieron y los que ya no están, quienes nos acompañaron, dieron ánimos y no dudaron nunca de que llegaría el momento de culminar la carrera.

Por último, pero tan o más importante que los agradecimientos anteriores, agradecer a nuestras familias. Quienes brindaron su apoyo incondicional en estos años, quienes fueron pilares para nosotros, emocional y económico. Sin ellos, quizás hoy no estaríamos presentando este trabajo.

¡Muchas gracias!

## RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo el estudio, modelado y rediseño de un horno solar para el secado de madera, con énfasis en la optimización del proceso desde un enfoque ingenieril. Se parte del análisis del horno solar instalado en Tacuarembó, caracterizando sus componentes físicos, circuitos hidráulicos, y su funcionamiento térmico. La especie seleccionada para el estudio fue *Eucalyptus grandis*, madera de baja permeabilidad que exige condiciones de secado controladas para minimizar defectos estructurales. A través de una revisión bibliográfica y el desarrollo de modelos matemáticos resueltos en Octave®, se analizaron los balances energéticos en el colector solar y los procesos psicrométricos que rigen el secado de la madera. Se diseñó un ciclo de secado en dos fases: una primera dominada por el contenido de agua libre, y una segunda fase centrada en la remoción de agua higroscópica. Se contemplaron condiciones ambientales para verano e invierno, permitiendo evaluar el desempeño del sistema en distintos escenarios estacionales. Los resultados evidenciaron limitaciones del sistema original, como la acumulación de humedad en el aire y la falta de ventilas para permitir renovación. En respuesta, se propusieron mejoras que incluyen la incorporación de ventilas para generar recirculación parcial de aire, la instalación de superficies extendidas (aletas) en el colector, y la modificación de su geometría. Estas estrategias permitieron reducir los tiempos de secado teórico, destacándose especialmente la disminución del tiempo de secado en condiciones invernales.

## ABSTRACT

This work presents the study, modeling, and redesign of a solar kiln for wood drying, with an emphasis on process optimization from an engineering perspective. The analysis is based on a solar kiln installed in Tacuarembó, Uruguay, with a full characterization of its physical components, airflow circuit, and thermal behavior. The selected wood species is *Eucalyptus grandis*, known for its low permeability and high sensitivity to drying defects. Through a comprehensive literature review and the development of mathematical models implemented in Octave®, energy balances within the solar collector and the psychrometric processes governing wood drying were analyzed. A two-phase drying cycle was designed: the first phase focused on free water removal, and the second on bound water extraction. Environmental conditions for both summer and winter were considered to evaluate system performance across seasons. The results highlighted key limitations of the original system, such as moisture accumulation and the absence of ventilation mechanisms for air renewal. Consequently, several design improvements were proposed, including the implementation of intake and exhaust vents to allow partial air recirculation, the addition of extended surfaces (fins) in the solar collector, and adjustments to the collector's geometry. These modifications led to a reduction in theoretical drying times, especially under winter conditions.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>10</b>
1.1. Importancia del secado.....	10
1.2. Teoría de secado y defectos en la madera .....	10
1.3. Tipos de secado .....	15
1.4. Antecedentes de estudios en hornos de secado solar en Uruguay.....	15
1.5. Situación problema.....	16
1.6. Objetivos.....	16
1.6.1. Objetivo general.....	16
1.6.2. Objetivos específicos .....	16
1.7. Organización de esta monografía.....	17
<b>2. HORNO SOLAR, CASTILLO DE MADERA Y PROGRAMA DE SECADO.....</b>	<b>18</b>
2.1. Horno solar .....	18
2.1.1. Descripción general .....	18
2.1.2. Colector solar, cámara de secado y sistema de ventilación .....	20
2.2. Castillo de madera.....	22
2.2.1 Tablas de madera .....	22
2.2.2 Castillo de madera .....	23
2.3. Programa de secado a modelar .....	31
<b>3. CIRCUITO HIDRAULICO Y CAPA LIMITE .....</b>	<b>32</b>
3.1. Análisis del circuito hidráulico y eléctrico .....	32
3.1.1. Circuito hidráulico.....	32
3.1.2. Potencia hidráulica y eléctrica del sistema.....	42
3.1.3. Diagrama unifilar .....	43
3.2. Análisis de la capa límite en el colector solar .....	45
<b>4. COLECTOR SOLAR DEL HORNO .....</b>	<b>48</b>
4.1. Análisis térmico .....	48
4.1.1. Radiación .....	49
4.1.2. Convección forzada .....	50
4.1.3. Convección natural.....	53
4.2. Balances de energía .....	53
4.3. Iteración y convergencia, lógica de programación .....	56
<b>5. PSICROMETRÍA – PROCESO DE SECADO DE MADERA.....</b>	<b>61</b>
5.1. Descripción del ciclo de secado .....	61
5.2. Cálculo y proceso de análisis.....	63



5.3. Análisis del ciclo de secado .....	67
6. REDISEÑO .....	70
6.1. Rediseño circuito hidráulico.....	70
6.1.1. Análisis del proceso de secado .....	77
6.2. Rediseño del colector solar .....	86
6.2.1. Implementación de superficies extendidas.....	86
6.2.2. Cambio de dimensiones del colector .....	100
6.3. Resultados de rediseño .....	112
7. CONCLUSIÓN .....	114
8. BIBLIOGRAFÍA.....	116

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Importancia del secado

El secado es un importante proceso en la cadena de industrialización de la madera sólida. Este tiene como objetivo remover la humedad presente en la madera hasta alcanzar un determinado contenido de humedad (CH) definido según el uso previsto de la materia prima [1].

Aunque en algunas puestas en servicio la madera puede ser utilizada en estado verde o con un alto CH, incorporar un proceso de secado ofrece los siguientes beneficios:

- Incremento de la resistencia mecánica y aumento en la estabilidad dimensional.
- Facilita procesos de manufactura como cepillado, lijado, clavado, aplicación de colas, pinturas y algunos procesos de impregnación.
- Reducción de costos asociados al transporte.
- Prolonga su vida útil al prevenir ataques de agentes bióticos.
- Mejora propiedades aislantes de la madera, tanto térmicas como eléctricas [2].

Estos beneficios le aportan a la madera especificidad en su uso final y aumenta su valor en el mercado. A la fecha de 2021, en la zona norte de nuestro país, un estudio identificó que el precio de las tablas de madera seca es tres veces superior al de las tablas de madera verde [3].

Este proceso es el más costoso dentro de la cadena de industrialización de la madera sólida, además, es el proceso más sensible a la aparición de defectos [4].

## 1.2. Teoría de secado y defectos en la madera

El agua dentro de la madera se encuentra presente en tres formas distintas: agua libre, agua higroscópica (o ligada) y agua de constitución [1].

Cuando los lúmenes de las células están completamente saturados de agua, se identifica como agua libre. En esta etapa, el CH puede variar desde valores que exceden el 100 % de la masa seca de la madera hasta la ausencia total de agua libre en los lúmenes, lo cual ocurre aproximadamente a un CH del 30 % [5]. Este rango, por convención, se denomina punto de saturación de las fibras (PSF), momento en el cual solo queda agua ligada a las paredes celulares y agua de constitución.

El agua de constitución forma parte de la estructura química de la madera y no puede eliminarse mediante procesos de secado; representa entre 0.5 y el 1% del CH. Así, el rango entre el PSF y el 1% del CH corresponden al agua ligada en las paredes celulares. Estos valores de humedad pueden variar según género, especie y dentro del propio árbol, tanto a lo largo del fuste (variación longitudinal) como desde la superficie hacia el centro (variación radial). A pesar de esta variabilidad, los valores indicados se consideran estándar [1].

El CH de la madera varía según las condiciones ambientales debido a su naturaleza higroscópica, es decir, la capacidad para adsorber y liberar humedad en función de la humedad relativa (HR) del ambiente. El punto en el cual la madera no absorbe ni libera humedad se conoce como contenido de humedad de equilibrio (CHE), parámetro que resulta de interés para el producto final en su entorno de uso [2].

El proceso de secado se puede representar mediante la gráfica de la figura 1.

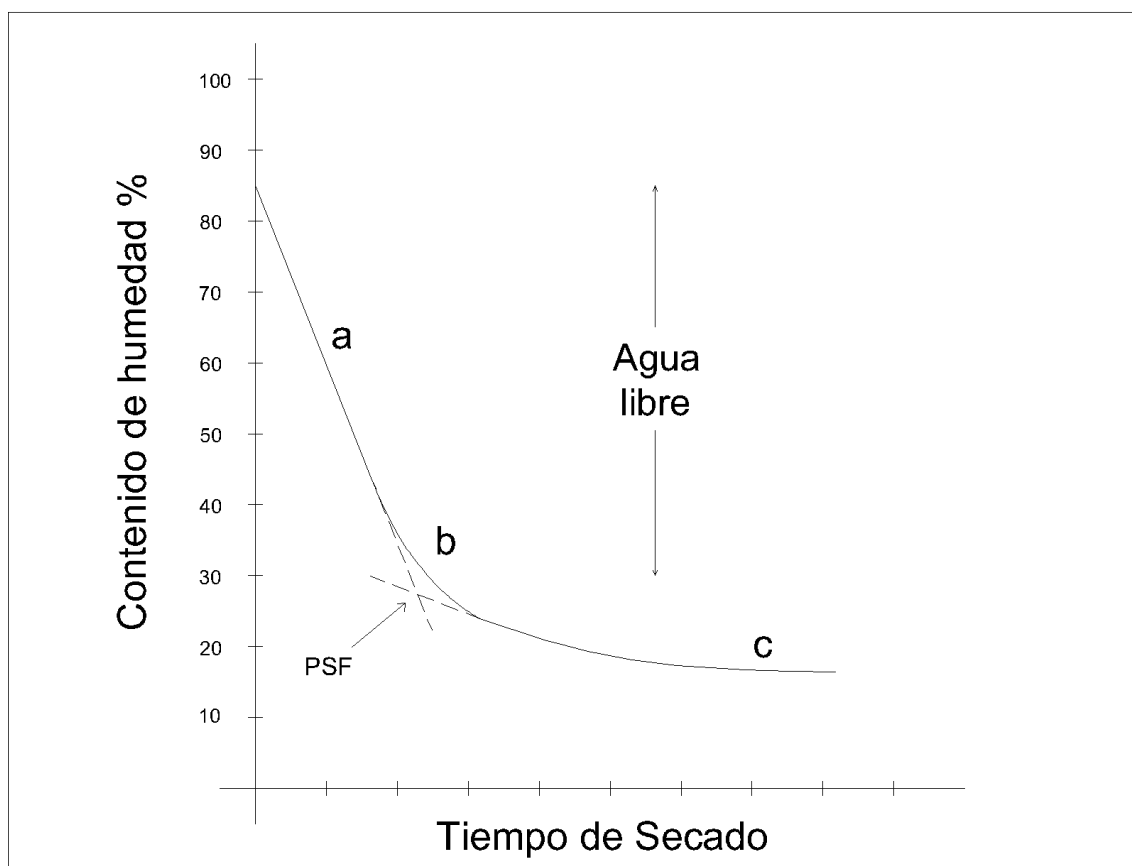


Figura 1. Curva teórica del proceso de secado de madera. Adaptado de [1].

La figura 1 ilustra la evolución del CH desde un estado inicial de alta humedad hasta alcanzar el CHE en función del tiempo. La duración del proceso varía según la tecnología empleada, meses en el secado a la intemperie u horas en el secado industrial [1].

En la curva de la figura 1 se distinguen tres etapas:

- Tramo inicial de la curva con una pendiente constante, representa la pérdida de humedad en forma de agua libre.
- Transición entre la eliminación total del agua libre y el comienzo de la pérdida de agua higroscópica.
- Pérdida gradual de agua higroscópica hasta alcanzar el CHE, donde la curva tiende a ser horizontal.

Para reducir el CH debe existir un gradiente de humedad entre el ambiente y la superficie de la madera. Si la humedad del aire circundante es menor que la humedad superficial de la madera, se genera un gradiente de concentración de vapor. Este gradiente conduce a la evaporación del agua superficial, lo que resulta en una disminución progresiva del CH de la pieza de madera en el tiempo [6].

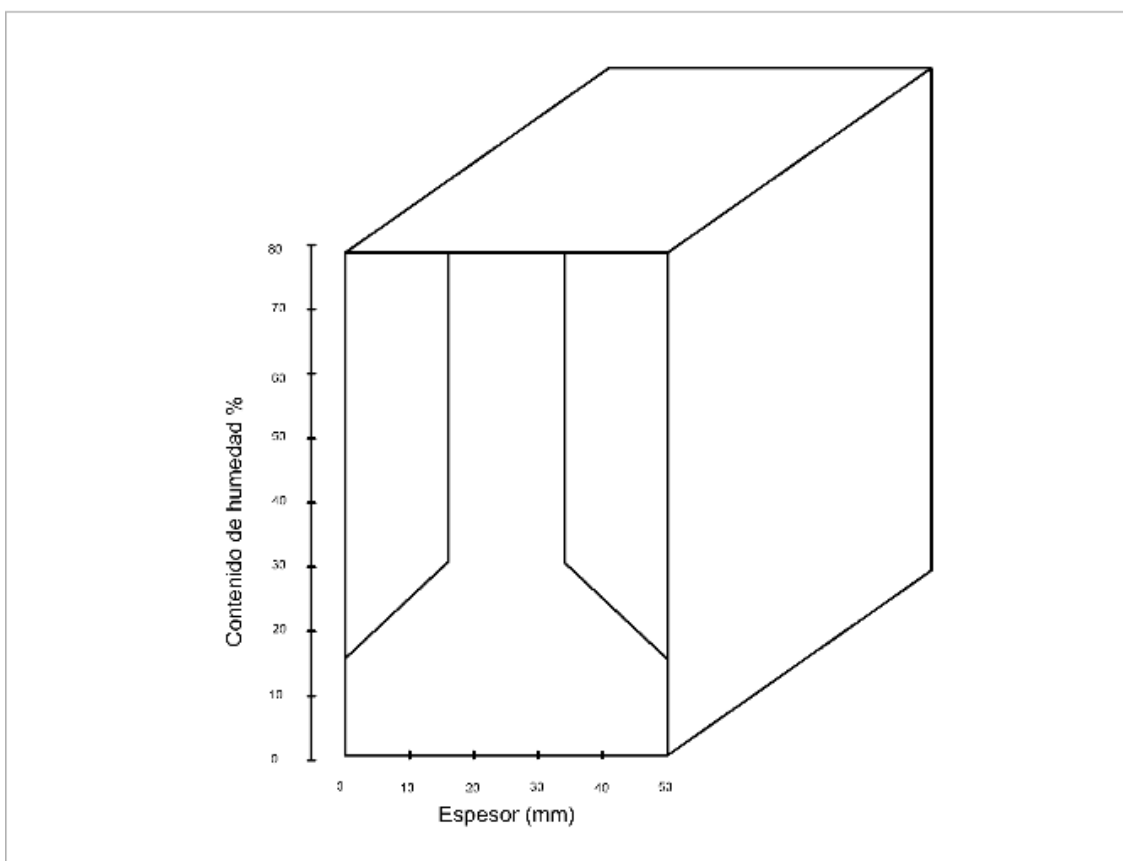
Inicialmente, esta transferencia ocurre en la superficie de la madera y, posteriormente, en su interior. Este proceso puede asimilarse al comportamiento de un sistema de tuberías, en el que un gradiente de presión dentro de la madera impulsa el agua hacia el exterior. Al mismo tiempo, la

evaporación en la superficie genera una presión negativa que ejerce un efecto de succión sobre la columna de agua lo que contribuye al movimiento de esta a la superficie [6].

Cuando el CH de la madera es superior al PSF, el agua libre se transfiere desde el interior de la madera hacia la superficie principalmente por flujo de masa. A medida que transcurre el tiempo, el CH de la madera disminuye hasta alcanzar el PSF, momento en el cual, el movimiento del agua hacia la superficie pasa a estar dominado por la difusión de vapor [6].

Los factores que afectan la velocidad del proceso de secado varían según el CH de la madera, es decir, en función del tipo de agua presente. Cuando la madera contiene agua libre, la velocidad de secado depende principalmente de la velocidad del flujo de aire en circulación. En cambio, cuando el CH desciende por debajo del PSF, la influencia de la velocidad del aire se reduce, y el secado pasa a estar dominado por la diferencia entre la temperatura de bulbo seco (TBS) y la temperatura de bulbo húmedo (TBH) [7], conceptos que se abordarán en detalle en el apartado 5: “Psicrometría – Proceso de secado de madera”.

La pérdida de humedad comienza en las caras de la madera expuestas al aire circundante, lo que genera un gradiente de humedad entre el centro (núcleo) y la superficie de la pieza. Las figuras 2 y 3 ilustran la evolución del CH en el espesor para dos perfiles de humedad característicos (pieza de madera no permeable y permeable, respectivamente) en distintos momentos durante un proceso de secado. Siendo la permeabilidad una medida de facilidad con la que los fluidos atraviesan la madera, siendo esta influenciada por la anatomía de la madera [8].



*Figura 2. CH vs espesor de una pieza de madera no permeable para distintos momentos en el proceso de secado. Adaptado de [9].*

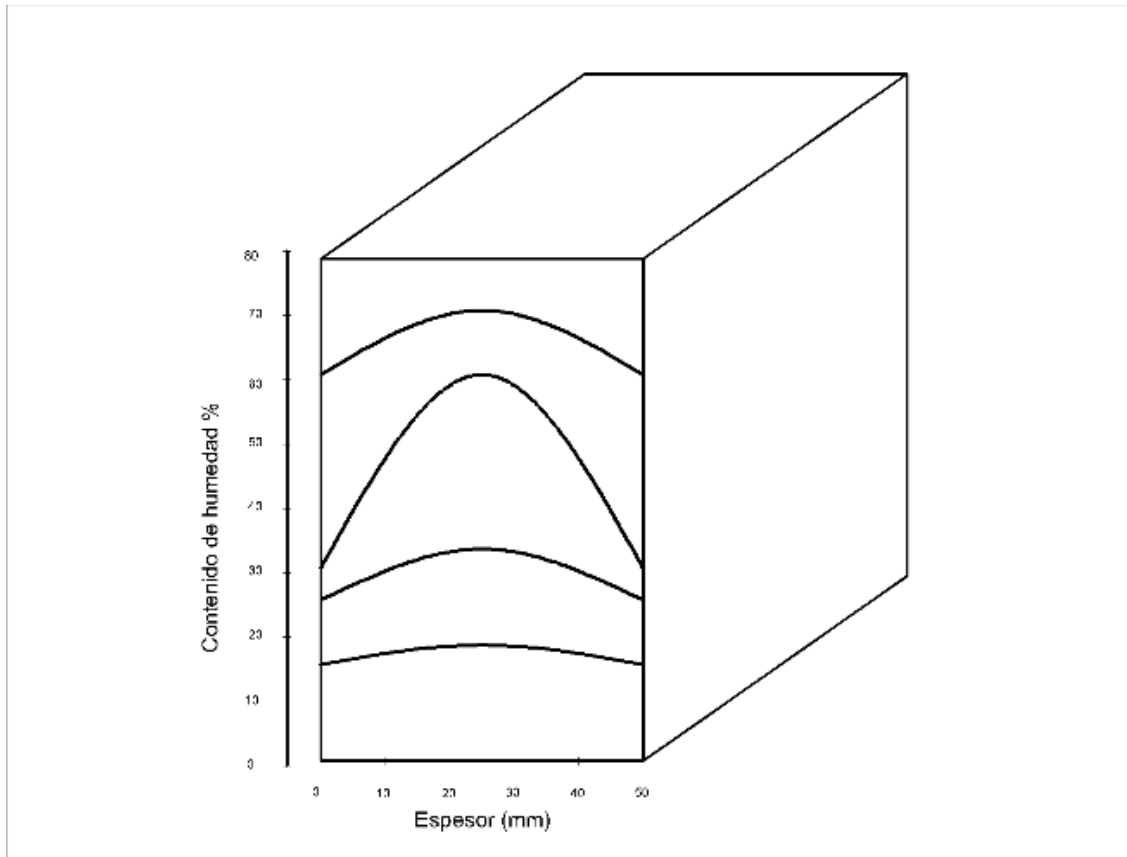


Figura 3. CH vs espesor de una pieza de madera permeable para distintos momentos en el proceso de secado. Adaptado de [1].

La figura 2 ilustra el perfil de humedad en una madera no permeable, donde el CH en el núcleo se mantiene constante hasta el PSF, una característica determinada por la anatomía de la madera. Esta condición puede prevenirse mediante un secado lento (ej. *Quercus alba*), que evita la interrupción del flujo de agua desde el núcleo hacia la superficie. **Un secado lento implica que la diferencia de CH entre el núcleo y la superficie de la pieza de madera no sea mayor a 3 puntos porcentuales [9].**

Para maderas no permeables y poco permeables el tiempo de secado se ve afectado debido al grosor de las paredes celulares, ya que la pérdida de humedad por flujo de masa se ve comprometido por el grosor de estas.

En contraste, la figura 3 ilustra cómo, al transferirse humedad de la superficie de la madera al aire circundante, la concentración de agua en la superficie disminuye, mientras que en el núcleo el CH permanece constante durante las etapas iniciales del secado. Esta diferencia de concentración entre el núcleo y la superficie genera un flujo de masa o difusión, dando lugar a una distribución del CH a través del espesor en forma de coseno.

Para piezas de poco espesor ( $\approx 2mm$ ) se mantiene un gradiente de humedad insignificante entre la superficie y el núcleo. En cambio, en piezas de mayor espesor, las condiciones de temperatura y HR del aire circundante pueden acelerar la evaporación superficial, generando un gradiente de humedad entre la superficie y el núcleo de la pieza [1].

Los defectos en la madera son “variaciones en la calidad de ésta, debidas a una serie de factores que pueden afectar sus diferentes propiedades, determinando alguna limitación parcial o total en las aplicaciones de esta materia prima” [1].

Un el gradiente de humedad es muy pronunciado, pueden generarse dos defectos en la madera característicos:

- Encostramiento: Ralentiza el secado de la madera al interrumpir el flujo de agua desde el interior hacia la superficie.
- Colapso: Se produce cuando las células de la madera se aplastan debido a la presión hidrostática, que supera la resistencia de la pared celular. Esto ocurre como consecuencia de un secado rápido en maderas poco permeables y suele manifestarse en la etapa inicial del proceso, cuando el gradiente de humedad es muy alto.

El gradiente de humedad entre la superficie y el núcleo puede variar según el corte de la pieza aserrada, propiedad característica de un material anisotrópico. La anisotropía implica que un material exhibe propiedades diferentes al ser medido en diferentes cortes (ejes) [2].

La madera se seca a diferentes velocidades según la dirección del flujo de agua, moviéndose más rápido en sentido tangencial que radial, y aún más rápido en sentido longitudinal, creando inestabilidad y un secado no homogéneo [7].

Durante el proceso de secado, cuando la humedad de la madera desciende por debajo del PSF, se producen cambios dimensionales en las piezas debido a la contracción originada por la pérdida de agua ligada a los tejidos [6].

Un secado muy acelerado puede generar un desbalance en la distribución de esfuerzos, provocando una mayor contracción en la superficie mientras el núcleo permanece húmedo. Esto crea un estado de compresión en el núcleo y tracción en la superficie. Si la resistencia de la madera a estos esfuerzos se ve superada, pueden aparecer defectos como alabeos, grietas y rajaduras [6].

La intensidad de aparición de estos defectos depende de la intensidad del gradiente de humedad y de las características anatómicas específicas de la madera [1] - [9].

Defectos comunes en el proceso de secado:

1. Grietas superficiales: Se forman en las caras tangenciales debido a tensiones que exceden la resistencia a la tracción.
2. Grietas terminales: Ocurren en la etapa inicial del secado por la rápida pérdida de agua en los extremos.
3. Colapso: Se desarrolla mayormente en las etapas iniciales del secado debido a tensiones de compresión interna.
4. Grietas internas y acebolladura: Son causadas por fallas a la tracción cuando el interior de la pieza aún tiene alto CH.
5. Rajaduras: Se manifiestan al inicio del secado y empeoran con el tiempo, causadas por diferencias de contracción radial y tangencial.
6. Alabeos: Deformaciones por anisotropía de contracción y tensiones de crecimiento. Tipos de alabeos:
  - Abarquillado: Curvatura hacia la corteza en tablas tangenciales.
  - Torceduras: Desviación de esquinas del plano teórico.

- Encorvadura: Curvatura longitudinal producto de la presencia de madera juvenil en la pieza aserrada.

### 1.3. Tipos de secado

Una de las tecnologías más antiguas es el secado a la intemperie. Tanto el tiempo necesario para el secado como su calidad están influenciados por los parámetros ambientales de la zona, como la HR, velocidad del aire, temperatura, radiación solar, precipitaciones y topografía. Estos parámetros son incontrolables en esta tecnología. Por otro lado, las variables que se pueden controlar durante el proceso son: las dimensiones de las piezas aserradas, los tipos de cortes de la madera y la configuración o disposición de la estiva (ordenamiento espacial de las piezas aserradas) [1].

Aunque el secado a la intemperie no requiere una gran inversión inicial, mano de obra especializada ni altos costos de mantenimiento y operación, presenta limitaciones significativas en comparación con el secado industrial. En particular, no permite alcanzar niveles de humedad final tan bajos como los obtenidos mediante métodos industriales para piezas aserradas de dimensiones equivalentes [1]. Además, presenta problemas en la calidad final del producto, tales como la ruptura del tejido leñoso, alabeos, contenido de humedad no uniforme y cambios en la coloración.

Por otro lado, el secado artificial consta de cámaras de secado que permiten controlar temperatura, HR y velocidad del aire. Esto disminuye el tiempo requerido para llevar a cabo el proceso, ofrece la posibilidad de ajustar el contenido de humedad final ( $CH_f$ ) de la madera de acuerdo con el uso previsto y reduce los riesgos asociados a defectos de secado. Sin embargo, presenta un alto costo de inversión, un costo operativo elevado y la necesidad de mano de obra especializada [2].

Dentro de las distintas tecnologías de secado de madera se encuentra el secado en horno solar, la cual utiliza la radiación solar como fuente de energía térmica. Este método logra tiempos de secado más cortos y menores valores de  $CH_f$  en comparación del secado a la intemperie. Económicamente, el secado solar implica costos de inversión y operación inferiores a los del secado artificial [1]. Además, si se realiza correctamente, los defectos asociados al secado, como la ruptura del tejido leñoso, alabeos y la no uniformidad en el CH, son menores que en el secado convencional [1].

Esta tecnología es una opción interesante para estudiar y evaluar su viabilidad para las micro y pequeñas empresas del norte de nuestro país debido a su bajo costo de inversión, mantenimiento y al uso de energía solar como fuente de calor.

### 1.4. Antecedentes de estudios en hornos de secado solar en Uruguay

En Uruguay, se realizó un estudio comparativo de dos procesos de secado de *Eucalyptus grandis* en dos secaderos solares ubicados en diferentes zonas, Paysandú (Forestal Caja Bancaria) y Montevideo LATU (Laboratorio Tecnológico del Uruguay), en contraste con un secado a la intemperie. Los resultados revelaron que el  $CH_f$  de la madera se logran en tiempos considerablemente menores al secado natural [10].

En facultad de Agronomía se realizaron ensayos en un secadero de madera solar, donde se llegó a un CHE en la mitad de tiempo que el secado a la intemperie. Además, se menciona que el proceso se torna eficiente luego de alcanzado el PSF [11].

## 1.5. Situación problema

La problemática abordada en el presente trabajo consiste en la remoción de la humedad de piezas aserradas de una madera poco permeable, *Eucalyptus grandis*, utilizando un horno de secado solar. Se busca reducir el contenido de humedad inicial ( $CH_i$ ) del 100% a un  $CH_f$  del 10%, con el fin de obtener un producto con la menor cantidad de defectos asociados al proceso en el menor tiempo posible.

El horno solar, objeto de estudio relevado en una etapa previa a este trabajo, se ubica en Tacuarembó, en el “Campo Auxiliar de la Escuela Agraria” (-31.687833, -55.991493). Su construcción fue en el 2021, resultado de la colaboración entre el Laboratorio Tecnológico del Uruguay (LATU), Agencia Japonesa de Cooperación Internacional (JICA) y Universidad del Trabajo del Uruguay (UTU), con el propósito de investigar el secado solar en la región.

La decisión de modelar el proceso de secado en un horno solar para *Eucalyptus grandis* se fundamenta en la falta de estudios integrales en Uruguay que aborden este proceso de manera completa. El proyecto busca analizar, desde una perspectiva fisicomatemática y de ingeniería, tanto el calentamiento del aire por radiación como la pérdida de humedad de la madera y la renovación del aire (aspecto limitante del horno relevado. Ver apartado 5: “PSICROMETRÍA – PROCESO DE SECADO DE MADERA”), integrando estos aspectos en un único estudio.

El tratamiento de esta problemática será “teórica”, tomando como referencia el horno solar instalado. Basados en revisión bibliográfica se modelará un proceso de secado, siguiendo las buenas prácticas de ingeniería, con las restricciones físicas pertinentes para que los defectos (según bibliografía) no se generen debido a un mal proceso de secado una vez formulada la modelación en ecuaciones. Debido a la complejidad del análisis se utilizará un software de cálculo, Octave®, para la resolución de las ecuaciones.

## 1.6. Objetivos

### 1.6.1. Objetivo general

- Estudiar el funcionamiento del horno de secado solar para madera de *E. grandis* de una pulgada de espesor y formulación de un rediseño.

### 1.6.2. Objetivos específicos

- Analizar el comportamiento fluidodinámico en el ducto colector/calentador de aire y de la cámara de secado mediante análisis de transferencia de calor y masa.
- Estudiar cómo se da la extracción de humedad en el proceso de secado para tablas aserradas de una pulgada de *E. grandis*; limitaciones y posibilidades.
- Analizar el funcionamiento/comportamiento térmico del colector solar.
- Contribuir con alternativas de posibles cambios constructivos y operativos del horno para reducir el tiempo de secado. Formulación de un rediseño a nivel de anteproyecto.



## **1.7. Organización de esta monografía**

Esta monografía está organizada comenzando por los fundamentos teóricos del secado de madera y avanzando hacia el análisis y rediseño de un horno solar de secado.

A medida que se desarrollan los contenidos, se presentan los resultados asociados a cada temática, integrándolos dentro del análisis correspondiente. Esta estructura permite desarrollar la teoría de manera progresiva, facilitando la comprensión de los aspectos más complejos que se abordan en los apartados posteriores.

El desarrollo comienza con una revisión conceptual del secado y sus implicancias, seguida por la descripción del sistema físico bajo estudio. Posteriormente, se analizan las condiciones del flujo de aire en el circuito hidráulico del horno, lo cual sirve de base para modelar el comportamiento térmico del colector solar.

Luego de desarrollado los modelos que describen el sistema, se incorpora la psicrometría para analizar el proceso de secado de la madera, integrando los parámetros ambientales y las condiciones internas del horno. Finalmente, con todos estos elementos, se plantea un rediseño que considera tanto aspectos constructivos como operativos, permitiendo evaluar alternativas de mejora sobre el sistema original.

Esta estructura fue diseñada con el objetivo de asegurar una progresión lógica entre los contenidos, donde cada análisis se apoya en lo desarrollado previamente, permitiendo así una mejor comprensión del sistema.

## 2. HORNO SOLAR, CASTILLO DE MADERA Y PROGRAMA DE SECADO

### 2.1. Horno solar

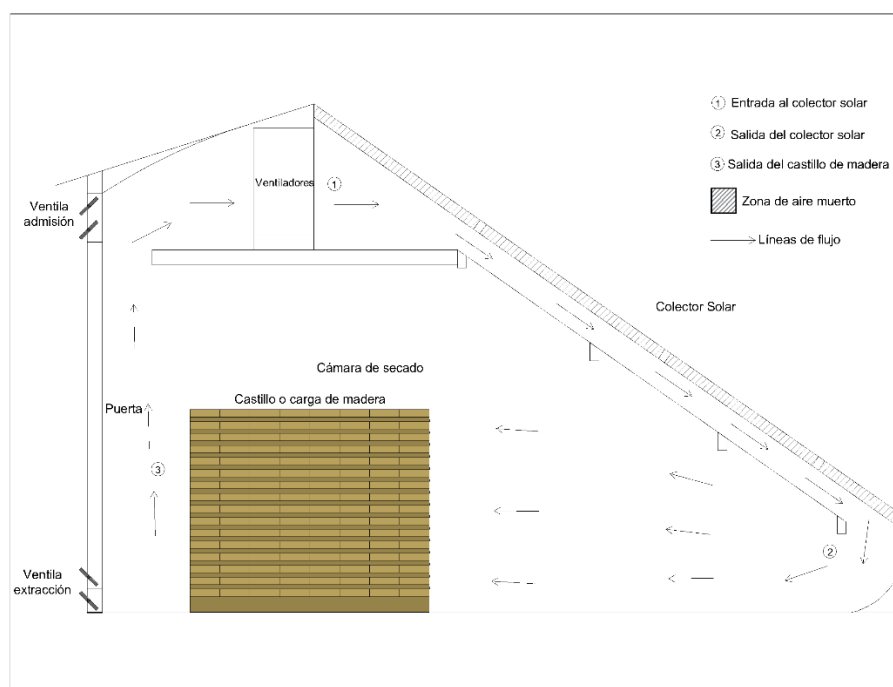
#### 2.1.1. Descripción general

El horno solar de referencia (ver figura 4), es de tipo semi-invernadero [12] con flujo de aire forzado mediante ventiladores [11]. La estructura está montada sobre una platea de hormigón armado y cuenta con paredes laterales de madera construidas mediante el sistema Wood Framing. La cubierta superior del colector solar está fabricada con policarbonato alveolar semitransparente.



*Figura 4. Fotografía del horno solar tipo semi-invernadero relevado, ubicado en el “Campo Auxiliar de la Escuela Agraria”, Tacuarembó.*

La figura 5 ilustra un esquema representativo de la estructura del horno relevado, con vista lateral, que incluye un castillo de madera genérico en su interior para ilustrar la configuración y el funcionamiento del sistema de secado solar. Este esquema representa la disposición de los principales componentes del horno, así como la circulación del aire en su interior.



*Figura 5. Vista lateral de la estructura del horno con sus principales componentes y la circulación del aire en su interior. El flujo de aire se desplaza de derecha a izquierda, atravesando en el castillo de manera horizontal.*

El funcionamiento del horno se divide en tres subsistemas: el **colector solar** (1-2), la **cámara de secado** (2-3) y el **sistema de ventilación** (3-1), formando un ciclo por el cual circula el aire.

El circuito comienza cuando los ventiladores fuerzan el paso del aire a través del colector solar, donde este se calienta (1-2). El colector cuenta con una cubierta exterior (superior) semitransparente a la radiación solar y una placa interior (inferior) absorbente de calor, ambas inclinadas  $35^\circ$  respecto a la horizontal y orientadas al norte.

El aire toma calor por convección al contacto con las placas y, una vez calentado (punto 2), continúa su recorrido hacia el castillo de madera. En esta etapa, el aire intercambia calor con la madera y absorbe humedad hasta atravesarlo (punto 3).

La zona de salida del castillo de madera funcionaría como “múltiple” de retorno admitiendo el aire que ha extraído humedad del castillo al circular por los distintos “pasajes” del castillo que funcionan en paralelo.

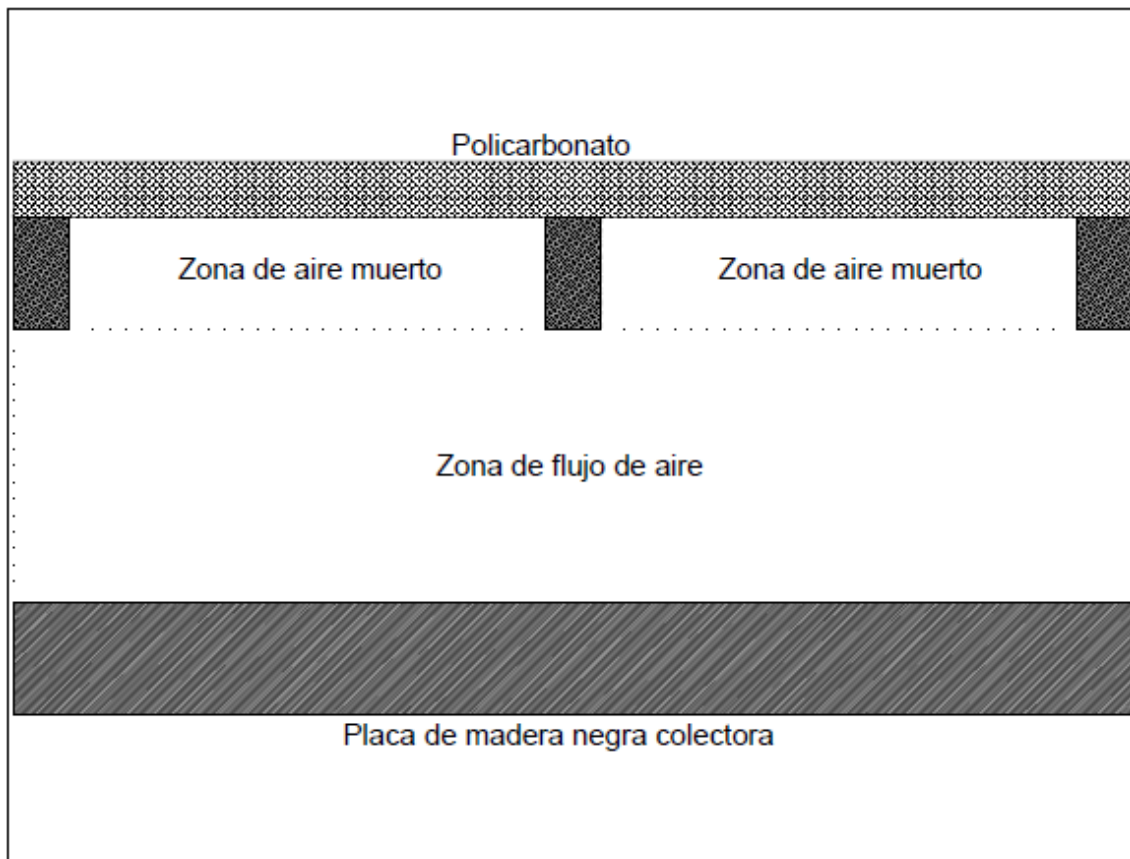
Posteriormente, el aire regresa a los ventiladores (punto 1), pasando por el sistema de ventilación. Este sistema suele incluir un par de ventilas que eliminan una fracción del aire húmedo y permiten el ingreso de la misma fracción de aire fresco del ambiente, generando así una mezcla de retorno antes de comenzar nuevamente el ciclo.

En el horno solar relevado, no se identificó explícitamente la presencia de ventilas. Por lo tanto, en teoría, el sistema estaría expulsando aire húmedo al ambiente en las zonas de sobrepresión y

tomando aire nuevo del exterior en puntos donde se generen depresiones, como rendijas y aberturas.

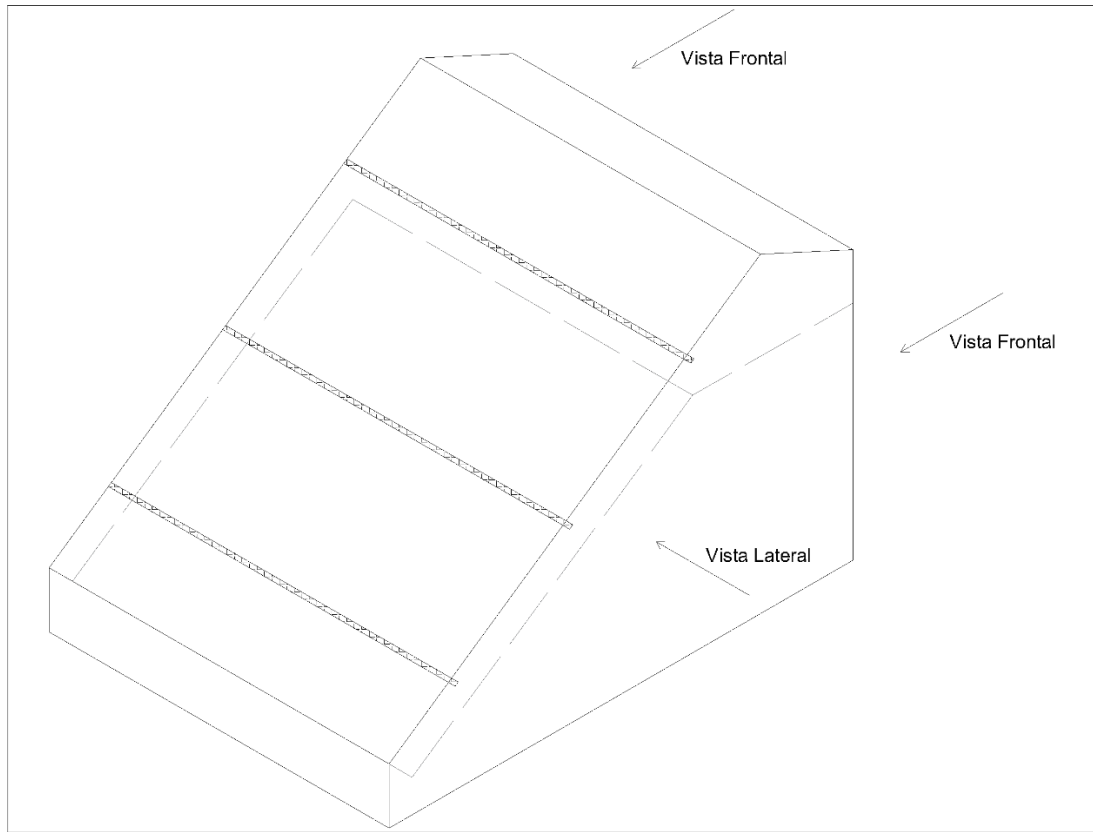
### 2.1.2. Colector solar, cámara de secado y sistema de ventilación

La fuente de energía térmica del horno es el sol, el cual calienta el colector solar. A continuación, se presenta la figura 6, imagen representativa del colector, con vista lateral con sus principales elementos. El flujo de aire se desplaza en dirección horizontal atravesando el colector, de izquierda a derecha en relación con el plano de la figura.



*Figura 6. Principales elementos que componen el colector solar (vista lateral).*

El colector solar forma parte del techo del horno y está inclinado para maximizar la incidencia perpendicular de la radiación solar durante el día como se observa en la figura 4 y 5. Este consta de dos elementos principales: una placa de madera pintada de negro y una placa de policarbonato alveolar semitransparente que reposa sobre listones de madera dispuestos horizontalmente como se observa en la figura 7.



*Figura 7. Listones de madera dispuestos horizontalmente en los cuales reposa la placa de policarbonato alveolar semitransparente.*

La placa de madera absorbe la mayor cantidad de radiación solar que atraviesa al policarbonato. El policarbonato permite el paso de la radiación solar, canaliza el aire forzado y actúa como aislante hacia el exterior del horno.

El colector de este horno es de tipo plato-caja [13]. La parte caja contiene los ventiladores, mientras que la parte plato es donde la placa de madera negra y la placa de policarbonato están dispuestas de forma paralela.

A efectos del modelado en el análisis térmico, para simplificar el sistema debido a la complejidad de analizar el colector compuesto (componente caja y componente plato), se asume que el colector es de tipo plato de longitud:

$$l_{col} = l_{mad} + (l_{pol} - l_{mad}) * \frac{3}{4} \quad (1)$$

Donde:

$l_{pol}$ : Longitud del colector ( $m$ ).

$l_{mad}$ : Longitud de la placa de madera negra ( $m$ ).

$l_{col}$ : Longitud de la placa de policarbonato alveolar semitransparente ( $m$ ).

La longitud calculada a partir de la suposición de colector tipo plato es:  **$l_{col} = 4.35 \text{ m}$ .**

Por otra parte, la cámara de secado es el espacio donde se ubica el castillo de madera y se lleva a cabo el proceso de secado. El dimensionamiento de este recinto es importante para determinar la capacidad máxima de madera a secar. Es de interés que la cámara esté aislada del ambiente y, si es posible, del suelo, ya que gran parte del calor se pierde hacia este [14].

A continuación, se presenta la figura 8 con las dimensiones del horno relevado.

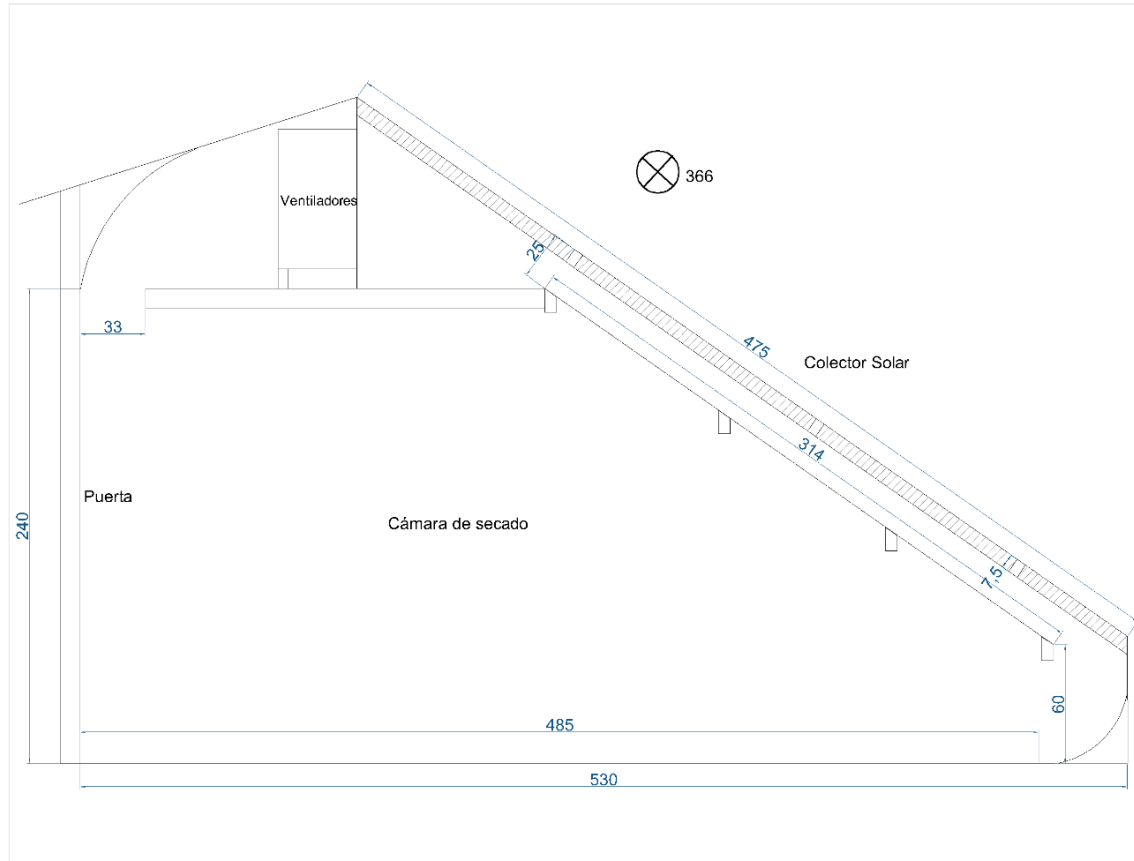


Figura 8. Dimensiones (en centímetros) del horno solar relevado (vista lateral).

## 2.2. Castillo de madera

### 2.2.1 Tablas de madera

El modelo de secado propuesto utiliza tablas aserradas de *Eucalyptus grandis*, madera de baja permeabilidad [15] con las siguientes suposiciones:

- Todas las piezas son de corte tangencial, minimiza la manifestación del defecto colapso [1].
- Se retira el prisma central de la troza eliminando la medula y gran parte de la madera juvenil debido a que genera torceduras, rajaduras y otros defectos en el proceso de secado.
- Para minimizar la pérdida de humedad en dirección longitudinal, se sellan los extremos de las tablas con pintura a base de resinas, ya que la pérdida en esta dirección es significativamente más rápida que en los demás sentidos [1].

Las tablas modeladas tienen dimensiones finales de 2.50 m x 0.15 m x 0.0254 m (largo x ancho x espesor). La elección de este espesor se basa en la bibliografía consultada, donde

investigaciones previas del secado solar en Uruguay, demuestran que piezas aserradas con este espesor pueden secarse en cierto rango de velocidades [12] minimizando la aparición de defectos [1] [11] - [16]. Las dimensiones de largo y ancho se han determinado de manera arbitraria, ya que su influencia en el modelado afecta únicamente la configuración geométrica del castillo de madera y la superficie de intercambio de calor y masa.

A continuación, se detallan las contracciones en los tres planos de corte, así como el cociente de contracción tangencial y radial. Este cociente es utilizado para determinar la velocidad adecuada de secado: si es mayor a 2, se recomienda un secado lento, de lo contrario, se puede proceder con un secado rápido [1].

Corte	Contracción (C)	Dimensión	Inicial [cm]	Final [cm]	$C_{Tg}/C_{Rad}$
Longitudinal	0.01%	Largo	250	250	
Tangencial ( $Tg$ )	5.68%	Ancho	15.9	15	2.3
Radial ( $Rad$ )	2.47%	Espesor	2.6	2.54	

Tabla 1. Dimensiones finales e iniciales de las piezas aserradas en función de las contracciones en los tres planos de corte y cociente entre  $C_{Tg}/C_{Rad}$ . [1].

Como se observa en la tabla 1 la relación  $C_{Tg}/C_{Rad}$  es mayor a 2, lo que indica que es apropiado un secado lento. Por otro lado, como se mencionó anteriormente, el *Eucalyptus grandis* es una madera de baja permeabilidad, lo que contribuye a la decisión de un secado lento.

A los efectos de los cálculos, se consideran las dimensiones iniciales de las tablas durante todo el proceso de secado para el modelado.

La tabla 2 presenta un resumen con las características de las tablas aserradas para el modelo.

Nombre	Variable	Unidad	Valor
Largo	$l_{tab}$	m	250
Ancho	$a_{tab}$	cm	15.9
Espesor	$e_{tab}$	cm	2.6
Densidad	$\rho_{tab}$	$Kg/m^3$	450
Contenido de humedad inicial	$CH_i$	%	100
Contenido de humedad final	$CH_f$	%	10

Tabla 2. Características de las tablas de *Eucalyptus grandis* para el modelado.

## 2.2.2 Castillo de madera

El castillo de madera es la disposición estructural de las tablas dentro de la cámara de secado. Las tablas se colocan una al lado de otra sin separación entre ellas y se apilan en capas sucesivas (camadas), separadas por listones de madera (separadores) que permiten la circulación del aire entre ellas durante el proceso de secado. Cada pieza de madera se orienta de manera que su largo coincida con el ancho de la cámara de secado.

Tuset y Durán, recomiendan que, para los espesores de tablas utilizados y con el fin de lograr un secado lento, los separadores deben tener dimensiones de 40 mm x 15 mm (ancho x espesor), colocarse con una separación uniforme de 60 a 70 cm entre ellos y se debe asegurar que estén apoyados en ambos extremos de la tabla. Además, se sugiere que los separadores sean de la misma especie de madera que las tablas a secar, de duramen y previamente secos, para reducir el riesgo de problemas sanitarios durante el secado.

El castillo reposa sobre una base de madera de piezas de sección cuadrada de 10 cm. Los separadores, al igual que la base, deben extenderse a lo ancho de todo el castillo, lo que asegura un soporte desde el inicio hasta el final. Además, es importante que en sentido vertical los separadores estén alineados unos sobre otros, y que estén alineados con la base.

En la figura 9, se presenta un esquema del castillo de madera genérico, con vista frontal, donde se detallan las dimensiones de tablas, separadores y base correspondientes a esta perspectiva. En esta figura, el aire circula perpendicular al plano, atravesando los pasajes generados por el espesor de los separadores.

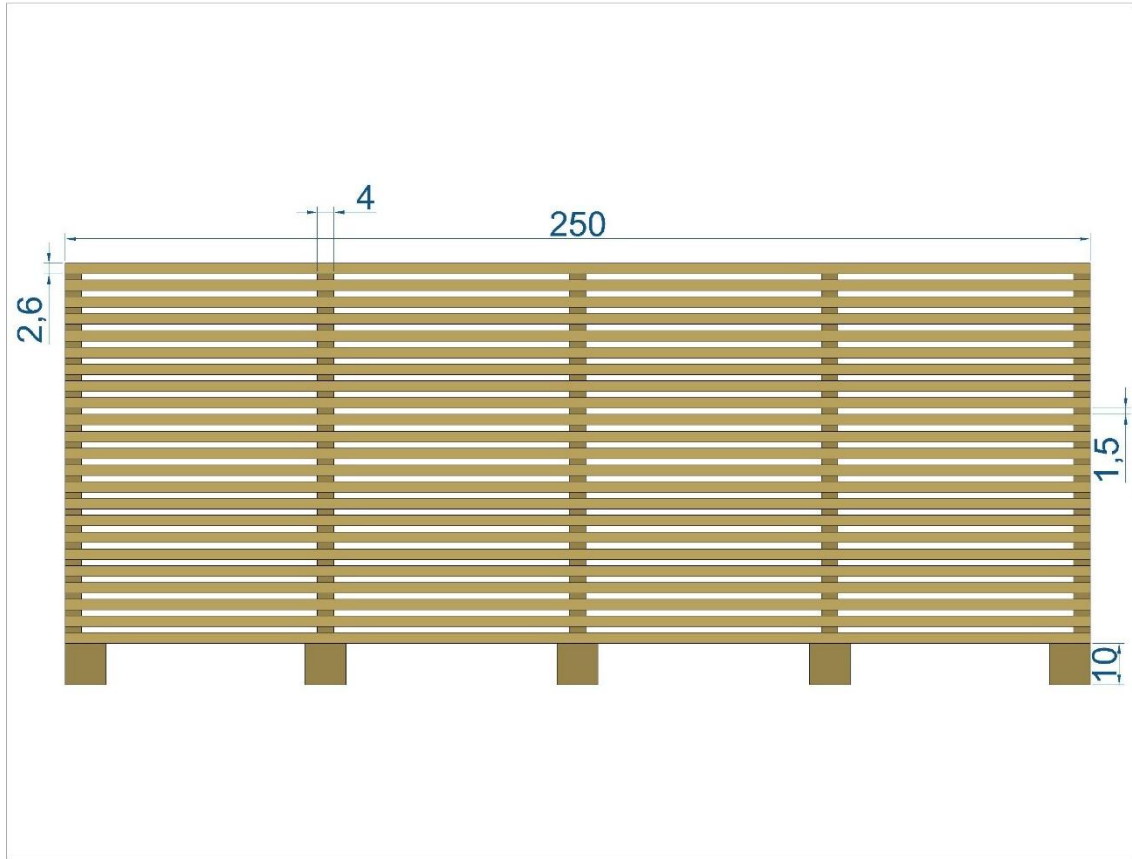


Figura 9. Dimensiones de tablas, separadores y base (en centímetros) en un castillo de madera genérico (vista frontal).

Para determinar el número de separadores por camada y asegurar que el primer y último separador estén alineados con el inicio y el final de las tablas, tal como se observa en la figura 9, se puede utilizar la siguiente expresión:

$$D_{sep} = \frac{l_{tab} - a_{sep}}{s_{sep}} \quad (2)$$



Donde:

$D_{sep}$ : Distancia entre separadores (m).

$\aleph_{sep}$ : Número natural que cumple con el rango recomendado (  $0.6\text{ m} < D_{sep} < 0.7\text{ m}$  ).

$a_{sep}$ : Ancho de separadores (m).

$l_{tab}$ : Largo de tabla (m).

Finalmente, el número de separadores por camada se determina de la siguiente manera:

$$n^{\circ}_{sep} = \aleph_{sep} + 1 \quad (3)$$

Siendo  $n^{\circ}_{sep}$  el número de separadores dispuestos horizontalmente.

En cuanto a la cantidad de camadas, se utiliza como referencia la "regla del pulgar"<sup>1</sup>. Esta regla empírica indica que la sumatoria de los espesores de los separadores dispuestos verticalmente debe ser igual a la distancia entre la abertura del techo de la cámara y la pared del horno, lugar donde el aire de la cámara retorna al ventilador, tal como se observa en la figura 10.

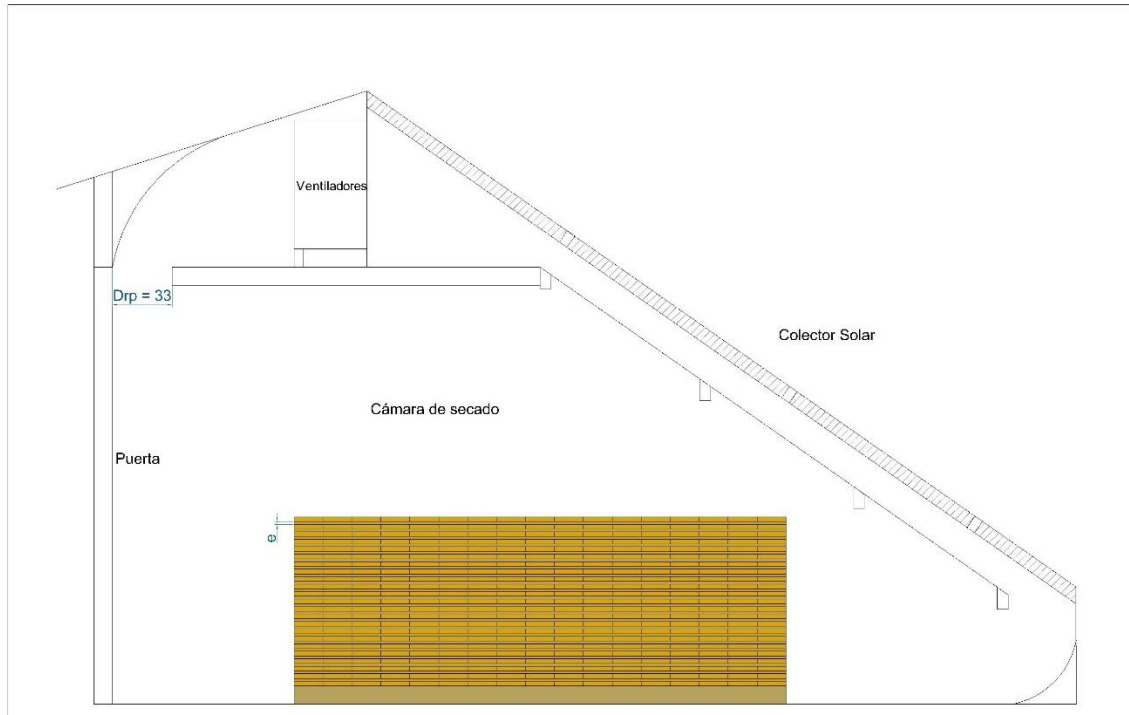


Figura 10. Regla del pulgar ejemplificado con un castillo de madera (vista lateral). Dimensiones en centímetros.

El cálculo del número máximo de separadores dispuestos verticalmente se determina cómo:

$$\sum_{i=1}^n e_{sep_i} = D_{rp} \quad (4)$$

Donde:

<sup>1</sup> Comunicación personal con el Ing. Agr. Carlos Mantero

$D_{rp}$ : Distancia de la regla del pulgar ( $m$ ).

Comunicación personal con el Ing. Agr. Carlos Mantero

$e_{sep}$ : Espesor de separadores ( $m$ ).

En función a la cantidad separadores dispuestos verticalmente, el número máximo de camadas en el castillo se determina mediante la siguiente expresión:

$$n^{\circ}_{cam} = n^{\circ}_{sep,ver} + 1 \quad (5)$$

Siendo  $n^{\circ}_{cam}$  el número de camadas y  $n^{\circ}_{sep,ver}$  el número de separadores dispuestos verticalmente.

Por otra parte, en función a la cantidad de separadores dispuestos vertical y horizontalmente que se pueden utilizar, se calcula el número de pasajes en la totalidad del castillo.

$$n^{\circ}_{pas} = n^{\circ}_{sep,ver} * (n^{\circ}_{sep,hor} - 1) \quad (6)$$

Donde:

$n^{\circ}_{pas}$ : Número de pasajes.

$n^{\circ}_{sep,hor}$ : Número de separadores dispuestos horizontalmente.

Llegado a este punto, es posible determinar la altura del castillo cómo:

$$b_{cas} = (n^{\circ}_{sep,ver} * e_{sep}) + (n^{\circ}_{sep,ver} + 1) * e_{tab} + e_{bas} \quad (7)$$

Donde:

$b_{cas}$ : Altura del castillo ( $m$ ).

$e_{tab}$ : Espesor de tablas ( $m$ ).

$e_{bas}$ : Espesor de la base ( $m$ ).

Para definir la posición del castillo dentro de la cámara de secado, se consideran los siguientes aspectos:

1. La distancia entre la puerta del horno y el castillo, así como la distancia entre la salida del colector solar y el castillo, será igual o mayor a la altura del castillo. Ver figura 11.
2. No habrá separación entre tablas de una misma camada.
3. El castillo de madera estará enductado (el flujo de aire circula exclusivamente por los pasajes del castillo de madera).

Respecto a la primera consideración, se asume que el pleno de entrada y salida al castillo debe ser amplio, de tal forma que la diferencia de presión entre las capas superiores e inferiores sean despreciables al no ser afectadas por cambios abruptos en la dirección del flujo. Esto permite un flujo homogéneo en la totalidad de los pasajes del castillo.

La segunda consideración tiene como objetivo dirigir el flujo de aire de manera que la pérdida de humedad en cada pasaje del castillo se produzca únicamente a través de las caras superiores e inferiores de las tablas, evitando la pérdida por las caras laterales. Por otro lado, como el aire es forzado, no hay necesidad de movimiento vertical del aire húmedo.

La tercera consideración contempla que el flujo de aire pase exclusivamente por el castillo de madera con el objetivo de dirigir la totalidad del aire a través del castillo y que no presente infiltraciones en su periferia.

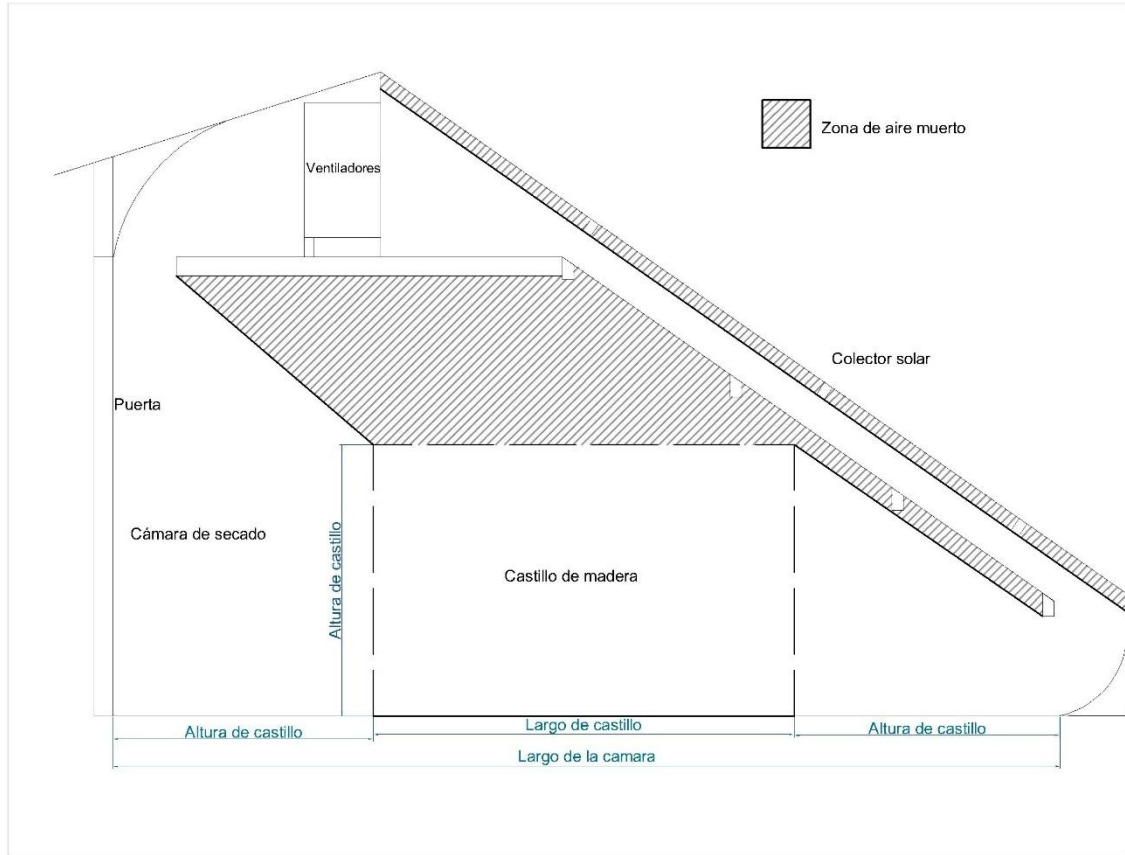


Figura 11. Determinación de la ubicación del castillo de madera enductado en la cámara de secado (vista lateral).

El largo del castillo puede ser determinado siguiendo la siguiente expresión:

$$l_{cas} = l_{hor} - 2 * b_{cas} \quad (8)$$

Donde:

$l_{cas}$ : Largo del castillo (m).

$l_{hor}$ : Largo del horno (m).

En función del largo del castillo y del ancho de las tablas, se calcula el número de tablas por camada.

$$n^{\circ}_{tab,cam} = \frac{l_{cas}}{a_{tab}} \quad (9)$$

Donde:

$n^{\circ}_{tab,cam}$ : Número de tablas por camada.

$a_{tab}$ : Ancho de tablas (m).

Una vez dimensionada la geometría del castillo se determina la totalidad de tablas a secar y, por ende, el volumen de madera dentro de la cámara de secado.

$$n^{\circ}_{tab,cas} = n^{\circ}_{tab,cam} * n^{\circ}_{cam} \quad (10)$$

Donde:

$n^{\circ}_{tab,cas}$ : Número de tablas en el castillo.

$$V_{mad} = l_{tab} * a_{tab} * e_{tab} * n^{\circ}_{tab,cas} \quad (11)$$

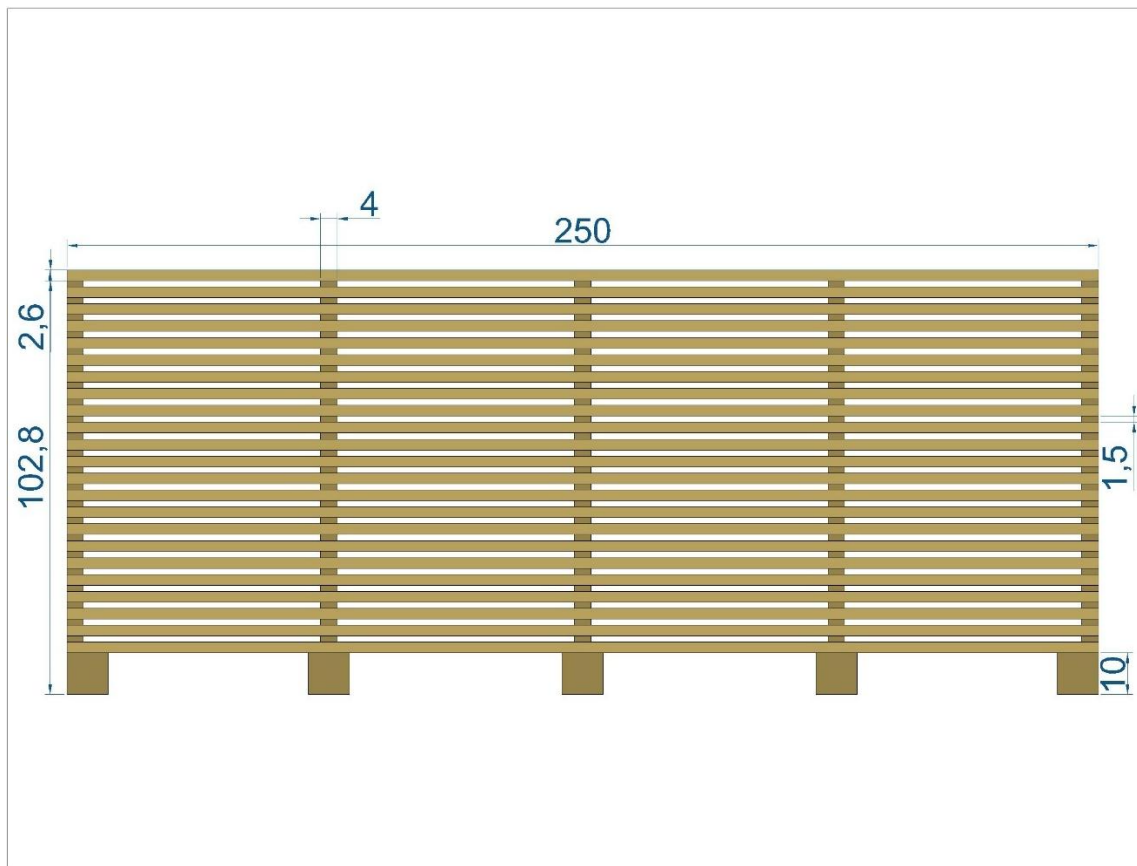
Donde:

$V_{mad}$ : Volumen de madera ( $m^3$ ).

La tabla 3 presenta los resultados del castillo de madera. Además, las figuras 12 y 13 muestran, respectivamente, un esquema del castillo de madera y su ubicación dentro de la cámara de secado para el modelado del proceso.

<b>Separadores de madera</b>	<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Distancia entre separadores	$D_{sep}$	$m$	0.60
Número de separadores horizontales	$n^{\circ}_{sep,hor}$	#	5
Número de separadores verticales	$n^{\circ}_{sep,ver}$	#	22
<b>Castillo de madera</b>			
Número de camadas	$n^{\circ}_{cam}$	#	23
Número de pasajes	$n^{\circ}_{pas}$	#	88
Altura del castillo	$b_{cas}$	$m$	1.03
Largo del castillo	$l_{cas}$	$m$	2.79
Número de tablas por camada	$n^{\circ}_{tab,cam}$	#	17
Número de tablas	$n^{\circ}_{tab,cas}$	#	391
Volumen de madera	$V_{mad}$	$m^3$	4.04

*Tabla 3. Resultados geométricos del castillo de madera.*



*Figura 12. Castillo de madera para el modelado (vista frontal), con dimensiones en centímetros.*

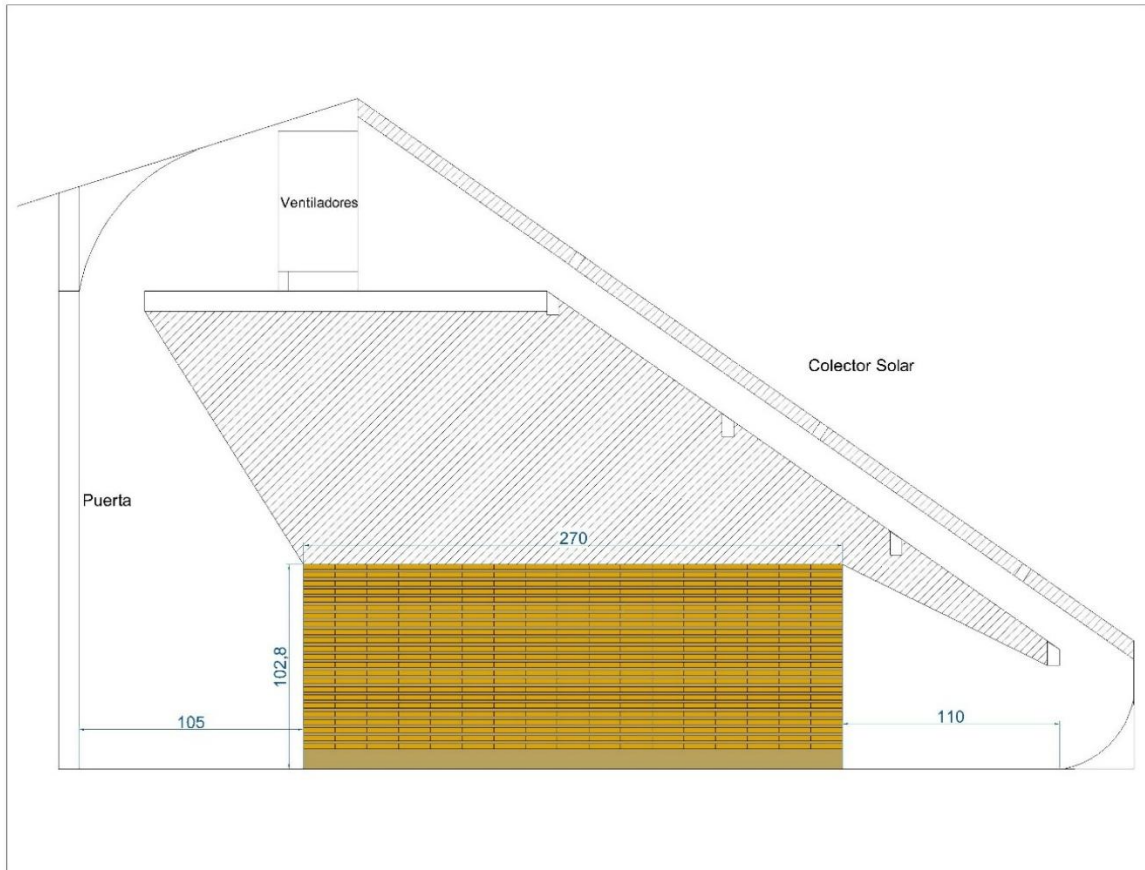


Figura 13. Ubicación del castillo de madera en la cámara de secado para el modelado (vista lateral), con dimensiones en centímetros. Patrón rayado indica zona de aire muerto.

Una vez determinado el volumen de madera en la cámara de secado, se calcula el volumen de agua a extraer del castillo, siguiendo la suposición inicial que, la madera ingresa al horno con un  $CH_i$  del 100% con el objetivo de alcanzar un  $CH_f$  del 10 %.

$$M_w = V_{mad} * \rho_{mad} * (CH_{i_{tab}} - CH_{f_{tab}}) \quad (12)$$

Donde:

$M_w$ : Masa de agua a extraer (kg).

$\rho_{mad}$ : Densidad de la madera ( $kg/m^3$ ).

$CH_{i_{tab}}$ : Contenido de humedad inicial de la tabla (%).

$CH_{f_{tab}}$ : Contenido de humedad final de la tabla (%).

Como se mencionó, un secado rápido genera un gradiente de humedad pronunciado dentro de la madera. Para realizar un secado lento y mantener una diferencia no mayor de 3 puntos porcentuales entre el núcleo y la superficie de la pieza, las buenas prácticas de ingeniería hacen referencia a que la velocidad del flujo de aire entre las caras de la madera no debe superar los 2 m/s, donde siendo conservadores, se toma 1 y 2 m/s como velocidades de referencia [1] - [6].

Se aplica una carga de al menos  $350 \text{ kg/m}^2$  sobre la parte superior del castillo, con el fin de evitar defectos de abarquillado, característico de un secado de tablas tangenciales. No obstante, esta

consideración no influirá en los análisis de los apartados posteriores, así como tampoco en el modelo desarrollado [1].

### 2.3. Programa de secado a modelar

En base a lo descrito, se propone modelar un programa de secado "lento" que permita estimar la eliminación de agua en dos fases:

- **Primera fase:** El secado comienza con una velocidad de flujo de aire de 2 m/s en el castillo, correspondiente al rango de CH desde el 100 % (CHi) hasta el 30 %.
- **Segunda fase:** Una vez que el CH de la madera desciende por debajo del 30 %, la velocidad del flujo de aire en el castillo se reduce a 1 m/s, manteniéndose en este valor hasta alcanzar un CHf del 10 %.

Esta estrategia de secado sigue las recomendaciones de la literatura y cumple con los criterios técnicos establecidos vinculados a las buenas prácticas de secado.

Se asume que durante la noche no ocurre transferencia de masa entre la superficie de la madera y el aire circundante. En este período, asumimos que la madera tiende a homogeneizar su contenido de humedad interno, manteniendo una diferencia no mayor a 3 puntos porcentuales entre el núcleo y la superficie de la pieza.

El proceso de secado se modelará considerando las condiciones climáticas de verano e invierno. Los valores de horas de sol, radiación, temperatura ambiental y HR se presentan en la tabla 4 y se utilizarán como referencia para el análisis de los apartados posteriores [17] - [18] - [19].

Mes	Horas de sol [h: mm: ss]	Radiación [kWh/m <sup>2</sup> ]	Estación	Horas de sol [h]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]	HR (%)
Diciembre	14:11:04	6.41	<i>Verano</i>	<b>13.77</b>	<b>462.01</b>	<b>22.42</b>	<b>76.41</b>
Enero	13:55:53	6.59					
Febrero	13:10:54	6.08					
Junio	10:06:43	3.03	<i>Invierno</i>	<b>10.48</b>	<b>331.58</b>	<b>15.27</b>	<b>84.73</b>
Julio	10:18:38	3.41					
Agosto	11:00:10	3.98					

Tabla 4. Valores promedios de horas de sol, radiación, temperatura ambiental y HR para las estaciones verano e invierno.

En la Tabla 5 se presentan los valores de la masa total de agua a extraer, así como la correspondiente a cada fase del proceso de secado, de acuerdo con el programa establecido.

Rango	Variable	Unidad	Valor
Masa total de agua por extraer	$M_w$	kg	1637
Masa de agua por extraer (100% - 30%)	$M_w$	kg	1273
Masa de agua por extraer (30% - 10%)	$M_w$	kg	364

Tabla 5. Masa de agua por extraer en el proceso de secado.

### **3. CIRCUITO HIDRAULICO Y CAPA LIMITE**

En este apartado se analiza el circuito hidráulico del horno solar relevado (sin ventilas) con el objetivo de determinar los requerimientos energéticos de los ventiladores y caracterizar el comportamiento del flujo de aire en el colector solar.

El análisis del circuito se basa en el balance de cargas hidráulicas, mediante el cual se evalúan las pérdidas de carga distribuidas y localizadas, así como la carga suministrada por los ventiladores. A partir de estos datos, se determina la potencia hidráulica necesaria para mantener la velocidad de flujo de aire objetivo en el castillo de madera y, con base en ello, se calcula la potencia eléctrica requerida por parte de los ventiladores.

Además, se analiza el desarrollo de la capa límite en el colector solar, estableciendo las bases para un posterior análisis térmico basado en su modelado.

Ambos análisis se realizan mediante un código en Octave, considerando velocidades de flujo de aire de 1 y 2 m/s en el castillo de madera, correspondientes a las dos fases del programa de secado definido: "rápido" en la primera fase y "lento" en la segunda.

#### **3.1. Análisis del circuito hidráulico y eléctrico**

##### **3.1.1. Circuito hidráulico**

Definida la geometría del castillo y su posición dentro de la cámara de secado, el análisis del circuito hidráulico inicia a partir de las siguientes consideraciones:

- El castillo está completamente enductado mediante deflectores en su periferia, como se observa en las figuras 13 y 14, que presentan un esquema de vista lateral y frontal, respectivamente.
- Se toma como referencia el horno relevado, en el cual no se identificaron ventilas y cuenta con dos ventiladores con motores de la marca TECHTOP MOTOR, modelo MS 90S-4 dispuestos en paralelo.
- El valor de la eficiencia de los motores de los ventiladores se toma como el valor relevado en la placa técnica<sup>2</sup>.

---

<sup>2</sup> No se encuentra disponible el dato de la variación de la eficiencia de los motores en función del consumo operativo. [30]



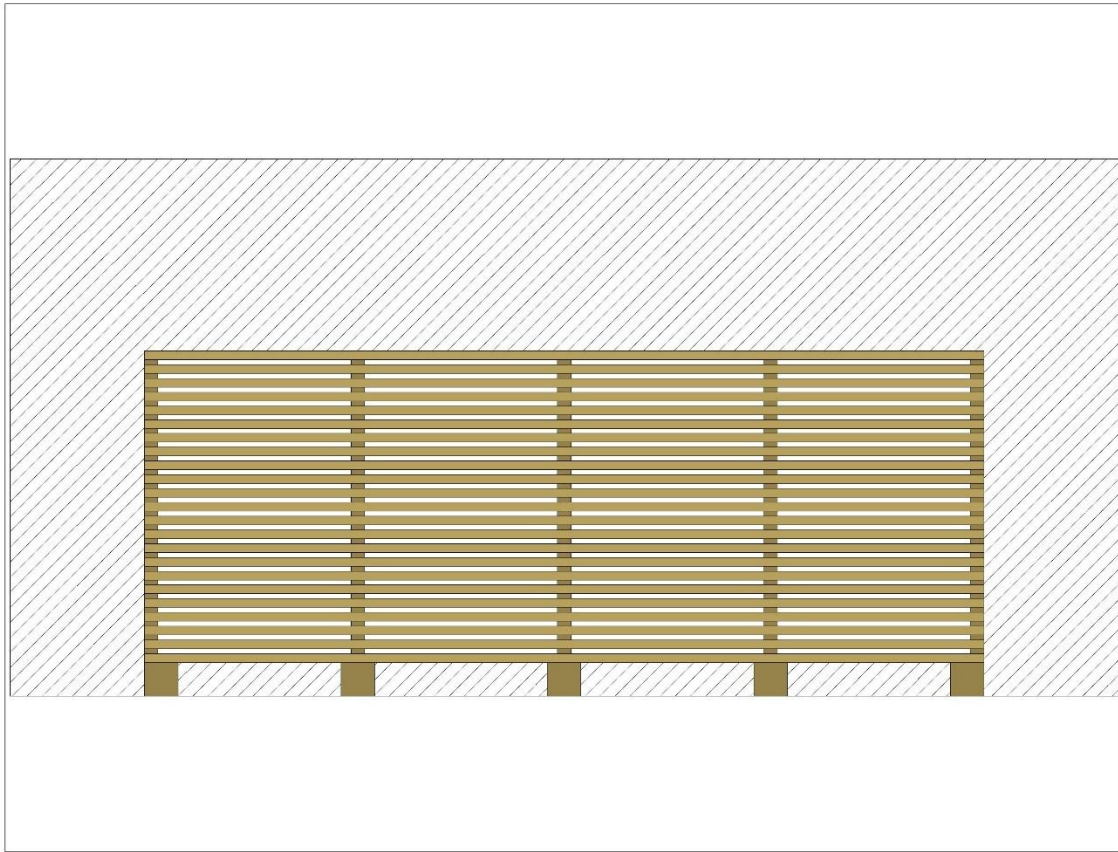


Figura 14. Vista frontal del castillo de madera enductado. Patrón rayado indica zona de aire muerto.

La primera consideración asegura que el flujo de aire pase únicamente a través del castillo, sin infiltraciones en su periferia. Este enfoque permite realizar los cálculos y el análisis del sistema, evitando consideraciones adicionales relacionadas con flujos de aire que circulen por la periferia del castillo, obteniendo una visión más clara de la circulación del aire en el interior del horno.

El caudal de aire del circuito hidráulico del horno solar se mantiene constante y, dado que el castillo de madera se encuentra completamente enductado, el caudal del circuito hidráulico es igual al que lo atraviesa.

Con la geometría del castillo y la velocidad del flujo de aire que lo atraviesa, el caudal del castillo se determina cómo:

$$V_{cas} = A_{flu,cas} * v_{cas} \quad (13)$$

Donde:

$V_{cas}$ : Caudal en el castillo ( $m^3/s$ ).

$A_{flu,cas}$ : Área del flujo de aire en el castillo ( $m^2$ ).

$v_{cas}$ : Velocidad del flujo de aire en cada pasaje del castillo ( $m/s$ ).

El área del flujo de aire es la sección libre de tablas y separadores, se calcula como:

$$A_{flu,cas} = A_{tot} - \sum A_{tab} - \sum A_{sep} \quad (14)$$

Siendo “ $A_{tot}$ ” la sección total del castillo al considerarlo como un rectángulo sin considerar la base, dado que por esta el aire no circula (ver figura 14). A la sección total del castillo se le resta la sumatoria de área de las caras laterales de todas las tablas “ $\sum A_{tab}$ ” y la sumatoria de área de todos los separadores “ $\sum A_{sep}$ ”, dando como resultado final el área del flujo de aire en el castillo.

La tabla 6 presenta el área de flujo de aire en el castillo y el caudal de aire que lo atraviesa para las dos velocidades de referencia consideradas en el programa de secado.

Nombre	Variable	Unidad	Valor
Área de flujo de aire en el castillo	$A_{flu,cas}$	$m^2$	0.76
Caudal en el castillo para $v_{cas} = 1 \text{ m/s}$	$V_{cas,1}$	$m^3/s$	0.76
Caudal en el castillo para $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$	$V_{cas,2}$	$m^3/s$	1.52

Tabla 6. Área de flujo de aire en el castillo y caudal de aire que lo atraviesa para las dos velocidades de referencia 1 y 2 m/s.

El balance de cargas hidráulicas del circuito hidráulico del horno solar está representado por la siguiente igualdad:

$$\Delta H_V = \Delta H_P \quad (15)$$

El término “ $\Delta H_P$ ” es la pérdida de carga total, definida como la suma de todas las resistencias que el fluido enfrenta a lo largo del circuito. Estas resistencias pueden ser:

- Distribuidas: originadas por la fricción con las paredes internas de los ductos, como ocurre en el flujo a través de los pasajes entre las camadas del castillo de madera y el colector solar.
- Localizadas: generadas por elementos específicos del sistema, como codos, cambios de sección y otros componentes.

Por otro lado, el término “ $\Delta H_V$ ” representa la carga hidráulica proporcionada por los ventiladores. Dado que estos están dispuestos en paralelo, los caudales se suman, mientras que la carga hidráulica permanece constante.

La ecuación establece que la carga suministrada por los ventiladores debe ser suficiente para compensar las pérdidas de carga total del circuito hidráulico. Ambos términos se expresan en metros de altura de columna de fluido.

La pérdida de carga total del circuito se determina mediante la siguiente expresión:

$$\Delta H_P = \sum \left( f * \frac{L_{hid}}{\phi_h} * \frac{v^2}{2g} \right) + \sum \left( K * \frac{v^2}{2g} \right) \quad (16)$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción de Darcy (*adimensional*).

$L_{hid}$ : Longitud del tramo ( $m$ ).

$\phi_h$ : Diámetro hidráulico ( $m$ ).

$v$ : Velocidad del aire ( $m/s$ ).

$g$ : Constante gravitacional ( $m/s^2$ ).

$K$ : Coeficiente de pérdida de carga localizada (*adimensional*).

El primer término de la ecuación 16 representa las pérdidas de carga distribuidas, mientras que el segundo corresponde a las pérdidas de carga localizadas.

Determinado el caudal del castillo, mediante el principio de continuidad, que es la forma matemática de la conservación de la masa aplicada en un flujo, es posible determinar la velocidad del aire en cualquier punto del circuito conociendo las dimensiones de la sección de interés, bajo la suposición de un régimen estacionario.

$$V_{sec} = F(A_{sec} ; v_{sec})^3$$

La tabla 7 presenta los valores de la velocidad del flujo de aire en las secciones de interés del circuito, en el colector solar y en el retorno, para los dos caudales hidráulicos de referencia considerados.

Caudal hidráulico		Velocidad en el colector solar		Velocidad en el retorno	
$V_{cas,1}$	0.76 m <sup>3</sup> /s	$v_{col,1}$	1.19 m/s	$v_{ret,1}$	0.62 m/s
$V_{cas,2}$	1.52 m <sup>3</sup> /s	$v_{col,2}$	2.37 m/s	$v_{ret,2}$	1.24 m/s

*Tabla 7. Valores de velocidad de flujo de aire en las secciones de interés del circuito (colector solar y retorno) para los dos caudales hidráulicos del circuito de referencia.*

Conociendo las velocidades del flujo de aire en las secciones de interés y la geometría del horno solar, es posible determinar el tiempo que tarda una partícula de aire en completar un ciclo dentro del sistema. Este dato es importante en apartados posteriores, para poder estimar la tasa de secado, ya que permite relacionar el tiempo de residencia del aire con el intercambio de humedad en el castillo de madera y el aire circundante.

La tabla 8 presenta el tiempo de ciclo de una partícula para las velocidades de flujo de aire de referencia de 1 y 2 m/s en el castillo de madera.

Velocidad del flujo de aire en el castillo	Tiempo de ciclo [s]
1 m/s	15
2 m/s	7.5

*Tabla 8. Tiempo de ciclo de una partícula para ambas velocidades de referencia.*

La figura 15 representa esquemáticamente las pérdidas de carga consideradas a lo largo del circuito, así como la ubicación de las velocidades del flujo de aire de interés para el análisis, específicamente en el **colector solar, castillo de madera y retorno**.

<sup>3</sup> Principio de continuidad.

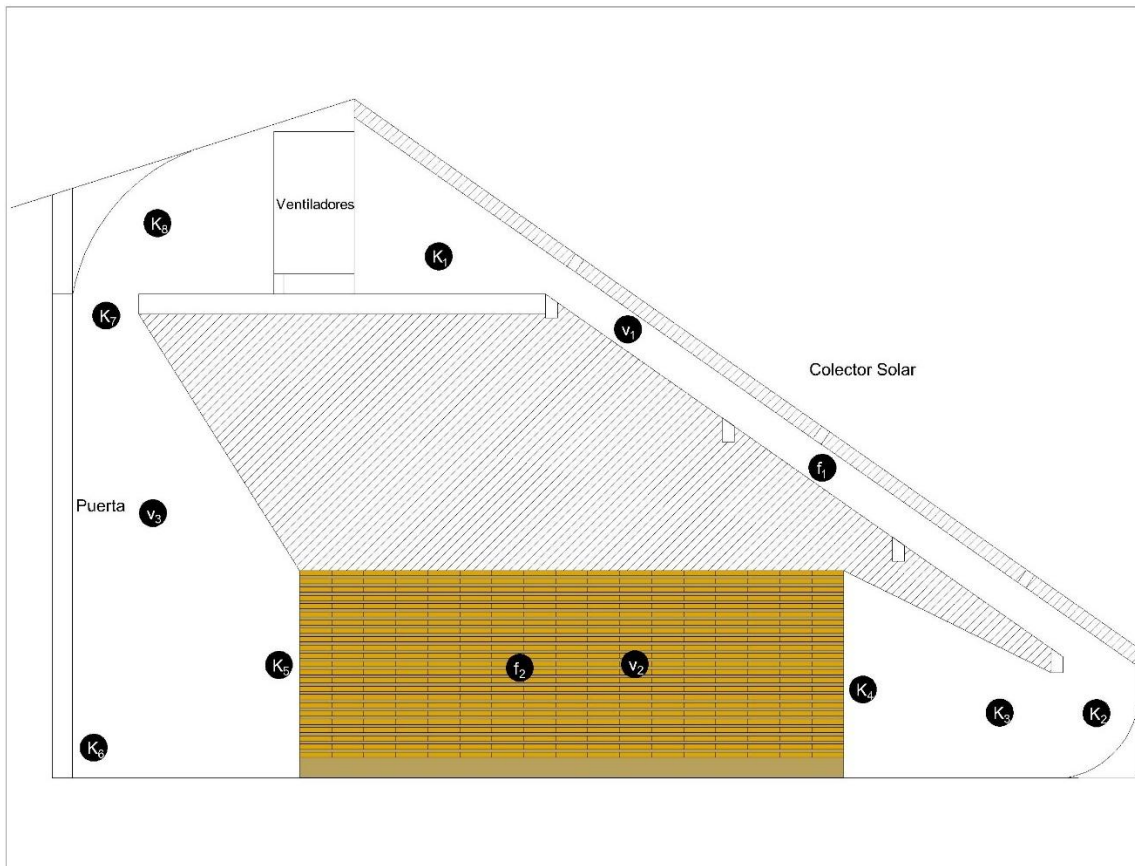


Figura 15. Ubicación de las pérdidas de carga y velocidades del flujo de aire en las secciones de interés (colector solar, castillo de madera y retorno) a lo largo del circuito hidráulico horno solar. Patrón rayado indica zona de aire muerto.

Donde:

$K$ : Pérdida de carga localizada en un elemento específico del sistema.

$f$ : Pérdida de carga distribuida en un tramo específico del sistema.

$v$ : Velocidad del flujo de aire en la sección. Siendo  $v_1$ ,  $v_2$  y  $v_3$ , velocidad del flujo de aire en el colector solar ( $v_{col}$ ), castillo de madera ( $v_{mad}$ ) y retorno ( $v_{ret}$ ), respectivamente.

Por otro lado, la figura 16 presenta esquemáticamente un diagrama del circuito mediante resistencias hidráulicas. Permite visualizar de forma simplificada las pérdidas de carga a lo largo del circuito, así como el rol del ventilador (V), representado en el centro del esquema, como el

elemento encargado de suministrar la energía necesaria ( $\Delta H_V$ ) para vencer dichas pérdidas y mantener el caudal de aire objetivo en el sistema.

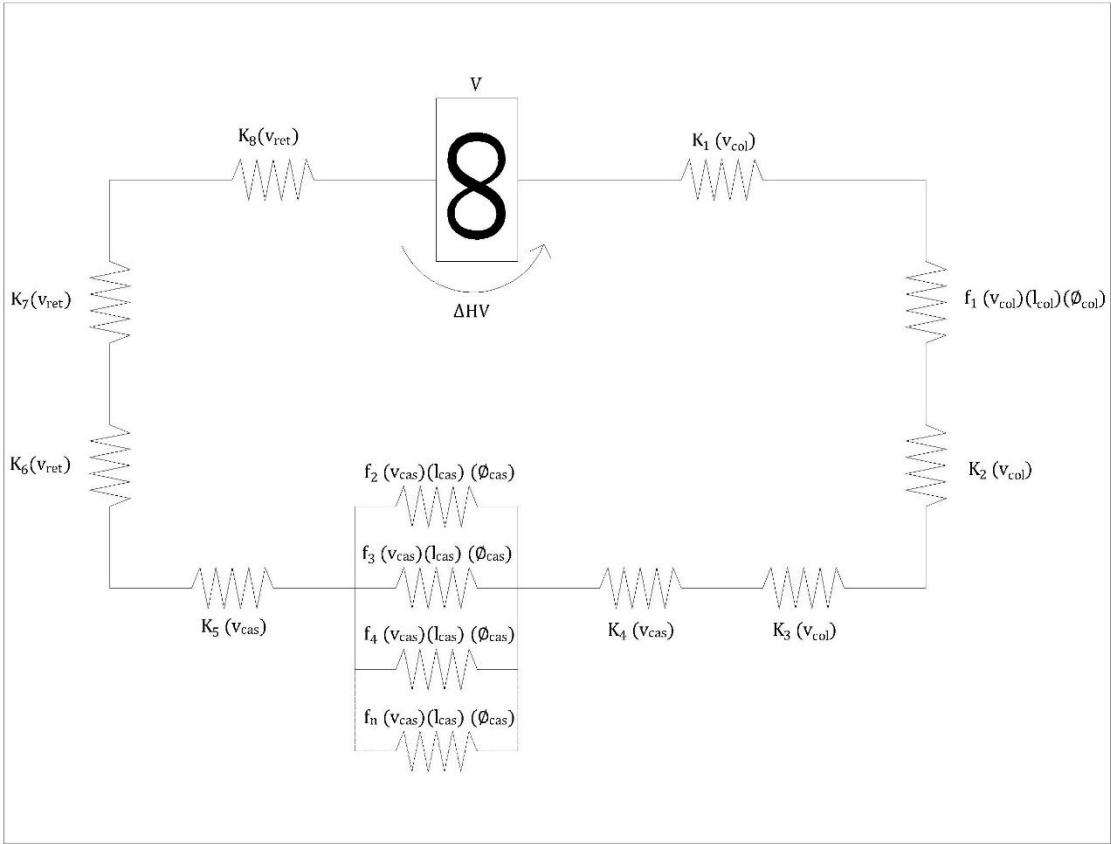


Figura 16. Diagrama de resistencias hidráulicas a lo largo del circuito horno solar.

Además, en la figura se observa que las pérdidas de carga distribuidas en el castillo de madera se encuentran en paralelo, con un total de 88 ramales (ver ecuación 6). Por tratarse de un sistema en paralelo, su efecto se considera una sola vez en el cálculo de la pérdida de carga total del circuito.

A continuación, se presenta en formato tabla las velocidades de interés utilizadas para la determinación de cada pérdida de carga a lo largo del circuito hidráulico.

Pérdidas de carga	Descripción	Velocidad de interés
<b>Localizada</b>		
$H_{k_1}$	Reducción	$v_{col}$
$H_{k_2}$	Codo	$v_{col}$
$H_{k_3}$	Expansión	$v_{col}$
$H_{k_4}$	Reducción abrupta	$v_{cas}$
$H_{k_5}$	Expansión abrupta	$v_{cas}$
$H_{k_6}$	Codo	$v_{ret}$
$H_{k_7}$	Reducción	$v_{ret}$
$H_{k_8}$	Codo	$v_{ret}$
<b>Distribuidas</b>		
$H_{f_1}$	Colector solar	$v_{col}$
$H_{f_2}$	Castillo de madera	$v_{cas}$

Tabla 9. Velocidades de interés utilizadas para la determinación de cada pérdida de carga en el circuito hidráulico horno solar.

Los coeficientes de pérdida de carga localizada se determinaron mediante búsqueda bibliográfica en fuentes de referencia [20]. Debido a la falta de información específica de pérdidas de carga localizadas para ductos de madera, los valores presentados deben considerarse como aproximaciones.

<b>Coeficiente</b>	<b>Valor</b>	<b>Descripción</b>
$K_1$	0.2	Reducción
$K_2$	1.3	Codo
$K_3$	0.9	Expansión
$K_4$	0.7	Reducción abrupta
$K_5$	2.5	Expansión abrupta
$K_6$	1.3	Codo
$K_7$	0.2	Reducción
$K_8$	1.3	Codo

*Tabla 10. Valores de los coeficientes de pérdida de carga localizada a lo largo del circuito hidráulico.*

El factor de fricción de Darcy coeficiente necesario para la determinación de las pérdidas de carga distribuidas del circuito se encuentra en función de los siguientes parámetros:

$$f = F(Re ; \frac{\varepsilon}{\phi_h})$$

Donde, “Re” es el número de Reynolds, una medida adimensional utilizada en mecánica de fluidos para describir el régimen de un flujo y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\phi_h * v}{\nu} \quad (17)$$

Donde:

$v$ : Velocidad del fluido ( $m/s$ ).

$\nu$ : viscosidad cinemática ( $m/s^2$ ).

La viscosidad cinemática es la relación entre la viscosidad dinámica de un fluido y su densidad. Esta propiedad describe la resistencia del fluido al flujo bajo la influencia de la gravedad y varía en función de su temperatura. Para el análisis, se asumirá, conforme a lo presentado previamente, que la temperatura promedio del aire dentro del horno es de 22.42 °C en verano y 15.27 °C en invierno.

Por otra parte, el diámetro hidráulico, se utiliza para calcular el  $Re$  en tuberías no circulares y se determina como:

$$\phi_h = \frac{4 * A_c}{P} \quad (18)$$

Donde:

$\phi_h$ : Diámetro hidráulico ( $m$ ).

$A_c$ : Área cross ( $m^2$ ).

$P$ : Perímetro de la sección ( $m$ ).

El segundo parámetro vinculado al factor de fricción de Darcy es la rugosidad relativa “ $\frac{\varepsilon}{\phi_h}$ ”, donde “ $\varepsilon$ ” es la rugosidad absoluta de la superficie del material. Para determinar la rugosidad absoluta del material en los tramos de interés del circuito, colector solar y castillo de madera, donde se estiman pérdidas de carga distribuidas, se realizó la búsqueda bibliográfica en fuentes de referencia [21].

Rugosidad absoluta	Valor	Unidad
$\varepsilon_{col}$	$4.0 \times 10^{-4}$	m
$\varepsilon_{cas}$	$7.0 \times 10^{-4}$	m

Tabla 11. Rugosidad absoluta de la superficie del material en los tramos de interés del circuito, colector solar y castillo de madera.

Una vez calculados el número de Reynolds y la rugosidad relativa del material en el tramo específico de interés, el factor de fricción se determina utilizando el Ábaco de Moody cuando el flujo es turbulento o transicional. Sin embargo, dado que se implementó un código en Octave, se utilizó la ecuación de Colebrook-White para calcular numéricamente el factor de fricción de Darcy [22].

Por otra parte, si el flujo es completamente laminar se utiliza la siguiente expresión:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (19)$$

A continuación, las tablas 12 y 13, presentan los resultados de las pérdidas de carga localizadas y distribuidas a lo largo del circuito, así como la pérdida de carga total para las dos velocidades, 1 y 2 m/s, en función de las dos temperaturas consideradas en el interior del horno 15.27 y 22.42 °C.

Pérdidas de carga	Descripción	Valor 1 m/s	Valor 2 m/s
<b>Localizada</b>			
$H_{k1}$	Reducción	0.01	0.06
$H_{k2}$	Codo	0.09	0.37
$H_{k3}$	Expansión	0.06	0.26
$H_{k4}$	Reducción abrupta	0.04	0.14
$H_{k5}$	Expansión abrupta	0.13	0.51
$H_{k6}$	Codo	0.03	0.10
$H_{k7}$	Reducción	0.00	0.02
$H_{k8}$	Codo	0.03	0.10
<b>Distribuidas</b>			
$H_{f1}$	Colector solar	0.03	0.09
$H_{f2}$	Castillo de madera	0.16	1.16
<b>Total</b>		<b>0.57</b>	<b>2.81</b>

Tabla 12. Pérdida de carga del circuito hidráulico para las dos velocidades del flujo de aire de referencia en el castillo de madera, considerando una temperatura promedio en el interior del horno de 15.27 °C.

<b>Pérdidas de carga</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor 1 m/s</b>	<b>Valor 2 m/s</b>
<b>Localizada</b>			
$H_{k1}$	Reducción	0.01	0.06
$H_{k2}$	Codo	0.09	0.37
$H_{k3}$	Expansión	0.06	0.26
$H_{k4}$	Reducción abrupta	0.04	0.14
$H_{k5}$	Expansión abrupta	0.13	0.51
$H_{k6}$	Codo	0.03	0.10
$H_{k7}$	Reducción	0.00	0.02
$H_{k8}$	Codo	0.03	0.10
<b>Distribuidas</b>			
$H_{f1}$	Colector	0.03	0.09
$H_{f2}$	Castillo	0.16	1.17
<b>Total</b>		<b>0.58</b>	<b>2.82</b>

*Tabla 13. Pérdida de carga del circuito hidráulico para las dos velocidades del flujo de aire de referencia en el castillo de madera, considerando una temperatura promedio en el interior del horno de 22.42 °C.*

Como se puede observar, la pérdida de carga total del circuito hidráulico resulta ligeramente mayor al considerar la temperatura promedio de verano de 22.42 °C.

Sin embargo, al finalizar el análisis, se presenta cómo varía la potencia eléctrica utilizada (valor de interés principal) en función de la temperatura y la velocidad del flujo de aire. En dicho análisis se evidencia que, bajo condiciones de baja temperatura (invierno), se produce un ligero aumento de la demanda eléctrica, debido a las propiedades del aire a menor temperatura que afectan el comportamiento hidráulico del sistema

Por lo tanto, a partir de este punto, los resultados presentados en este apartado se basan en el análisis con esta temperatura, para todas aquellas propiedades que dependan de ella, ya que representa el escenario en el que los ventiladores deben generar una mayor potencia hidráulica y, en consecuencia, consumir una mayor potencia eléctrica para alcanzar las velocidades de flujo de aire objetivo en el castillo de madera.

Además, esta condición de temperatura se mantendrá para el análisis del apartado 6.1 “Rediseño del circuito hidráulico”.

En las figuras 17 y 18, se representan gráficamente las pérdidas de carga a lo largo del circuito, conforme a los valores presentados en la tabla 11. En estas gráficas, se observa cómo la carga disminuye progresivamente a medida que el aire circula por el sistema y cómo, al llegar nuevamente a los ventiladores, se restablece hasta alcanzar el punto de carga hidráulica inicial.



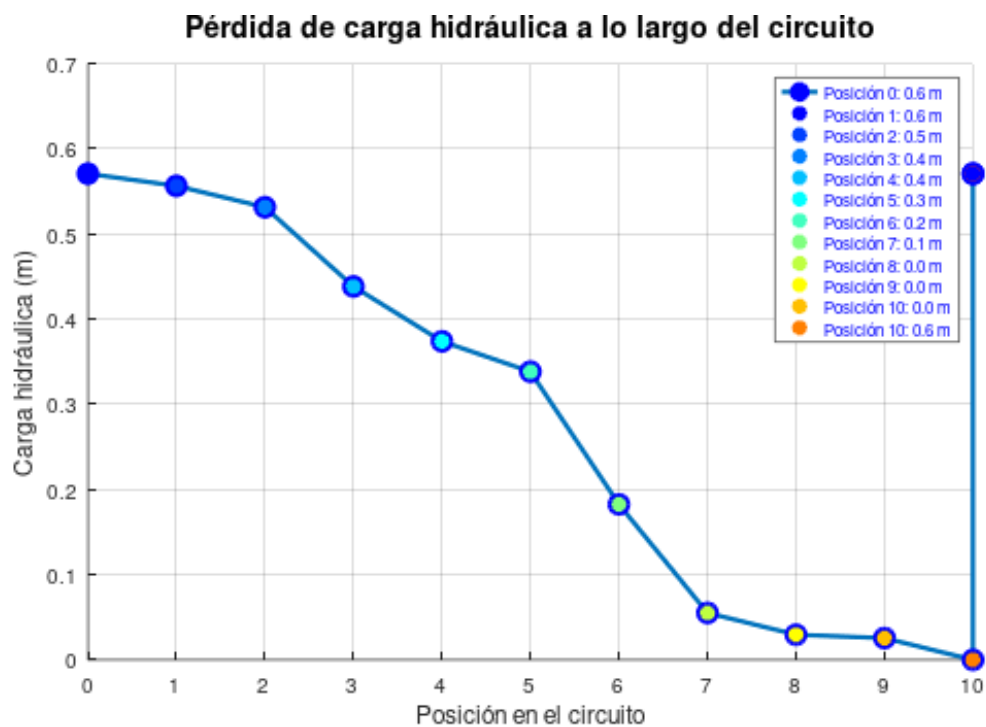


Figura 17. Pérdida de carga a lo largo del circuito hidráulico para la velocidad el flujo de aire en el castillo de 1 m/s.

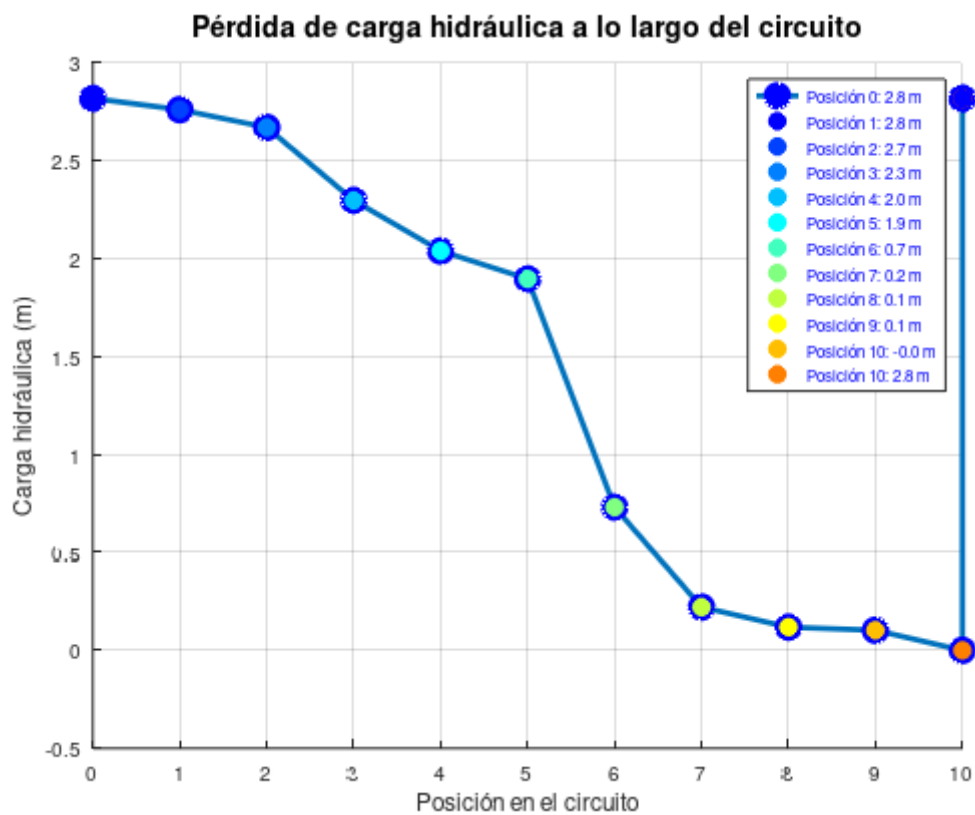


Figura 18. Perdida de carga a lo largo del circuito hidráulico para la velocidad del flujo de aire en el castillo de 2 m/s.

### 3.1.2. Potencia hidráulica y eléctrica del sistema

Una vez determinada la pérdida de carga total, se procede a calcular la potencia hidráulica necesaria para vencer las pérdidas energéticas del circuito y tener el caudal de aire deseado en el castillo:

$$P_{hid} = \rho_{air} * g * V_{cas} * \Delta H_v \quad (20)$$

Donde:

$P_{hid}$ : Potencia hidráulica del circuito hidráulico ( $W$ ).

$\rho_{air}$ : Densidad del aire ( $kg/m^3$ ).

$V_{cas}$ : Caudal en el castillo ( $m^3/s$ ).

En la tabla 14 se presenta la potencia hidráulica requerida para las dos velocidades de flujo de aire en el castillo.

Nombre	Unidad	Valor
Potencia hidráulica ( $v_{cas} = 1 \text{ m/s}$ )	$W$	5.20
Potencia hidráulica ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	$W$	51.30

Tabla 14. Requerimiento de potencia hidráulica en función de la velocidad del flujo de aire en el castillo.

Determinando la potencia hidráulica necesaria, se calcula la potencia eléctrica requerida mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{P_{hid}}{P_{ele}} \quad (21)$$

$\eta$ : Eficiencia de los motores (adimensional).

$P_{hid}$ : Potencia hidráulica del circuito hidráulico ( $W$ ).

$P_{ele}$ : Potencia eléctrica activa que consumen ambos motores ( $W$ ).

La eficiencia de los motores, determinada a través del relevamiento eléctrico del horno solar, es de 0.75.

En la tabla 15 se muestran los valores de la potencia eléctrica requerida en función de la potencia hidráulica necesaria.

Nombre	Unidad	Valor
Potencia eléctrica ( $v_{cas} = 1 \text{ m/s}$ )	$W$	6.89
Potencia eléctrica ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	$W$	67.95

Tabla 15. Requerimiento de potencia eléctrica en función de la velocidad del flujo de aire en el castillo.

La tabla 16 presenta el porcentaje de potencia eléctrica utilizada en relación con la potencia eléctrica disponible en el sistema. La potencia eléctrica de los ventiladores, determinada mediante el relevamiento es de 1.5 Hp.

Nombre	Unidad	Valor
Potencia eléctrica utilizada ( $v_{cas} = 1 \text{ m/s}$ )	%	0.31
Potencia eléctrica utilizada ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	%	3.04

Tabla 16. Porcentaje de la potencia eléctrica utilizada en función de la potencia disponible en el sistema.

Finalmente, se presenta la figura 19, en la cual se muestra la variación del porcentaje de potencia eléctrica utilizada en función de la temperatura (verano e invierno) y de la velocidad del flujo de aire en el castillo, considerando incrementos de  $0.5 \text{ m/s}$  hasta alcanzar un máximo de  $6 \text{ m/s}$ .

Variación del porcentaje de la potencia eléctrica utilizada en función de la velocidad y temperatura

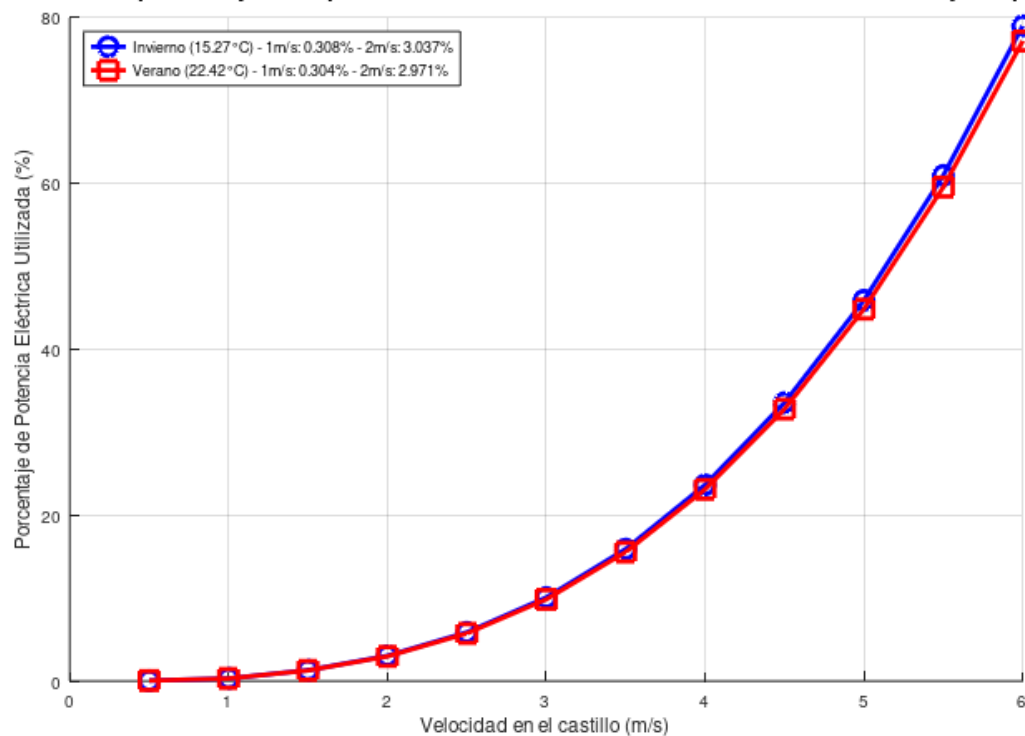


Figura 19: Variación del porcentaje de la potencia eléctrica utilizada en función de la velocidad y temperatura.

Como se observa en la figura 19 y en la tabla 16, el porcentaje de la potencia eléctrica consumida por los ventiladores instalados, para las condiciones del programa de secado definido, se encuentra sobredimensionado.

### 3.1.3. Diagrama unifilar

Además, desde el enfoque eléctrico, se elaboró el diagrama unifilar de la instalación del horno solar utilizando el software AutoCAD.

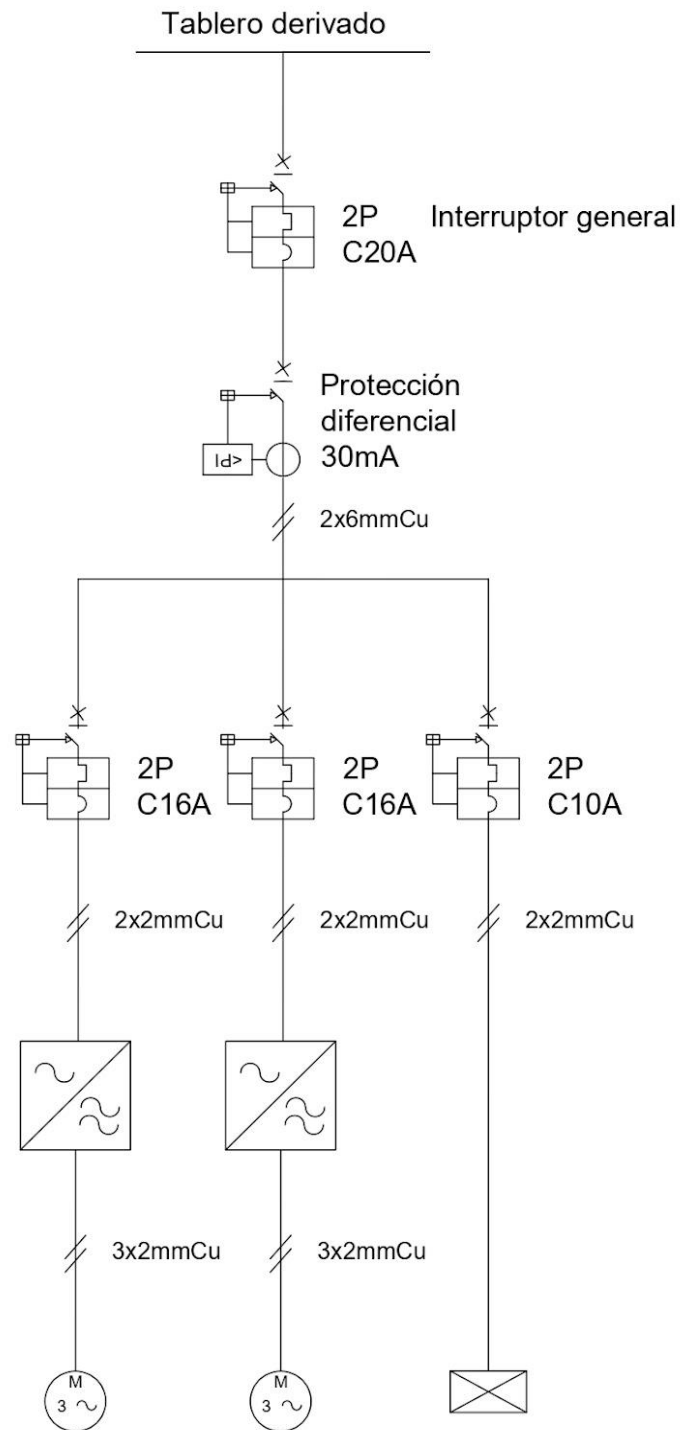


Figura 20. Diagrama unifilar del tablero derivado ubicado en el exterior del horno solar.

El diagrama unifilar es una representación gráfica de la instalación eléctrica. Inicia con un cable que se origina en el tablero general del predio UTU y llega hasta el tablero derivado.

En el tablero derivado, el primer componente es un interruptor general junto con una llave termomagnética. Esta llave cumple tres funciones principales: comandar, seccionar y proteger. La

función de comando consiste en encender y apagar manualmente. La función de seccionamiento permite aislar una parte de la instalación, abriendo el circuito y eliminando la tensión para realizar trabajos de mantenimiento con seguridad. Finalmente, la función de protección resguarda la instalación ante cortocircuitos y sobrecargas.

Luego, se encuentra la protección diferencial, que tiene como objetivo detectar corrientes de fuga a tierra y desconectar la alimentación en caso de fugas, contribuyendo así a la seguridad eléctrica del sistema.

El diagrama también incluye tres llaves adicionales, que son dispositivos de protección térmica diseñados para proteger los cables que alimentan distintas partes del sistema eléctrico, evitando sobrecalentamientos y daños en el aislamiento. Una de estas llaves, de 10 A, está destinada a un circuito de iluminación, mientras que las otras dos, de 16 A conducen a los variadores de frecuencia, de la marca WEG CFW300. Estos dispositivos que no solo ajustan la frecuencia de la corriente, sino que también convierten la alimentación monofásica en salida trifásica, necesaria para el funcionamiento de los motores conectados<sup>4</sup>.

Estos motores, de la marca TECHTOP MOTOR, modelo MS 90S-4, ubicados “aguas abajo” de los variadores de frecuencia, también están representados en el diagrama.

Además, el diagrama detalla el tipo de material y las dimensiones de los cables que interconectan todos los dispositivos eléctricos mencionados.

### 3.2. Análisis de la capa límite en el colector solar

Para modelar la transferencia de calor en el colector solar, es necesario comprender cómo se desarrolla el flujo del aire a lo largo de este. Para ello, se realiza un análisis del desarrollo de la capa límite en la placa inferior del colector.

Cuando el aire circula en contacto con una superficie, experimenta fuerzas de rozamiento que reducen su velocidad en la proximidad de esta. La altura de la capa límite se define como la distancia desde la superficie hasta el punto donde la velocidad del fluido alcanza el 99 % de la velocidad de entrada al colector [23].

El resultado de este análisis determina el modelado térmico del fluido dentro del colector solar. Existen dos escenarios posibles:

- **Flujo externo** (placa plana con flujo paralelo): Si la altura de la capa límite es menor que la altura del colector solar, el flujo se modela como el de una placa plana con aire en movimiento paralelo a su superficie.
- **Flujo interno** (flujo en ducto): Si la altura de la capa límite supera la altura del colector solar, el sistema se modela como un flujo confinado dentro de un conducto.

En la figura 21 se muestra la altura del colector. Como se observó anteriormente, este se encuentra inclinado para maximizar la incidencia perpendicular de la radiación solar a lo largo del día.

---

<sup>4</sup> Comunicación personal con el Ing. Ind. Mec. Matías Loinaz

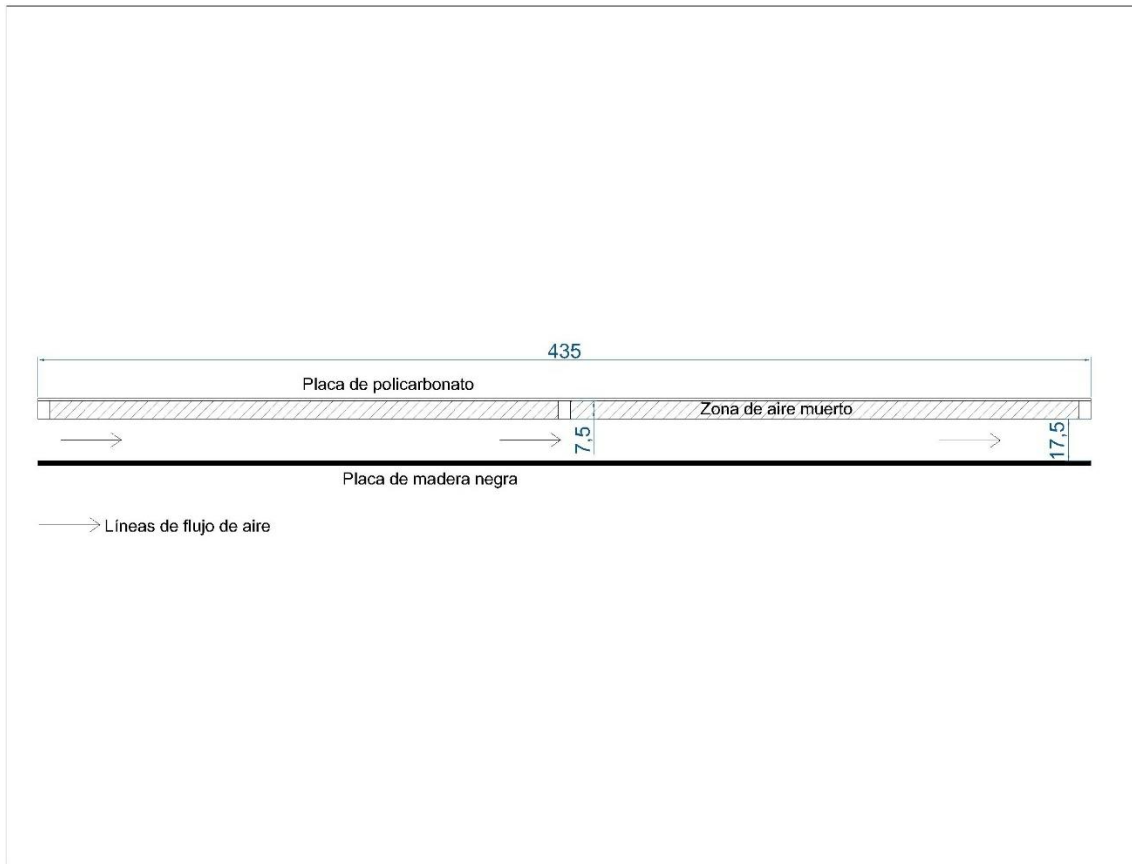


Figura 21. Dimensiones en centímetros del colector solar; vista lateral. El flujo de aire se desplaza de izquierda a derecha, atravesando el colector de manera horizontal. Patrón rayado indica zona de aire muerto.

Cabe destacar que, debido a la presencia de los listones horizontales utilizados para el soporte de la placa de policarbonato, esta altura debe restarse de la altura total del colector. Por lo tanto, para el análisis de la capa límite y en el apartado siguiente, "Colector Solar", se considera una altura final de 0.175 m.

Para modelar la capa límite, es necesario calcular el número de Reynolds global, evaluado a la velocidad del fluido y considerando el largo total de la placa, que es de 4.35 m (ecuación 1).

Las ecuaciones que describen la evolución de la capa límite en función del número de Reynolds local y la posición a lo largo del colector son:

$$\delta_{(x)} = \frac{x * 5}{Re_x^{1/2}} \quad (22a) ; \quad \delta_{(x)} = \frac{x * 0.37}{Re_x^{1/5}} \quad (22b)$$

Si el número de Reynolds global es menor a 500000, se utiliza la ecuación (22a), flujo laminar; en caso contrario, se aplica la ecuación (22b), flujo turbulento.

En las siguientes figuras, 22 y 23, se puede observar cómo se desarrolla la altura de la capa límite en el colector solar en función de la longitud de la placa y las velocidades de referencia. La figura 22 presenta el desarrollo para 1.19 m/s, la figura 23 ilustra como se desarrolla la capa límite para 2.37 m/s (velocidades del flujo de aire en el castillo de madera de 1 y 2 m/s respectivamente).

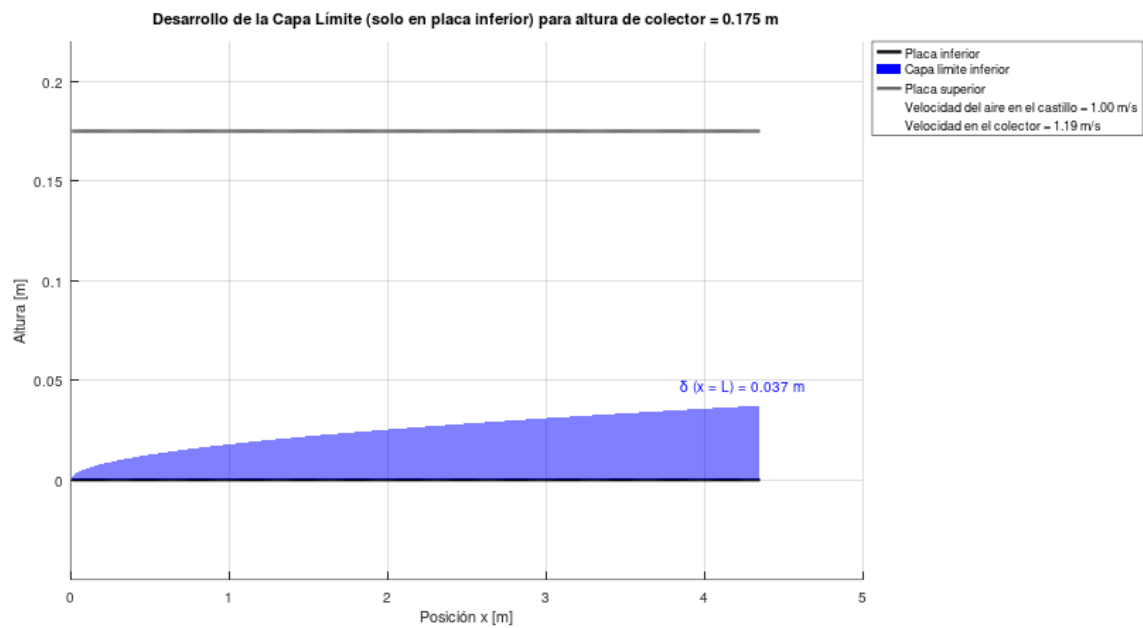


Figura 22. Desarrollo de la capa límite en la placa inferior de colector para una velocidad del flujo de aire de 1.19 m/s.

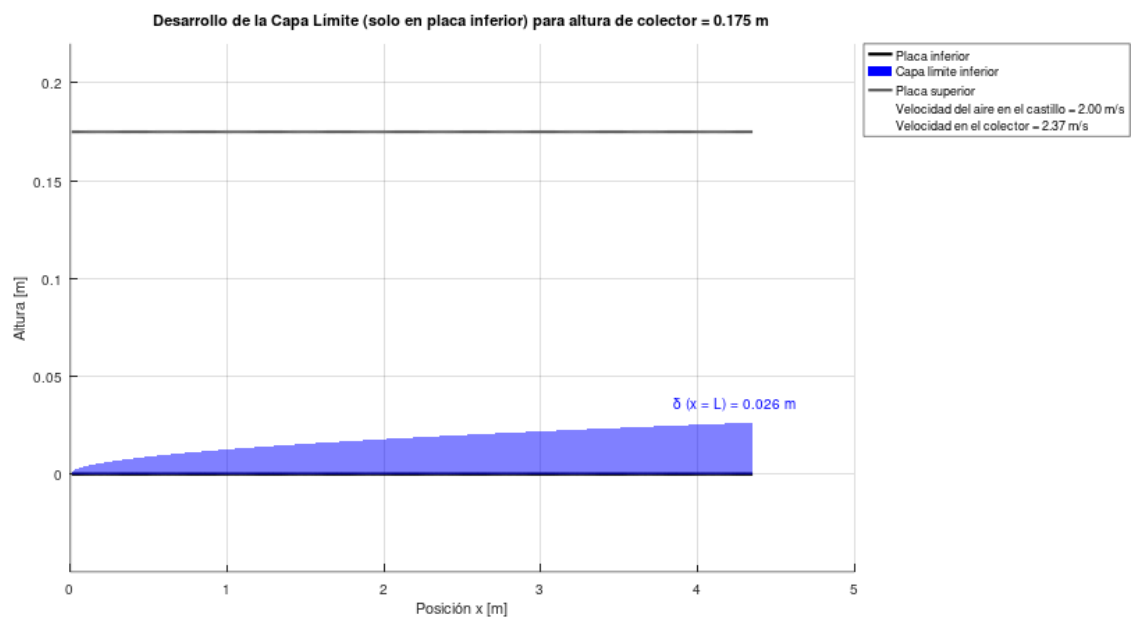


Figura 23. Desarrollo de la capa límite en la placa inferior de colector para una velocidad del flujo de aire de 2.37 m/s.

Se observa que, en ambos casos, la altura de la capa límite no alcanza la altura total del colector (0.175 m). Por lo tanto, la transferencia de calor desde la placa negra de madera colectora se modela como una placa plana con flujo de aire paralelo.

## 4. COLECTOR SOLAR DEL HORNO

En este apartado se aborda el análisis térmico del colector solar del horno de secado, modelando la transferencia de calor a través de balances energéticos en la placa de policarbonato, la placa de madera negra y el aire en circulación. Se establecen las hipótesis asumidas para simplificar el análisis y se utilizan datos históricos de temperatura y radiación para alimentar el modelo.

Se estudian los mecanismos de transferencia de calor por radiación, convección forzada y convección natural, determinando coeficientes y ecuaciones que permiten calcular las temperaturas clave del sistema. La resolución se realiza mediante un proceso iterativo en Octave, ajustando los valores hasta alcanzar la convergencia en los balances de energía.

### 4.1. Análisis térmico

El análisis térmico se basa en tres balances de energía:

- Balance en la placa de policarbonato (transmisora/semitransparente).
- Balance en la placa de madera negra (colectora de calor).
- Balance del aire entre la entrada y salida del colector.

El objetivo del modelo es determinar la temperatura de salida del aire del colector, la temperatura de la madera negra y la temperatura del policarbonato partiendo de la radiación solar, el caudal de aire y la temperatura de entrada al colector.

#### Hipótesis del Modelo:

- La placa de madera negra está aislada en su parte inferior, sin transmitir calor hacia el interior de la cámara de secado.
- El colector solar se asume de tipo plato (placas paralelas) de largo 4.35 m (ecuación 1).
- La altura del colector corresponde al área libre de paso, excluyendo la zona ocupada por los listones de soporte del policarbonato (ver figura 21).
- En la cara interna de la placa de policarbonato se asume que la transferencia de calor debido al aire estancado se da por convección natural.
- Los valores de las variables ambientales se obtienen de datos históricos (2000 – 2016), y se trabaja con el valor medio de cada estación de referencia [17] - [19].
- La radiación solar para este análisis se asume constante, siendo el valor medio del día en la estación de referencia, considerando las horas de sol diaria (salida y puesta del sol).
- Dentro del colector, no se considera la reflexión de la radiación, ni la interacción del aire con la misma.
- No se consideran los factores de vista para el cálculo de radiación.
- Se asume que la temperatura de la placa de madera negra es siempre superior a la del policarbonato.
- La Temperatura sky ( $T_{sky}$ ) se asume  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ <sup>5</sup>.

---

<sup>5</sup> La temperatura del cielo ( $T_{sky}$ ) es la temperatura ficticia de un cuerpo negro ideal que, situado en lugar de la atmósfera, produciría el mismo flujo radiactivo sobre la superficie terrestre [24].



- El aire se modela como aire seco.

Para la resolución del sistema colector solar, se desarrolla un código en Octave® para obtener la solución más precisa del modelo planteado.

#### 4.1.1. Radiación

La radiación es un mecanismo de transferencia de calor que depende de la temperatura del emisor. Para este análisis, se consideran las longitudes de onda correspondientes a la luz visible e infrarrojas, responsables de la transferencia de calor radiactiva.

El modelo contempla la radiación solar media incidente, la cual se tomará como referencia según el periodo del año evaluado en  $W/m^2$ , así como la radiación emitida por los cuerpos cuantificada por la Ley de Stefan-Boltzmann:

$$Q = \varepsilon * \sigma * T^4 \quad (23)$$

Donde:

$Q$ : Calor emitido por un cuerpo ( $W$ ).

$\varepsilon$ : Emisividad del cuerpo (*adimensional*).

$\sigma$ : Constante de Stefan – Boltzmann =  $5.67 \times 10^{-8} \left( \frac{W}{m^2 * K^4} \right)$ .

$T$ : Temperatura en Kelvin del cuerpo ( $K$ ).

La emisividad es una medida de la capacidad de un material para emitir radiación térmica en comparación con un cuerpo negro ideal. Describe la fracción de radiación que emite un cuerpo respecto al máximo posible [24].

Para el análisis de la interacción térmica por radiación de dos cuerpos, el calor se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{A-B} = \varepsilon_r * \sigma * (T_A^4 - T_B^4) \quad (24)$$

Siendo  $Q_{A-B}$  el calor neto transmitido por radiación del cuerpo A al cuerpo B.  $T_A$  es la temperatura del cuerpo A y  $T_B$  es la temperatura del cuerpo B (siguiendo  $T_A > T_B$ ).

La emisividad resultante de dos cuerpos se calcula de la siguiente manera:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1}{\varepsilon_B} - 1} \quad (25)$$

Siendo,  $\varepsilon_A$  es la emisividad de un cuerpo A y  $\varepsilon_B$  es la emisividad de B.

Para el análisis del calentamiento del aire se utilizan datos históricos del Laboratorio de Energía Solar [17] en la zona donde se ubica el colector solar (Latitud: -31.688; Longitud: -55.991). Estos datos son estimaciones estadísticas del periodo 2000 – 2016, donde se toma como referencia el dato de Irradiación global en plano inclinado a 35° (azimut Norte), donde el valor de la radiación es interceptado perpendicularmente por el colector.

A continuación, en la tabla 17 se pueden observar algunas de las propiedades de los materiales utilizados para el análisis [23]. Por otro lado, en la tabla 18 se puede observar un resumen de las condiciones ambientales utilizada como input del modelo.

Descripción	Variable	Unidad	Valor
Emisividad de madera negra	$\varepsilon_{mad}$	-	0.9
Absortividad de madera negra	$\alpha_{mad}$	-	0.85
Emisividad de policarbonato	$\varepsilon_{pol}$	-	0.9
Absortividad de policarbonato	$\alpha_{pol}$	-	0.7
Transmisividad de policarbonato	$\tau_{pol}$	-	0.3
Emisividad Sky	$\varepsilon_{sky}$	-	0.8
Temperatura Sky	$T_{sky}$	K	263
Emisividad resultante 1	$\varepsilon_{r1}$	-	0.82
Emisividad resultante 2	$\varepsilon_{r2}$	-	0.73

Tabla 17. Propiedades de los materiales utilizados para el análisis.

Mes	Horas de sol [h:mm:ss]	Radiación [kWh/m <sup>2</sup> ]	Estación	Horas de sol [h]	Radiación [W/m <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]	HR (%)
Diciembre	14:11:04	6.41	<b>Verano</b>	<b>13.77</b>	<b>462.01</b>	<b>22.42</b>	<b>76.41</b>
Enero	13:55:53	6.59					
Febrero	13:10:54	6.08					
Marzo	12:15:09	5.53	Otoño	11.35	403.79	18.43	84.63
Abril	11:17:50	4.69					
Mayo	10:30:09	3.53					
Junio	10:06:43	3.03	<b>Invierno</b>	<b>10.48</b>	<b>331.58</b>	<b>15.27</b>	<b>84.73</b>
Julio	10:18:38	3.41					
Agosto	11:00:10	3.98					
Septiembre	11:55:03	4.66	Primavera	12.86	420.44	17.60	81.45
Octubre	12:54:15	5.33					
Noviembre	13:45:26	6.23					

Tabla 18. Valores promedios de horas de sol, radiación, temperatura ambiental y HR para las estaciones verano, otoño, invierno y primavera.

#### 4.1.2. Convección forzada

La convección forzada es un mecanismo de transferencia de calor que se da entre un fluido en movimiento y un sólido a diferentes temperaturas. La misma se calcula siguiendo la siguiente ecuación:

$$Q = h * A * (\Delta T) \quad (26)$$

Donde:

$Q$ : Calor convectivo intercambiado entre la superficie y el fluido en circulación ( $W$ ).

$h$ : Coeficiente de transferencia de convección forzada ( $\frac{W}{m^2 * K}$ ).

$A$ : Área de transferencia de calor entre la superficie y el fluido ( $m^2$ ).

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura media entre el fluido y la superficie ( $K$ ).

De la ecuación 26, la transferencia de calor depende de la diferencia de temperaturas del sistema, del área de transferencia y del coeficiente  $h$  de transferencia de calor.

El coeficiente  $h$  se calcula en función de la temperatura del fluido, el tipo del flujo y la geometría del sistema:

$$h = \frac{Nu * K}{L} \quad (27)$$

Donde:

$Nu$ : Numero de Nusselt (*adimensional*).

$K$ : Conductividad térmica del aire ( $\frac{W}{m * K}$ ).

$L$ : Longitud característica ( $m$ ).

“ $L$ ” es la distancia desde el borde de ataque del fluido (ingreso del aire al colector) hasta el final de la superficie por la que circula. Por otro lado,  $Nu$  depende del régimen de flujo que se desarrolla en el sistema, para conocer su fórmula es necesario conocer el número de Reynolds ( $Re$ ).

Es necesario conocer cómo se desarrolla el flujo de aire en el colector solar para determinar la transferencia de calor. Siguiendo el análisis realizado en el apartado 3.2 “Análisis de la capa límite”, el régimen en el colector solar relevado se modela como flujo paralelo sobre una placa plana para las dos velocidades de flujo de aire en el castillo.

Conociendo como se modela el sistema colector, se procede a evaluar el  $Re$ . Dependiendo del valor de este número, se calcula el número de Nusselt, el cual depende del régimen del flujo ( $Re$ ) y del número de Prandtl [23].

- Ecuación de  $Nu$  para  $Re < 500,000$  (laminar):

$$Nu(Re; Pr) = 0.664 * Re_L^{0.5} * Pr^{0.33} \quad (28a)$$

O

- Ecuación de  $Nu$  para  $Re > 500,000$  (turbulento):

$$Nu(Re; Pr) = (0.037 * Re_L^{0.8} - 871) * Pr^{0.33} \quad (28b)$$

Donde  $Pr$  es el número de Prandtl, el cual relaciona la difusión de momento (viscosidad) con la difusión de calor en un fluido en función de la temperatura. Para el modelado,  $Pr$  se calcula de la siguiente manera:

$$Pr(T) = \frac{Cp(T) * \mu(T)}{K(T)} \quad (29)$$

Siendo  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $Cp$  capacidad calorífica. Las variables de la ecuación varían con la temperatura del fluido, para el cálculo de las variables se sigue la Ley de Sutherland, la cual proporciona ajustes a los valores obtenidos en función de la temperatura.

Fórmula genérica de ajuste basada en la Ley de Sutherland [25]:

$$X(T) = X_0 * \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{3}{2}} * \frac{T_0 + S_X}{T + S_X} \quad (30)$$

Donde  $X$  puede tomar los valores de  $\mu$  o de  $K$ , con sus respectivos valores de referencia ( $X_0$ ) y constantes de Sutherland de referencia ( $S_X$ ):

$$K_0 = 0.0241 \left( \frac{W}{m * K} \right).$$

$$S_K = 194 (K).$$

$$T_0: \text{Temperatura de referencia} = 273.15 (K).$$

$$\mu_0 = 1.716 * 10^{-5} \left( \frac{Kg}{m * s} \right).$$

$$S_\mu = 110.4 (K).$$

Para el cálculo de  $Cp$  se sigue la siguiente relación empírica de ajuste en función de la temperatura:

$$Cp(T) = \frac{a + bT + cT^2 + dT^3}{M} \quad (31)$$

Donde:

$$a = 28.11 \left( \frac{J}{mol * K} \right).$$

$$b = 0.1967 * 10^{-2} \left( \frac{J}{mol * K^2} \right).$$

$$c = 0.4802 * 10^{-5} \left( \frac{J}{mol * K^3} \right).$$

$$d = 1.966 * 10^{-9} \left( \frac{J}{mol * K^4} \right).$$

$$M = 28.97 * 10^{-3} \text{ (Masa molar del aire).}$$

En el apartado 3.1 “Análisis del circuito hidráulico” se presentaron los conceptos de viscosidad cinemática y densidad del aire, las cuales, en este apartado, se consideran los cambios en sus valores respecto a la temperatura. El cálculo de la densidad del aire  $\rho$  depende de la presión atmosférica, la constante de los gases para el aire y la temperatura, el calculo se realiza con la siguiente ecuación:

$$\rho(T) = \frac{P}{R * T} \quad (32)$$

Donde:

$$P = 101325 (Pa).$$

$$R = 287.05 \left( \frac{J}{Kg * K} \right).$$

$$T: \text{Temperatura del aire} (K).$$

Para el cálculo de  $\nu$  se utiliza la relación entre la ecuación de Sutherland (ajustada para  $\mu$ ) y la ecuación de densidad previamente definida, por lo tanto:

$$\nu(T) = \frac{\mu(T)}{\rho(T)} \quad (33)$$

### 4.1.3. Convección natural

La convección natural es un mecanismo de transferencia de calor entre un fluido en reposo y una superficie a distinta temperatura. En este mecanismo, se generan corrientes de aire debido a la diferencia de densidad de un fluido debido al aumento de temperatura del fluido contiguo a la superficie.

Para el caso de estudio, la superficie interna del policarbonato donde se considera que ocurre convección natural, se encuentra a mayor temperatura que el aire que circula por el colector. Por lo tanto, se modela como placa vertical caliente inclinada en contacto con un fluido a menor temperatura.

La metodología de cálculo de la transferencia de calor por convección natural es similar a la utilizada para convección forzada, con la diferencia de que en este caso el número de Nusselt no depende de Re (ya que el aire se encuentra en reposo). En su lugar, depende del número de Rayleigh (Ra), que a su vez es una función del número de Grashof y Prandtl.

El número de Grashof se calcula mediante la expresión:

$$Gr = \frac{g * \beta(T) * L * \Delta T}{\nu(T)} \quad (34)$$

Donde:

$g$ : Constante gravitacional =  $9.81 \left( \frac{m}{s^2} \right)$ .

$\beta(T)$ : Coeficiente de expansión volumétrica =  $\frac{1}{T_{@film}} (K^{-1})$ .

$L$ : Longitud característica, largo de la placa ( $m$ ).

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre la placa y el aire ( $K$ ).

$\nu(T)$ : Viscosidad cinemática a  $T_{@film}$  ( $\frac{m^2}{s}$ ).

El número de Rayleigh se calcula como:

$$Ra = Gr * Pr(T) \quad (35)$$

El coeficiente de transferencia de calor  $h$  de convección natural se determina a partir del número de Nu, que, para el caso de estudio, se calcula con la siguiente ecuación:

$$Nu = \left( 0.825 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr(T)} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (36)$$

Una vez definidas las ecuaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en función de la temperatura del sistema, se procede a establecer los balances de energía para determinar las temperaturas de operación del colector solar.

## 4.2. Balances de energía

Los balances de energía son modelos matemáticos que responden a una situación física la cual describe. Para modelar el comportamiento de la temperatura en el horno solar, basados en las hipótesis antes mencionadas y las interacciones térmicas del sistema, se definen las temperaturas de interés a calcular. Estas son: temperatura de madera negra ( $T_{col, mad}$ ), temperatura del

policarbonato ( $T_{col,pol}$ ) y la temperatura de salida del aire del colector ( $T_{col,out}$ ). Se asume que la temperatura del policarbonato es uniforme, la temperatura de la cara exterior e interior son iguales, debido a que no se considera para el análisis el espesor del policarbonato.

Cabe destacar que no se cuenta con datos registrados del horno solar, por lo que se propone el cálculo de todas las variables del sistema en función de tres variables asumidas: Temperatura del aire a la entrada del colector (temperatura ambiente), radiación solar ( $\dot{G}_{sol}$ ) y el caudal de aire calculado en el apartado del análisis del circuito hidráulico. Por otro lado, se cuentan con datos estadísticos como temperatura ambiente, velocidad del aire exterior (viento), entre otros.

Según INUMET, podemos asumir que la velocidad del viento promedio en Tacuarembó anualmente se aproxima a 3 m/s [26]. Por ende, es el valor de referencia para estimar la velocidad del viento para el análisis de transferencia de calor por convección hacia el exterior del colector.

El modelo utiliza ecuaciones teóricas que representan todos los procesos de transferencia; las cuales son resueltas mediante un proceso iterativo. Se suponen inicialmente las temperaturas desconocidas y se resuelven las ecuaciones del sistema en la variable que se ajusta en ese paso hasta que el sistema converja.

A continuación, en la figura 24, se presenta un esquema representativo del colector solar con las interacciones térmicas y las variables relevantes para el análisis.

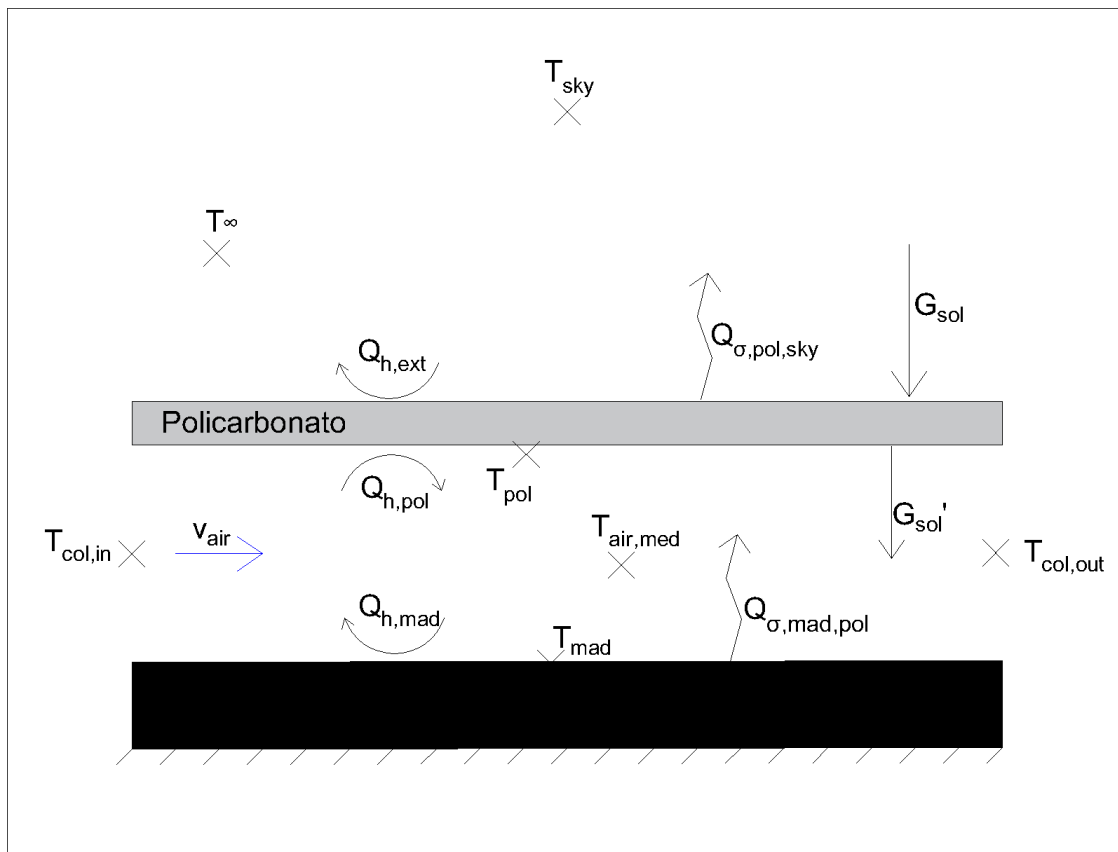


Figura 24. Interacciones térmicas en el colector solar. El flujo de aire se desplaza de izquierda a derecha, atravesando el colector de manera horizontal.

Nombre	Símbolo
Temperatura Sky	$T_{sky}$
Temperatura ambiente	$T_{inf}$
Temperatura del policarbonato	$T_{pol}$
Temperatura media del aire	$T_{med,air}$
Temperatura del aire a la entrada del colector	$T_{col,in}$
Temperatura del aire a la salida del colector	$T_{col,out}$
Temperatura de la placa de madera negra	$T_{mad}$
Calor transferido al exterior por convección	$Q_{h,ext}$
Calor neto transferido al cielo por radiación del policarbonato	$Q_{\sigma,h,ext}$
Radiación solar incidente	$G_{sol}$
Radiación solar que atraviesa el policarbonato	$G_{sol'}$
Calor transferido al interior del colector por convección natural	$Q_{h,pol}$
Calor radiactivo neto transferido desde la madera al policarbonato	$Q_{\sigma,mad,pol}$
Calor transferido por convección forzada al aire por la madera negra	$Q_{h,mad}$
Velocidad de aire	$v_{air}$

Tabla 19. Descripción simbología de figura 23 (Interacciones térmicas en el colector solar).

### **Balance de Energía en el Policarbonato**

Este balance iguala la energía que recibe el policarbonato por radiación solar y por emisión de radiación desde la madera, con las pérdidas hacia el entorno y hacia el aire que circula por el colector.

$$\dot{G}_{sol} * \alpha_{pol} + \varepsilon_{r1} * \sigma * (T_{mad}^4 - T_{pol}^4) = \varepsilon_{r2} * \sigma * (T_{pol}^4 - T_{sky}^4) + h_n * (T_{pol} - \bar{T}_{air}) + h_{e,\infty} * (T_{pol} - T_{\infty}) \quad (37)$$

$\dot{G}_{sol}$  y la radiación infrarroja recibida por la diferencia de temperatura con la placa de madera, tiende a provocar el aumento de  $T_{pol}$ . Simultáneamente, las pérdidas de calor (desde la placa de policarbonato) se distribuyen en dos direcciones: hacia el exterior, cediendo calor al ambiente debido a la diferencia de temperatura por radiación hacia el cielo ( $T_{sky}$ ) y por convección forzada debido a la diferencia con la temperatura ambiente ( $T_{\infty}$ ) y viento que circula en la zona. Además, hacia el interior del colector donde calienta el aire en circulación ( $T_{col,air}$ ).

### **Balance de Energía en la Madera**

$$\dot{G}_{sol} * \alpha_{mad} * \tau_{pol} = \varepsilon_{r1} * \sigma * (T_{mad}^4 - T_{pol}^4) + h_{i,mad} * (T_{mad} - \bar{T}_{air}) \quad (38)$$

La placa de madera actúa como la principal fuente de calor del sistema, absorbiendo la radiación solar transmitida por el policarbonato ( $\tau$ ) y la radiación que capta por sus propiedades naturales y color ( $\alpha_{mad}$ ). Al ser el componente con mayor temperatura, emite calor por radiación interna

hacia el policarbonato, así como también da calor por convección forzada hacia el aire en circulación interna.

### **Balance de Energía en el Aire**

La energía transferida al aire desde las placas de policarbonato y madera se modela mediante la ecuación:

$$\dot{m}_{air} * C_{p_{air}} * (T_{out} - T_{in}) = h_{i,mad} * A_{col} * (T_{mad} - \bar{T}_{air}) + h_{i,pol} * A_{col} * (T_{pol} - \bar{T}_{air}) \quad (39)$$

Esta ecuación representa cuanta energía recibe el aire interior que circula por el colector por parte de la placa de madera y el cobertor de policarbonato. Esta ecuación, en función de  $\dot{G}_{sol}$  ajustan los balances en un sistema de ecuaciones que se resuelve de manera iterativa.

### **4.3. Iteración y convergencia, lógica de programación**

Todos los inputs del modelo pueden ser modificados, siendo estos:

- Parámetros geométricos del horno.
- Temperatura ambiente.
- Velocidad del viento exterior.
- Temperatura de entrada colector (en el presente análisis se asume igual a la temperatura ambiente).
- Radiación solar.
- Caudal hidráulico del sistema.

Para iniciar el proceso iterativo para resolver el sistema de ecuaciones, partimos de las siguientes suposiciones:

$$T_{mad}: T_{col,in} + 50$$

$$T_{pol}: T_{col,in} + 30$$

$$T_{col,out}: T_{col,in} + 10$$

El proceso de cálculo de  $T_{col,out}$  comienza con los balances de energía antes mencionados. Una vez calculada dicha temperatura,  $T_{mad}$  y  $T_{pol}$ , son utilizadas como nuevo input en el modelo y se calcula nuevamente las temperaturas objetivo. Este proceso se repite hasta que la diferencia entre las temperaturas supuestas y la recalculada sea del orden de  $1 \times 10^{-3}$ .

A continuación, se presenta un esquema representativo de cómo es la lógica de iteración para una de las temperaturas. Las dos iteraciones restantes siguen la misma lógica, pero con su respectivo balance.

La lógica de iteración se la puede expresar matemáticamente como:

$$T^* = \frac{\dot{Q}}{C_{p_{air}} * \dot{m}_{air}} + T_{sup} \quad (40)$$

Donde:



$T^*$ : Temperatura calculada (K).

$Q$ : Calor intercambiado (respecto al balance) (W).

$Cp * m_{air}$ : Energía que puede almacenar el aire (W).

Este procedimiento asegura que el balance se cumpla, es decir, que la energía que ingresa en el sistema sea igual a la que se emite al ambiente y al aire circundante.

A continuación, la figura 25 y 26 presentan los resultados del análisis de la transferencia de calor en función de la velocidad del aire en el colector solar.

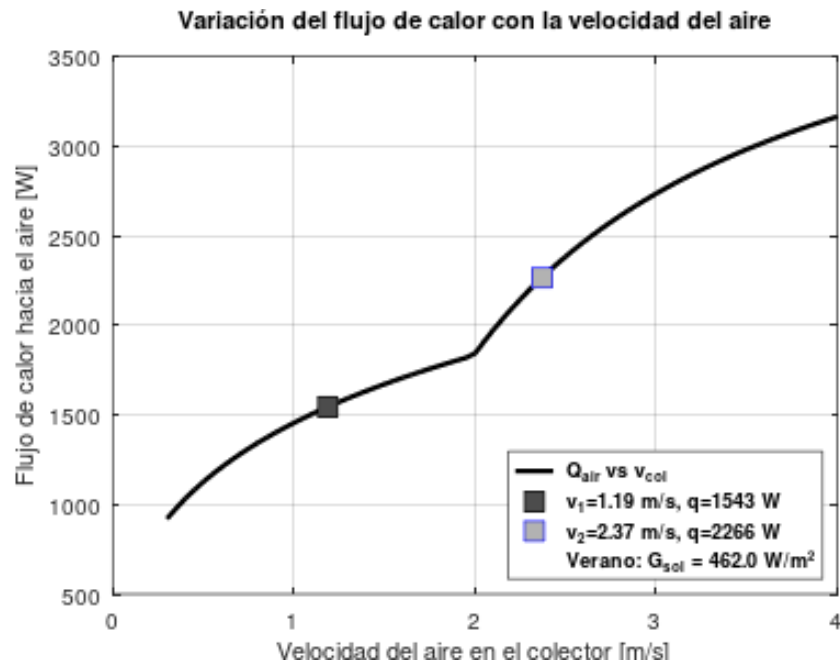


Figura 25. Variación del flujo de calor en función de la velocidad en el colector solar para un input de radiación de  $462 \text{ W/m}^2$ .

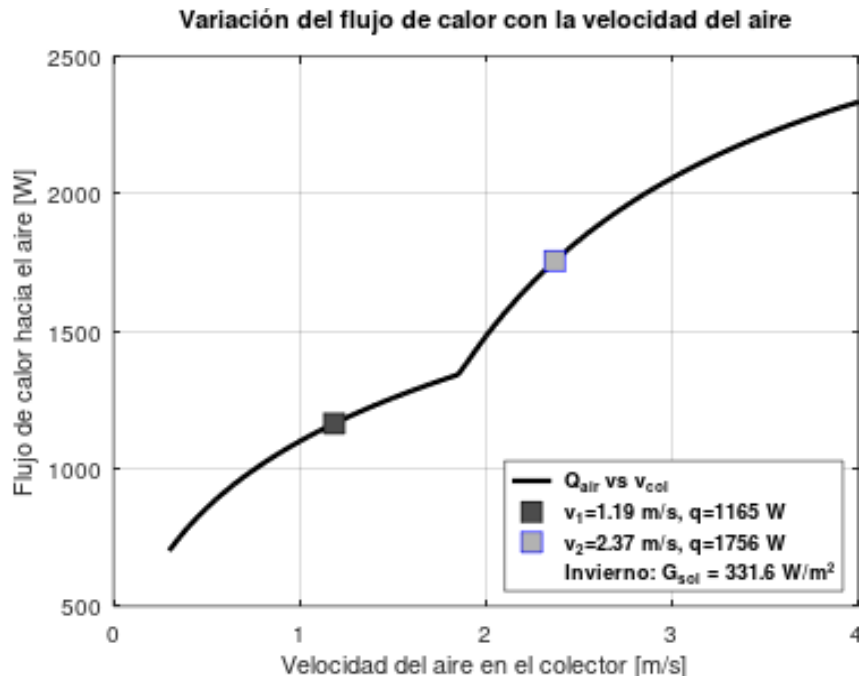


Figura 26. Variación del flujo de calor en función de la velocidad en el colector solar para un input de radiación de  $331.6 \text{ W/m}^2$ .

Como se observa, a medida que aumenta la velocidad aumenta la transferencia de calor. Esto está vinculado al coeficiente de transferencia de calor  $h$ , ya que depende del número de Reynolds.

Por otro lado, como se observa, el gráfico presenta un salto alrededor de los  $2 \text{ m/s}$ , esto se debe al cambio de régimen del fluido, a valores menores del punto de cambio, el fluido presenta un régimen laminar, por otro lado, al aumentar la velocidad el flujo se torna turbulento, lo que favorece la transferencia de calor, producto del movimiento caótico del fluido.

Además, se realizó el análisis de la variación de la temperatura del aire a la salida del colector en función de la velocidad del flujo de aire. Se toma como referencia la temperatura de la estación correspondiente,  $15.27^\circ\text{C}$  para la figura 27 y  $22.42^\circ\text{C}$  para la figura 28.

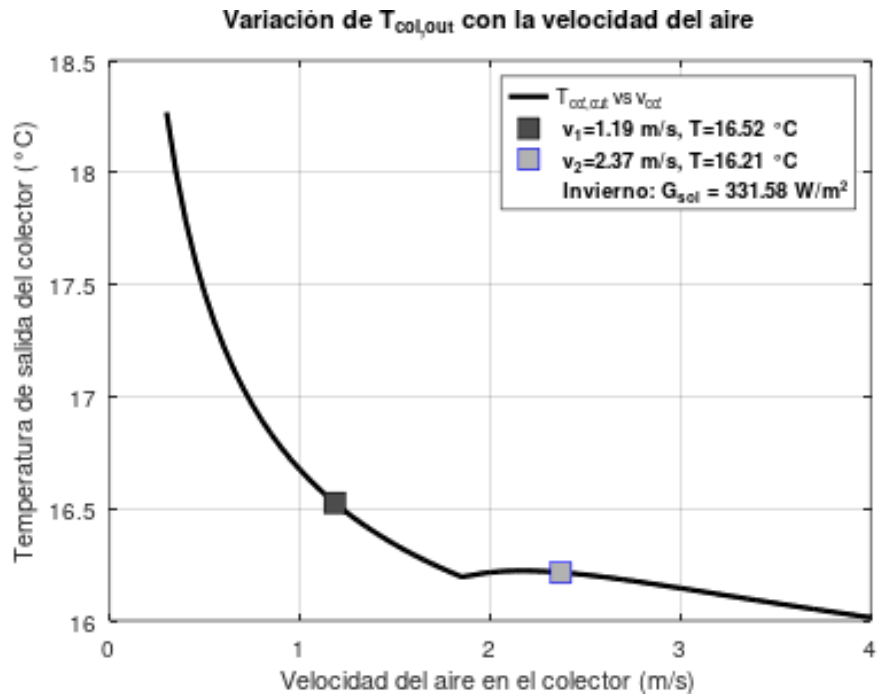


Figura 27: Temperatura de salida del colector en función de la velocidad en el colector solar para un input de radiación de  $331.58 \text{ W/m}^2$ .

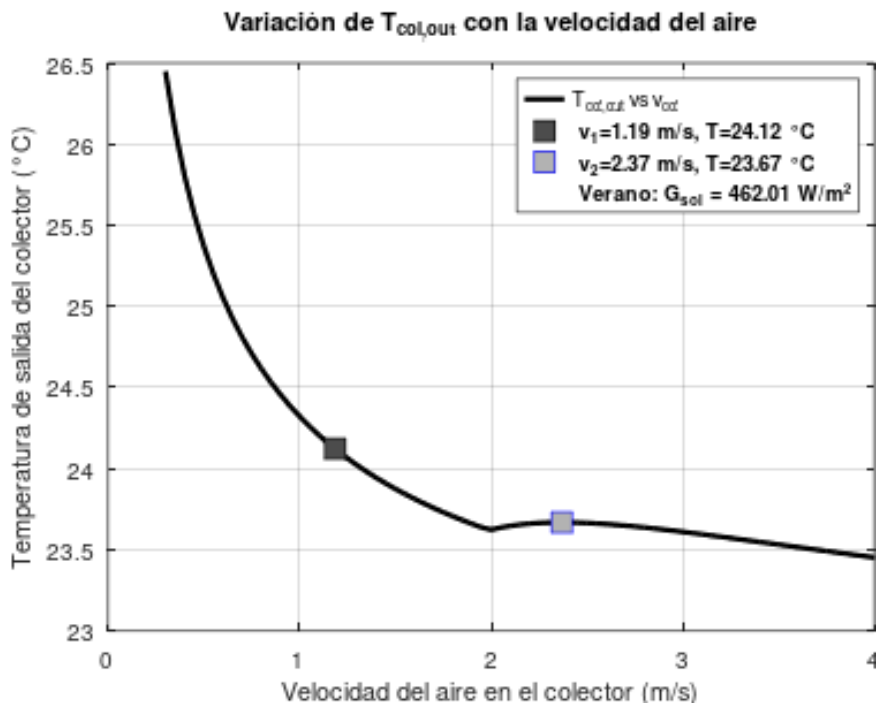


Figura 28: Temperatura de salida del colector en función de la velocidad en el colector solar para un input de radiación de  $462 \text{ W/m}^2$ .

Se puede observar una disminución en la temperatura a medida que aumenta la velocidad del aire, lo cual es un resultado de interés. Esto se produce debido al tiempo de residencia del aire en el colector. A menor velocidad, mayor tiempo de permanencia del aire en el colector solar.

A modo de resumen, las siguientes tablas muestran los resultados de las variables objetivo-calculadas.

En la tabla 20 podemos observar un resumen de los resultados de las temperaturas del aire a la salida del colector solar respecto a las condiciones y velocidades de referencia. Además, se observa el valor del calor transferido por la madera y la placa de policarbonato hacia el aire por convección forzada.

Estación	$v_{col}$	Radiación media	T ambiente	T salida	Aumento de T	Calor transferido al aire
	[m/s]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]
Invierno	1.19	331.58	15.27	16.52	1.25	1164
Invierno	2.37	331.58	15.27	16.21	0.94	1756
Verano	1.19	462.01	22.42	24.12	1.70	1543
Verano	2.37	462.01	22.42	23.67	1.25	2265

Tabla 20. Tabla resumen del análisis del calentamiento del aire en el colector solar en función de las condiciones ambientales y velocidades del flujo de aire de referencia.

A continuación, en la tabla 21, se presenta un resumen con los valores de las temperaturas de la placa de madera colectora y del policarbonato calculadas en función de las condiciones ambientales y velocidades de referencia.

Estación	$v_{col}$	Variable	Símbolo	Unidad	Valor
Verano	1.19 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	69.29
Verano	1.19 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	41.48
Verano	2.37 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	59.31
Verano	2.37 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	37.48
Invierno	1.19 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	50.8
Invierno	1.19 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	28.65
Invierno	2.37 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	41.53
Invierno	2.37 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	24.99

Tabla 21. Tabla resumen de valores de temperatura de la placa de madera colectora y del policarbonato en función de las condiciones ambientales y velocidades del flujo de aire de referencia.

Los resultados de los análisis resultan de interés para la propuesta de rediseño. Por un lado, siguiendo la bibliografía, en la primera fase del secado es importante la velocidad del aire en el castillo, por lo que el aumento de temperatura en el aire no resulta de gran interés. Por otro lado, en la segunda etapa del secado de madera, el secado es sensible a la diferencia de temperaturas entre el bulbo seco y el bulbo húmedo.

Además, resulta de interés conocer cómo se da la transferencia de calor y los cambios de temperatura. En un apartado posterior, estos parámetros se analizan y se reformulan en una propuesta de rediseño.

## 5. PSICROMETRÍA – PROCESO DE SECADO DE MADERA

Este apartado describe y analiza el proceso de cálculo empleado para estimar la cantidad de agua evaporada en el castillo de madera, así como las principales propiedades del aire húmedo y su variación a lo largo del ciclo de secado.

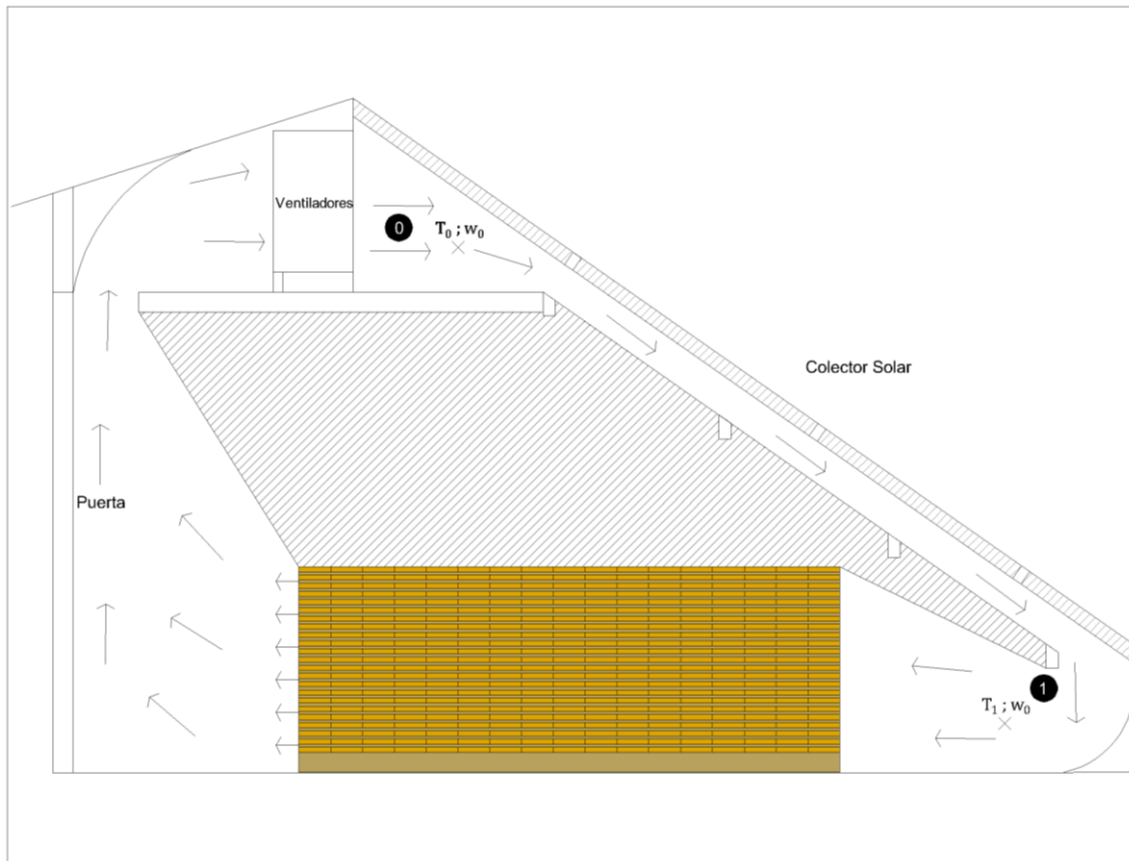
### 5.1. Descripción del ciclo de secado

Como se mencionó en la introducción, la pérdida de humedad en el castillo está determinada por el gradiente de contenido de humedad entre la superficie de las piezas aserradas y el aire circundante.

El aire que circula por el horno no es aire seco, sino una mezcla de aire y vapor de agua. La cantidad de vapor que puede contener el aire depende de su temperatura y la presión ambiental. Para todo el análisis desarrollado, se asume una presión atmosférica constante de  $P_{atm} = 101325 \text{ Pa}$ .

La figura 29 ilustra el ciclo teórico del horno solar relevado (sin ventilas): el aire ingresa al colector solar con una temperatura inicial ( $T_0$ ), una humedad relativa ( $HR_0$ ) y una humedad específica ( $w_0$ ), siendo  $w$  la cantidad de agua en  $kg$  por  $kg$  de aire seco.

En el colector, el aire se calienta, aumentando su temperatura ( $T_{air,1}$ ) reduciendo su humedad relativa ( $HR_1$ ). Esta temperatura de salida del colector se asume como la temperatura de entrada al castillo de madera ( $T_{air,1}$ ). Al ingresar al castillo, el aire intercambia calor y masa con la madera, evaporando agua de esta. Esto provoca una disminución en su temperatura ( $T_{air,2}$ ) y un aumento en su humedad específica ( $w_1$ ) y humedad relativa ( $HR_2$ ) consecuentemente. Al salir del castillo, el aire retorna al colector solar con una nueva  $T$  y  $HR$  ( $T_{air,2}$  ;  $HR_2$ ), completando el ciclo y comenzando nuevamente.



*Figura 29. Ciclo teórico de secado en el horno solar relevado con el castillo de madera modelado.  
Patrón rayado indica zona de aire muerto.*

La figura 30 muestra un esquema representativo de una carta psicrométrica que ilustra lo descrito anteriormente, observando con mayor claridad las variaciones en temperatura y contenido de humedad del aire a lo largo del proceso.

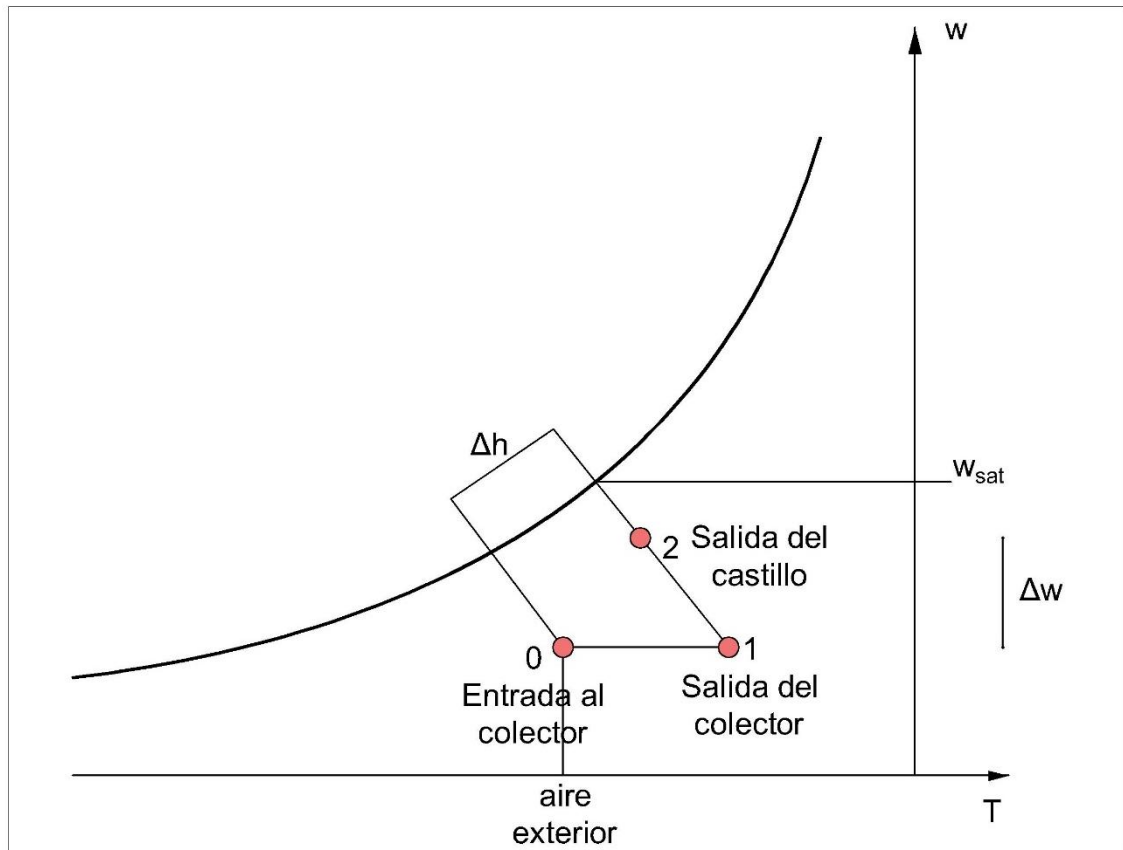


Figura 30. Ciclo de secado presentado en un esquema representativo de la carta psicrométrica. Donde  $w$  es la humedad y  $h$  es la entalpía.

La carta psicrométrica es una herramienta gráfica que representa las propiedades termodinámicas del aire húmedo, como temperatura, humedad relativa, humedad específica, entalpía, entre otras.

Esta herramienta permite visualizar y analizar procesos de acondicionamiento del aire, como calentamiento, enfriamiento, humidificación y deshumidificación, y es utilizada en aplicaciones de climatización y secado.

## 5.2. Cálculo y proceso de análisis

El análisis del ciclo de secado se desarrolla bajo las siguientes consideraciones:

1. El valor de  $T$  y  $HR$  del aire que ingresa al colector en el primer ciclo corresponde a un día promedio arbitrario [19].
2. Se tiene como referencia el horno solar relevado, el cual no posee ventilas.
3. No se consideran las zonas de infiltración y fugas debido a las áreas de depresión y sobrepresión generadas, respectivamente. Esto, junto a la consideración anterior, define un ciclo de secado cerrado (ver figura 31), en el que la  $T$  y la  $HR$  del aire a la salida del castillo serán las mismas cuando el aire reingrese al colector solar para el siguiente ciclo, repitiéndose el proceso de forma continua.
4. El intercambio de humedad ocurre exclusivamente en el castillo.
5. La temperatura de la superficie de la madera corresponde a la temperatura de bulbo húmedo y se asume que permanece constantemente mojada.

6. La transferencia de calor entre el castillo de madera y el aire que circula por él se modela como flujo interno (aire enductado).

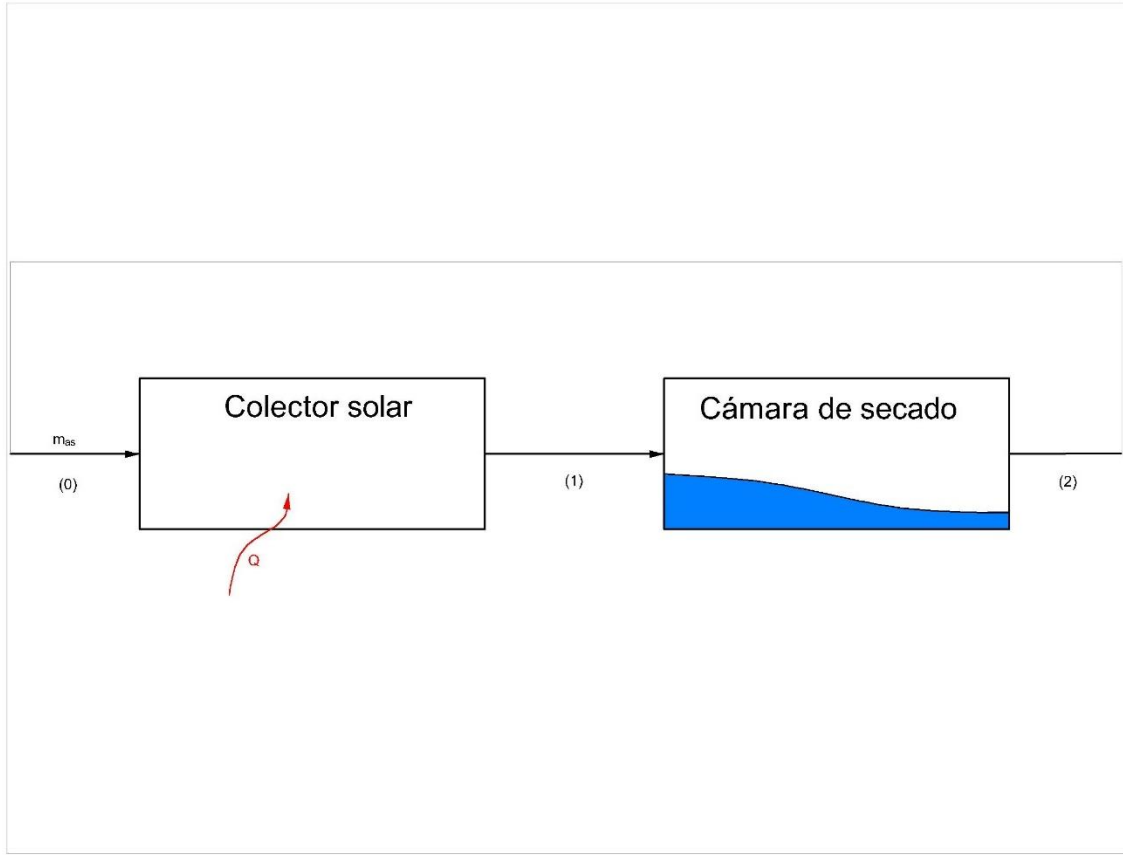


Figura 31. Ciclo de secado sin recirculación (cerrado), siendo el punto 2 = 0 para el inicio del segundo ciclo.

Para determinar la cantidad de agua transferida desde la superficie de las piezas aserradas al aire circundante, es necesario conocer la masa de agua presente en el aire antes de ingresar al castillo, así como la temperatura del aire luego de atravesar el colector.

Partiendo de los valores de  $T$  y  $HR$  a la entrada del colector ( $T_{col,in}$  y  $HR_{col,in}$ ), es posible calcular el valor de  $w$ . Para esto, se requiere conocer la presión de vapor de saturación ( $P_{vap,sat}$ ), que representa la máxima presión que puede alcanzar el vapor de agua en el aire cuando está completamente saturado ( $HR = 100\%$ ) a una temperatura específica.

Utilizando la aproximación de la ecuación de Tetens [27], podemos calcular esta  $P_{vap,sat}$ :

$$P_{vap,sat} = 610.78 * e^{\left(\frac{17.25 * T}{T + 237.3}\right)} \quad (41)$$

Siendo,  $T = T_{col,in}$ .

Obtenido el valor de  $P_{vap,sat}$  y con el valor de  $HR$  del aire, es posible calcular la presión de vapor real, que representa la cantidad de vapor de agua presente en el aire que ingresa al colector, mediante la siguiente expresión:

$$P_{vap} = P_{vap,sat} * HR \quad (42)$$



Asumiendo que el aire seco y el vapor de agua se consideran como gases ideales, la ley de Dalton se aplica, y establece que la presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales de sus componentes individuales:

$$P_{tot} = P_{vap} + P_{aire} \quad (43)$$

Con la presión parcial del aire seco y la presión de vapor, se determina el valor de  $w$  que ingresa al colector. La humedad específica se determina mediante la siguiente expresión:

$$w = 0.622 * \frac{P_{vap}}{P_{air}} \quad (44)$$

Una vez hallado este valor, se utiliza el modelo desarrollado en el apartado 4 “Colector solar del horno” para calcular el incremento de temperatura del aire.

Al considerar que el intercambio de humedad se da exclusivamente en el castillo de madera, la  $P_{vap}$  a la salida del colector y  $w$  permanecen constantes. La ecuación de Tetens se aplica nuevamente a la nueva temperatura de salida del colector para determinar la nueva  $P_{vap,sat}$ . Con esta presión y el valor de  $P_{vap}$  constante, se obtiene la nueva humedad relativa del aire a la salida del colector. Los valores de temperatura y humedad relativa a la salida del colector son iguales a la temperatura y humedad relativa a la entrada del castillo de madera.

Una vez determinadas las variables antes mencionadas, se calcula la temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo húmedo ( $T_{BH}$ ) es la temperatura mínima a la que una masa de aire puede enfriarse por evaporación adiabática sin intercambio de calor sensible con el entorno.

Su determinación se basa en el balance de entalpía en un proceso adiabático de evaporación, donde el aire intercambia calor latente con una superficie húmeda hasta alcanzar la saturación [28]. La ecuación establece que la entalpía específica del aire inicial debe ser igual a la entalpía del aire saturado a  $T_{BH}$ , es decir:

$$h(T, w) = h(T_{BH}, w_{sat})$$

Dado que la relación entre temperatura, humedad específica y entalpía es no lineal debido a la dependencia de la presión de vapor de saturación,  $T_{BH}$  no puede obtenerse de forma explícita. Para resolverlo, se emplea un método iterativo, ajustando  $T_{BH}$  en función del error entre la entalpía calculada y la entalpía objetivo hasta alcanzar la convergencia.

Con las variables de interés ya calculadas, se procede a determinar la temperatura de salida del castillo, la cual permite estimar la transferencia de calor entre el aire que circula por los canales del castillo y la superficie de la madera, parámetro necesario para determinar la cantidad de agua evaporada en el proceso.

Para determinar la temperatura de salida del castillo de madera, es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor del castillo, así como contar con información sobre la geometría del ducto (pasajes) por el que circula el aire, tal como se describe en el apartado 2.2 “Castillo de madera”.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el castillo se determina utilizando la ecuación 28 empleada en el apartado 4 “Colector solar del horno”.

El cálculo del valor de Nusselt depende de la velocidad del flujo de aire y la geometría del ducto. Para esto, en función del número de Reynolds se utilizan las siguientes ecuaciones:

- Para  $Re < 2000$  se utiliza:

$$Nu(Re; Pr; Pr_s; Gr) = 0.17 * Re^{0.33} * Pr^{0.43} * Gr^{0.1} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (45a)$$

- Para  $2000 < Re < 10000$  se utiliza:

$$Nu(Pr; Pr_s) = K_0 * Pr^{0.43} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (45b)$$

Siendo, Grashof ( $Gr$ ) es el número adimensional que considera la convección natural debido a bajas velocidades. Cabe aclarar que el número de Prandtl para el fluido aire no varía significativamente en los rangos de temperatura que estamos trabajando, por esto, se asume que  $\frac{Pr}{Pr_s} = 1$ .

El valor de  $K_0$  depende del número de Reynolds, a continuación, se deja la tabla utilizada como referencia para interpolar los valores de  $K_0$ .

$Re_x * 10^{-3}$	2.2	2.3	2.5	3	3.5	4	5	6	7	8	9	10
$K_0$	2.2	3.6	4.9	7.5	10.00	12.2	16.5	20	24	27	30	33

*Tabla 22. Valor de  $K_0$  en función del número de Reynolds.*

Una vez calculado  $h$ , mediante la ecuación 27 y 45, se calcula la temperatura de salida del castillo con la ecuación:

$$T_{cas,out} = T_{BH} - e^{\left(\frac{P*L*h}{\dot{m}*c_p}\right)} * (T_{col,out} - T_{BH}) \quad (46)$$

Donde  $P$  es el perímetro del ducto,  $L$  es el largo del ducto (ancho del castillo),  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor antes calculado,  $\dot{m}$  es el flujo masico de un pasaje del castillo de madera y  $c_p$  es la capacidad calorífica del aire.

Calculada la temperatura del aire a la salida del castillo, se determina el calor transferido desde el aire hacia la madera en la totalidad del castillo, utilizada para evaporar el agua superficial presente en la madera, mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}_{air} * c_p * \Delta T \quad (47)$$

Para conocer la cantidad de agua evaporada, asumiendo que la madera está a  $T_{BH}$  se utiliza la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{Q}{h_{fg}(T_{BH})} \quad (48)$$

Al asumir que la madera está a la  $T_{BH}$  y el proceso de secado es un proceso iso-bulbo húmedo, conociendo la entalpía de evaporación y el calor transferido en el castillo entre la entrada y salida del castillo, se calcula cuántos kilogramos de agua fueron evaporados.

Una vez obtenidos los valores de temperatura de salida y humedad específica a la salida del castillo se determinan nuevamente los parámetros de interés para el análisis:  $P_{vap}$ ,  $P_{vap,sat}$  y  $HR$  con las ecuaciones anteriormente presentadas.

Por ser un ciclo cerrado, se asume que las condiciones del aire de salida del castillo de madera son iguales a las condiciones iniciales del segundo ciclo de secado, es decir, se repite el análisis antes descrito con  $T_{col,in} = T_{cas,out}$ ,  $HR_{col,in} = HR_{cas,out}$ .

Se repite el proceso de cálculo hasta determinar el número del ciclo en el cual el aire se satura en vapor y el proceso de secado se detiene producto de la no diferencia de contenido de humedad entre la superficie de la madera y el ambiente.

Para este análisis se modela en octave el proceso con una lógica de bucle, con la condición de detener dicho bucle al alcanzar el valor de  $HR = 99.9\%$  o alcanzar las horas diarias de la estación evaluada.

### 5.3. Análisis del ciclo de secado

Se presentan los gráficos que muestran la evolución de distintas variables a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno:

- **Temperatura del aire** al atravesar el castillo de madera y **Temperatura de bulbo húmedo** (superficie de la madera).
- **Humedad relativa** dentro del horno solar.
- **Tasa de secado**, expresada como la cantidad de agua extraída por ciclo (cada 7.5 segundos) a una velocidad de  $2\text{ m/s}$  (ver tabla 8).
- **Cantidad acumulada de agua extraída** en función del tiempo.
- **Segunda fase de secado:** no se presenta. Se asume que al no darse el intercambio de humedad desde el horno hacia el exterior en ningún momento, producto de modelarse como un ciclo cerrado, esta etapa nunca ocurre.

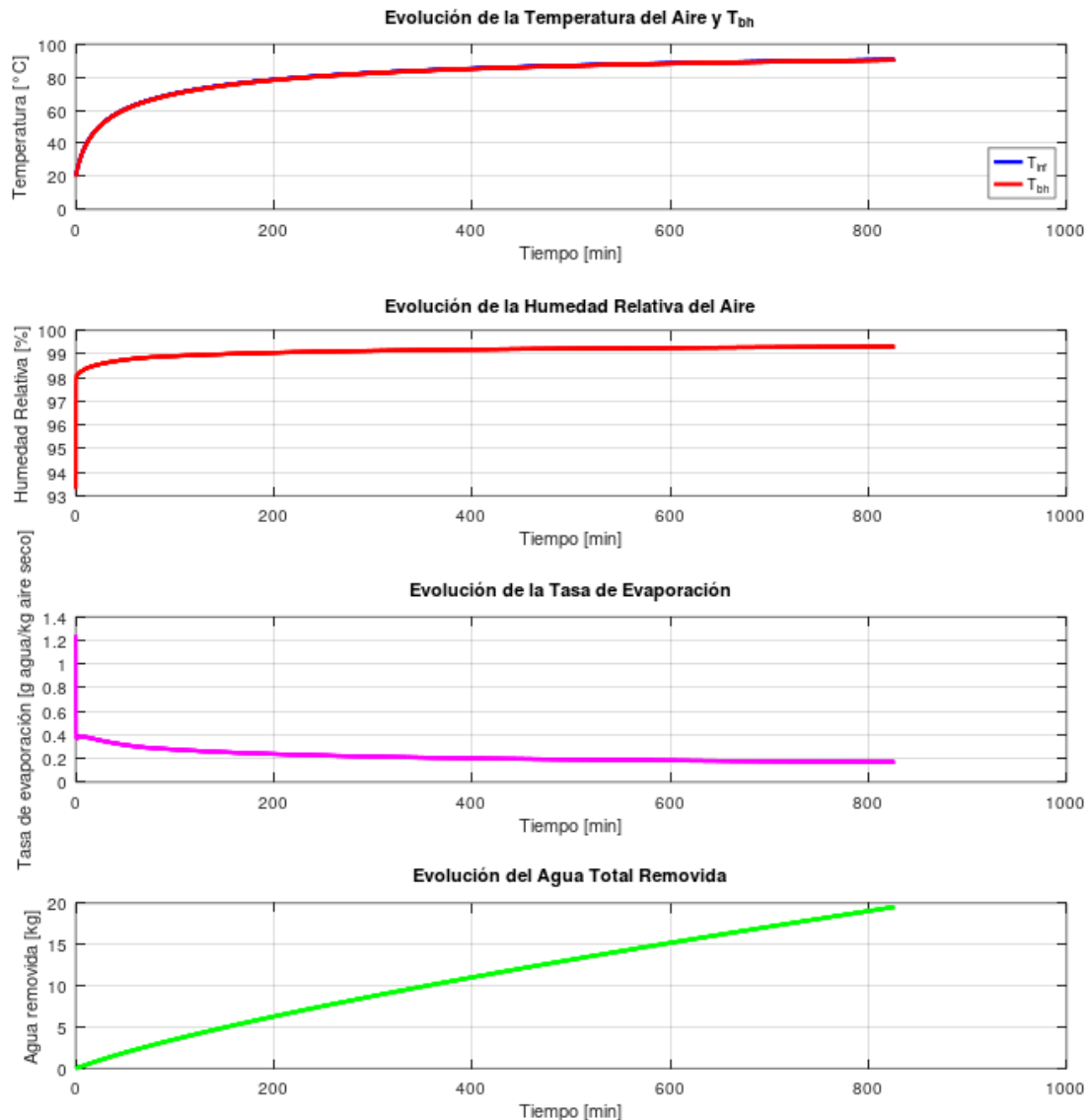


Figura 32. Evolución de temperatura del aire, temperatura bulbo húmedo, humedad relativa de aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno.

Como se observa, a medida que aumenta la humedad relativa del aire en la cámara, la tasa de secado disminuye. Asimismo, la acumulación de agua extraída muestra una leve reducción en su pendiente con el paso del tiempo, lo cual es coherente con una tasa de secado decreciente a lo largo del proceso.

Además, al incrementarse la humedad relativa, la diferencia de temperatura entre el aire y la superficie de la madera se reduce progresivamente. En la Figura 33, que representa una hora correspondiente al inicio del secado, se aprecia que la humedad relativa alcanza valores cercanos al 99 % en los primeros minutos del proceso.

Esta condición impacta directamente en la temperatura de bulbo húmedo, la cual se aproxima a la de bulbo seco, reduciendo significativamente el potencial de evaporación, y, en consecuencia, la tasa de secado es muy baja durante esta etapa inicial.

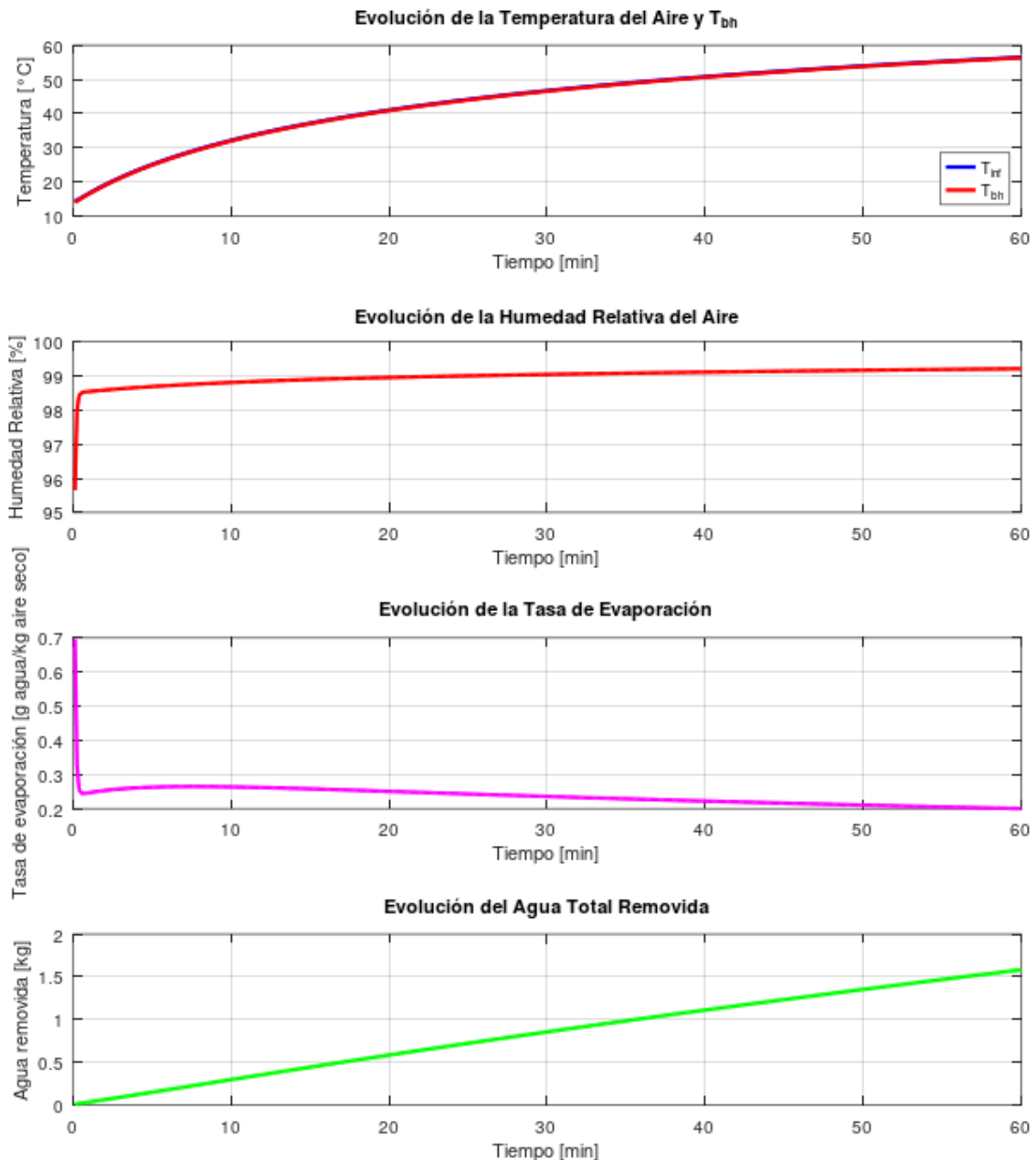


Figura 33. Evolución de temperatura del aire, temperatura bulbo húmedo, humedad relativa de aire, tasa de evaporación y agua total removida en 60 minutos en un día promedio de invierno.

Al tratarse de un modelado de un ciclo de secado cerrado, es esperable que se alcancen valores elevados de humedad relativa, dado que no existe intercambio con aire fresco del exterior.

En el siguiente apartado se evalúa el ciclo de secado incorporando ventilas que permiten la recirculación parcial del aire en la cámara. Se propondrá la extracción de una cierta cantidad de aire húmedo, generado durante el secado, e ingreso de aire fresco del ambiente.

Además, se analiza el proceso de secado con ventilas en conjunto con modificaciones en el colector solar, con el objetivo de aumentar la velocidad de secado.

## 6. REDISEÑO

Tras el análisis teórico del funcionamiento del horno solar relevado, se procede a evaluar su funcionamiento considerando modificaciones de diseño, con el objetivo de analizar el proceso de secado en un sistema cerrado con recirculación de aire parcial, mediante la implementación de ventilas que permita la renovación del aire en la cámara.

Asimismo, se proponen alternativas de diseño en el colector solar con el fin de evaluar su influencia en el calentamiento del aire y cómo estos parámetros afectan el proceso de secado de la madera bajo el nuevo esquema de funcionamiento con ventilas, siguiendo recomendaciones de buenas prácticas en secado de madera.

### 6.1. Rediseño circuito hidráulico

El objetivo de este rediseño es incorporar ventilas en el horno para permitir el intercambio de humedad entre la cámara de secado y el ambiente, generando una mezcla de aire en el sistema. Este intercambio evita la saturación de vapor de agua ( $HR = 99.9\%$ ) dentro del horno y asegura un proceso de secado continuo.

En la figura 34 se observa la ubicación de las ventilas, una de extracción y otra de admisión. A través de la ventila de extracción, se expulsará parte del aire húmedo después de que ocurra el intercambio de masa entre la superficie de la madera y el aire circundante, mientras que aire fresco ingresará por la ventila de admisión con una temperatura y humedad relativa correspondientes a los valores ambientales de referencia presentados en la tabla 18.

Además, se incorpora un registro entre la zona de extracción y admisión, de manera de controlar las presiones antes y después de este, y así ajustar el fraccionamiento de recirculación de aire.

La mezcla resultante, determinada por las fracciones de recirculación y admisión, así como por las condiciones de  $T$  y  $HR$  de estas fracciones, ingresará nuevamente al colector solar, estableciendo un ciclo de secado cerrado con circulación parcial.

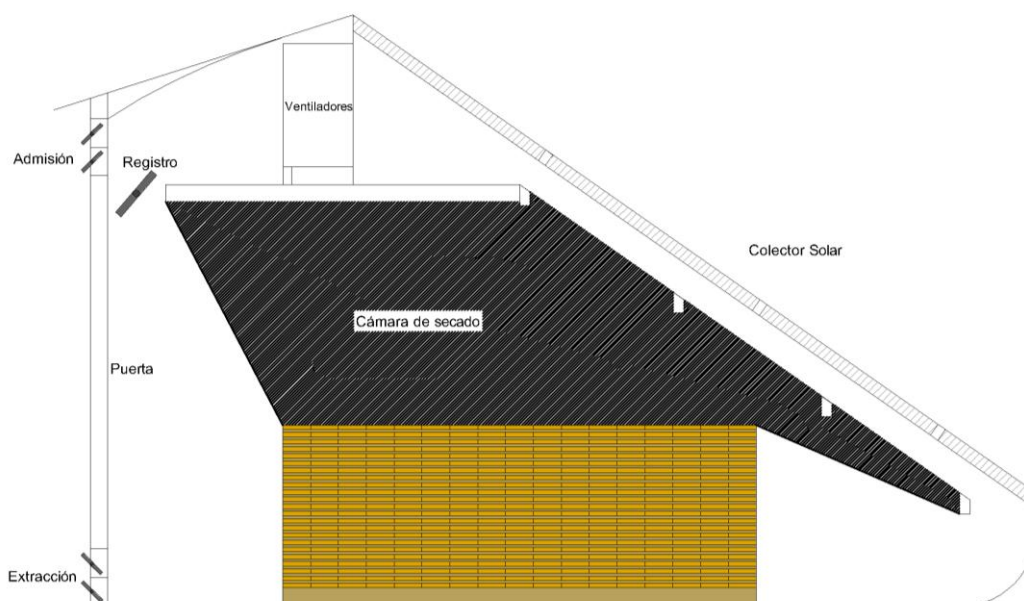


Figura 34: Ubicación representativa de ventilas de extracción y admisión en el horno, así como la ubicación del registro (vista lateral). Patrón rayado indica zona de aire muerto.

La metodología de análisis es similar a la empleada en el apartado circuito hidráulico, con la diferencia de que el nuevo circuito incluye tres pérdidas de carga localizadas adicionales: una correspondiente a la ventila de extracción, otra a la ventila de admisión y otra para el registro; el circuito tiene un ciclo cerrado y dos ramales abiertos (hacia y desde la presión atmosférica).

En base al nuevo circuito hidráulico del sistema, se determinaron las dimensiones de las ventilas (de extracción y admisión), las pérdidas de carga localizada asociadas a ellas, así como la dimensión del registro ubicado en el retorno, con el objetivo de lograr el fraccionamiento de recirculación de aire deseado.

- La diferencia de presión entre el exterior y el punto A (ventila de admisión),

- La diferencia de presión entre el punto E y el exterior (ventila de extracción),
- Y la diferencia de presión entre los puntos E y A (interior del horno contiguo a ambas ventilas).

Las ecuaciones son:

$$\frac{(x\dot{V})^2}{2g * S_{vent,A}^2} - H_A = K_A * \frac{(x\dot{V})^2}{2g * S_{vent,A}^2} \quad (49)$$

$$H_E - \frac{(x\dot{V})^2}{2g * S_{vent,E}^2} = K_E * \frac{(x\dot{V})^2}{2g * S_{vent,E}^2} \quad (50)$$

$$H_E - H_A = K_7 * \frac{((1-x)\dot{V})^2}{2g * S_{ret}^2} \quad (51)$$

Mediante manipulaciones algebraicas, se obtiene una expresión final que permite calcular el porcentaje de recirculación de aire (x) en función de las variables del balance:

$$\left(\frac{x}{1-x}\right)^2 = \frac{K_7 / S_{ret}^2}{\frac{K_E}{S_{vent,E}^2} + \frac{1}{S_{vent,E}^2} - \frac{1}{S_{vent,A}^2} + \frac{K_A}{S_{vent,A}^2}} \quad (52)$$

Donde:

x: Porcentaje de extracción.

$K_7$ : Coeficiente de pérdida de carga localizada en el registro (*adimensional*).

$S_{ret}^2$ : Área de flujo del retorno (registro) ( $m^2$ ).

$K_E$ : Coeficiente de pérdida carga localizada en la ventila de extracción (*adimensional*).

$S_{vent,E}^2$ : Área de flujo de la ventila de extracción ( $m^2$ ).

$K_A$ : Coeficiente de pérdida de carga localizada en la ventila de admisión (*adimensional*).

$S_{vent,A}^2$ : Área de flujo de la ventila de admisión ( $m^2$ ).

La Ecuación 52 permite identificar qué parámetros de diseño son ajustables para alcanzar un fraccionamiento deseado del aire. En este análisis, como criterio de diseño, se adopta de manera arbitraria luego de simular distintos escenarios que, la recirculación será del 35 % de aire húmedo y la admisión del 65 % de aire fresco, manteniéndose las ventilas abiertas durante el proceso de secado.

Para determinar la pérdida de carga localizada en las ventilas, es necesario definir el área de flujo de cada una y en función de esto, calcular las velocidades media que las atraviesa. Esto se basa en la fracción de aire que se desea extraer de la cámara de secado y la fracción que se desea recircular. La cantidad de aire extraído será igual a la cantidad de aire que ingresa a través de la ventila de admisión.

Como se mencionó, el caudal del circuito hidráulico es igual al caudal que atraviesa al castillo, por ende, las velocidades medias del aire que atraviesa a las ventilas de extracción y admisión se determinan cómo:

$$V_{cas} * x = A_{flu,ven} * v_{air} \quad (53)$$

Donde:



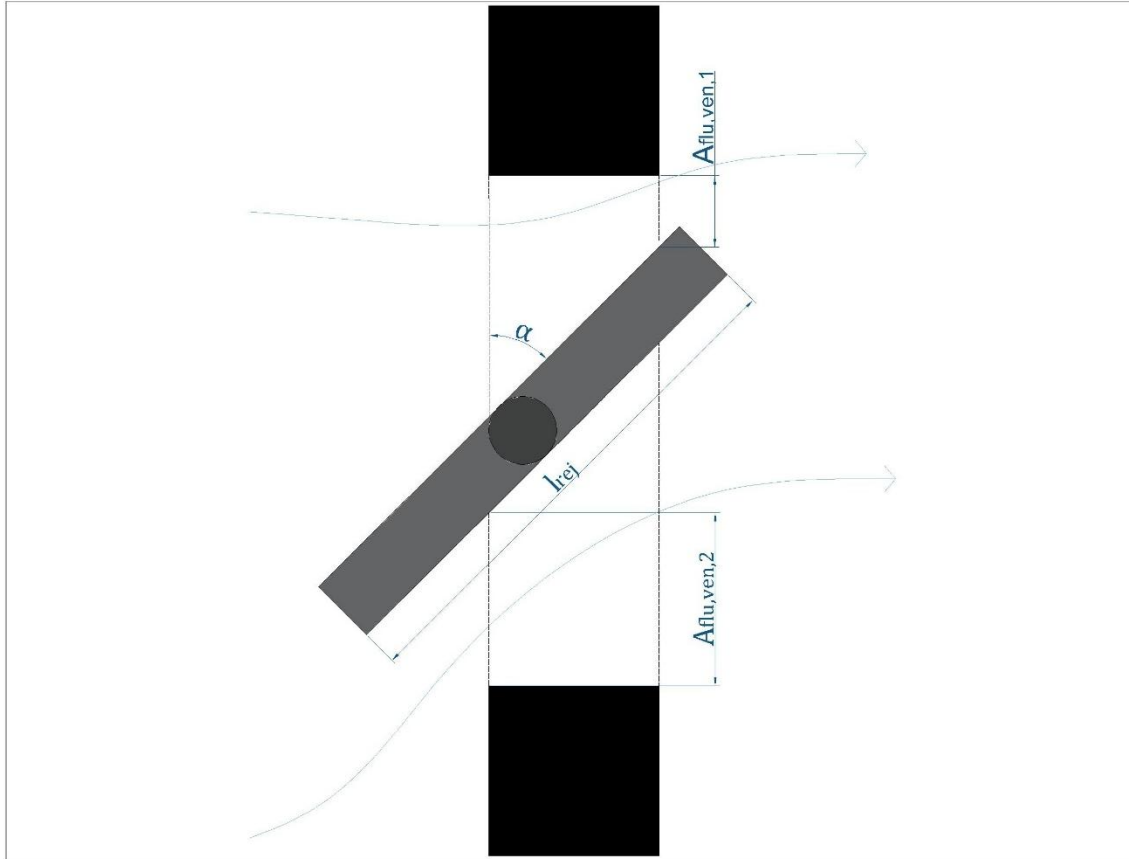
$V_{cas}$ : Caudal en el castillo ( $m^3/s$ ).

$x$ : Fracción de aire extraído / admitido.

$A_{flu,ven}$ : Área de flujo de ventila (extracción / admisión) ( $m^2$ ).

$v_{air}$ : Velocidad del aire media en la ventila (extracción / admisión) ( $m/s$ ).

El diseño de ventila seleccionada es la que se observa en la figura 36.



*Figura 36. Figura representativa de diseño de ventila seleccionada.*

Finalmente, la determinación del coeficiente de pérdida de carga la encontramos en la bibliografía [21], la misma esta tabulada y se estima en función de la geometría de la ventila. La relación entre el largo y la profundidad (entrante al plano de la figura 36) y el ángulo de apertura  $\alpha$  de la rejilla actúan como input para buscar el valor tabulado. A continuación, se presenta la figura 37, la misma es una impresión sobre el documento de referencia [21].

Como se observa en la figura 34, en el retorno se implementa un registro con el mismo diseño utilizado para las ventilas, para ajustar las pérdidas de carga y asegurar el fraccionamiento deseado en la cámara de secado. El mismo se extiende en el ancho del horno y su largo es igual a la distancia del retorno. Para lograr la fracción deseada, el análisis resulta en que esta debe tener un ángulo de  $60^\circ$  respecto a la horizontal, dejando una abertura en el retorno de 0.26 m.

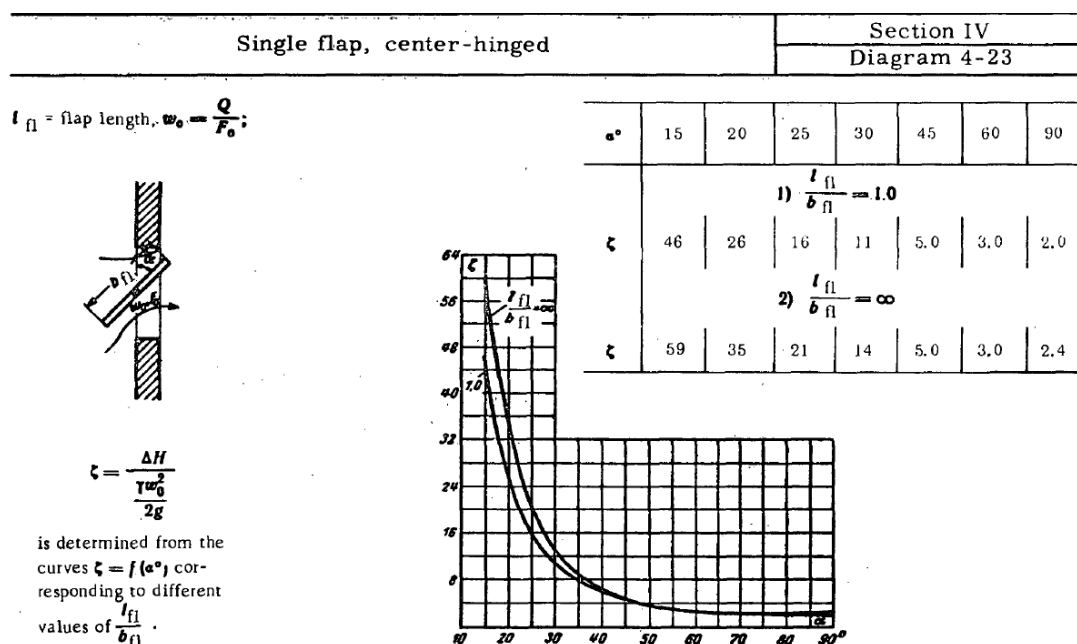


Figura 37. Imagen extraída de Idelchik, capítulo 4. pagina 148, diagama 4-23.

La tabla 23 presenta las dimensiones de las ventilas de admisión y extracción sugeridas en el horno solar, junto con sus correspondientes coeficientes de pérdida de carga localizada. Asimismo, se incluye la dimensión del cierre del registro en el retorno, necesaria para alcanzar la fracción de recirculación de aire deseada en la cámara de secado.

Ventila	Profundidad	Largo	Rejillas	$\alpha$	$K_{vent}$
Extracción	1 m	0.3 m	4	60°	3
Admisión	1 m	0.3 m	4	60°	3

Tabla 23: Dimensiones de ventilas y coeficientes de pérdida de carga localizada. Profundidad: dimensión entrante al plano de la figura 34.

Una vez determinadas las pérdidas de carga localizada adicionales del sistema, se procede al cálculo de la pérdida de carga total, lo que permite estimar la potencia hidráulica necesaria que deben generar los ventiladores y, en consecuencia, la potencia eléctrica requerida. Este procedimiento se realiza siguiendo la metodología utilizada en el apartado 3.1 “Análisis del circuito hidráulico”.

En las siguientes tablas (24 – 27) presentan los resultados del análisis correspondiente al nuevo circuito hidráulico, considerando las modificaciones introducidas en el sistema. En este se observa que el aumento del porcentaje de la potencia eléctrica utilizada es mínimo, manteniéndose el ventilador sobredimensionado a pesar de la implementación de los nuevos elementos en el circuito hidráulico. A pesar de esto, se considera mantener el ventilador instalado ya que permite llegar a condiciones operativas necesarias para el proceso de secado de otro género de madera (ej. *Pinus taeda* [7]).

El análisis se realiza asumiendo una temperatura promedio en el interior del horno de 15.27 °C y una velocidad del flujo de aire en el castillo de madera de 2 m/s, ya que esta combinación representa el escenario más exigente para el sistema, donde los ventiladores deben alcanzar su mayor requerimiento hidráulico y eléctrico para mantener las condiciones de operación deseadas.

<b>Pérdidas de carga</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor 2 m/s</b>
<b>Localizada</b>		
$H_{k1}$	Reducción	0.06
$H_{k2}$	Codo	0.37
$H_{k3}$	Expansión	0.26
$H_{k4}$	Reducción abrupta	0.14
$H_{k5}$	Expansión abrupta	0.51
$H_{k6}$	Codo	0.17
$H_{KE}$	Ventila de extracción	0.17
$H_{k7}$	Registro	0.22
$H_{KA}$	Ventila de admisión	0.11
$H_{k8}$	Codo	0.17
<b>Distribuidas</b>		
$H_{f1}$	Colector solar	0.09
$H_{f2}$	Castillo de madera	1.16
<b>Total</b>		<b>3.37</b>

Tabla 24. Pérdida de carga del nuevo circuito hidráulico (implementación de ventilas).

<b>Nombre</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Potencia hidráulica ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	$W$	61.44

Tabla 25. Requerimiento de potencia hidráulica (implementación de ventilas).

<b>Nombre</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Potencia eléctrica ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	$W$	87.37

Tabla 26. Requerimiento de potencia eléctrica (implementación de ventilas).

<b>Nombre</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Potencia eléctrica utilizada ( $v_{cas} = 2 \text{ m/s}$ )	%	3.64

Tabla 27. Porcentaje de la potencia eléctrica utilizada en función de la potencia disponible en el sistema (implementación de ventilas).

Como se mencionó anteriormente, la incorporación de ventilas generará una mezcla en el sistema. Los valores resultantes de T y HR, de la mezcla que reingresa al colector solar al final de cada ciclo se obtienen a partir de ecuaciones de balance de masa. Asumiendo que  $cp_{AH^6}$  es constante, las propiedades del aire se comportan de forma lineal, por ende, el estado resultante de la mezcla estará entre el estado del aire recirculado y el estado del aire fresco, tanto para las propiedades de T como de HR son:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (54)$$

<sup>6</sup> Se asume que el poder calorífico del aire es constante para simplificar el análisis.

$$\dot{m}_1 * HR_1 + \dot{m}_2 * HR_2 = \dot{m}_3 * HR_3 \quad (55)$$

$$HR_3 = \frac{\dot{m}_1 * HR_1 + \dot{m}_2 * HR_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (56)$$

Siendo, 1, 2 y 3, las propiedades del aire recirculado, aire fresco y aire de la mezcla respectivamente.

De forma análoga:

$$\dot{m}_1 * T_1 * Cp_1 + \dot{m}_2 * T_2 * Cp_2 = \dot{m}_3 * T_3 * Cp_3 \quad (57)$$

Donde se considera:  $Cp_1 = Cp_2 = Cp_3$ .

El proceso de secado en este punto se desarrollará como un sistema cerrado con recirculación parcial de aire, tal como se muestra en las Figuras 38 y 39, siendo esta última representada en una carta psicrométrica.

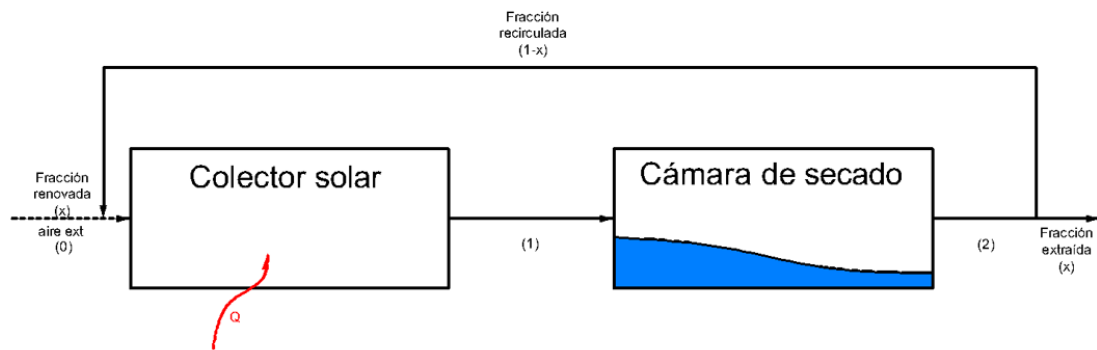


Figura 38. Proceso de secado con recirculación parcial, extracción y renovación de aire.

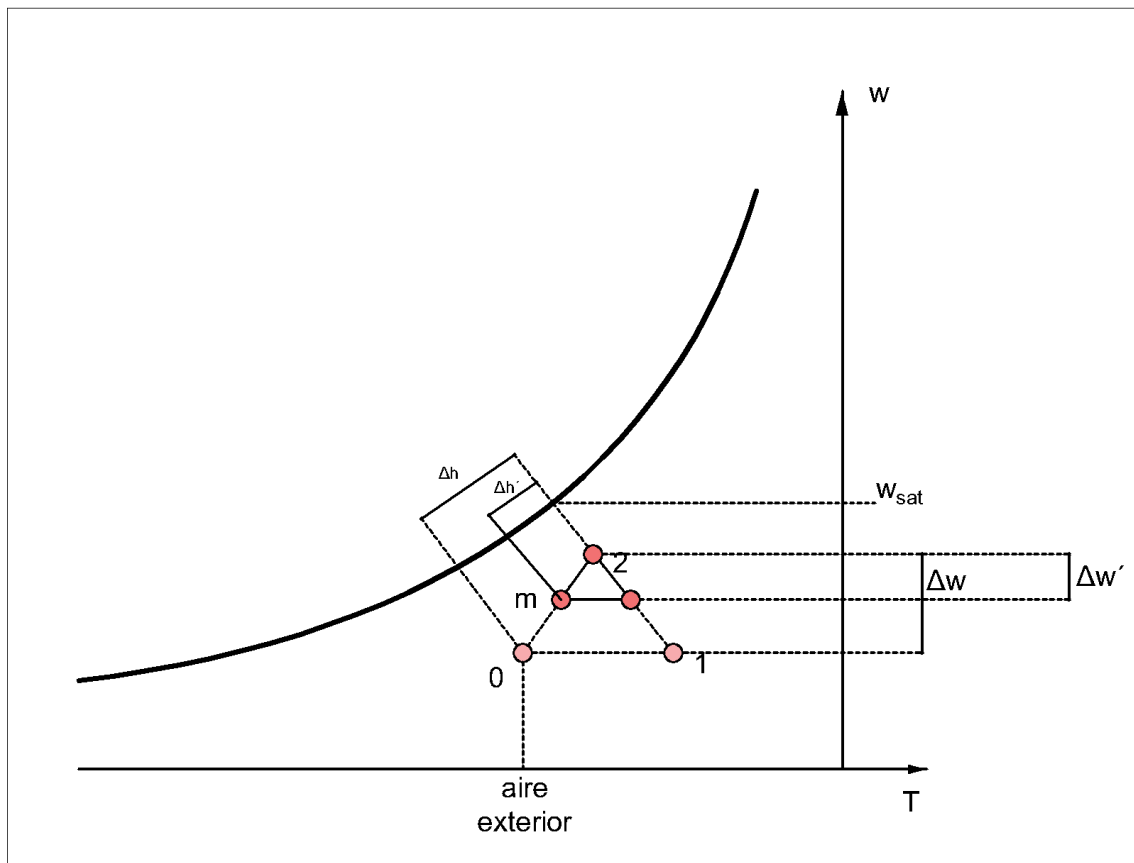


Figura 39. Proceso de secado con recirculación, extracción y reposición de aire, donde se indica los estados del aire en régimen estacionario.

Se asume que el proceso alcanzara un régimen estacionario tal como se observa en la figura 39. El régimen estacionario será la base del análisis del proceso de secado para determinar el tiempo requerido desde CHi del 100% a un CHf del 10%.

### 6.1.1. Análisis del proceso de secado

Se realiza el análisis del comportamiento del aire durante un día promedio para ambas estaciones, verano e invierno (ver tabla 18). Asimismo, se evalúa el comportamiento del aire en cada etapa del proceso de secado, correspondientes a los rangos de CH desde 100 % (CHi) hasta 30 %, y desde 30 % hasta 10 % (CHf).

Los resultados del análisis se presentan para ambas estaciones, considerando como base un proceso de secado en régimen estacionario que incorpora una recirculación parcial del 35 %, junto con la extracción de aire húmedo y la reposición de aire fresco mediante la implementación de ventilas.

Este procedimiento se repite para todas las configuraciones del colector solar propuestas en el rediseño, manteniendo constante la condición de recirculación parcial.

Dado que el comportamiento del sistema es evaluado bajo la misma metodología, los resultados se describen una sola vez, por su carácter representativo y análogo entre configuraciones.

Finalmente, se presenta una tabla integradora resumen, que incluye todos los escenarios considerados y el tiempo estimado de secado correspondiente a cada caso.

#### ***6.1.1.1. Secado de madera en invierno***

##### **Primera fase de secado en invierno**

A continuación, se presentan los gráficos correspondientes a la primera fase del secado (de 100 % a 30 % de CH) durante un día promedio de invierno con una velocidad del flujo de aire en el castillo de madera de 2 m/s.

Los gráficos muestran la evolución temporal de las siguientes variables:

- Temperatura del aire y temperatura de bulbo húmedo,
- Humedad relativa del aire dentro de la cámara de secado,
- Tasa de secado, expresada como cantidad de agua removida por unidad de tiempo,
- Agua acumulada removida del castillo de madera.

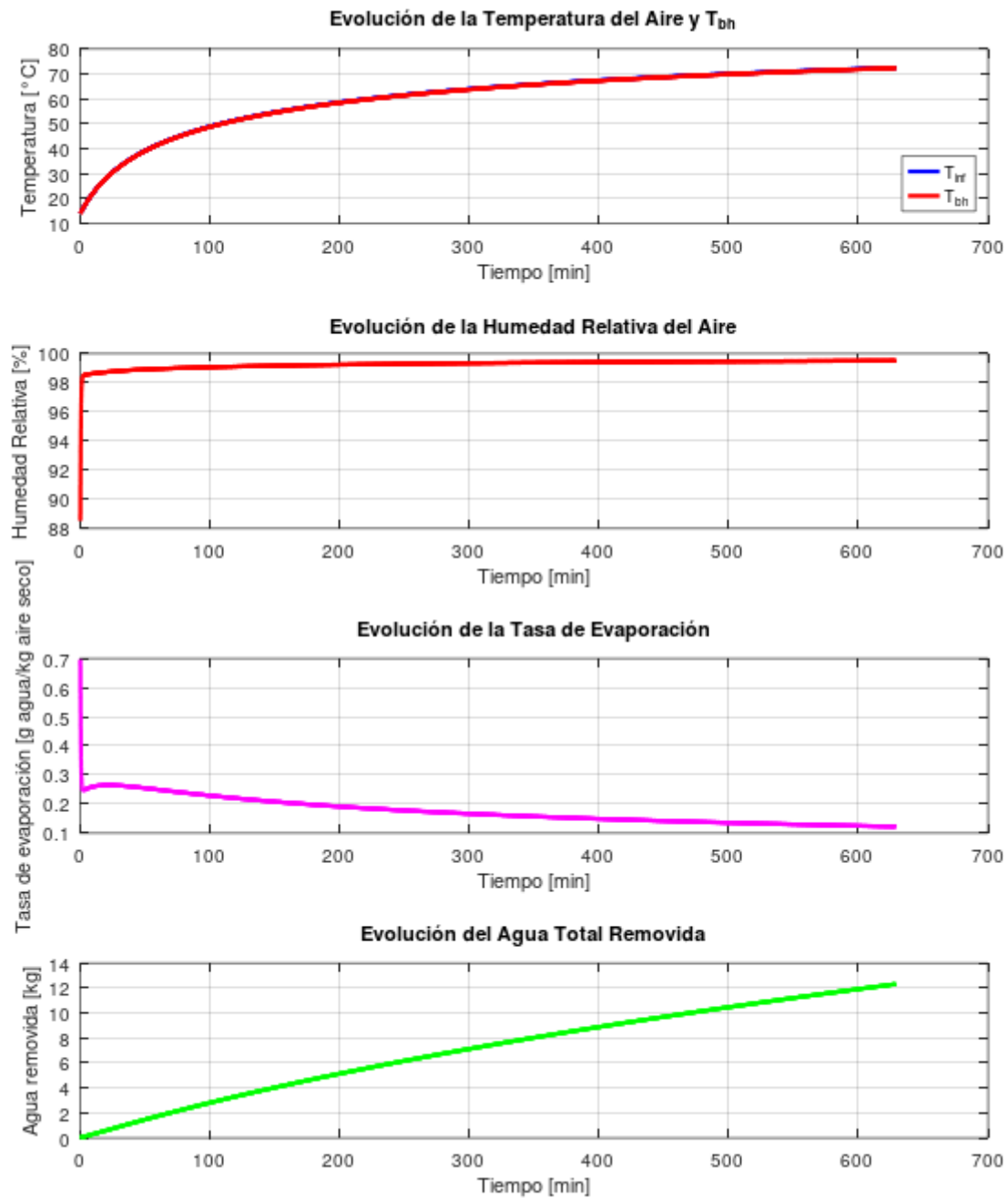


Figura 40. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar base y sistema de ventilas).

Como se observa en la figura 40 el comportamiento del aire dentro de la cámara de secado es similar en una etapa inicial al horno sin sistema de ventilación. La principal diferencia radica en que todo el volumen de agua extraído no rehumecta la madera, por lo que cada día comienza con las condiciones ambientales promedio diarias. Las tablas 28 y 29 presentan las propiedades del aire en la primera etapa del ciclo y un resumen de los resultados de esta fase, respectivamente.

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99.52
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	°C	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	°C	72.7

*Tabla 28. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	12.32
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	103.31

*Tabla 29. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*

#### Segunda fase de secado en invierno

A continuación, la figura 41 presenta los resultados correspondientes a la segunda fase del secado, en la cual la velocidad del aire que circula por el castillo de madera se reduce a la mitad, 1  $m/s$ . Esta etapa abarca el rango de CH desde 30 % hasta 10 %. Las tablas 30 y 31 ilustran las propiedades del aire y los resultados de esta segunda fase respectivamente.



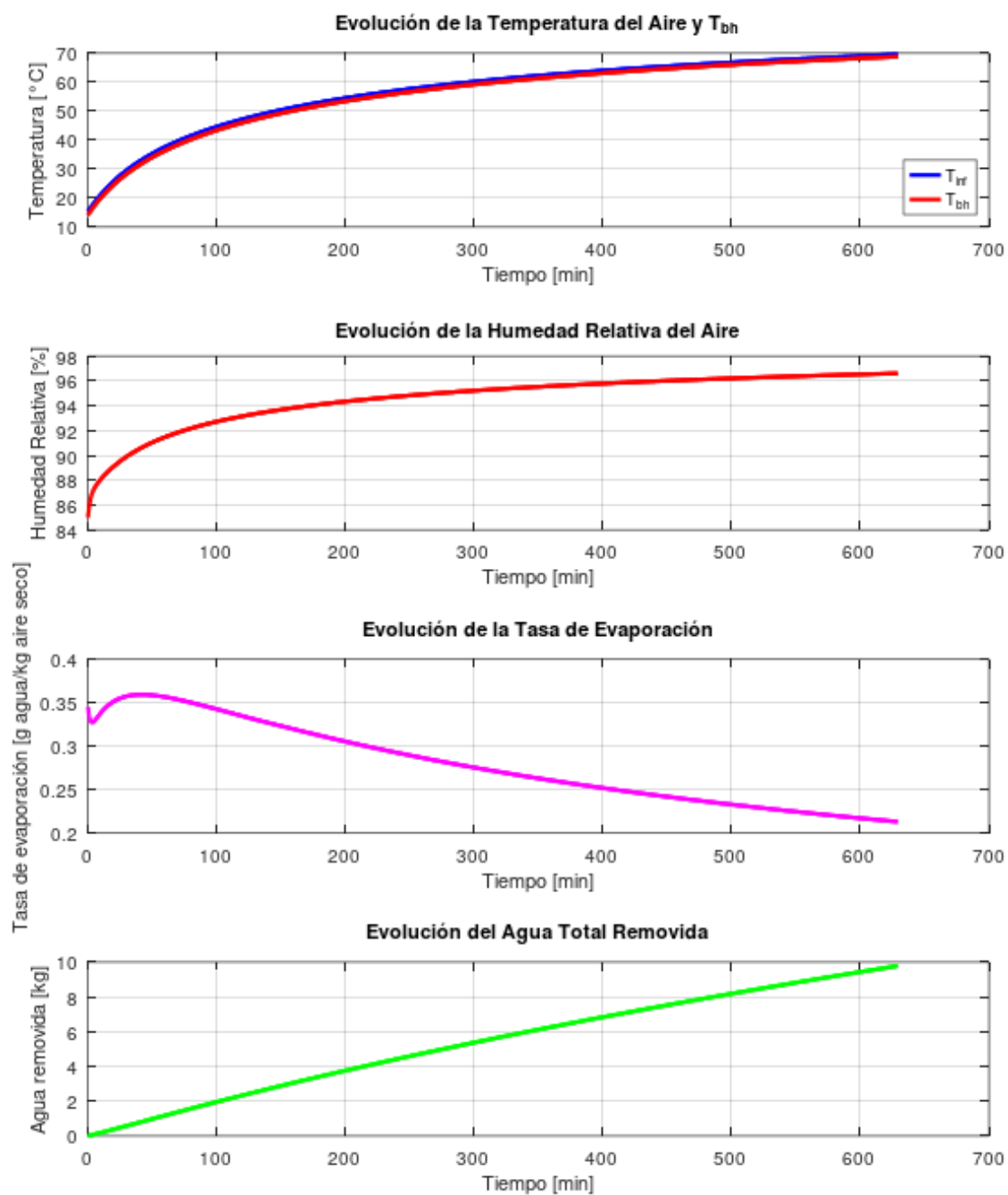


Figura 41. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar base y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	96.61
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	°C	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	°C	70.04

*Tabla 30. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	m/s	1
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	Kg	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	Kg	9.79
Días de secado de fase 2	Días	Días	37.17

*Tabla 31. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*

### 6.1.1.2. Proceso de secado en verano

#### Primera fase del secado en verano

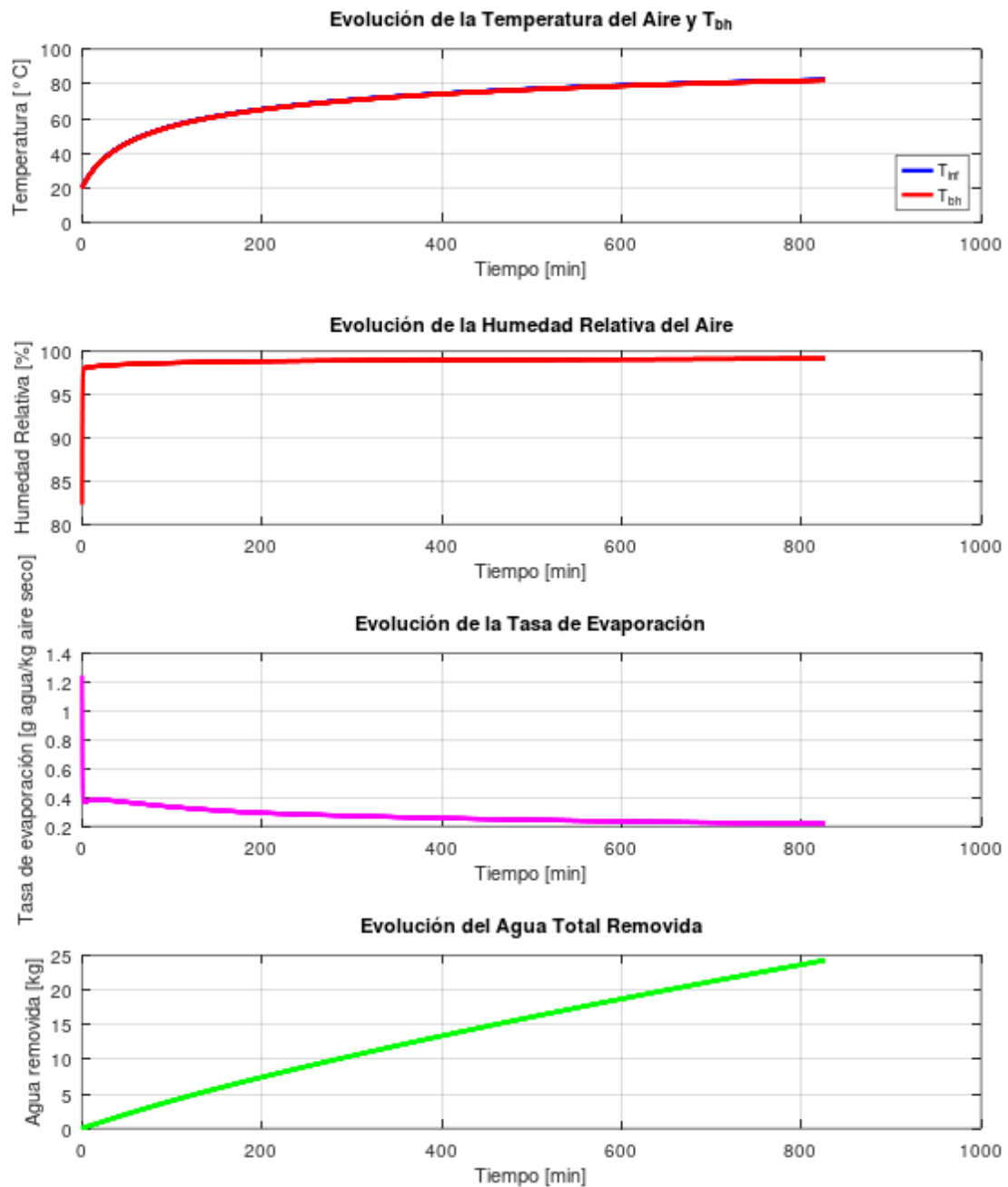


Figura 42. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar base y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99.13
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	°C	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	°C	82.73

*Tabla 32. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar base y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	24.29
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	52.4

*Tabla 33. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar base y sistema de ventilas).*

### Segunda fase de secado en verano

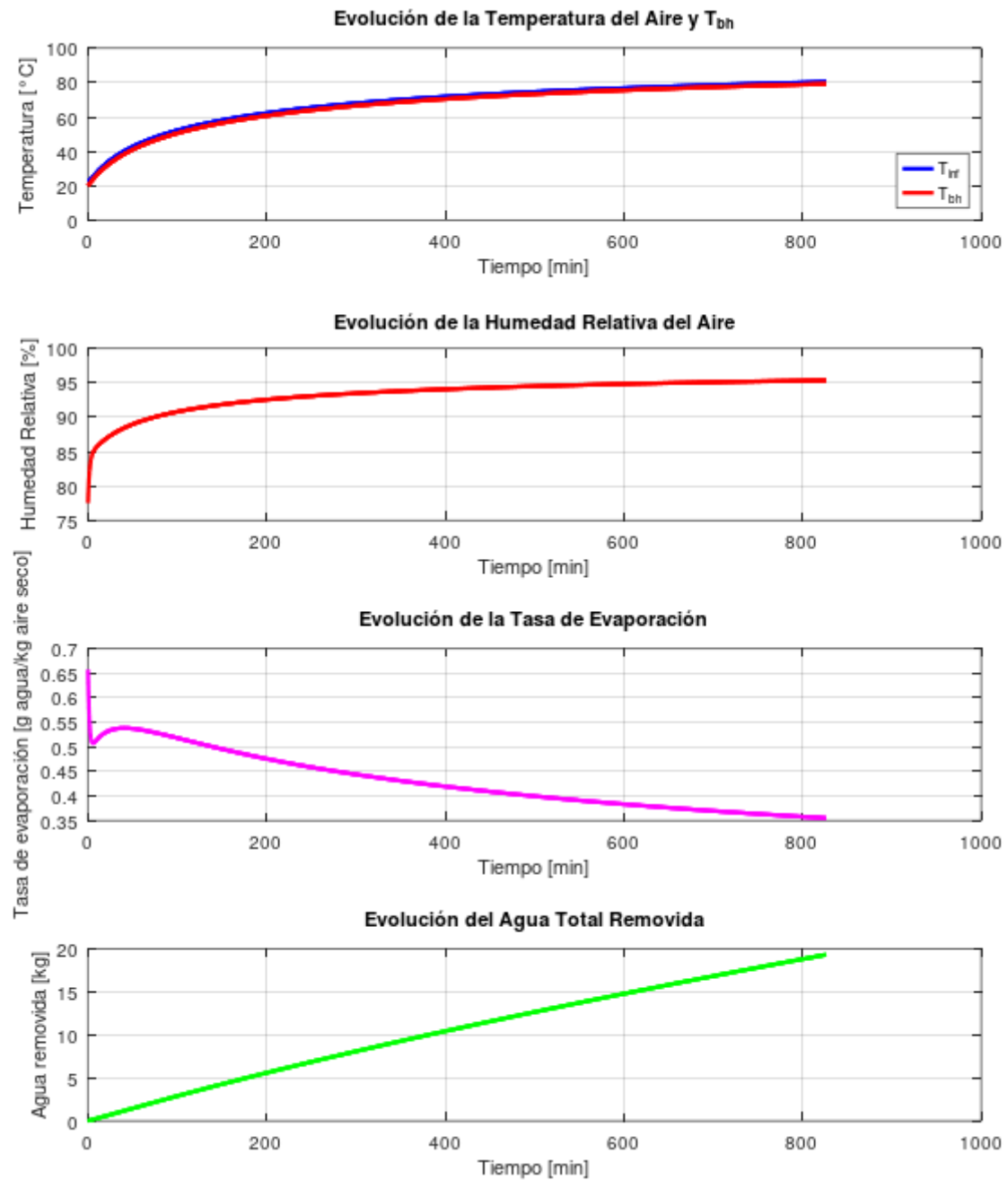


Figura 43. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar base y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	95.35
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	°C	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	°C	81.11

*Tabla 34. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar base y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	1
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	19.32
Días de secado de fase 2	$Días$	$Días$	18.82

*Tabla 35. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar base y sistema de ventilas).*

La inclusión de ventilas permite que el modelado del proceso de secado ocurra de manera natural, es decir, que haya extracción del aire húmedo, lo que permite la estimación del tiempo de secado con los criterios de diseño y programa de secado propuesto.

## 6.2. Rediseño del colector solar

### 6.2.1. Implementación de superficies extendidas

Una de las formas de aumentar la transferencia de calor, como se mencionó anteriormente, es aumentar el área de transferencia de calor donde se da la convección hacia el aire, en la zona colectora.

Las superficies extendidas, comúnmente llamadas aletas, incrementan la transferencia de calor al aumentar el área de contacto con el fluido y mejorar la disipación térmica mediante la combinación de conducción dentro del material y convección con el aire circundante.

A continuación, en la figura 44 se puede observar una imagen representativa de una aleta genérica. La tabla 36 presenta un glosario descriptivo de la imagen 44.

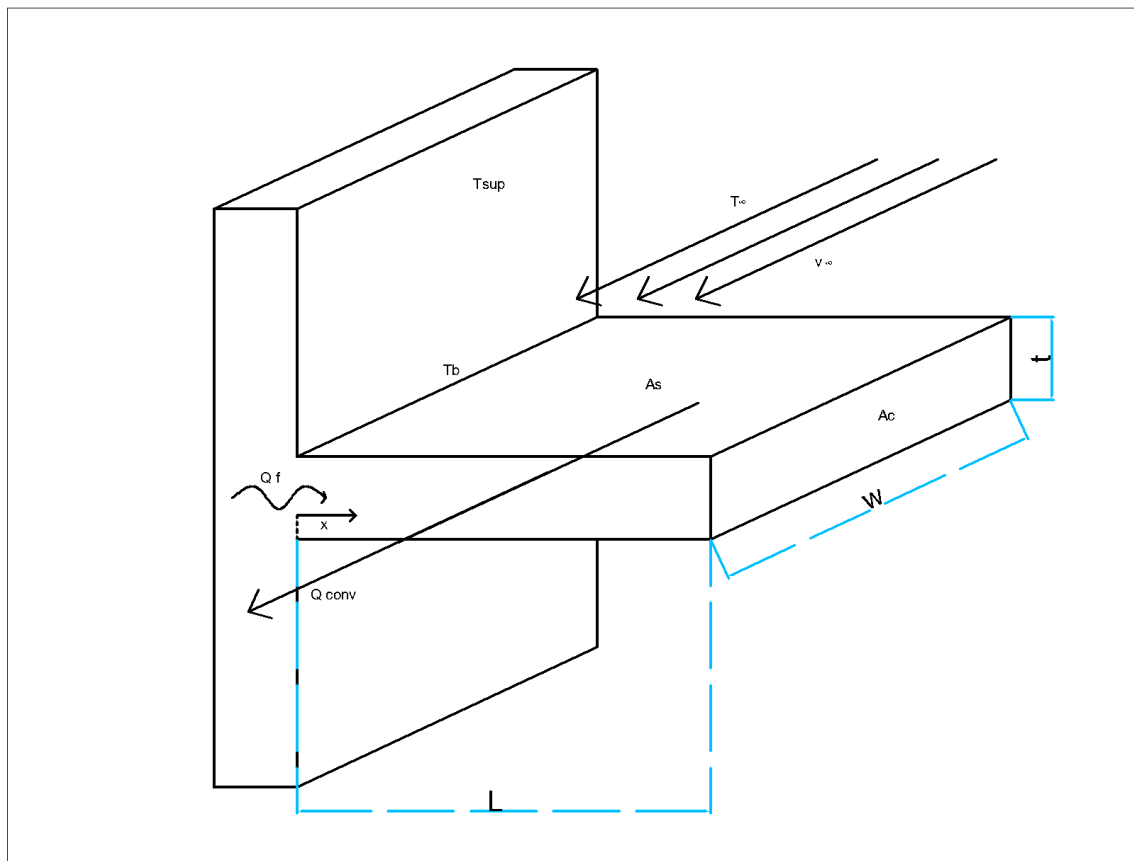


Figura 44. Figura representativa de una aleta genérica.

Símbolo	Descripción
$T_{sup}$	Temperatura de la superficie del material
$T_b$	Temperatura de la base de la aleta
$T_{\infty}$	Temperatura del fluido que circula en el sistema (alejado de la aleta)
$Q_{cond}$	Calor que se transfiere por conducción dentro de la aleta
$Q_{conv}$	Calor que se transfiere por convección entre la aleta y el fluido
$v_{\infty}$	Velocidad a la que circula el fluido
$A_s$	Área de la superficie de la aleta
$A_c$	Área transversal de la aleta (cross)
$L_{fin}$	Alto de aleta (distancia entre base y punta de aleta)
$t_{fin}$	Espesor de la aleta
$w$	Largo de aleta

Tabla 36. Descripción de simbología de figura 44.

Para el caso de estudio se evaluará la posibilidad de instalar aletas de sección transversal rectangular uniforme. El modelado sigue los siguientes supuestos:

- Se modela la transferencia de calor de la aleta en régimen estacionario.
- La conductividad térmica del material elegido es constante.
- La transferencia de calor por emisión de radiación de la superficie de la aleta es insignificante.
- El coeficiente de convección forzada es uniforme sobre la superficie de la aleta.
- La aleta estará recubierta por pintura negra, aumentando su absorptividad.
- La temperatura de la base de la aleta es igual a la temperatura de la superficie colectora.

Además de las condiciones antes mencionadas, se supone que la transferencia de calor es unidireccional, en  $x$  (ver figura 44), debido a que los cambios de temperatura en las direcciones  $z$  e  $y$  son significativamente menores respecto a  $x$ .

En este trabajo, no se analiza la distribución de temperaturas dentro de la aleta ni su transferencia de calor interna. Se aborda la transferencia de calor desde un enfoque basado en la eficiencia de transmisión térmica, que consideramos el más adecuado para este estudio.

Se evalúan distintos parámetros de diseño de aletas, con el objetivo de seleccionar la opción más adecuada para el colector solar (geométrico). Se analizan factores como la eficiencia térmica y la transferencia de calor, además de determinar el número óptimo de aletas a instalar en el sistema para maximizar su rendimiento.

Para evaluar la pertinencia de emplear una aleta debemos considerar la conducción de calor, debido a que depende de la resistencia del material empleado, por esto, se hace el análisis de efectividad de la aleta. Este relaciona la transferencia de calor de la aleta vs la transferencia de calor que existiese si la aleta no fuese instalada. Siguiendo la ecuación:

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{h_{col, mad} * A_c * \theta_b} \quad (58)$$

Donde  $\theta_b$  es el exceso de temperatura de la placa de madera y la temperatura en la punta de la aleta,  $q_f$  es el calor transferido por la aleta y  $A_c$  es el área transversal de la base de la aleta.

A partir de la ecuación (58), y considerando el caso de una aleta infinita (el coeficiente de transferencia de calor es igual en la base y en la punta de la aleta), la expresión se simplifica a:

$$\varepsilon_f = \sqrt{\frac{K * P}{h_{col, mad} * A_c}} \quad (59)$$

Donde  $K$  es la conductividad térmica del material utilizado,  $P$  es el perímetro de la aleta y  $A_c$  es el área transversal de la aleta.

Este resultado es de interés para el diseño. Como se observa, la efectividad de la aleta depende de la conductividad de esta, por lo que materiales con alta conductividad térmica son considerados para el diseño. Por otro lado, cuanto menor sea el valor del coeficiente de transferencia de calor, mayor será la efectividad de la superficie extendida, tal como es el caso de estudio. La relación entre el perímetro y el área transversal de la aleta sugiere que un diseño con mayor relación perímetro-área mejora la efectividad de la aleta, lo que se logran con geometrías que maximizan la superficie de contacto con el aire.



Según las recomendaciones, si  $\varepsilon_f > 4$  la implementación de aletas es una alternativa razonable para implementar.

Otra medida de interés es el desempeño o eficiencia de la aleta, la misma es la razón entre el calor que transfiere la aleta sobre el calor que transfiere ésta si la punta de esta está a la temperatura de la base (temperatura de la madera negra). La eficiencia de los distintos diseños de aletas está establecida y, como es el caso de estudio, la eficiencia de una aleta rectangular de sección transversal uniforme se calcula con la siguiente ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m * L_c)}{m * L_c} \quad (60)$$

Donde:

$$m \equiv \sqrt{\frac{h * P}{K * A_c}}$$

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

A continuación, la tabla 37 muestra un resumen de la geometría y parámetros de interés de la aleta.

Símbolo	Descripción	Unidad	Valor
$L_{fin}$	Alto de aleta (distancia entre base y punta de aleta)	cm	8
$t_{fin}$	Espesor de la aleta	cm	0.4
$w$	Largo de aleta	m	4.35
$A_c$	Área transversal de la aleta (cross)	$m^2$	0.017
$A_s$	Área de la superficie de la aleta	$m^2$	0.714
$m$	Coficiente	-	3.388
$L_c$	Longitud corregida	m	0.082
<b>Aluminio</b>			
$K$	Conductividad térmica	-	180
$\alpha_{Al}$	Absortividad del aluminio pintado de negro	-	0.54
$\varepsilon_f$	Eficacia de aleta	-	147.7
$\eta_f$	Eficiencia de la aleta	%	97.5

*Tabla 37. Resumen de geometría y parámetros de interés de la aleta.*

El análisis del sistema colector con aletas se realiza teniendo en cuenta la eficiencia global de la superficie. Esta caracteriza un arreglo de aletas y la superficie a la cual se une. A continuación, la figura 45, ilustra una imagen representativa de un arreglo de aletas.

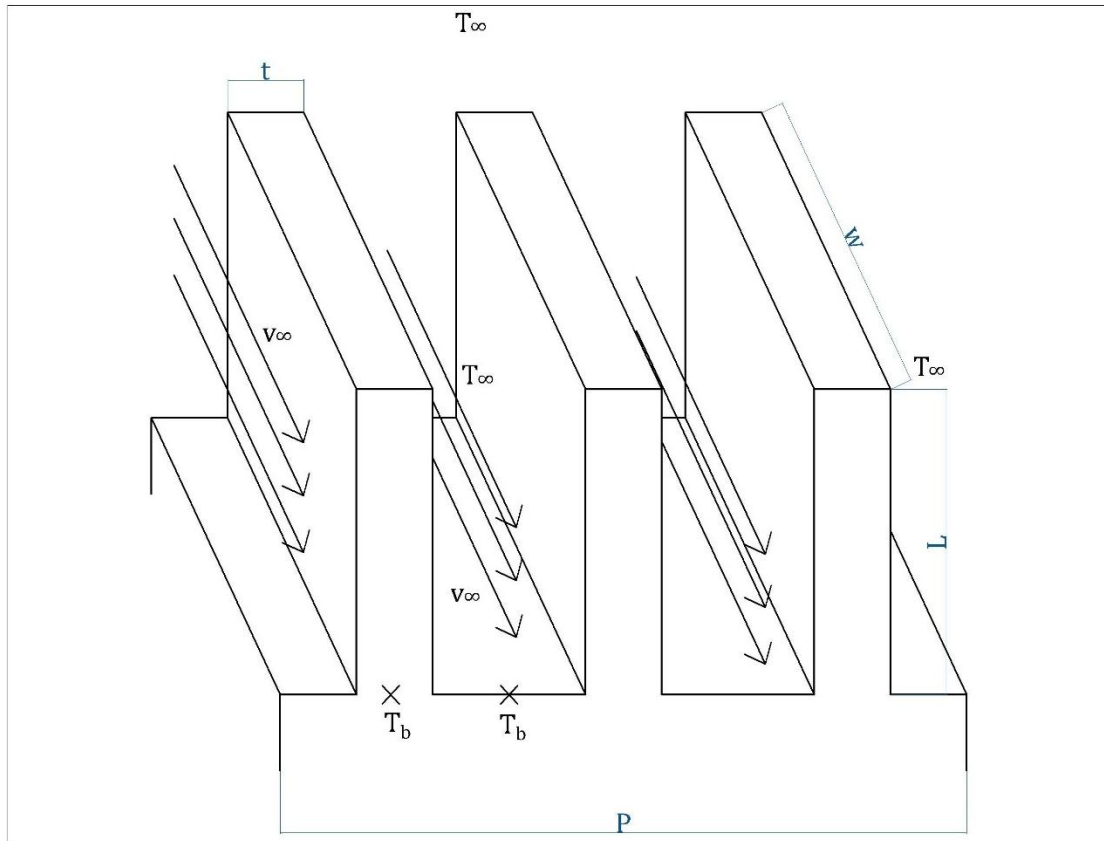


Figura 45. Figura representativa de un arreglo de aletas.

La eficiencia global se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_0 = \frac{q_t}{h * A_t * \theta_b} \quad (61)$$

Donde  $q_t$  es la transferencia de calor total del área de la superficie  $A_t$  asociada con las aletas y la superficie primaria.

$A_t$  se define según el numero de aletas ( $N$ ), donde el área de cada aleta es  $A_f$  y el área de la superficie que no ocupa la aleta (superficie primaria) se define como  $A_b$  por lo que:

$$A_t = N * A_f + A_b \quad (62)$$

Como resultado, podemos calcular la transferencia de calor total que se transfiere al aire en circulación por las aletas y la superficie libre de ellas con la siguiente ecuación:

$$q_t = N * \eta_f * h * A_f * \theta_b + h * A_b * \theta_b \quad (63)$$

La implementación de aletas modifica directamente el cálculo de transferencia de calor de la placa de madera, ya que afecta el área de captación de radiación, incrementa el área de contacto con el aire y altera la velocidad del flujo al reducir el área libre de circulación.

Para la decisión de la cantidad de aletas a implementar en el colector solar, se realiza un análisis de como varia el calor transferido al aire, así como también la variación de temperatura del aire a la salida del colector solar en función de la cantidad de aletas instaladas.

Como consideración de diseño, la distancia entre el alma de las aletas debe ser al menos la distancia de la altura del colector, es decir, 17.5 cm. Esta decisión radica en la posibilidad de la perturbación del flujo de aire a lo largo del colector en la superficie del alma de las aletas. De igual manera que se genera una capa limite en la placa de madera negra, también se genera sobre la superficie del alma de la aleta.

A continuación, en la figura 46, se observa el grafico de los efectos de aumentar el número de aletas en la transferencia de calor y el aumento de temperatura.

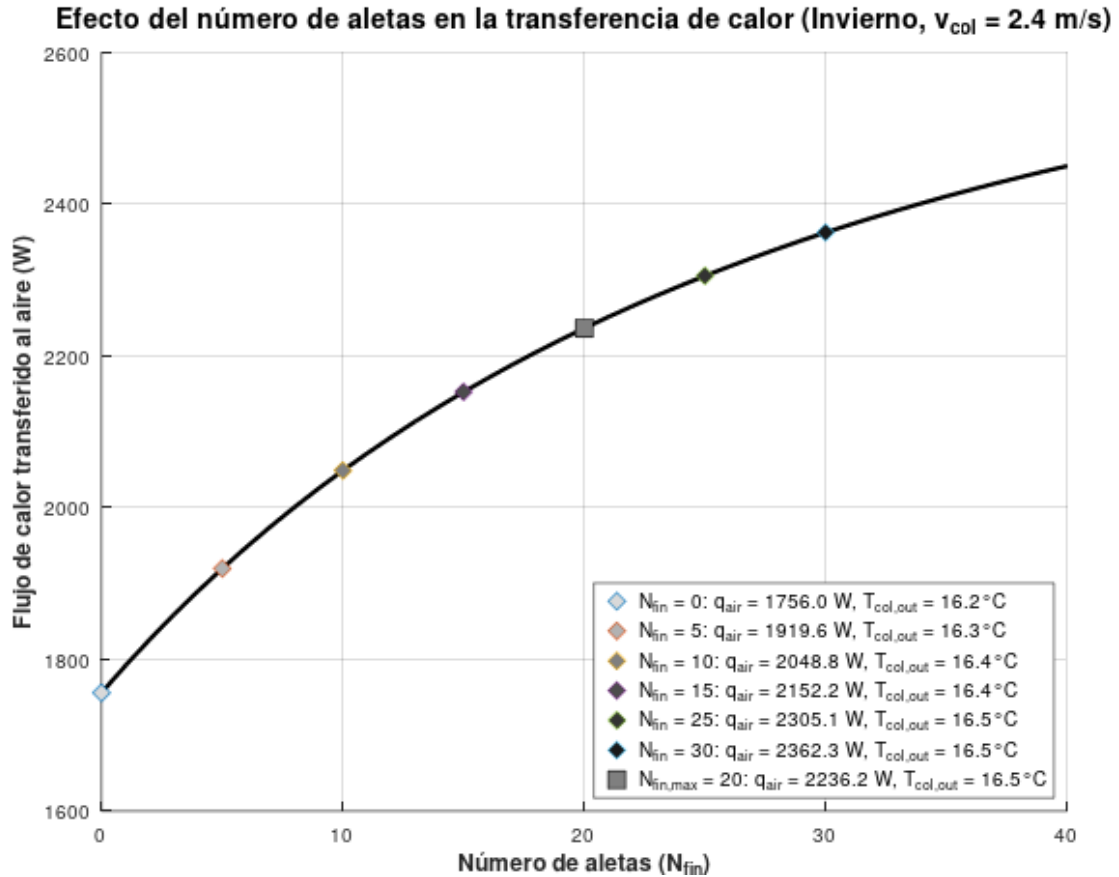


Figura 46. Efecto del número de aletas en la transferencia de calor en la estación invierno y una velocidad del flujo de aire en el colector solar de 2.4 m/s.

Como se observa, con el aumento de aletas, la temperatura del aire a la salida del colector, como también la transferencia de calor hacia el aire aumentan. En la tabla 38 podemos observar un resumen de los resultados en cuanto al aumento de temperatura y transferencia de calor para las condiciones ambientales de referencia y un número de aletas de 20.

Estación	$v_{col}$	Radiación	T ambiente	T salida	Aumento de T	Calor transferido
	[m/s]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]
Invierno	1.20	331.58	15.27	17.03	1.76	1631
Invierno	2.41	331.58	15.27	16.41	1.14	2131
Verano	1.20	462.01	22.42	24.86	2.44	2213
Verano	2.41	462.01	22.42	24.01	1.59	2886

*Tabla 38. Resumen del aumento de temperatura a la salida del colector como el calor transferido en función de las condiciones ambientales verano e invierno y la velocidad del flujo de aire en el colector.*

A continuación, la tabla 39, muestra las temperaturas de la placa de policarbonato y la placa colectora de madera negra.

Estación	$v_{col}$	Variable	Símbolo	Unidad	Valor
Verano	1.20 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	52.34
Verano	1.20 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	34.59
Verano	2.37 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	41.7
Verano	2.37 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	30.45
Invierno	1.20 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	37.33
Invierno	1.20 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	23.43
Invierno	2.37 m/s	Temperatura de madera negra	$T_{mad}$	°C	28.59
Invierno	2.37 m/s	Temperatura de policarbonato	$T_{pol}$	°C	20.33

*Tabla 39. Temperatura de la placa de policarbonato y de la madera negra en función de la velocidad del flujo de aire en el colector solar y la estación del año (verano e invierno).*

#### **6.2.1.1. Análisis del proceso de secado: Colector solar con aletas y sistema de ventilas**

En este apartado se presentan los resultados del análisis del ciclo de secado (invierno y verano) con la configuración colector solar con implementación de aletas y sistema de ventilación instalado (ventilas).

### 6.2.1.1.1. Proceso de secado en invierno

#### Primera fase del proceso de secado en invierno

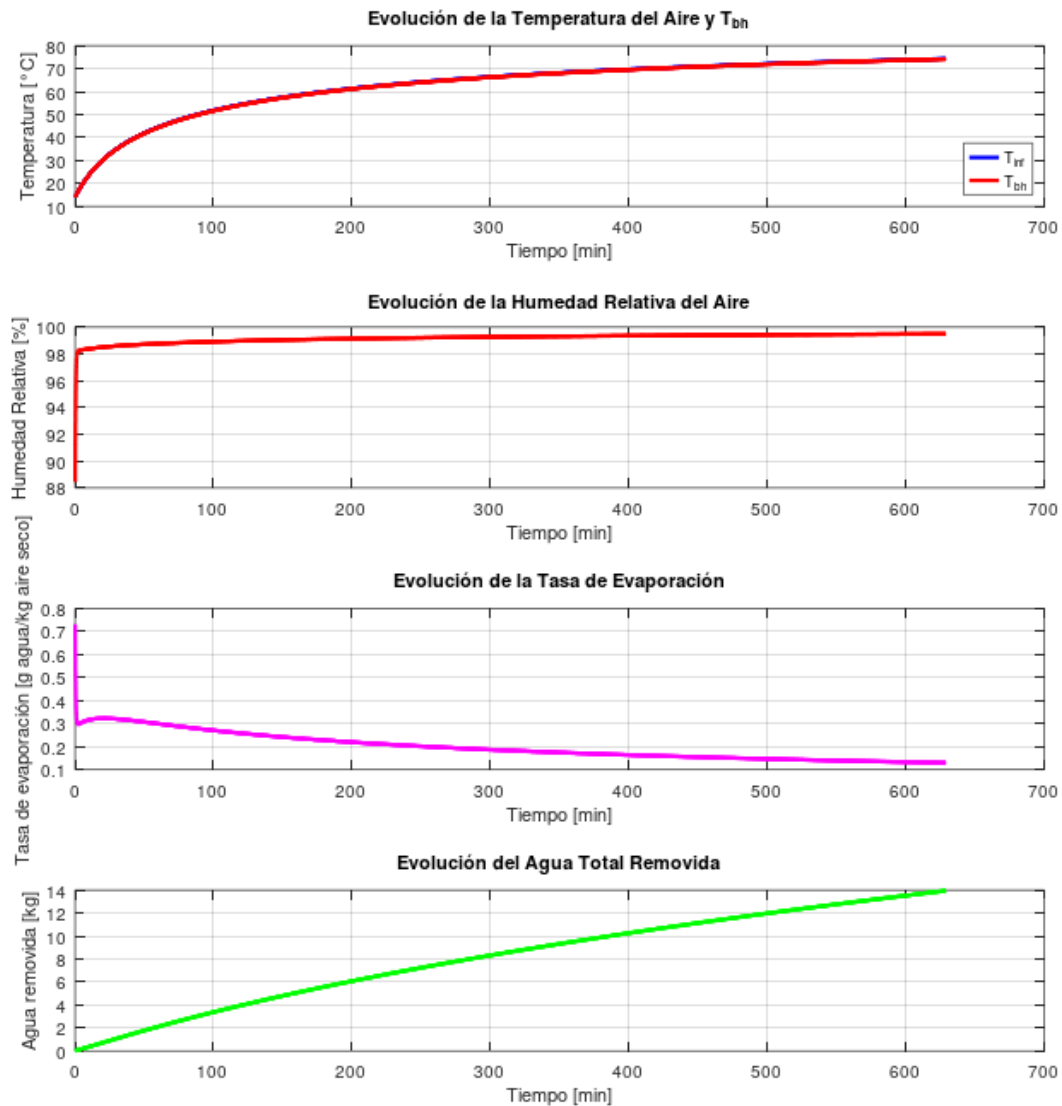


Figura 47. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar con aletas y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99.49
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	°C	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	°C	74.56

*Tabla 40. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	13.95
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	91.92

*Tabla 41. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*

## Segunda fase del proceso de secado en invierno

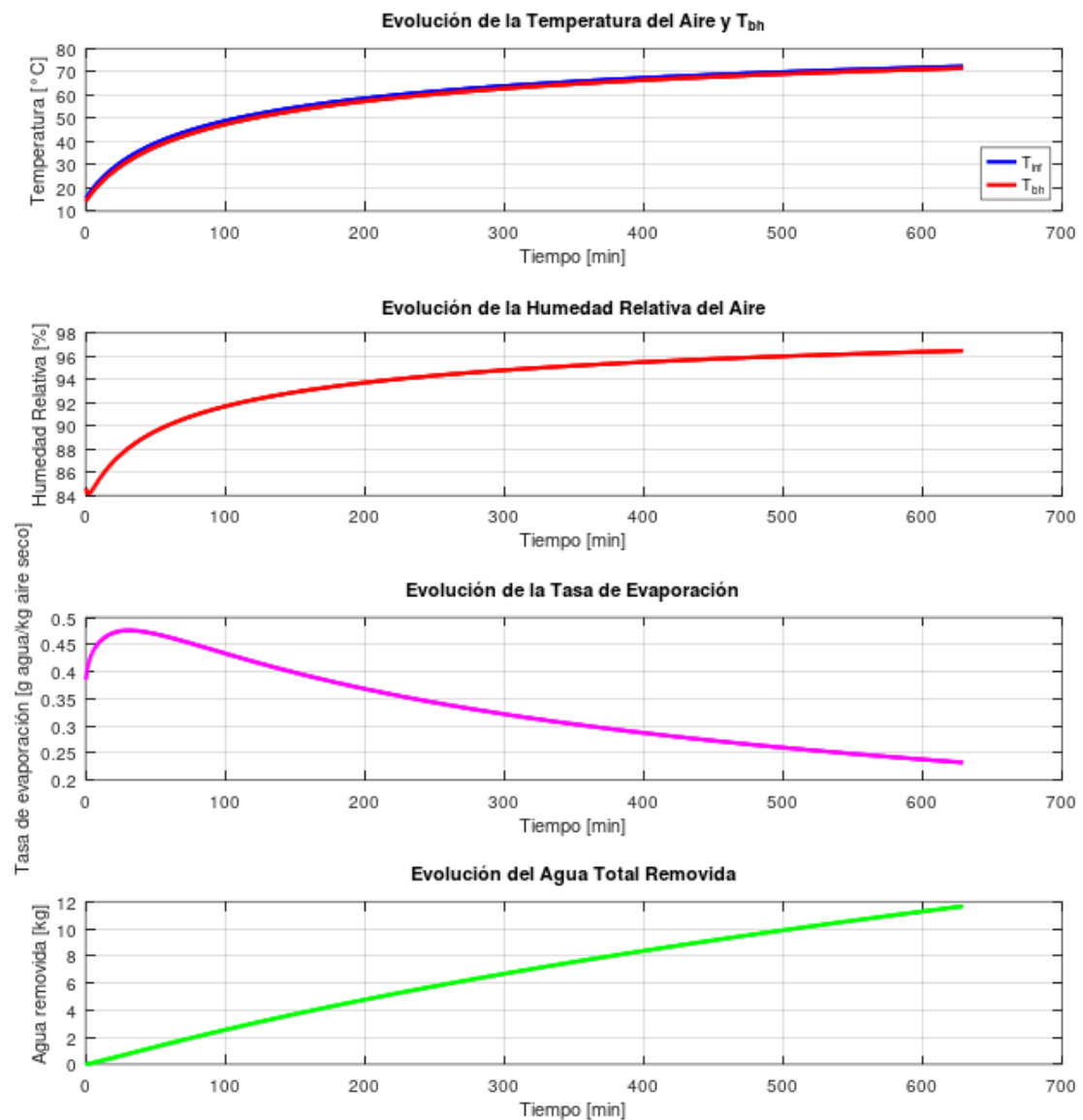


Figura 48. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar con aletas y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	96.47
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	72.85

*Tabla 42. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	1
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	11.67
Días de secado de fase 2	$Días$	$Días$	31.16

*Tabla 43. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar base y sistema de ventilas).*



### 6.2.1.1.2. Proceso de secado en verano

#### Primera fase del proceso de secado en verano

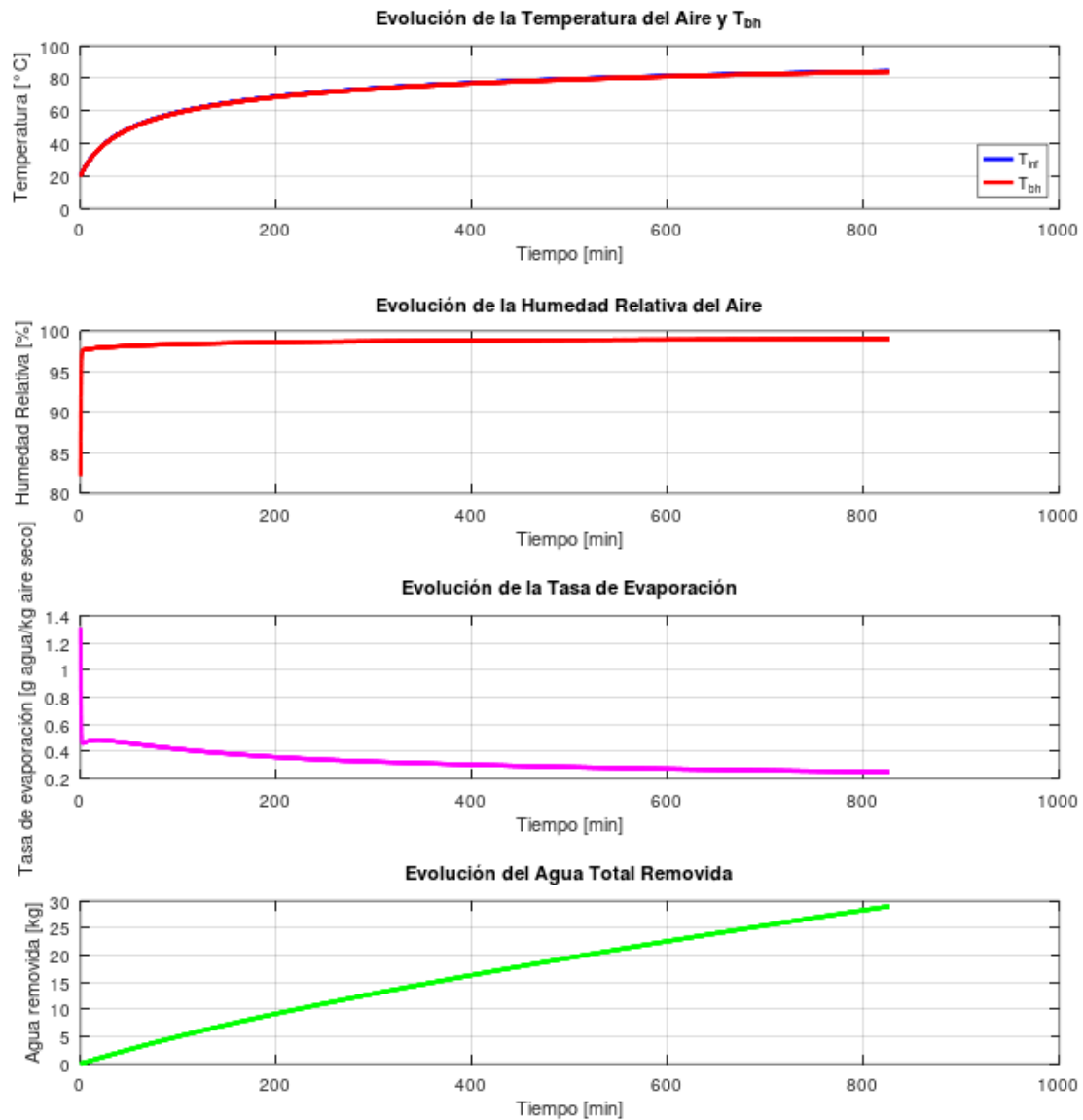


Figura 49. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar con aletas y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	84.9

*Tabla 44. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	29
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	43.89

*Tabla 45. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

## Segunda fase del proceso de secado en verano

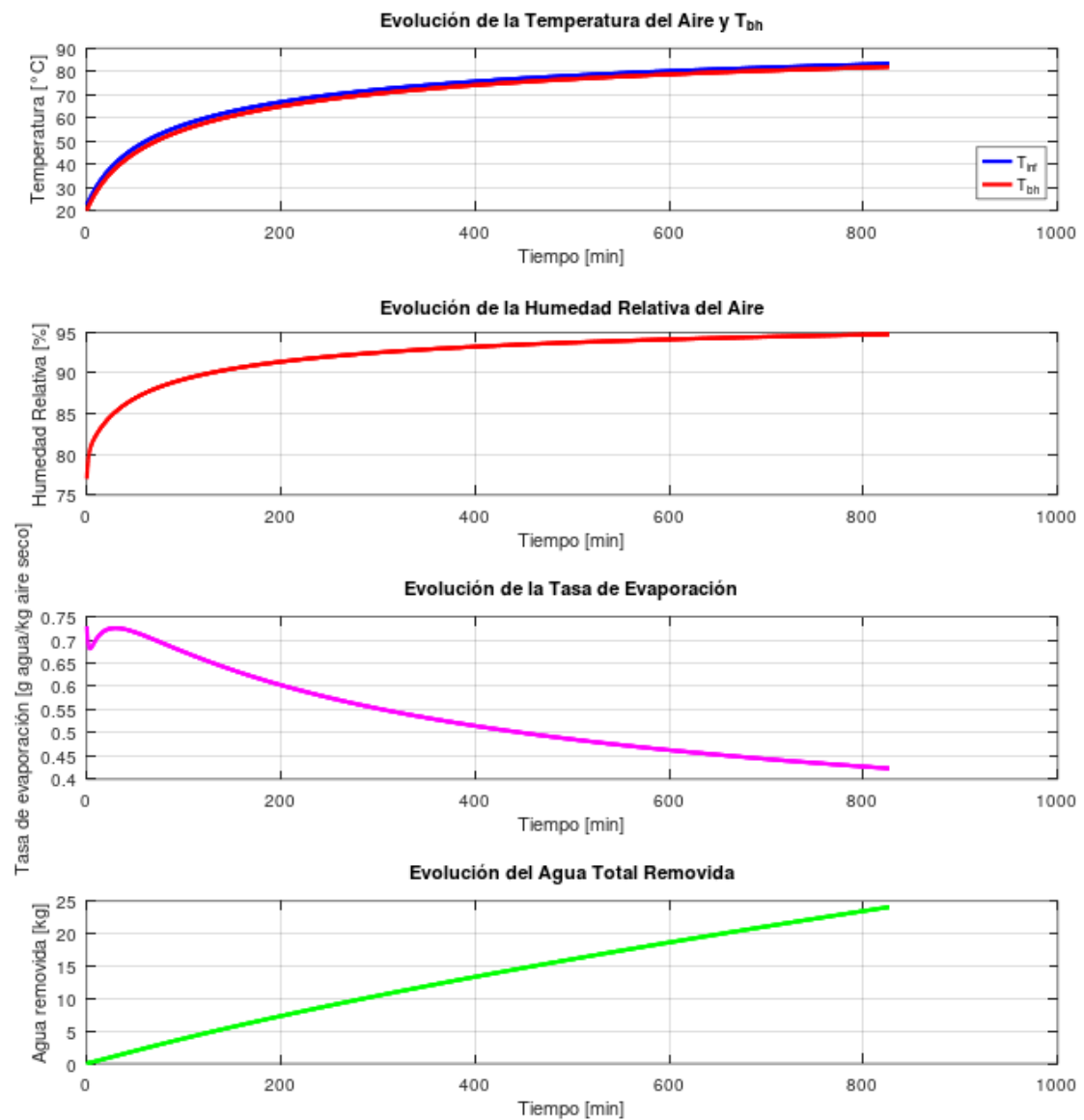


Figura 50. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar con aletas y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	94.77
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	84.21

*Tabla 46. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

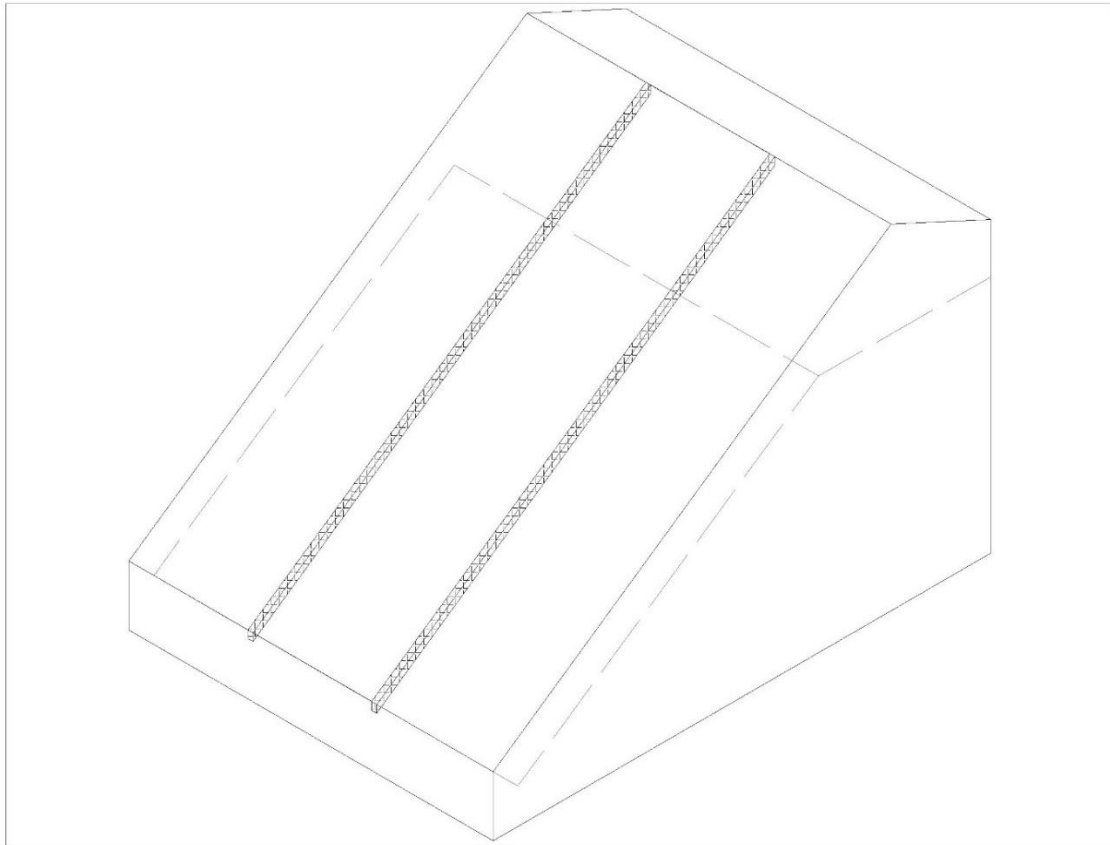
Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	24.06
Días de secado de fase 2	$Días$	$Días$	15.12

*Tabla 47. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar con aletas y sistema de ventilas).*

### 6.2.2. Cambio de dimensiones del colector

Una alternativa de rediseño del colector solar consiste en modificar la velocidad del aire que circula a través de él. Para ello, se propone evaluar la transferencia de calor desde el colector hacia el aire y analizar los cambios en la temperatura del aire a la salida del colector en función de la variación del área de pasaje del colector. Esto se logra ajustando la distancia entre el policarbonato y la placa colectora, permitiendo modificar la velocidad del aire sin alterar el caudal del circuito.

Actualmente, los listones de madera que soportan el policarbonato están posicionados de forma perpendicular al flujo de aire interno, generando zonas de aire estancado entre separadores (ver figura 7). Para eliminar esta región de aire muerto, se propone reposicionar los listones de forma paralela al flujo de aire. Esta modificación incrementa la sección de flujo y aumenta la distancia entre el policarbonato y la placa colectora de 17.5 cm a 25 cm, como se observa en la figura 51.



*Figura 51. Reposición de listones de madera que sostienen la placa de policarbonato de forma paralela al flujo de aire.*

Adicionalmente, se analiza el comportamiento del sistema con una reducción de la distancia entre el policarbonato y la placa colectora de madera negra a 12.5 cm (la mitad de la distancia original), con el objetivo de evaluar su impacto en la transferencia de calor y la diferencia de temperaturas, aumentando la velocidad del aire y manteniendo constante el caudal del circuito hidráulico.

Como consecuencia de estos cambios, la naturaleza de la transferencia de calor en el colector solar se ve modificada, particularmente en lo que respecta al comportamiento del flujo de aire y la transferencia de calor hacia el aire en la placa de policarbonato y de madera.

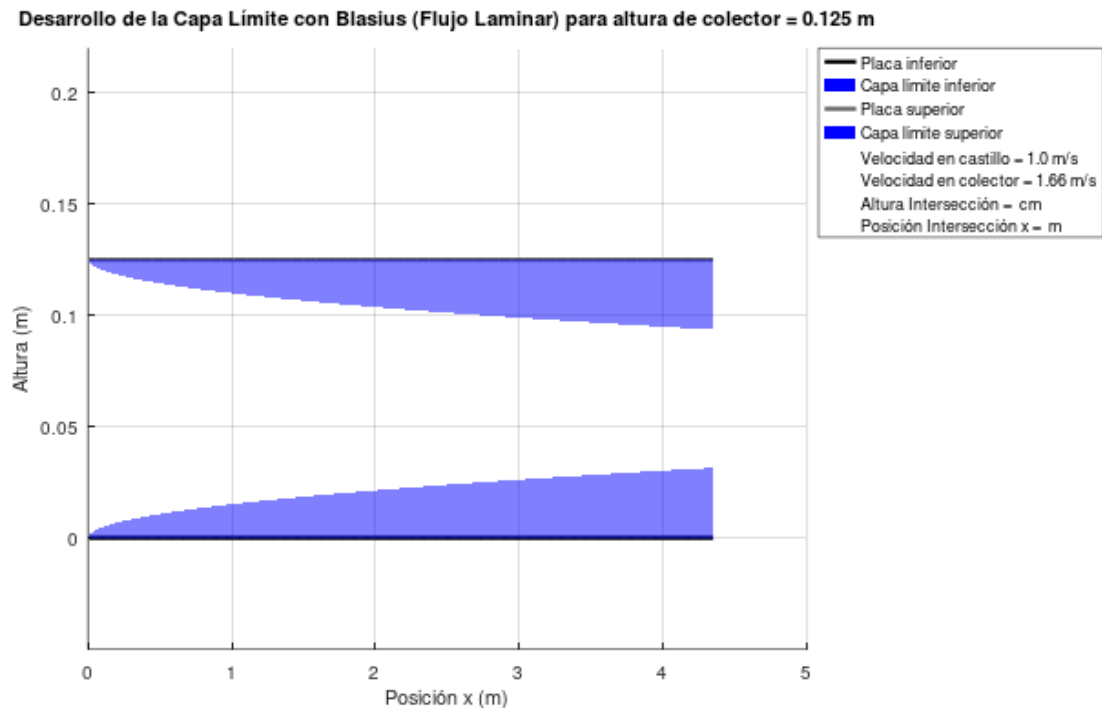
### **Análisis de la capa límite**

Dado que en la configuración modificada no hay presencia de aire estancado, el aire circula tanto sobre la placa de madera negra como por la cara inferior de la placa de policarbonato, es decir, la superficie que delimita el flujo de aire dentro del colector. Por lo tanto, la transferencia de calor se da por convección forzada en ambas superficies.

Utilizando la metodología presentada en el apartado de circuito hidráulico, se realiza un análisis del desarrollo de la capa límite evaluando las distintas velocidades en combinación con las nuevas configuraciones geométricas del colector.

En la figura 52 se puede observar el desarrollo de la capa límite en ambas placas a la velocidad de 1.66 m/s, correspondiente a la velocidad del aire en el castillo 1 m/s. Como se observa, las capas límite no se interceptan. Por lo que el análisis de la transferencia de calor hacia el aire por

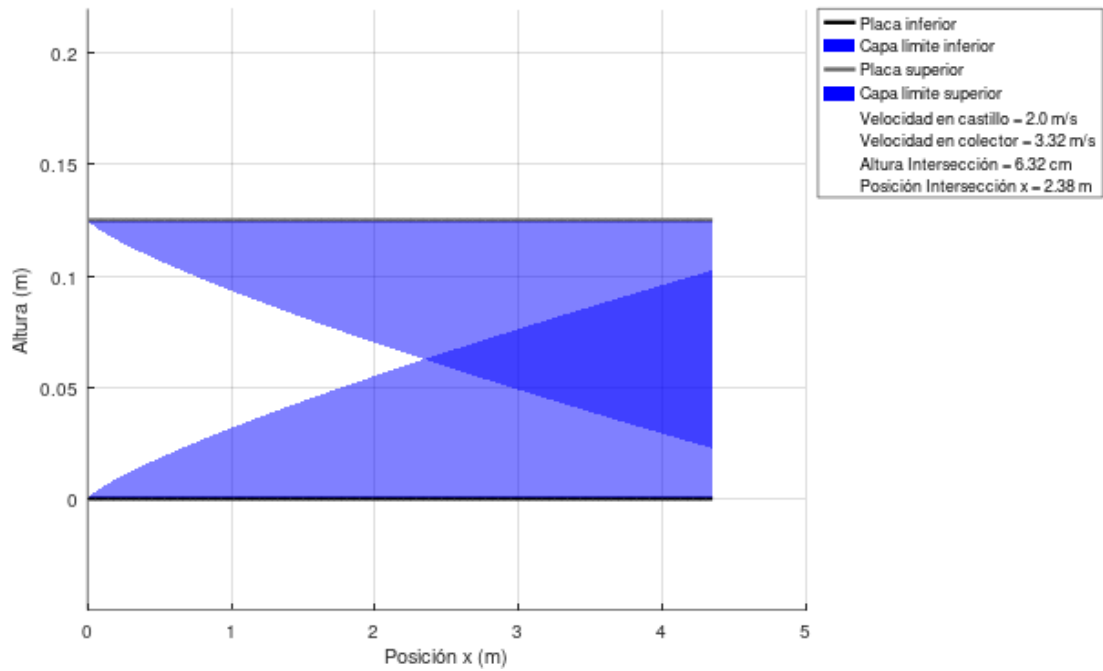
las placas se modela como placa plana con flujo paralelo, tanto para la placa de policarbonato como para la placa de madera negra.



*Figura 52. Desarrollo de la capa límite para una velocidad en el colector de 1.66 m/s y una altura de 0.125 m.*

A velocidades de 3.32 m/s, correspondientes a una velocidad en el castillo de 2 m/s, el flujo en el colector se vuelve turbulento. En este caso, la altura de la capa límite se modela según la ecuación 34, que describe el crecimiento de la capa límite en condiciones de flujo turbulento. La intersección de las capas límite ocurre a una distancia de 2.38 m sobre la placa, por lo que la transferencia de calor debe calcularse como flujo interno en un ducto de sección rectangular. Ver figura 53.

**Desarrollo de la Capa Límite con Ecuación para Flujo Turbulento para altura de colector = 0.125 m**



*Figura 53. Desarrollo de la capa límite para una velocidad en el colector de 3.32 m/s y una altura de 0.125 m.*

Las hipótesis para el modelado de flujo interno son:

- La temperatura del ducto (colector solar) se asume como la temperatura media entre la temperatura de madera y policarbonato.
- La longitud característica ( $L$ ) se considera igual al diámetro hidráulico ( $\Phi_h$ ).

Para modelar el sistema como un ducto, es necesario conocer la temperatura de la pared de este. Se adopta un valor aproximado de temperatura de pared como el promedio entre la temperatura de la placa de madera negra y la del policarbonato.

El cálculo de estas temperaturas se realiza utilizando el modelo base desarrollado, aplicando las ecuaciones de transferencia de calor para una placa plana y considerando el balance de energía en el horno solar.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ), se utiliza la ecuación de Nusselt apropiada para colectores solares con aire frío [29], siempre que el aspecto del ducto se encuentre entre 20 y 40. En este caso, el aspecto del colector solar modificado es 29.9, permitiendo calcular el número de Nusselt como:

$$Nu(Re; Pr) = \frac{0.0192 * Re^{3/4} * Pr}{1 + 1.22 * Re^{-1/8} * (Pr - 2)} \quad (64)$$

Utilizando este resultado, junto con la ecuación para el coeficiente  $h$  y planteando los balances de energía, se desarrolla un proceso iterativo para calcular la temperatura de salida del colector y el calor transferido al aire.

A continuación, en la tabla 48 se presentan los resultados obtenidos para la alternativa de diseño en condiciones de referencia (colector solar base).

Estación	$e_{col}$	$v_{col}$	T ambiente	T salida	Aumento de T	Calor transferido
	[cm]	[m/s]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]
Invierno	25.0	0.83	15.27	16.67	1.40	1297
Invierno	25.0	1.66	15.27	16.14	0.87	1618
Verano	25.0	0.83	22.42	24.34	1.92	1744
Verano	25.0	1.66	22.42	23.63	1.21	2194
Invierno	12.5	1.66	15.27	16.99	1.72	1597
Invierno	12.5	3.32	15.27	16.94	1.67	3104
Verano	12.5	1.66	22.42	24.81	2.39	2164
Verano	12.5	3.32	22.42	24.86	2.44	4420

*Tabla 48. Aumento de temperatura a la salida del colector solar y calor transferido.*

Como se observa en la tabla, la configuración que más aumenta la temperatura del aire que circula por el colector es la configuración de 12.5 cm de altura en el colector. Además, es la configuración que más aporta a la transferencia de calor hacia el aire.

Visto esto, se simula el proceso de secado de madera con la modificación que mayor impacto tiene en el sistema, teniendo en cuenta la implementación de ventilas. Además, se simula el proceso de secado con la configuración del cobertor solar reducido a la mitad y se evalúa la tasa de secado para invierno y verano, para las dos fases del secado.



### 6.2.2.1. Análisis del proceso de secado: Colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas

En este apartado se presentan los resultados del análisis del ciclo de secado (invierno y verano) con la configuración colector solar con dimensiones reducidas (altura) y sistema de ventilación instalado (ventilas).

#### 6.2.2.1.1. Proceso de secado en invierno

##### Primera fase del proceso de secado en invierno

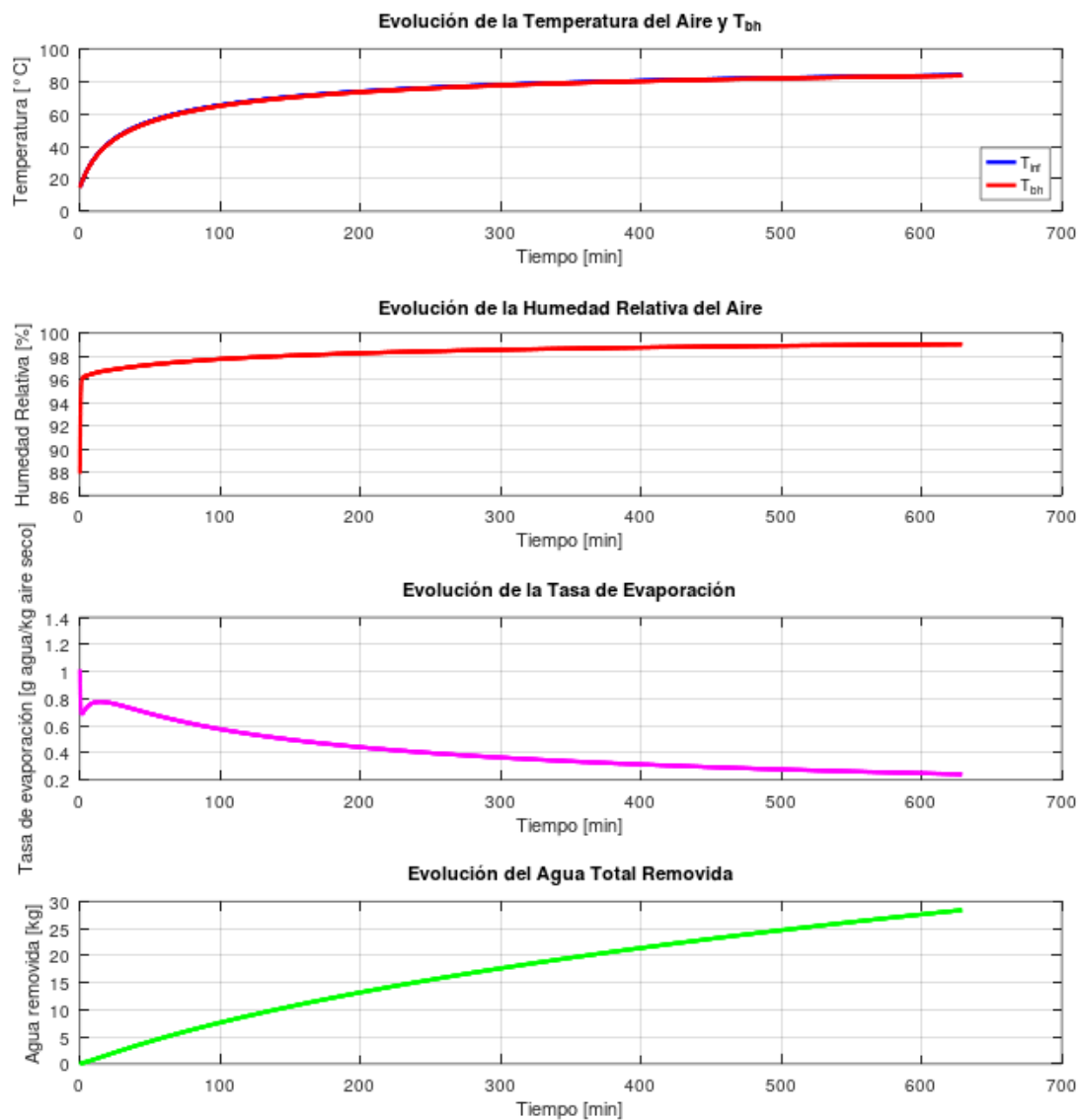


Figura 54. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99.04
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	84.29

*Tabla 49. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	28.39
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	44.84

*Tabla 50. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

## Segunda fase del proceso de secado en invierno

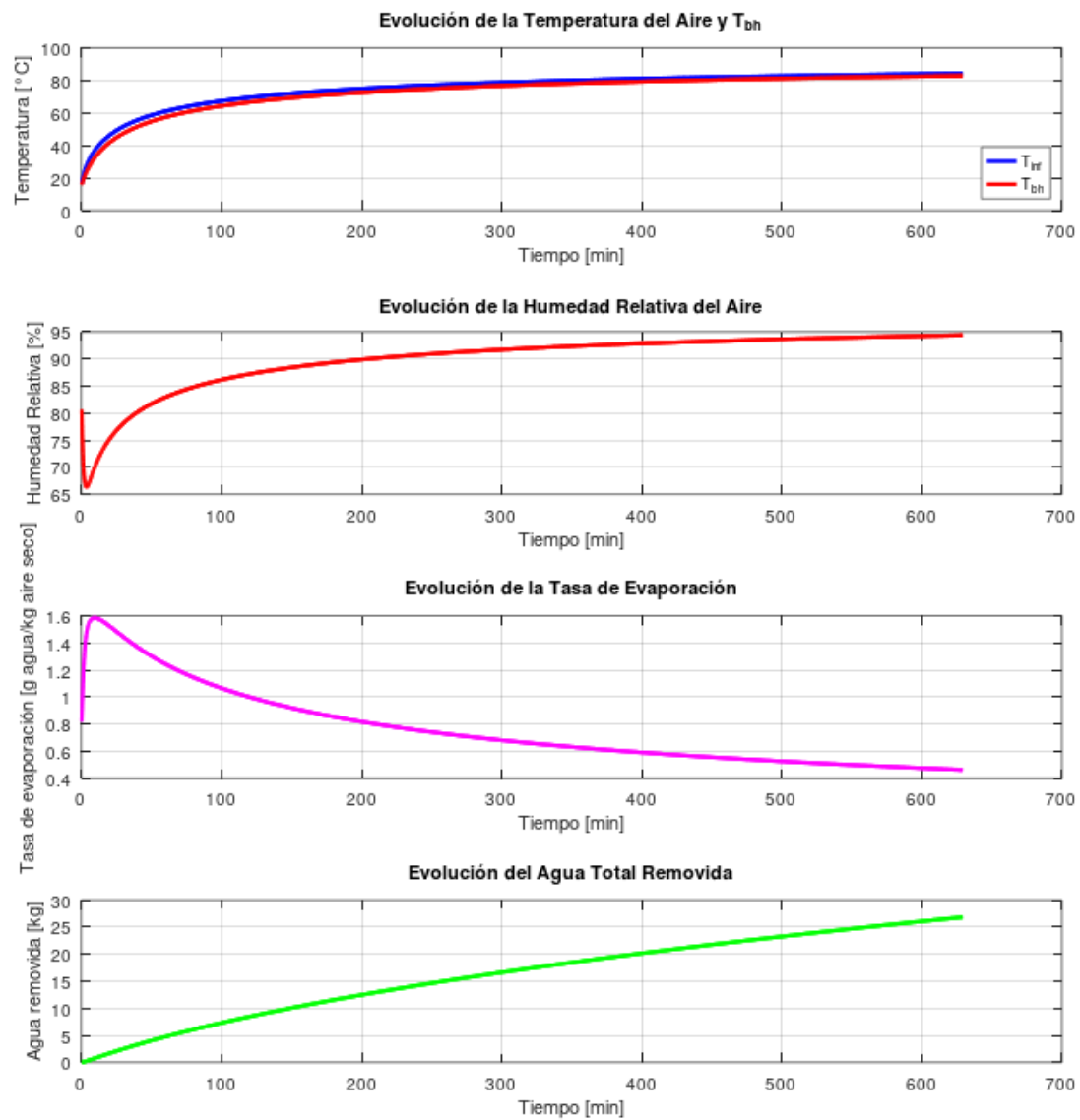


Figura 55. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de invierno. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	84.73
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	94.41
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	15.27
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	85.32

*Tabla 51. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	1
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	26.8
Días de secado de fase 2	$Días$	$Días$	13.57

*Tabla 52. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en invierno (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

### 6.2.2.1.2. Proceso de secado en verano

#### Primera fase del proceso de secado en verano

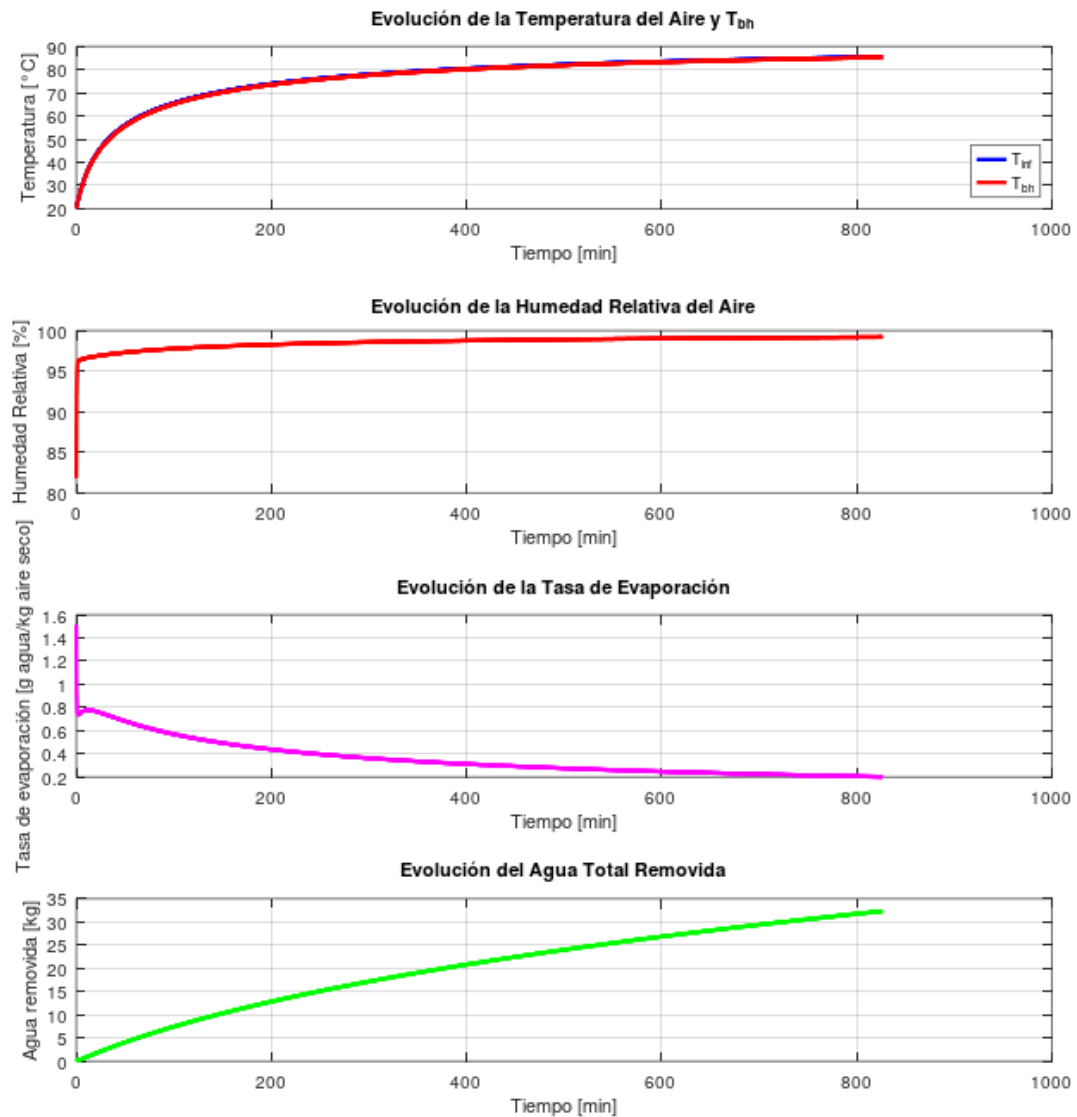


Figura 56. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la primera fase del proceso de secado (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	99.19
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	85.93

*Tabla 53. Propiedades del aire en la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (100% - 30%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	1272.91
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	32.34
Días de secado de fase 1	$Días$	$Días$	39.36

*Tabla 54. Resumen de la primera fase del ciclo de secado en verano (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).*

### Segunda fase del proceso de secado en verano

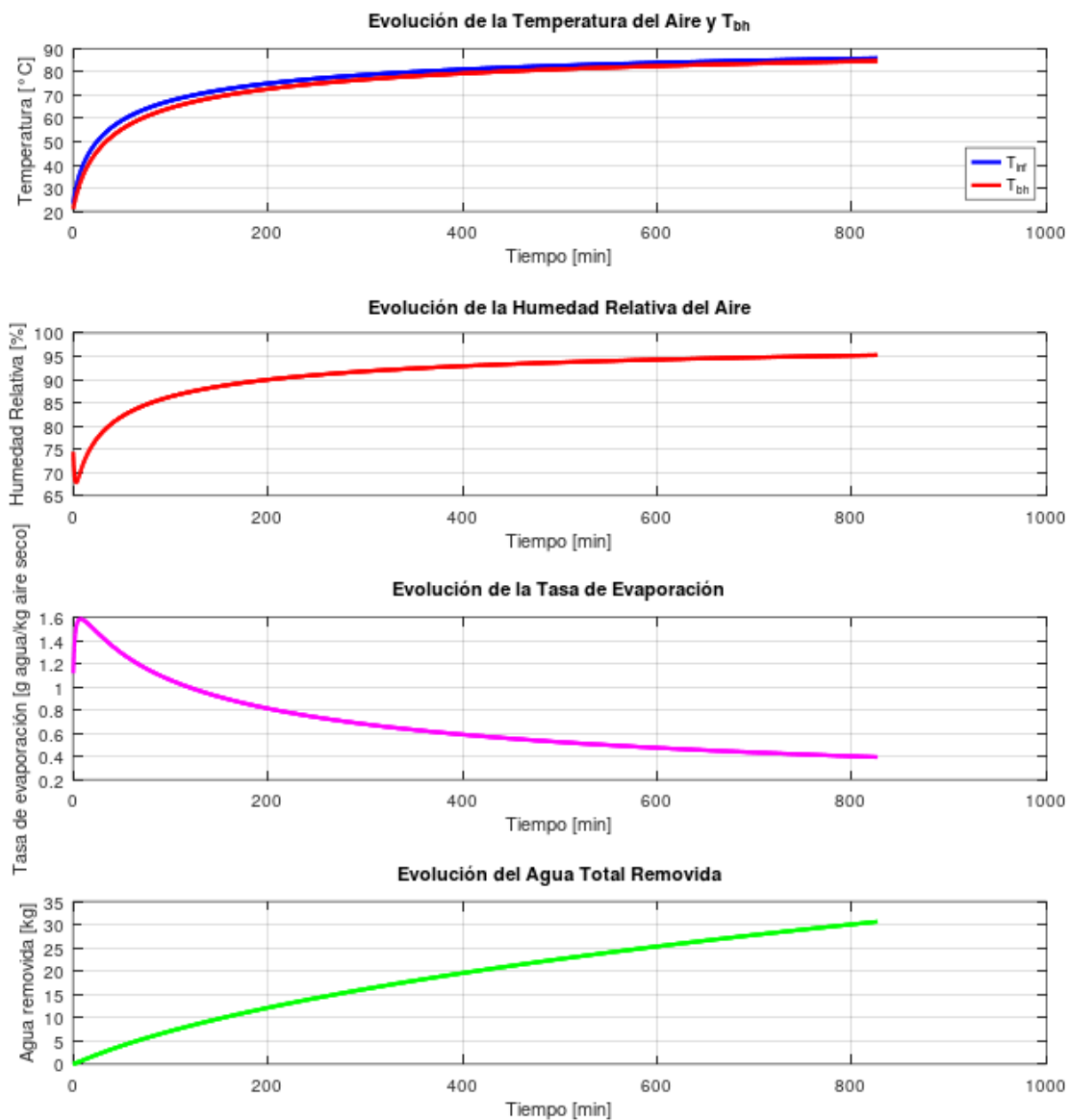


Figura 57. Evolución de la temperatura del aire, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa del aire, tasa de evaporación y agua total removida a lo largo del tiempo en un día promedio de verano. Correspondiente a la segunda fase del proceso de secado (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Humedad relativa inicial en la cámara	$HR_i$	%	76.41
Humedad relativa final en la cámara	$HR_f$	%	95.22
Temperatura del aire ambiente	$T_{inf}$	$^{\circ}C$	22.42
Temperatura final del aire	$T_f$	$^{\circ}C$	86.82

Tabla 55. Propiedades del aire en la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Velocidad de referencia evaluada	$v_{cas}$	$m/s$	2
Masa de agua a extraer (30% - 10%)	$m_{w,f1}$	$Kg$	363.69
Kilogramos de agua extraído en un día	$m_{w,1}$	$Kg$	30.64
Días de secado de fase 2	$Días$	$Días$	11.87

Tabla 56. Resumen de la segunda fase del ciclo de secado en verano (colector solar con dimensión reducida y sistema de ventilas).

### 6.3. Resultados de rediseño

Las tablas 57 y 58 presentan un resumen de los resultados de los rediseños respecto al secado luego de instalar las ventilas, para la instalación de aletas como para la reducción de la altura del colector solar respectivamente.

Parámetro	Estación	Unidad	Ventilas	Rediseño	Aumento
Kilogramos de agua extraído en un día (100% - 30%)	Verano	$Kg_w$	24.29	29.00	19%
Días de secado de fase 1	Verano	$Días$	52.42	43.89	-16%
Kilogramos de agua extraído en un día (30% - 10%)	Verano	$Kg_w$	19.32	24.26	26%
Días de secado de fase 2	Verano	$Días$	18.83	15.12	-20%
Kilogramos de agua extraído en un día (100% - 30%)	Invierno	$Kg_w$	12.32	13.95	13%
Días de secado de fase 1	Invierno	$Días$	103.31	91.92	-11%
Kilogramos de agua extraído en un día (30% - 10%)	Invierno	$Kg_w$	9.79	11.67	19%
Días de secado de fase 2	Invierno	$Días$	37.17	31.16	-16%

Tabla 57. Resumen de resultados de los cambios en la performance del horno solar con la implementación de aletas.



Parámetro	Estación	Unidad	Ventilas	Rediseño	Aumento
Kilogramos de agua extraído en un día (100% - 30%)	Verano	$Kg_w$	24.29	32.34	33%
días de secado de fase 1	Verano	Días	52.42	39.36	-25%
Kilogramos de agua extraído en un día (30% - 10%)	Verano	$Kg_w$	19.32	30.64	59%
días de secado de fase 2	Verano	Días	18.83	11.86	-37%
Kilogramos de agua extraído en un día (100% - 30%)	Invierno	$Kg_w$	12.32	28.39	130%
Días de secado de fase 1	Invierno	Días	103.31	44.84	-57%
Kilogramos de agua extraído en un día (30% - 10%)	Invierno	$Kg_w$	9.79	26.80	174%
Días de secado de fase 2	Invierno	Días	37.17	13.57	-63%

*Tabla 58. Resumen de resultados de los cambios en la performance del horno solar con la reducción de la altura del colector solar.*

A continuación, en la tabla 59, se presenta un resumen general de los días de secado contemplando ambas fases donde la configuración base es el horno solar únicamente con la implementación de ventilas.

Configuración	Estación	Días de secado	Disminución respecto a la configuración base
Relevado	Invierno	$\infty$	-
Implementación de ventilas	Invierno	140.48	-
Implementación de aletas	Invierno	122.46	13%
Reducción de las dimensiones del colector	Invierno	58.41	58%
Relevado	Verano	$\infty$	-
Implementación de ventilas	Verano	71.24	-
Implementación de aletas	Verano	59.02	17%
Reducción de las dimensiones del colector	Verano	51.23	28%

*Tabla 59. Resumen de los resultados del modelo.*

Como se observa en la tabla 59, la implementación de cambios constructivos en el horno tiene un impacto en el tiempo de secado. Donde la configuración que más impacto tiene en la reducción de dicho tiempo es el cambio en las dimensiones del colector con renovación parcial del aire.

Esta disminución en el tiempo mantiene las buenas practicas de encastillado y las condiciones que impusimos en el programa de secado. En el apartado de conclusiones se realizan comentarios sobre como podrían impactar estos cambios en la velocidad de secado en cuanto a la calidad de la madera.

## 7. CONCLUSIÓN

El presente trabajo evaluó el efecto de modificaciones constructivas en el secado de madera de *Eucalyptus grandis* (tablas de una pulgada de espesor) en un horno solar, analizando su impacto en el tiempo de secado desde una perspectiva de anteproyecto.

Respecto a los objetivos específicos planteados, se logró caracterizar el comportamiento fluidodinámico tanto en el colector solar como en la cámara de secado. Este análisis permitió evaluar el proceso de calentamiento del aire en el colector, y el mecanismo de transferencia de masa en la cámara de secado.

Los modelos desarrollados permitieron analizar la extracción de humedad de las tablas, modelando el proceso como un secado iso-bulbo húmedo. Es importante señalar que, de acuerdo con la literatura y los resultados obtenidos, este modelo es aplicable principalmente a la primera fase del secado, cuando aún existe agua libre en la madera (CH mayor al PSF). En la segunda fase, una vez que la superficie ya no se encuentra mojada, el proceso deja de responder a un modelo iso-bulbo húmedo, por lo que sería necesario considerar un enfoque diferente.

El modelado térmico del colector solar y la transferencia de calor hacia el aire permitió evaluar distintos escenarios considerando materiales constructivos, geometría, condiciones operativas (como la velocidad del aire) y condiciones ambientales.

En cuanto a los rediseños propuestos, se observó una disminución en el tiempo de secado gracias a la incorporación de ventilas y cambios en el colector solar. El modelo de implementación de ventilas permite simular distintas condiciones operativas bajo recirculación parcial de aire.

Como se mencionó en el capítulo uno, la aparición de defectos durante el secado de madera de *E. grandis* es uno de los aspectos más críticos del proceso [1]. Por lo tanto, si bien los rediseños permiten reducir el tiempo de secado, esto podría aumentar el riesgo de aparición de defectos. Además, considerando que por debajo del PSF la superficie de la madera deja de estar mojada, se sugiere modelar esta segunda fase con una velocidad de secado más lenta, aumentando así el tiempo estimado para evitar problemas de calidad.

Es importante destacar que los modelos están diseñados para simular el proceso de secado de tablas de *E. grandis* de una pulgada de espesor. Al ser una especie poco permeable [1], la dinámica del agua/vapor dentro de la misma requieren otro programa de secado [6], el cual no fue evaluado en este trabajo.

En resumen, los modelos desarrollados permiten evaluar de manera integral el funcionamiento global de un horno solar de secado de madera, abordando aspectos térmicos, fluidodinámicos y psicrométricos. Este enfoque resulta novedoso, ya que, según la revisión de literatura, no existen estudios previos que integren todas estas disciplinas de forma conjunta en el análisis de hornos solares para secado de madera.

Como consideración final, es importante señalar que existen varios temas que podrían abordarse para profundizar en el estudio del secado de madera en horno solar. En primer lugar, consideramos importante estudiar la dinámica del agua dentro de la madera, modelando cómo se da su movimiento interno y cómo se transfiere al aire circundante (por debajo del PSF). Además, resulta relevante analizar el ciclo diario de secado, considerando las variaciones ambientales que ocurren desde la salida hasta la puesta del sol.

Otro aspecto a considerar en un estudio a futuro es determinar las pérdidas de calor que se producen desde la cámara de secado hacia el suelo y exterior del horno, ya que esto afecta directamente al proceso del calentamiento del aire. Asimismo, sería valioso examinar el ciclo nocturno de rehumectación de la madera y comprender cómo se produce la homogenización

interna de su contenido de humedad durante este período. Finalmente, realizar el análisis del comportamiento transitorio térmico tanto del horno como del castillo de madera, lo que permite estimar los procesos de calentamiento a lo largo del día y de enfriamiento durante la noche. Estos aspectos permitirían avanzar hacia un entendimiento más completo e integral del secado solar de madera.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] T. Rinaldo y D. Fernando, *MANUAL DE MADERAS COMERCIALES, EQUIPOS Y PROCESOS DE UTILIZACIÓN*, Buenos Aires: Hemisferio Sur, 2008.
- [2] F. P. Laboratory, *Wood Handbook: Wood as an Engineering Material (Centennial Edition)*, Madison, WI: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 2010.
- [3] d. S. F. Maria Cecilia y I. G. Juan Andrés, «APORTES SOBRE LA VIABILIDAD ECONÓMICA Y COMERCIAL DEL SECADO DE LA MADERA PARA MICRO Y PEQUEÑOS ASERRADEROS Y CARPINTERÍAS DEL NORESTE,» Isasa & da Silva, Montevideo, 2021.
- [4] L. Bilal, «Thermal performance and economic analysis of an indirect solar dryer of wood integrated with packed-bed thermal energy storage system: A case study of solar thermal applications,» *Taylor & Francis Group*, vol. 39, nº 10, pp. 1371-1388, 2020.
- [5] M. Fredriksson, E. E. Thybring, S. L. Zelinka y S. V. Glass, «The fiber saturation point: does it mean what you think it means?,» *Cellulose*, vol. 32, nº 1, pp. 1-25, 2025.
- [6] J. L. Bachrich, *Dry Kiln Handbook*, Vancouver, B.C.: H.A. Simons (International), 1980.
- [7] P. Koch, *Utilization of the Southern Pines: Processing (Vol 2)*, Washington, D.C.: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Southern Forest Experiment Station, 1972.
- [8] J. F. Siau, *Transport Processes in Wood*, Berlin: Springer - Verlag, 1984.
- [9] P. Koch, *Utilization of the Southern Pines: The Raw Material (Vol 1)*, Washington, D.C.: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Southern Forest Experiment Station, 1972.
- [10] R. D. Castro, C. Patricia, V. Alejandro y O. Andrés, «Estudio comparativo del proceso de secado de *Eucalyptus grandis* en dos secaderos solares ubicados en diferentes zonas y un secado natural a la intemperie durante el invierno,» *INNOTECH*, nº 3, pp. 17-22, 2008.
- [11] C. Mantero, «Secado solar de tablas de pino en Montevideo,» *Agrociencia (Uruguay)*, vol. 3, pp. 58-64, 1999.
- [12] F.-G. S. Juan Ignacio y A. N. Humberto, «El secado por calor solar de la madera aserrada: experiencias realizadas por el INIA,» Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias (INIA) – Departamento de Industrias Forestales, Madrid, s.f..
- [13] T. Lumley y E. Choong, «Technical and Economic Characteristics of Two Solar Kiln Designs,» *Forest Products Journal*, vol. 29, nº 7, p. 49–56, 1979.
- [14] A. Prins, «Oxford Solar Kiln Research: 1978–1979,» *The Commonwealth Forestry Review*, vol. 60, nº 3, p. 187–196, 1981.

- [15] N. R. Raphael, T. L. José, d. R. e. P. Luana Elís, G. H. Paulo Ricardo y M. d. S. José Reinaldo, «Wood Permeability in *Eucalyptus grandis* and *Eucalyptus dunnii*,» *Floresta e Ambiente*, vol. 25, nº 1, 2018.
- [16] A. Ono, «Secado solar de *Eucalyptus camaldulensis* de 40 mm de espesor,» Laboratorio Tecnológico del Uruguay (LATU), Montevideo, 2006.
- [17] L. d. E. S. (LES), «Reporte del recurso solar en Uruguay,» Universidad de la República (UdelaR), Montevideo, s.f..
- [18] MapLogs.com, «Sunrise and Sunset Times – Montevideo Department, Uruguay,» MapLogs.com, s.f. [En línea]. Available: [https://sunrise.maplogs.com/es/montevideo\\_department\\_uruguay.2233.html](https://sunrise.maplogs.com/es/montevideo_department_uruguay.2233.html). [Último acceso: 06 02 2025].
- [19] I. N. d. I. Agropecuaria, «Banco de Datos Agroclimáticos,» [En línea]. Available: <https://www.inia.uy/gras/Clima/Banco-datos-agroclimatico>. [Último acceso: 06 02 2025].
- [20] S. Group y P. Ventilation, «Chapter 5: Air Circulation Through Ducts,» Soler & Palau Ventilation Group, Ripoll, Girona (España).
- [21] I. Idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance: Coefficients of Local Resistance and of Friction, Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations, 1966.
- [22] F. M. White, Fluid Mechanics, New York: McGraw-Hill, 2009.
- [23] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, Fundamentos de transferencia de calor, Mexico: Pearson Educación, 1999.
- [24] M. Mikheyev, Fundamentals of Heat Transfer, Moscow: Mir Publishers, 1968.
- [25] W. Sutherland, «The Viscosity of Gases and Molecular Force,» *Philosophical Magazine, Series 5*, vol. 36, nº 223, p. 507–531, 1893.
- [26] I. U. d. Meteorología, «Características Climáticas,» [En línea]. Available: <https://www.inumet.gub.uy/clima/estadisticas-climatologicas/caracteristicas-climaticas>. [Último acceso: 06 02 2025].
- [27] R. C. Jordan y F. R. Clark, «On the Calculation of Solar Energy for Heating and Air Conditioning,» *Journal of Applied Meteorology*, vol. 6, nº 2, p. 203–204, 1967.
- [28] S. R. T. Solís, «Presión de vapor y entalpía de vaporización del agua. Experimento de bajo costo en condiciones PEER,» *Revista Tendencias en Docencia e Investigación en Química*, vol. 7, nº 7, p. 94–99, 2021.
- [29] D. Y. Goswami, F. Kreith y J. F. Kreider, Principles of Solar Engineering, Boca Raton, FL: CRC Press, 2000.
- [30] dimotor.com, «DIMOTOR,» dimotor.com, s.f. [En línea]. Available: <http://dimotor.com>. [Último acceso: 28 05 2025].