



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



Análisis de parámetros que influyen en el rendimiento de un recuperador de calor a condensación instalado en cocina a leña

POR

Mateo Daza Meza

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Doctor Óscar Francisco Farías Fuentes
Profesor Co Patrocinante:
Ing. Magíster en ciencias Roberto Enrique Ramírez Menay

Diciembre 2024
Concepción (Chile)

© 2024 Mateo Daza Meza

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Resumen

El uso de tecnologías eficientes para reducir los impactos ambientales derivados de la combustión de leña y optimizar los recursos energéticos es una prioridad, especialmente en comunidades donde la biomasa es un recurso accesible y económico. En Chile, el 70 % de las viviendas rurales utiliza biomasa como principal fuente de calefacción, lo que contribuye significativamente a los altos niveles de emisiones contaminantes, especialmente en la zona sur, donde la combustión de leña genera el 90 % del material particulado fino durante el invierno.

En este trabajo, se analiza un prototipo de recuperador de calor por condensación integrado en una cocina a leña. Este dispositivo fue diseñado para mejorar la eficiencia energética y mitigar el impacto ambiental mediante la implementación de un modelo térmico unidimensional.

El estudio combina un modelo teórico en régimen transitorio, desarrollado en EES, con experimentos realizados en un banco de pruebas. Esto permite predecir las temperaturas del agua, de los gases y el rendimiento del sistema.

El prototipo de recuperador de calor evaluado en este estudio alcanza un rendimiento del 90 % y cuenta con un tanque de 50 litros que permite calentar agua desde 20 °C hasta 60 °C, recuperando 12,6 MJ de energía, equivalente a una potencia de 3,33 kW. Además, reduce la temperatura de los gases de salida a 50 °C, lo que optimiza la transferencia de calor y minimiza las pérdidas energéticas. Su implementación logra disminuir el consumo de biomasa en un 40 % en comparación con el uso de una cocina a leña sin el recuperador.

El modelo utilizado predice la temperatura del agua de salida del recuperador con un error inferior al 5 %, mientras que el error en la predicción de la temperatura de los gases de salida alcanza hasta un 15 %. Este último resultado se atribuye a las simplificaciones realizadas en el cálculo de las propiedades térmicas y a la omisión de la radiación de gases. En cuanto al rendimiento, el error promedio varía entre un 5 % y un 12 %.

Palabras clave: recuperador de calor, modelo unidimensional, eficiencia térmica, biomasa, cocinas a leña, emisiones contaminantes, impacto ambiental.

Abstract

The use of efficient technologies to reduce the environmental impacts of wood combustion and optimize energy resources is a priority, especially in communities where biomass is an accessible and economical resource. In Chile, 70% of rural households use biomass as their main heating source, significantly contributing to high levels of pollutant emissions, particularly in the southern region, where wood combustion accounts for 90% of fine particulate matter during winter.

This study analyzes a prototype of a condensation heat recovery system integrated into a wood-burning stove. This device was designed to improve energy efficiency and mitigate environmental impact through the implementation of a one-dimensional thermal model.

The study combines a transient theoretical model, developed in EES, with experiments conducted on a test bench. This approach enables the prediction of water and gas temperatures, as well as system performance.

The prototype heat recovery system evaluated in this study achieves an efficiency of 90% and includes a 50-liter tank capable of heating water from 20 °C to 60 °C, recovering 12.6 MJ of energy, equivalent to a power output of 3.33 kW. Additionally, it reduces exhaust gas temperatures to 50 °C, optimizing heat transfer and minimizing energy losses. Its implementation reduces biomass consumption by 40% compared to the use of a wood-burning stove without the heat recovery system.

The model predicts the water outlet temperature of the heat recovery system with an error of less than 5%, while the error in predicting exhaust gas temperatures reaches up to 15%. This discrepancy is attributed to simplifications made in the calculation of thermal properties and the omission of gas radiation. Regarding efficiency, the average error ranges between 5% and 12%.

Keywords: heat recovery system, one-dimensional model, thermal efficiency, biomass, wood-burning stoves, pollutant emissions, environmental impact.

Agradecimientos

Es increíble cómo el tiempo pasa tan rápido. En un abrir y cerrar de ojos, me encuentro escribiendo estas palabras, y no puedo evitar detenerme a reflexionar y agradecer a todas las personas que Dios puso en mi camino. Gracias a ellas, me he convertido en la persona que soy hoy.

Quiero agradecer, en primer lugar, a mi madre, a quien tuve que despedir siendo solo un niño. Sin embargo, siempre mantuve la promesa que le hice, alcanzar un título universitario. Ella sigue siendo mi mayor motivación, la razón por la que me levanto cada día con el objetivo de ser una mejor persona. También quiero agradecer a mi familia, quienes, a pesar de las dificultades, siempre hemos logrado mucho con tan poco. Este logro es un premio al esfuerzo y dedicación de mi tía Gloria y mi prima Mariana, quienes han sido mi madre y hermana desde que tenía 10 años.

La vida nos presenta desafíos que, a veces, parecen demasiado duros, pero también nos enseña que está hecha de momentos que debemos disfrutar al máximo. Esta experiencia universitaria ha sido un viaje lleno de lecciones, tanto académicas como personales. Más allá de asistir a clases y obtener buenas calificaciones, lo realmente importante es vivir, tener propósitos y aspirar a aquello que nos hace felices.

Esta carrera me ha desafiado hasta el último día. Por ello, agradezco profundamente al profesor Óscar Farías, quien con paciencia y dedicación me ha guiado desde el proyecto de ingeniería hasta esta memoria. Agradezco también a mi polola, quien ha estado conmigo en los momentos más duros, siempre motivándome a seguir adelante. A mis grandes amigos Paulina Petersen y Marcelo Murillo, con quienes comparto no solo mi vida universitaria, sino también la pasión por el baloncesto, un deporte que nos une dentro y fuera de las canchas.

Un agradecimiento especial a Reinaldo Puentes, quien con su dedicación y apoyo estuvo a mi lado desde el primer año, incluso levantándose a las 6 de la mañana para prender la cocina y animarme durante los ensayos. También quiero mencionar al equipo de baloncesto universitario de la UdeC, que me brindó el privilegio de representar a mi universidad en el 2023 y a través del cual conocí a grandes amistades. Este deporte me ha enseñado a enfrentar situaciones adversas con valentía, una habilidad que me ha sido invaluable en esta carrera tan exigente.

No puedo dejar de mencionar a mis amigos Cristian Tobar, Carlos García y Fabián Barriga, con quienes compartimos el sueño de organizar una carrera de tractores en Rahuil una vez titulados en 2030. También agradezco profundamente a mis amigos de Longaví, los "Snakes", quienes me vieron crecer y han sido una fuente constante de apoyo en mi vida. Un agradecimiento especial a Jorge Luis Soto, mi amigo con quien peleo todos los días, tanto dentro como fuera de la cancha. Compartimos una pasión y una visión, traspasar todos nuestros conocimientos a nuestra pequeña comunidad en Longaví.

Tampoco puedo olvidar a los hermanos Darío y Andrés Parada, con quienes compartí veranos enteros trabajando juntos. Ellos me enseñaron que no todo se aprende en una sala de clases; primero debemos ser humanos. Me ayudaron a comprender que un título no nos define realmente, sino la manera en que convivimos y contribuimos al bienestar de los demás en un mundo cada vez más individualista.

Juntos hemos vivido innumerables historias, y ahora comienza una nueva etapa, más madura y llena de retos. Estoy agradecido por haber compartido estos momentos con personas tan valiosas en mi vida.

Finalmente, quiero dedicar un último párrafo a Javier Parra, cuyo contenido en video fue crucial para superar ASD. Y, por supuesto, un agradecimiento especial a los "extraterrestres musicales" que se tomaron el tiempo de guardar esos videos. Gracias a todos ustedes, este logro también les pertenece.

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	vii
Lista de Figuras.....	x
1 CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Contexto.....	1
1.1.1 Utilización de la biomasa en Chile.....	1
1.1.2 Problemática de la contaminación por material particulado.....	1
1.1.3 Proyectos internacionales y nacionales.....	2
1.1.4 Proyectos de I+D desarrollados en la UdeC.....	5
1.2 Hipótesis y objetivos.....	6
1.2.1 Objetivo General.....	6
1.2.2 Objetivos Específicos.....	6
1.2.3 Hipótesis del trabajo.....	7
1.3 Metodología.....	7
1.3.1 Desarrollo de un modelo unidimensional en régimen transitorio.....	7
1.3.2 Planificación de experiencia a escala de laboratorio.....	9
1.3.3 Validación del modelo e influencia de parámetros críticos.....	11
2 CAPITULO 2: Modelo de transferencia de calor y análisis experimental.....	12
2.1 Modelo de transferencia de calor.....	12
2.2 Implementación del modelo EES.....	15
2.3 Método de Cálculo.....	16
2.3.1 Estimación de composición de los gases.....	16
2.3.2 Rendimiento y pérdidas de calor.....	17
2.3.3 Procedimiento de análisis de variables para el termocañón en una cocina a leña.....	20
2.3.4 Cálculo de propiedades en los tubos del termocañón.....	22
2.3.5 Coeficiente de transferencia de calor.....	23
2.3.6 Resistencias térmicas y cálculos de transferencia global.....	25
2.3.7 Transferencia de calor y flujos energéticos.....	27
2.3.8 Tasa de quemado.....	28
2.4 Descripción banco de ensayo y procedimiento de laboratorio.....	30
2.4.1 Descripción de los equipos.....	30
2.4.2 Instrumentación.....	32
2.4.3 Preparación del equipo y ejecución de ensayos.....	34

2.4.4 Registro de datos y consideraciones de ensayo	35
3 CAPITULO 3: Resultados	36
3.1 Validación del modelo.....	36
3.1.1 Temperatura de agua de salida tiraje abierto	37
3.1.2 Temperatura de agua de salida tiraje medio	37
3.1.3 Temperatura de gases de salida tiraje abierto	38
3.1.4 Temperatura de gases de salida tiraje medio	39
3.1.5 Rendimiento tiraje abierto.....	40
3.1.6 Rendimiento tiraje medio.....	41
3.1.7 Síntesis de modelo	42
3.2 Resultados experimentales	44
3.2.1 Temperaturas en distintas configuraciones.....	44
3.2.2 Influencia de la condensación en el comportamiento del sistema	45
3.2.3 Flujos de calor en el sistema	46
3.2.4 Distribución del calor almacenado.....	46
3.2.5 Comparación recuperadores de calor.....	48
3.2.6 Análisis económico.....	49
Conclusiones	51
4 Referencias.....	52
5 Anexos.....	55

Lista de Tablas

Tabla 1: Procedimiento de ensayo NCH3173 [16].	9
Tabla 2: Etapas de ensayos según norma	10
Tabla 3: Variables de entrada	13
Tabla 4: Parámetros del sistema	14
Tabla 5: Variables de salida	15
Tabla 6: Composición del combustible (fuente: proyecto FONDEF [19])	16
Tabla 7: Temperaturas de pruebas para propiedades del recuperador de calor	22
Tabla 8: Valores de propiedades de los gases a una temperatura predeterminada	23
Tabla 9: Valores de propiedades del agua a una temperatura predeterminada	25
Tabla 10: Representación curva tasa de quemado	29
Tabla 11: Resumen instrumentación	32
Tabla 12: Descripción de la instrumentación	32
Tabla 13: Condiciones de ensayo	34
Tabla 14: Ejemplo de registro experimental	35
Tabla 15: Error asociado modelo - experimental temperatura salida agua TA	37
Tabla 16: Error asociado modelo - experimental temperatura salida agua TM	38
Tabla 17: Error asociado modelo - experimental temperatura gases de salida TA	39
Tabla 18: Error asociado modelo - experimental temperatura gases de salida TM	40
Tabla 19: Error asociado al modelo – experimental rendimiento TA	41
Tabla 20: Error asociado al modelo - experimento rendimiento TM	42
Tabla 21: Resultados promedios TA	42
Tabla 22: Resultados promedios TM	43
Tabla 23: Factores que influyen en el error del modelo	43
Tabla 24: Precios referencia mercado en Chile (fuente: [26])	50
Tabla 25: Costos de inversión (fuente: [26])	50
Tabla 26: Carta Gantt	55
Tabla 27: Valores promedios en variables de interés tiraje abierto	61
Tabla 28: Flujos de calor promedios tiraje abierto	61
Tabla 29: Valores promedios en variables de interés tiraje medio	61
Tabla 30: Flujos de calor promedios tiraje medio	61
Tabla 31: Comparación de cocinas con recuperador de calor (fuente: [15])	61
Tabla 32: Comparativa cocinas de termo fluidos con dispositivos	62

Lista de Figuras

Figura 1: Distribución regional del consumo final por combustible Tcal (fuente: [8])	2
Figura 2: Vista del intercambiador de calor de gases de combustión concéntrico triple (FGHE) para estufas de leña con (izquierda) y sin (derecha) (fuente: [9]).....	2
Figura 3: Validación experimental del modelo CHX (fuente: [11])	3
Figura 4: Esquema que muestra los parámetros del modelo transitorio del sistema (fuente: [12])	3
Figura 5: Respuesta de temperatura de agua a un caudal determinado.....	4
Figura 6: Comportamiento de variables de interés del modelo (fuente: [13])	4
Figura 7: Modelo tasa de quemado (fuente: [10]).....	5
Figura 8: Análisis recuperador prototipo (fuente: [14])	6
Figura 9: Esquema de la metodología.....	7
Figura 10: Diagrama del modelo.....	8
Figura 11: Submodelo tasa de quemado (fuente: [4])	8
Figura 12: Diagrama conjunto cocina y recuperador de calor	9
Figura 13: Recuperador de calor (fuente: [17]).....	12
Figura 14: Planos del recuperador de calor (fuente: [20])	20
Figura 15: Flujo dentro del recuperador de calor (fuente: [20])	21
Figura 16: Balance por cada paso del recuperador	25
Figura 17: Resistencias del sistema.....	26
Figura 18: Resistencias en cada paso del recuperador	26
Figura 19: Tasa adimensional [fuente: [26]]	28
Figura 20: Diagrama general de los componentes del laboratorio.....	30
Figura 21: Cocina a leña, Alcazar M-70	31
Figura 22: Recuperador de calor	31
Figura 24: Resultados modelo TM.....	36
Figura 25: Comparación temperatura de salida del agua modelo - experimental TA 18/11/24 E6... ..	37
Figura 26: Comparación temperatura de salida del agua modelo - experimental TM 15/11/24 E6 ..	38
Figura 27: Comparación temperaturas de salida modelo - experimental TA 18/11/24 E6.....	39
Figura 28: Comparación temperatura gases de salida TM 15/11/25 E6	40
Figura 29: Comparación rendimientos modelo – experimental TA 18/11/24 E6.....	41
Figura 30: Comparación de rendimientos modelo - experimental TM 15/11/24 E6	42
Figura 31: Comportamiento de las temperaturas con agua estancada TA	44
Figura 32: Comportamiento de las temperaturas con agua circulando TA.....	45
Figura 33: Flujos de calor experimental TM 15/11/24 E6.....	46
Figura 34: Comportamiento de calor almacenado TA (izquierda) y TM (derecha)	47
Figura 35: Comparación calor almacenado TA y TM	47
Figura 36: Comportamiento de calor almacenado modelo (izquierda) y experimentación (derecha)	48
Figura 37: Comparación calor almacenado modelo y experimentación	48
Figura 38: Comparación recuperadores de calor.....	49
Figura 39: Resultados experimentales TA	56

Figura 40: Resultados experimentales TM 15/11/24 E6.....	56
Figura 41: Resultados modelo TA	57
Figura 42: Comportamiento del %CO	57
Figura 43: Condiciones de O2 y exceso de aire TM.....	58
Figura 44: Condiciones de O2 y exceso de aire TA.....	58
Figura 45: Gráfica rendimiento y temperatura de humos cocina [15]	59
Figura 46: Gráfica porcentaje de oxígeno y temperatura de humos cocina [15]	59
Figura 47: Porcentaje de dióxido de carbono y temperatura de humos cocina [15]	60

Glosario

B	:	Tasa de combustión
CFD	:	Dinámica de fluido computacional.
CHX	:	Intercambiadores de calor de condensación.
DWHR	:	Dispositivo de recuperación de calor de aguas residuales.
e	:	Exceso de aire.
EES	:	Engineering Equation Solver.
IC	:	Intercambiador de calor.
\dot{m}	:	Flujo másico
MP _{2,5}	:	Material Particulado de 2,5 micras.
NCh	:	Norma chilena
P	:	Presión
PCI	:	Poder calorífico inferior
Pr	:	Número de Prandtl
RAC	:	Relación aire combustible
Re	:	Número de Reynolds
Ri	:	Número de Richardson
T	:	Temperatura
TA	:	Tiraje abierto
TM	:	Tiraje medio
TQ	:	Tasa de quemado
UdeC	:	Universidad de Concepción
V	:	Volumen
\dot{V}	:	Flujo volumétrico

Subíndices

amb	:	Ambiente
cd	:	Conducción
conv	:	Convección
est	:	Estequiométrico
<i>g</i>	:	Gas
<i>g1</i>	:	Gases de entrada
<i>g2</i>	:	Gases al fin del paso 1
<i>g3</i>	:	Gases al fin del paso 2
<i>g4</i>	:	Salida de los gases y al fin del paso 3
h	:	Humos
med	:	Medido
pe	:	Pared externa
pi	:	Pared interna
rc	:	Recuperador de calor
w	:	Agua

w_1 : Entrada del agua
 w_2 : Salida del agua

Símbolos

Δ : Variación

Letras griegas

η : Rendimiento
 ρ : Densidad
 μ : Viscosidad dinámica

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto

1.1.1 Utilización de la biomasa en Chile

Actualmente, aproximadamente 2.600 millones de personas en el mundo dependen de la leña, carbón o residuos agrícolas para satisfacer sus necesidades energéticas, principalmente para la cocción de alimentos y calefacción. Se proyecta que para el año 2030, esta cifra aumentará a 2.700 millones de personas [1]. Este crecimiento resalta la importancia de mejorar la eficiencia y sostenibilidad del uso de estos recursos energéticos, particularmente en regiones donde las alternativas son limitadas.

En el contexto nacional, la biomasa constituye la segunda fuente más importante en la matriz energética, representando el 25% del total, superada solo por los combustibles fósiles [2]. El consumo de leña para la cocción y las tecnologías asociadas a las cocinas a leña está influenciado por una combinación de variables técnicas, económicas, ecosistémicas, sociales, culturales y medioambientales. En Chile, cerca de 2 millones de hogares utilizan leña como fuente principal de energía para cocinar y calentar. Es importante destacar que la distribución del consumo varía significativamente entre las diferentes regiones del país, siendo la zona centro-sur la de mayor consumo [3].

1.1.2 Problemática de la contaminación por material particulado

Para mitigar las emisiones de gases de efecto invernadero generadas por la combustión en cocinas a leña, se han implementado sistemas de recuperación de calor. Estos sistemas recolectan el calor residual producido durante la combustión de la leña y lo transfieren a un tanque de almacenamiento. El recuperador de calor se instala en la salida de gases de la cocina, reduciendo la temperatura de estos gases y transfiriendo el calor al agua contenida en el estanco. Este proceso no solo mejora la eficiencia energética del sistema, sino que también contribuye a una menor emisión de contaminantes [4].

Es relevante considerar que la combustión de leña a nivel residencial es la principal fuente de material particulado fino ($MP_{2,5}$) en el país. Las concentraciones más altas de $MP_{2,5}$ se registran en el sur de Chile, específicamente en las regiones de La Araucanía y Aysén del General Carlos Ibáñez del Campo, alcanzando valores de $226 \mu\text{g}/\text{m}^3$ en la estación de monitoreo de Padre Las Casas, $221 \mu\text{g}/\text{m}^3$ en Coyhaique I y $217 \mu\text{g}/\text{m}^3$ en Coyhaique II [5] [6], cifras que superan ampliamente el valor recomendado de $25 \mu\text{g}/\text{m}^3$ establecido por la OMS. Estas cifras evidencian la necesidad urgente de adoptar tecnologías más limpias y eficientes en el uso de la leña como fuente de energía [7].

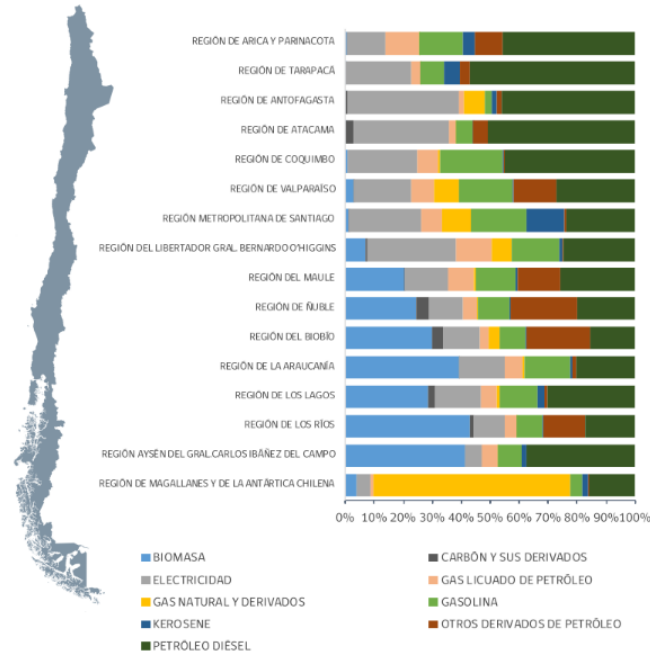


Figura 1: Distribución regional del consumo final por combustible Tcal (fuente: [8])

1.1.3 Proyectos internacionales y nacionales

En Europa se evaluó el rendimiento de un innovador intercambiador de calor de gases de combustión (FGHE) instalado en estufas de leña para precalentar el aire de ventilación en viviendas altamente aisladas. Utilizando simulaciones térmicas, se analizaron dos tipos de casas, una noruega y una francesa, con sistemas de ventilación mecánica con recuperación de calor en siete climas diferentes, desde mixtos hasta subárticos. El sistema mejoró el confort térmico en dormitorios alejados de la estufa ($7,6^{\circ}\text{C}$) y redujo el uso de energía para calefacción hasta en un 19%, dependiendo del tipo de estufa y control de funcionamiento [9].

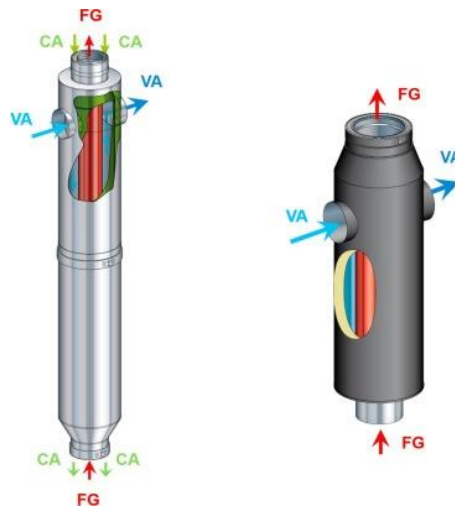


Figura 2: Vista del intercambiador de calor de gases de combustión concéntrico triple (FGHE) para estufas de leña con (izquierda) y sin (derecha) (fuente: [9])

Un estudio de Suecia y el Politécnico de Milán analiza recuperadores de calor a condensación que aprovechan el calor latente del vapor de agua para mejorar la eficiencia energética de las cocinas. Su rendimiento depende de factores como la temperatura de los gases (por debajo del punto de rocío), el flujo másico y la superficie de intercambio térmico, además de condiciones operativas como la carga de la cocina y la humedad del combustible. Modelos y simulaciones computacionales, como CFD, son clave para evaluar su eficiencia y reducción de emisiones contaminantes [11].

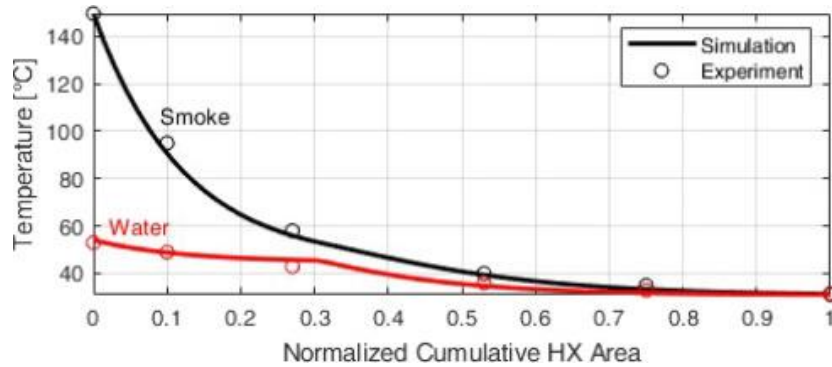


Figura 3: Validación experimental del modelo CHX (fuente: [11])

La **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se presentan las variaciones axiales de las temperaturas del gas de escape y del agua de enfriamiento, predichas y medidas, para validar el rendimiento del modelo propuesto. La validación se realiza comparando datos experimentales obtenidos de pruebas reales con las predicciones del modelo, utilizando mediciones en distintos puntos del intercambiador de calor para analizar el comportamiento térmico a lo largo del sistema.

Para complementa el estudio anterior en Canadá analizó el comportamiento de un dispositivo de recuperación de calor de aguas residuales (DWHR), considerando variables como el caudal de agua, el volumen del sistema y las condiciones de operación. A medida que aumenta el caudal, la efectividad de transferencia de calor disminuye debido al menor tiempo disponible para el intercambio térmico. Un mayor volumen de agua prolonga el tiempo necesario para alcanzar un estado estacionario, afectando la respuesta térmica.

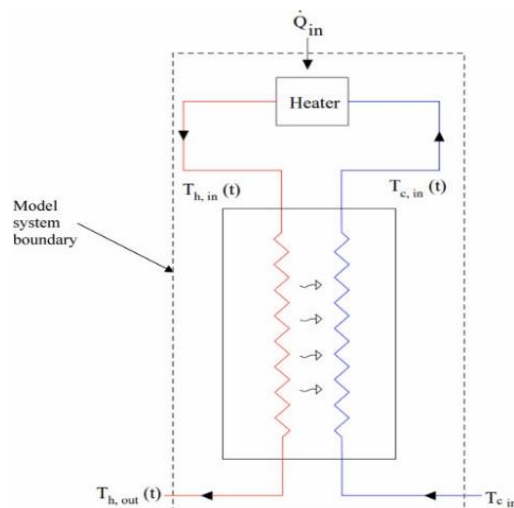


Figura 4: Esquema que muestra los parámetros del modelo transitorio del sistema (fuente: [12])

La investigación combina análisis experimentales y analíticos mediante un balance de energía transitorio para modelar la temperatura del agua bajo condiciones escalonadas de entrada de calor. Se concluye que la efectividad del DWHR es menor en condiciones transitorias, especialmente al inicio, en comparación con el estado estacionario, lo que es relevante para aplicaciones residenciales con uso dinámico de agua [12].

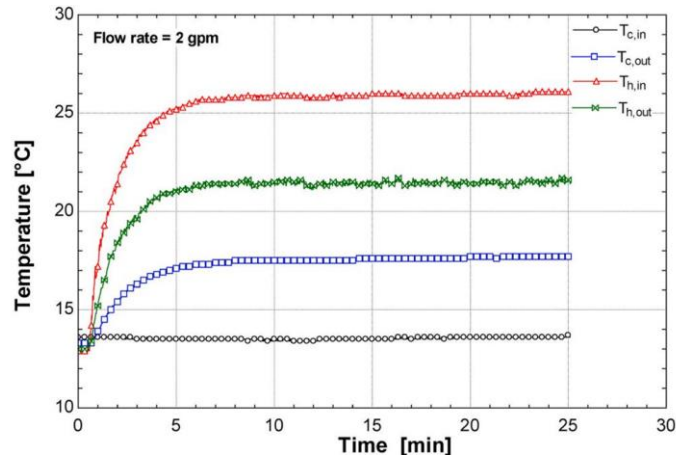


Figura 5: Respuesta de temperatura de agua a un caudal determinado

Una investigación de la Universidad Federico Santa María en Chile analizó el efecto de cerámicas porosas en la cámara de combustión de estufas de leña. Se demostró que estas cerámicas incrementaron la tasa de combustión, intensificando la transferencia de calor y mejorando la eficiencia de la combustión. Esto redujo las emisiones de material particulado en un 61 % al optimizar la oxidación de compuestos orgánicos volátiles, especialmente cuando las cerámicas se instalaron en las paredes de la cámara de combustión. Este estudio, realizado con una cocina a leña de la compañía Amestí, los parámetros claves son la tasa de combustión, eficiencia térmica y la reducción de emisiones, todos esenciales para evaluar el rendimiento y el impacto ambiental de estufas y sistemas de recuperación de calor.

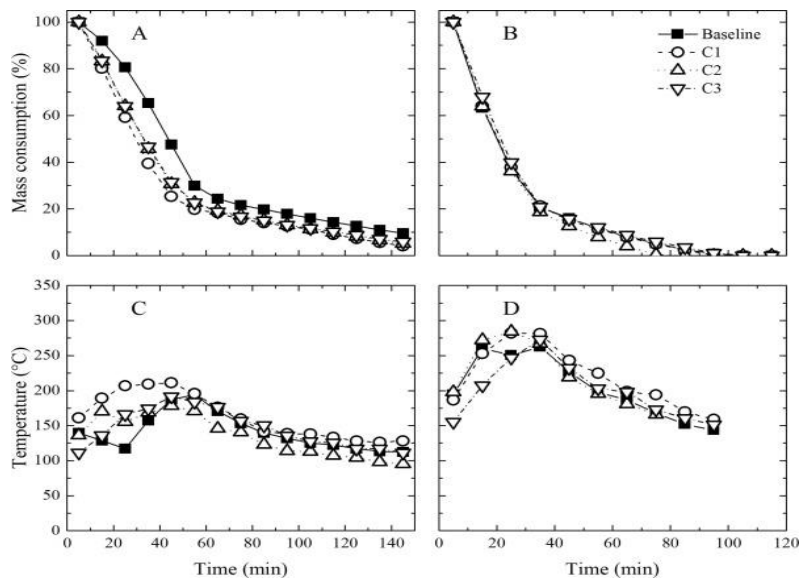


Figura 6: Comportamiento de variables de interés del modelo (fuente: [13])

1.1.4 Proyectos de I+D desarrollados en la UdeC

En la Universidad de Concepción se han llevado a cabo diversos proyectos y estudios relacionados con los recuperadores de calor y equipos de combustión, que han contribuido al desarrollo tecnológico y ambiental en este ámbito. Sebastián Gallardo evaluó la mejora del proceso de combustión para calefacción domiciliar mediante un intercambiador de calor a condensación (recuperador de calor) y un reductor de material particulado en una cocina a leña. Mediante pruebas experimentales y un modelo CFD, se propusieron mejoras geométricas como más pasos de gases, reducción del diámetro y generadores de turbulencia. Estas modificaciones se evaluaron en dos prototipos, comparando su desempeño con el diseño original [3].

Uno de estos trabajos fue desarrollado por Nicolás Aguilera, quien diseñó un modelo matemático de la tasa de quemado para equipos residenciales de combustión a leña. Utilizando análisis adimensionales y regresiones lineales, se obtienen tasas de quemado adimensionales. Este modelo, implementado en el software EES, se valida mediante datos experimentales, logrando un error promedio del 26,9%. Con el fin de optimizar su diseño y mejorar la comprensión de su funcionamiento. Para lograr esto, se implementó una metodología experimental que permite la repetibilidad de las mediciones en laboratorio, analizando la relación entre las variables operacionales y de diseño con la tasa de quemado [10].

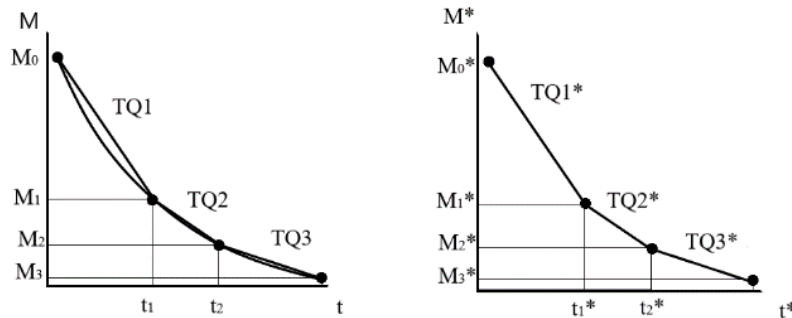


Figura 7: Modelo tasa de quemado (fuente: [10])

Felipe Pezoa estudió un sistema recuperador de calor tipo termocañón en una cocina a leña, desarrollando un modelo para predecir la temperatura del agua y comparando el rendimiento de un termocañón comercial con un prototipo de tres pasos del proyecto FONDEF ID21|10402. Hyldo Vega complementó este trabajo analizando un prototipo de 2023 con un sistema de intercambio térmico de tres pasos, que mejora la eficiencia térmica al recuperar calor sensible y latente reduciendo la temperatura de los gases por debajo del punto de rocío. Este diseño incluye regulación del flujo de gases, extracción de condensados y sistemas de seguridad [4].

El prototipo alcanzó una eficiencia térmica del 89,3 %, superando al 60,3 % del modelo comercial, y reduce las emisiones de material particulado en un 80 %. Además, calienta 70 litros de agua de 16 °C a 60 °C con una potencia de 3,33 kW. Ambos estudios destacan los beneficios de los sistemas de tres pasos para optimizar la transferencia térmica y reducir emisiones contaminantes [14].

Parámetro	Prototipo	
	Circulación	
	Sin MPZero	Con MPZero
Tasa Quemado kg/h	1,6	1,51
Rendimiento %	92,5	92,0
Potencia N. kW	7,1	6,6
T humos °C	60,8	56,3
O2 %	13,96	15,04
CO %	0,26	0,22
CO2 %	6,64	5,62
CO corr %	0,29	0,30
Temperatura ambiente °C	18,3	18
Humedad combustible %	12,0	12
Número de ensayos	3	1

Figura 8: Análisis recuperador prototipo (fuente: [14])

El siguiente proyecto se enfocará en desarrollar un modelo para el nuevo prototipo de recuperador de calor tipo termocañón instalado en una cocina a leña. A través de un análisis teórico y experimental, se caracterizarán las variables que influyen en su rendimiento, como la temperatura de los gases de entrada, el caudal de agua y la calidad de la leña. El objetivo es desarrollar un modelo que permita predecir temperaturas de salida de los gases, salida del agua y el rendimiento del conjunto cocina y recuperador de calor. Los resultados contribuirán a promover un uso más sostenible de la leña y a implementar tecnologías más limpias y eficientes en el contexto de la biomasa.

1.2 Hipótesis y objetivos

1.2.1 Objetivo General

Caracterizar las variables que influyen en el rendimiento de un prototipo de recuperador de calor gas - agua de tres pasos instalado en una cocina a leña, mediante un análisis teórico y experimental.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Desarrollar un modelo simple en régimen transitorio para predecir el rendimiento del recuperador de calor bajo diferentes escenarios operacionales.
2. Planificar y ejecutar experiencias a escala de laboratorio para determinar la eficiencia energética del recuperador en diferentes condiciones operacionales.
3. Validar el modelo a partir de resultados experimentales.
4. Analizar la influencia de parámetros críticos como la temperatura de los gases, el caudal de agua y la eficiencia térmica del recuperador de calor.

1.2.3 Hipótesis del trabajo

El modelo unidimensional permite predecir la eficiencia y el comportamiento del recuperador de calor en régimen transitorio con un error inferior al 12%. Esto se fundamenta en los artículos que demuestran la eficacia de modelos simplificados para simular sistemas térmicos, y en las experiencias obtenidas a través de la validación experimental de estos modelos. La precisión del modelo se ha corroborado mediante comparaciones con datos experimentales de estudios previos, donde se ha observado que los errores típicos en predicciones similares oscilan aproximadamente entre un 2% y un 12%, lo que respalda la fiabilidad del enfoque adoptado en este estudio.

1.3 Metodología

A continuación, en la

Figura 9 se presenta un esquema que detalla los pasos para desarrollar el modelo del recuperador de calor para la combustión de biomasa en tres fases. Este esquema sigue la metodología propuesta para alcanzar cada uno de los objetivos planteados.

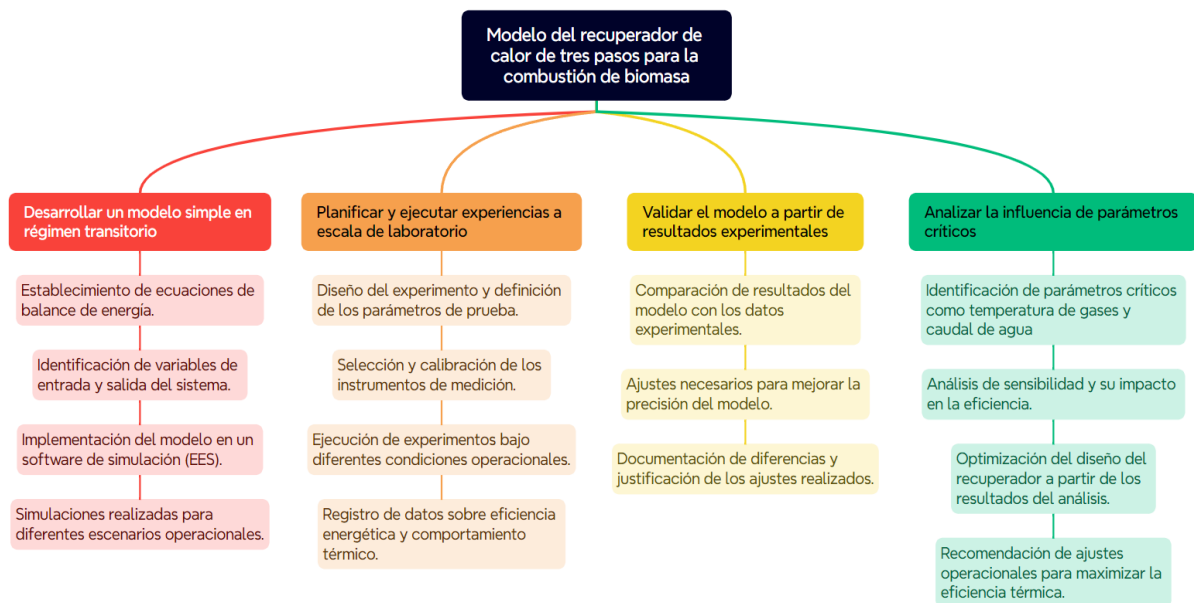


Figura 9: Esquema de la metodología

1.3.1 Desarrollo de un modelo unidimensional en régimen transitorio

En esta fase, se construirá un modelo teórico que simule el comportamiento del recuperador de calor en régimen transitorio. El desarrollo del modelo comenzará con el establecimiento de ecuaciones de balance de energía que describan las interacciones térmicas en el sistema, se identificarán las variables de entrada, así como las variables de salida. Estas ecuaciones se implementarán en el software de

simulación EES, que permite resolver ecuaciones no lineales de manera eficiente. Se realizarán simulaciones bajo diferentes escenarios operacionales para evaluar cómo las variables críticas influyen en el rendimiento del sistema. El objetivo es obtener una representación precisa y funcional del comportamiento del recuperador de calor bajo condiciones diversas, lo que permitirá predecir su eficiencia y optimizar su diseño.

En la Figura 10, se presenta un diagrama general del modelo, donde se muestran las variables de entradas por el lado izquierdo, parámetros propios del termocañón por debajo y las variables resultantes que se esperan predecir en el tiempo en el lado derecho.

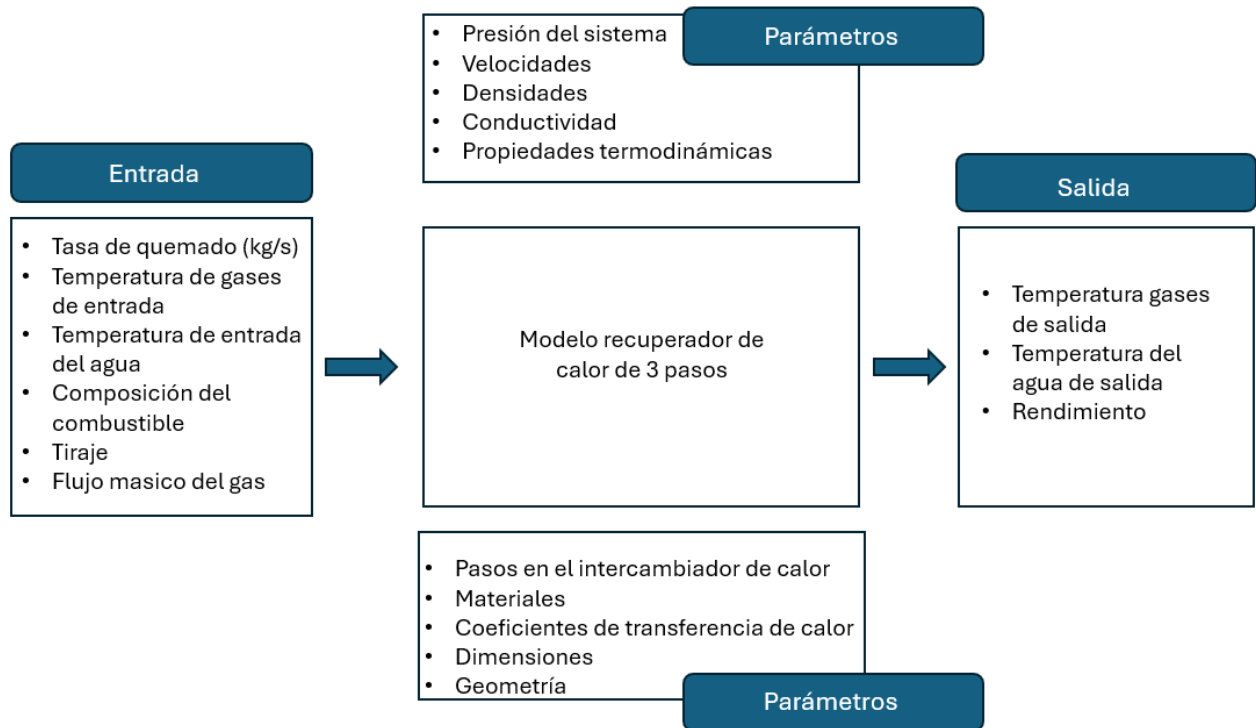


Figura 10: Diagrama del modelo

Se presenta también un diagrama del submodelo planteados por Felipe Pezoa en la Figura 11, que se considera como la aproximación del comportamiento extraído en los ensayos que permiten calcular los balances de energía del modelo [4].

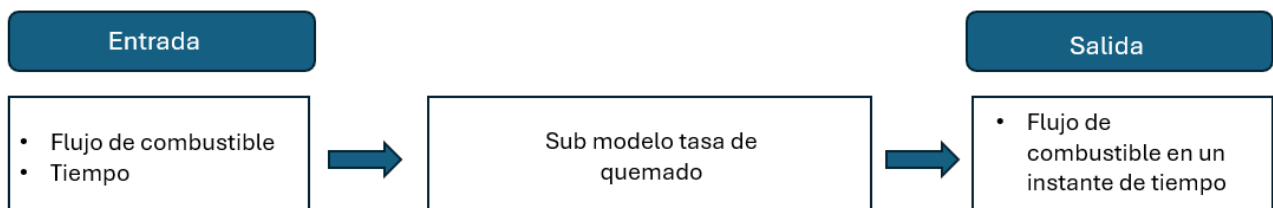


Figura 11: Submodelo tasa de quemado (fuente: [4])

Donde la tasa de quemado quedará definida por el comportamiento extraído de la balanza en la que la cocina está montada. Representa la velocidad en la que la leña se quema en la cámara de combustión de la cocina.

A continuación, se muestra un diagrama del conjunto cocina a leña y el recuperador de calor, donde se muestran los flujos de gases y del agua, para una mejor comprensión del sistema a trabajar.

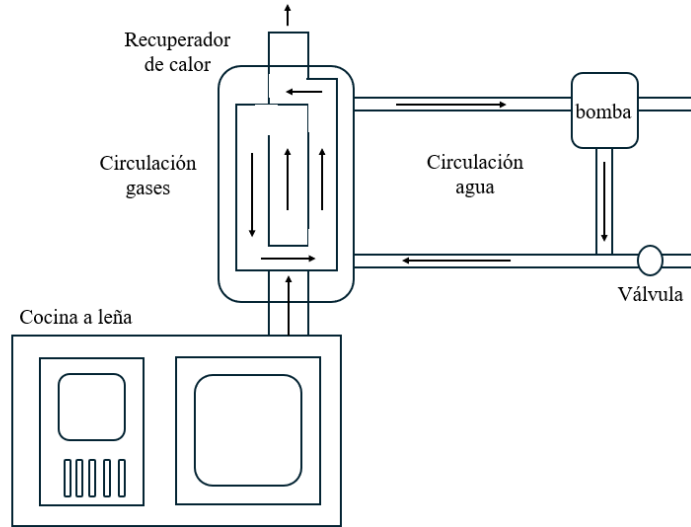


Figura 12: Diagrama conjunto cocina y recuperador de calor

1.3.2 Planificación de experiencia a escala de laboratorio

Para validar el modelo teórico, se realizarán experimentos en laboratorio, definiendo parámetros como temperaturas de gases y agua, y calibrando instrumentos como termocuplas y analizadores de gases para asegurar precisión. Las pruebas se llevarán a cabo bajo diversas condiciones operativas para registrar datos sobre eficiencia energética, consumo de combustible, calor recuperado y emisiones. Se evaluará la capacidad del recuperador para transferir calor residual al agua, aplicando un protocolo riguroso de medición, estandarización y repetición de pruebas. Los resultados permitirán ajustar el modelo teórico y analizar la influencia de parámetros críticos [15].

La investigación se basa en la legislación chilena, específicamente la Ley N°19.300 y la Norma Chilena NCh 3173, que regula el diseño, fabricación, seguridad, rendimiento y emisiones de estufas de hasta 25 kW, incluyendo equipos con recuperadores de calor. Se utilizarán y adaptarán los métodos de ensayo definidos en la norma para evaluar el rendimiento del recuperador, garantizando resultados comparables con estándares nacionales e internacionales [16].

Tabla 1: Procedimiento de ensayo NCH3173 [16].

Norma	Clausula	Ensayo
NCh 3173	A.4.6	Ensayo de funcionamiento a la potencia térmica nominal

	A.4.7	Ensayo de combustión lenta, de combustión reducida y recuperación
	A.4.8	Otros ensayos de seguridad
	A.4.8.1	Ensayos de seguridad de temperatura
	A.4.8.2	Ensayos de seguridad de tiro natural

La Tabla 2 presenta las etapas principales que se consideran en los ensayos normativos para evaluar el desempeño de cocinas a leña, según la norma chilena NCh 3173. Cada etapa está diseñada para garantizar que el equipo opere bajo condiciones controladas, replicando escenarios reales de uso y evaluando su eficiencia energética, capacidad de combustión y potencia nominal. Las pruebas incluyen desde el encendido hasta la operación en régimen nominal, proporcionando un marco detallado para analizar el funcionamiento y la sostenibilidad del sistema.

Tabla 2: Etapas de ensayos según norma

Determinación de eficiencia energética y potencia	La eficiencia energética y la potencia del sistema se determinan según la norma chilena NCh 3173, que regula el diseño y operación de estufas domésticas de hasta 25 kW. Los ensayos se realizan con métodos y combustibles específicos de la norma, y se lleva a cabo una corrida de ensayo diaria para cada régimen de combustión, calculando las cargas a partir de la potencia nominal. Antes de cada ensayo, se retiran las cenizas acumuladas para asegurar condiciones consistentes.
Proceso de encendido de la cocina	El encendido se realiza con al menos el 20 % de la potencia nominal, pero para el ensayo de potencia nominal se requiere la carga completa para alcanzar un estado estacionario con una temperatura promedio más alta de los humos. Se pueden usar hojas y cartones para el encendido.
Proceso de pre-ensayo	El objetivo de este periodo es lograr una masa de brasas que represente el 20-25% de la carga, manteniéndola durante toda la prueba. Para iniciar las pruebas válidas, se deben estabilizar las condiciones durante al menos 15 minutos. En el ensayo de potencia nominal, se debe realizar una carga completa en el pre-ensayo con la máxima apertura de tiro.
Proceso de combustión lenta, reducida y recuperación	Durante el pre-ensayo, el control de aire se ajusta para que el consumo de combustible no supere el 33 % de la potencia nominal (25 % para otros combustibles o según el fabricante). Si cambia la velocidad de quemado o hay demoras en la carga, se realiza una carga de recuperación con al menos el 33 % de la carga nominal.
Proceso de ensayo	Para alcanzar un régimen de combustión estable, cada serie de pruebas comienza con una carga de encendido seguida de una carga de pre-prueba. En cada serie, se realizan al menos dos ensayos válidos por corrida para caracterizar el sistema en el régimen de combustión deseado.
Proceso de ensayo de	En el ensayo de potencia nominal, se realiza una carga de pre-ensayo con la carga completa calculada para la potencia nominal. El ensayo comienza cuando

Potencia nominal	se alcanza una reserva de brasas del 20-25% de la carga, y se lleva a cabo con la mayor velocidad de quemado, ajustando los controles de tiro del equipo a su máxima apertura.
------------------	--

1.3.3 Validación del modelo e influencia de parámetros críticos.

Una vez desarrollado el modelo teórico y recopilados los datos experimentales, se procederá a su validación mediante una comparación detallada entre las predicciones del modelo y los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio. Se analizarán las discrepancias y, de ser necesario, se ajustará el modelo para mejorar su precisión, incluyendo posibles modificaciones en los coeficientes de transferencia de calor o las condiciones de contorno. Toda discrepancia y ajuste será documentado rigurosamente, asegurando que el modelo sea una herramienta confiable para predecir el rendimiento del recuperador bajo diferentes condiciones.

También se analiza la influencia de los parámetros críticos en la eficiencia térmica del recuperador de calor. Se identificarán parámetros como la temperatura de los gases de combustión, el caudal de agua y la eficiencia térmica del sistema. Un análisis de sensibilidad se realizará utilizando tanto el modelo teórico validado como los datos experimentales, lo que permitirá evaluar cómo variaciones en estos parámetros afectan el rendimiento del sistema. A partir de los resultados de este análisis, se optimizará el diseño del recuperador de calor, proponiendo mejoras que maximicen su eficiencia. Además, se recomendarán ajustes operacionales que puedan implementarse para mejorar la performance del sistema en condiciones reales de operación, garantizando así una mayor eficiencia térmica y una reducción de emisiones contaminantes en comparación con configuraciones tradicionales sin sistemas de recuperación de calor.

CAPITULO 2: Modelo de transferencia de calor y análisis experimental

2.1 Modelo de transferencia de calor

En este apartado, se presenta el desarrollo de un modelo computacional implementado en EES, diseñado para predecir las temperaturas de salida del agua y los gases en un sistema de recuperación de calor asociado a una cocina a leña operando en régimen transitorio. Este modelo incorpora parámetros clave como la temperatura de entrada de los gases, el flujo másico y las propiedades termodinámicas de los materiales involucrados. Además, permite evaluar el rendimiento térmico del sistema y optimizar su diseño bajo distintas condiciones operativas. La relevancia de este modelo radica en su capacidad para mejorar la transferencia de calor, maximizar la eficiencia energética y adaptarse a escenarios reales, proporcionando una herramienta fundamental para el análisis y la mejora de sistemas térmicos complejos.

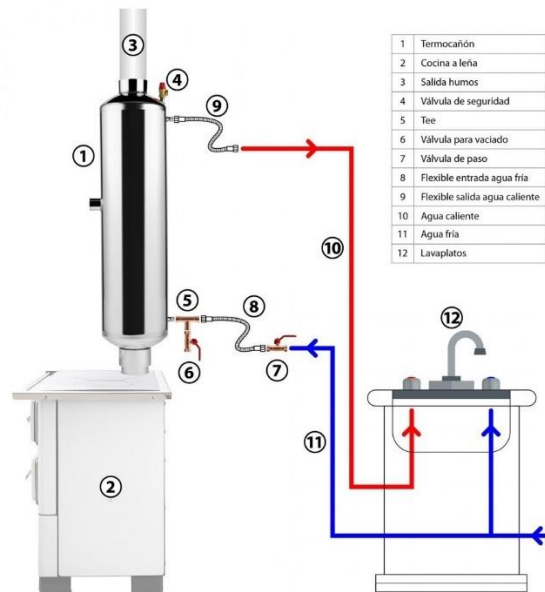


Figura 13: Recuperador de calor (fuente: [17])

En el trabajo con el termocañón, modelar un régimen transitorio implica analizar cómo varían con el tiempo las temperaturas del agua y los gases a medida que el sistema se calienta desde el inicio hasta alcanzar un estado estacionario. Este enfoque permite entender y predecir el comportamiento dinámico del sistema durante las etapas iniciales de operación y evaluar la eficiencia del intercambio de calor en condiciones no estacionarias, esenciales para optimizar su diseño y rendimiento.

El modelo se basa en varias suposiciones y condiciones que simplifican la resolución de las ecuaciones propuestas, estas condiciones incluyen:

- I. Los humos de combustión se asumen como gases ideales: Se asume que los gases de combustión siguen las leyes de los gases ideales, lo que simplifica el análisis al permitir el uso de ecuaciones estándar para predecir el comportamiento de temperatura, presión y volumen, ignorando interacciones complejas entre las moléculas.
- II. La combustión se considera homogénea en todo momento: Se considera que la combustión ocurre de manera uniforme en toda la cámara, sin fluctuaciones importantes en la distribución de temperatura o en la mezcla de los gases, lo que facilita el modelado del proceso térmico.
- III. Se contempla una manipulación mínima de la cocina durante su funcionamiento: Durante la operación, se supone que la intervención manual es mínima, lo que garantiza que las condiciones de funcionamiento permanecen estables y predecibles, evitando variaciones externas que puedan influir en los resultados.
- IV. La radiación de los gases se desprecia en los cálculos: Se ignora la transferencia de calor por radiación de los gases, ya que se asume que la convección es el mecanismo dominante de transferencia térmica, simplificando el balance de energía sin introducir cálculos complejos de radiación.
- V. Se entregan las condiciones de temperaturas para el cálculo de parámetros termodinámicos tales como lo son la viscosidad, densidad, conductividad entre otras, además se entregan condiciones combustiona, para facilitar la predicción de las variables a tratar.
- VI. Ignorar las pérdidas de calor al ambiente en el modelo del termocañón simplifica el análisis al centrarse en la transferencia térmica interna, donde la convección es el mecanismo predominante. Esta suposición reduce la complejidad computacional y permite evaluar la eficiencia máxima teórica del sistema bajo condiciones ideales, facilitando la calibración con datos experimentales y enfocando el diseño en las variables internas críticas.

La Figura 10 muestra un esquema de un modelo para un recuperador de calor en régimen transitorio. En la Tabla 3 se describen las variables de entrada, parámetros propios del sistema y variables de salida que se buscan predecir:

Tabla 3: Variables de entrada

Variable	Descripción
Temperatura gases de entrada (T_{g1})	Temperatura de los gases de combustión al ingresar al recuperador de calor. Es una variable clave para determinar cuánta energía térmica puede ser transferida al agua.
Temperatura del agua entrada (T_{w1})	Temperatura del agua al ingresar al sistema. Esta variable influye en la capacidad de intercambio de calor entre los gases y el agua.

Presión del agua (P_w)	La presión afecta las propiedades físicas del agua, como su capacidad calorífica y el punto de ebullición, lo que influye en la eficiencia del proceso de intercambio térmico.
Tiraje	Esta variable describe el flujo de aire a través del sistema de evacuación (chimenea). Un tiraje adecuado garantiza la salida correcta de los gases de combustión y mejora la eficiencia del proceso.
Composición del combustible	La calidad y tipo de combustible influyen en la cantidad de energía liberada durante la combustión y en la producción de gases, afectando tanto el intercambio térmico como las emisiones.
Tasa de quemado (TQ)	La tasa de quemado quedará definida por el comportamiento extraído de la balanza en la que la cocina está montada. Representa la velocidad en la que la leña se quema en la cámara de combustión de la cocina.
Porcentaje O_2	Indica el exceso de aire en la combustión y se utiliza para evaluar la eficiencia del proceso y ajustar la entrada de aire para optimizar el rendimiento térmico.
Porcentaje CO	Refleja la calidad de la combustión, niveles altos indican combustión incompleta y posibles pérdidas de energía en los gases de escape

La Tabla 4 resume los parámetros clave que influyen en el desempeño del termocañón. Cada grupo de parámetros está interrelacionado y afecta directamente la transferencia de calor y la eficiencia energética del sistema.

Tabla 4: Parámetros del sistema

Parámetro	Descripción
Geometría y Dimensiones	Incluye la disposición, forma y medidas físicas del recuperador de calor, como el área de intercambio térmico y la configuración de los tubos, que afectan la transferencia de calor y la caída de presión.
Propiedades de los Materiales	Las propiedades como la conductividad térmica, resistencia a la corrosión y estabilidad mecánica influyen en el rendimiento térmico y la durabilidad del sistema.
Propiedades Termodinámicas	Incluyen conductividad térmica, densidad y viscosidad de los fluidos, que afectan la transferencia de calor, el transporte de energía y la resistencia al flujo.

Coeficientes de Transferencia de Calor	Representan la eficiencia de la convección y conducción térmica entre los gases y el agua, fundamentales para calcular el intercambio térmico.
Velocidad de Fluidos	Determina la turbulencia y el régimen de flujo (laminar o turbulento), impactando directamente la eficiencia del intercambio de calor.
Pasos de Intercambio de Calor	Indica el número de etapas de intercambio térmico por las que pasan los gases, permitiendo ajustar la eficiencia del sistema según las condiciones operativas.

A través de simulaciones en software EES, se puedan predecir estas variables de salida bajo diferentes condiciones operacionales, ingresando las variables anteriores, esto permitirá optimizar el diseño del recuperador de calor y mejorar su rendimiento energético.

Tabla 5: Variables de salida

Variable	Descripción
Temperatura de salida de gases (T_{g4})	Temperatura de los gases de combustión a la salida del sistema en función del tiempo. Este valor permite conocer la eficiencia del intercambio térmico y cuánta energía ha sido transferida al agua.
Temperatura de salida del agua (T_{w2})	Temperatura del agua a la salida del sistema en función del tiempo. Esta variable refleja la efectividad del proceso de transferencia de calor.
Rendimiento (η)	Es el rendimiento global del sistema a lo largo del tiempo. Este parámetro tiene en cuenta la eficiencia energética del sistema.

2.2 Implementación del modelo EES

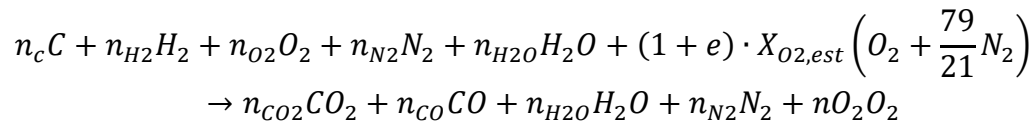
El uso de EES (Engineering Equation Solver) facilita el modelado del termocañón al resolver ecuaciones no lineales y calcular propiedades termodinámicas como densidades y calores específicos. La herramienta genera tablas y gráficos, optimizando el análisis de datos y la validación del modelo. Mediante la función Lookup, organiza datos experimentales o predefinidos, y genera resultados automáticamente, asegurando eficiencia en los cálculos. Las ecuaciones fueron validadas comparando resultados teóricos con datos experimentales, y las discrepancias iniciales se solucionaron con valores promedio predefinidos, garantizando la coherencia del modelo.

2.3 Método de Cálculo

El desarrollo del modelo transitorio incluye cálculos específicos adaptados a las condiciones operativas y a los objetivos del sistema, para representar el comportamiento dinámico bajo diferentes escenarios de operación.

2.3.1 Estimación de composición de los gases

La etapa de combustión de biomasa se simboliza mediante la ecuación química con el propósito de describir los componentes de los gases de combustión en una estufa de leña.



La expresión del balance de la ecuación química se presenta a continuación junto con la composición de la biomasa.

$$n_{CO} = f \cdot n_C \\ x_{CO_2} = (1 - f) \cdot n_C \\ n_{H_2O \text{ prod}} = \frac{(n_H \cdot n_{H_2O})}{2} \\ n_{O_2} = x_{O_2 \text{ est}} \cdot e \\ n_{N_2} = \frac{79}{21} \cdot (1 + e) \cdot x_{O_2 \text{ est}}$$

Dentro de las variables de ingreso están los porcentajes de O_2 y los porcentajes de CO son indicadores clave en la evaluación del exceso de aire y el comportamiento de la combustión. El O_2 en los gases de combustión refleja la cantidad de aire que no participó en la reacción, permitiendo calcular el exceso de aire (e) y evaluar la eficiencia del proceso. Por otro lado, un porcentaje elevado de CO indica combustión incompleta, lo que sugiere deficiencia de oxígeno o un mezclado inadecuado, resultando en pérdidas de energía.

$$\lambda = 1 + e$$

Para el cálculo de las fracciones molar que serán utilizadas en los cálculos posteriores, se muestra la composición del combustible.

Tabla 6: Composición del combustible (fuente: proyecto FONDEF [19])

Características	Eucaliptus Globulus
PCS [kJ/kg]	19540
PCI [kJ/kg]	17140
Análisis molecular [%]	
C	47,76

H	6,32
O	45,77
N	0,09
S	0,05

Posteriormente, se determina utilizando la relación aire-combustible estequiométrica, para poder obtener el flujo de gases de combustión considerando el exceso de aire.

$$RAC_{est} = \frac{79}{21} \cdot X_{O_2,est} \cdot MM_{aire}$$

$$RAC = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{combustible}} = RAC_{est} \cdot (1 + e)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{combustible} + \dot{m}_{aire}$$

El flujo de combustible estará dado por la tasa de quemado, la cual está en una sección a parte de este estudio, ya que, es un submodelo complejo. Bajo el supuesto de una mezcla de gases ideal, se pueden calcular las propiedades del flujo de gases de combustión como una suma ponderada de la masa molar por la propiedad de interés, como se ilustra en la ecuación con el ejemplo del cálculo de la densidad de los gases de combustión.

$$\rho_g = \sum \rho_i \cdot X_i$$

La densidad de los gases y el flujo masico del gas que es constante en todo el sistema, permite calcular el flujo volumétrico.

$$\dot{m}_g = \rho_g \cdot \dot{V}_g$$

Luego se calcula la velocidad del gas, esta varia en los pasos del recuperador e influye en los cálculos posteriores, por lo que, a través del área transversal y el flujo volumétrico, de la siguiente forma.

$$\dot{V}_g = v_g \cdot A_{tubo_t}$$

2.3.2 Rendimiento y pérdidas de calor

El cálculo de la eficiencia se basa en el rendimiento indirecto, que se cuantifica mediante las pérdidas energéticas en las emisiones de gases de combustión, en relación con el poder calorífico inferior del combustible quemado.

Estas pérdidas porcentuales en las emisiones se dividen en pérdidas de calor sensible (q_a) y calor latente (q_b). Estas pérdidas dependen de la composición porcentual de los gases de combustión (CO_2 , CO y O_2), la composición del combustible (C , H , O y N) y la humedad presente en este (H_2O).

Además, intervienen la temperatura de referencia (la temperatura ambiente promedio t_{amb}), un componente que representa las pérdidas de combustible en los residuos (C_r) y la temperatura de los humos (t_{hu}), que se mide a la salida de la chimenea.

$$\eta = 100 - (q_a + q_b + q_r)$$

Pérdidas de calor sensible en los humos

En cuanto a las pérdidas porcentuales de calor sensible, en relación con el poder calorífico (H_u) del combustible quemado durante los ensayos, se deben aplicar las siguientes expresiones:

$$q_a = 100 \cdot \frac{Q_a}{H_u}$$

Donde Q_a está definido por:

$$Q_a = (t_{hu} - t_{amb}) \times \left\{ \left[\frac{C_{pmd} \cdot (C - C_r)}{0.536 \cdot (CO + CO_2)} \right] + \left[\frac{C_{pmH_2O} \cdot 1.92 \cdot (9H + W)}{100} \right] \right\}$$

Donde C_r está definido por:

$$C_r = \frac{R \cdot b}{100}$$

Los coeficientes C_{pmd} y C_{pmH_2O} que representan el calor específico de los humos secos en condiciones estándar y el calor específico del vapor de agua, respectivamente, se calculan mediante la expresión que involucra los factores t_{hu} (temperatura de los humos) y t_{amb} (temperatura del medio ambiente).

Pérdidas de calor latente en los humos.

Energía liberada en forma de vapor de agua cuando los gases de combustión se enfrían y el vapor se condensa, las expresiones utilizadas para obtener estas pérdidas son:

$$q_b = 100 \cdot \frac{Q_b}{H_u}$$

$$Q_b = \frac{12644 \cdot CO \cdot (C - C_r)}{(0,536 \cdot CO_2 + CO) \cdot 100}$$

Pérdidas de calor debido a los sólidos no quemados en los residuos.

En cuanto a las pérdidas debido al combustible no quemado que se encuentra en las cenizas, se calculan mediante las siguientes expresiones, donde "R" representa las pérdidas en los residuos en

relación con la masa de combustible quemado y "b" los constituyentes combustibles en relación con la masa de material residual.

$$q_r = 100 \cdot \frac{Q_r}{H_u}$$

Donde Q_r está definido por:

$$Q_r = \frac{335 \cdot b \cdot R}{100}$$

Cantidad de combustible para ensayo.

Según lo establecido en la norma NCh 3173, el cálculo del combustible requerido para cada ensayo se realiza aplicando la siguiente ecuación:

$$B_{fl} = \frac{3600 \cdot P_n \cdot t_b}{H_u \cdot \eta}$$

Potencia térmica total

La potencia térmica total se determina a partir de la tasa de combustión (B), la cual se obtiene al dividir la masa de combustible quemado, expresada en kilogramos, por la duración del ensayo, medida en horas, y luego se multiplica por el rendimiento y el poder calorífico del combustible, de acuerdo con la ecuación.

$$P = \frac{\eta \cdot B \cdot H_u}{100 \cdot 3600}$$

Contenido de CO al 13 % de Oxígeno

En este método de cálculo, no se ponderan los valores medios de los componentes para tener en cuenta posibles fluctuaciones en el caudal másico durante el período de ensayo. Se asume que los caudales de humos son constantes y se considera que los errores de cálculo son insignificantes.

Para determinar el contenido de monóxido de carbono (CO), se sigue el siguiente procedimiento:

- Se calcula el valor medio de monóxido de carbono (CO) como el promedio de todos los datos de CO obtenidos de las lecturas de los instrumentos durante el período de ensayo.
- Este valor de CO se convierte en un valor de contenido de CO ajustado a un contenido de oxígeno normalizado (O_2 normalizado) en los humos, utilizando una de las siguientes ecuaciones.

$$CO_{corr} = CO_{med} \cdot \frac{21 - O_2 \text{ normalizado}}{21 - O_2 \text{ med}}$$

Se deben considerar dos casos para el CO_{med} , donde la densidad del monóxido de carbono en condiciones estándar $d_{CO} = 1,25 \frac{kg}{m^3}$.

Si el CO se mide como partes por millón (ppm):

$$CO_{med} \left(\frac{mg}{m^3} \right) = CO_{med} \cdot (ppm) \cdot d_{CO}$$

Si el CO se mide como porcentaje (% en volumen):

$$CO_{med} \left(\frac{mg}{m^3} \right) = CO_{med} \cdot (\%vol) \cdot d_{CO} \cdot 10000$$

2.3.3 Procedimiento de análisis de variables para el termocañón en una cocina a leña.

Para evaluar el rendimiento de un termocañón instalado en una cocina a leña, es fundamental analizar las variables de interés basándonos en mediciones experimentales y las suposiciones previas establecidas. Este análisis permite comprender la transferencia de calor, la eficiencia del sistema y los flujos de energía que intervienen. A continuación, se detalla el procedimiento paso a paso.

Temperaturas de los gases de combustión:

Se midieron las temperaturas de entrada y de salida en cada paso del termocañón con termocuplas que estaban conectadas a un sistema de adquisición de datos, estas temperaturas son esenciales para calcular los coeficientes de transferencia de calor y cálculos de propiedades.

Volumen de agua en el termocañón:

Este se determinó mediante el dimensionamiento del sistema y datos entregados por el fabricante.

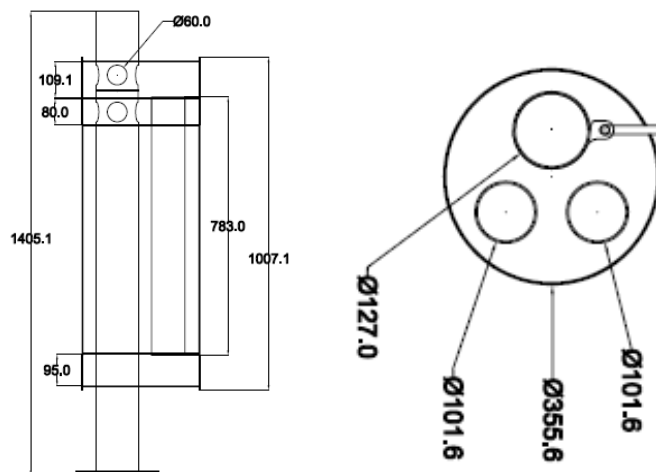


Figura 14: Planos del recuperador de calor (fuente: [20])

Se realiza una aproximación del volumen con las dimensiones del termocañón y los tubos de cada uno de los pasos, considerando el espacio ocupado por las conexiones internas y los tubos que guían el flujo de gases en cada etapa.

$$V_w = V_{rc} - (V_{tubo\ 1} + V_{tubo\ 2} + V_{tubo\ 3})$$

Como resultado de estos cálculos, se obtiene un volumen de 50 litros de agua dentro del estanque, lo cual es suficiente para cumplir con las demandas térmicas del sistema y garantizar una transferencia de calor adecuada durante el proceso el flujo dentro del termocañón es de la siguiente forma.

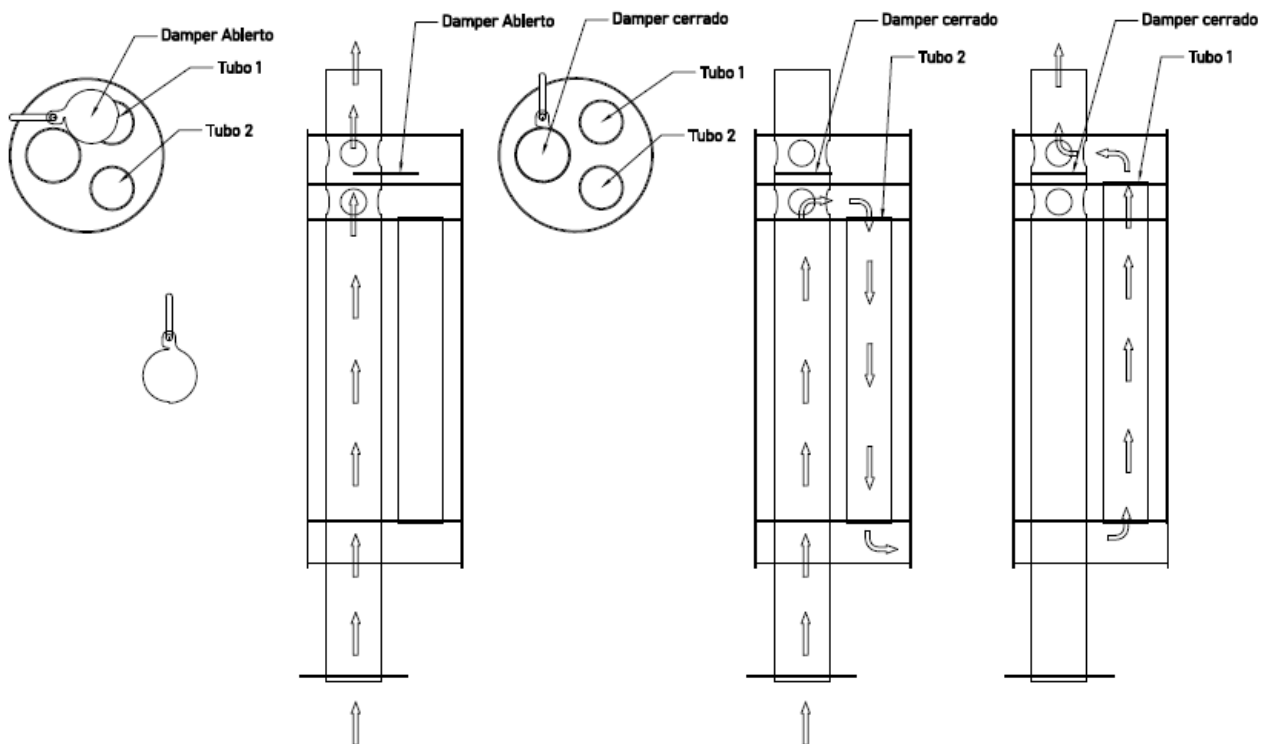


Figura 15: Flujo dentro del recuperador de calor (fuente: [20])

Presión promedio dentro del termocañón:

La presión registrada dentro de los tubos de los gases es de 300 kPa para con esto se caracteriza las propiedades de los gases [4].

Propiedades de los gases:

Inicialmente, se buscaba que las iteraciones entre las temperaturas al final de cada paso (T_{g2} , T_{g3} y T_{g4}) generaran temperaturas medias en cada paso del termocañón para calcular con precisión propiedades termodinámicas como densidad, viscosidad, conductividad térmica y número de Prandtl. Sin embargo, las iteraciones no convergieron y no se lograron temperaturas que simularan la experimentación, lo

que llevó a adaptar el modelo utilizando temperaturas promedio predefinidas solo para el cálculo de estas propiedades. Este enfoque, aunque menos preciso, asegura la estabilidad del cálculo y permite avanzar en el análisis del sistema sin comprometer significativamente los resultados del diseño y evaluación del termocañón.

El estudio sobre "Tecnologías de Recuperación de Calor" detalla cómo se utilizan diferentes configuraciones y tecnologías para maximizar la eficiencia térmica en sistemas que recuperan calor residual. Este documento explora el comportamiento de los gases calientes en intercambiadores de calor, identificando rangos típicos de temperaturas de entrada y salida para distintos diseños y condiciones operativas. Los datos presentados en la tabla se fundamentan en la información de este documento, adaptando los valores a las características específicas del termocañón y las condiciones de operación simuladas [21].

Tabla 7: Temperaturas de pruebas para propiedades del recuperador de calor

Tipo de paso	Temperatura de gases entrada [C]	Temperatura gases media paso 1 [C]	Temperatura gases media paso 2 [C]	Temperatura gases media paso 3 [C]	Temperatura gases de salida [C]
Paso abierto	300 – 400	200 – 300	150 – 250	100 – 150	50 – 100
Paso medio	200 – 300	150 – 250	100 – 200	50 – 100	30 – 80

Las temperaturas promedio influyen directamente en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor al afectar propiedades como la densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, que son esenciales para determinar parámetros clave como los números de Reynolds y Prandtl. Estas suposiciones simplifican el análisis, pero pueden generar errores al no capturar las variaciones locales en las condiciones del sistema, impactando la precisión del coeficiente convectivo y la eficiencia del intercambio de calor. Ajustar iterativamente las propiedades termodinámicas según las temperaturas locales podría mejorar la exactitud del modelo [22].

2.3.4 Cálculo de propiedades en los tubos del termocañón

Para cada paso del termocañón, se calcularon las propiedades relevantes del flujo interno (gases) y externo (agua).

Reynolds y Prandtl:

El número de Reynolds se calculó considerando velocidad, densidad, diámetro y viscosidad dinámica.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

El número de Prandtl fue obtenido directamente a partir de la temperatura media de los gases en el programa EES.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

2.3.5 Coeficiente de transferencia de calor

Convección forzada en los gases

En el modelo desarrollado para evaluar la transferencia de calor en el recuperador, se utilizó la ecuación de Colburn, adecuada para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos.

$$Nu_g = 0,023 \cdot (Re^{0,8} \cdot Pr^n)$$

Donde el n será de 0,4 para calentamiento y 0,3 para el enfriamiento, con las siguientes condiciones $0,7 \leq Pr \leq 160$ y $Re \leq 10000$.

Sin embargo, para una mayor precisión en la estimación del número de Nusselt, se recomienda emplear la ecuación de Gnielinski, que incorpora una dependencia más compleja del número de Reynolds y Prandtl. La ecuación de Gnielinski permite reducir el error en la estimación del número de Nusselt a menos del 10% al evaluar propiedades térmicas promedio entre la entrada y salida del flujo, proporcionando resultados más confiables en aplicaciones críticas de transferencia de calor.

$$Nu_g = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{0,67} - 1)}$$

Con las siguientes condiciones $0,5 \leq Pr \leq 2000$ y $Re \leq 10000$.

Donde $f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2}$, para tubos lisos.

Para el cálculo del coeficiente de transferencias de calor por convección en lado de los gases se utiliza la siguiente ecuación.

$$h_{conv,g} = \frac{Nu_g \cdot k}{d_{tubo}}$$

En la siguiente tabla es a modo de caracterizar y estimar valores aproximados para el modelo que se debería obtener, es decir, sus propiedades sacadas de Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Este texto proporciona una base para calcular propiedades termofísicas de gases [23].

Tabla 8: Valores de propiedades de los gases a una temperatura predeterminada

Temperatura	Conductividad térmica	Viscosidad dinámica	Numero de Prandtl	Coefficiente de convección
<i>C</i>	$\frac{W}{m \cdot K}$	<i>Pa·s</i>	-	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
100	0,3	$2,08 \times 10^{-5}$	0.71	20 - 50
200	0,33	$2,34 \times 10^{-5}$	0.70	30 - 70

300	0,37	$2,59 \times 10^{-5}$	0,68	40 - 90
400	0,4	$2,83 \times 10^{-5}$	0,67	50 - 110

Convección forzada en el agua

En problemas de convección térmica, el número de Richardson representa la importancia de la convección natural en relación con la convección forzada. El número de Richardson en este contexto se define como

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Normalmente, la convección natural es insignificante cuando $Ri < 0,1$, la convección forzada es insignificante cuando $Ri > 10$, y ninguno es despreciable cuando $0,1 < Ri < 10$. Cabe señalar que normalmente la convección forzada es grande en relación con la convección natural, excepto en el caso de velocidades de flujo forzado extremadamente bajas. Sin embargo, la flotabilidad a menudo juega un papel importante en la definición de la transición laminar-turbulenta de un flujo de convección mixto.

Grashof está definido por:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2}$$

ΔT esta dada por la diferencia de temperatura entre pared del tubo de los pasos del termocañón y la temperatura del agua esta expresada en kelvin, β es el promedio de las mismas temperaturas tambien expresadas en la misma unidad, y la viscosidad en este caso es la cinética.

$$\beta = \frac{1}{T_{pi} + \bar{T}_w}$$

El $Re > 10^5$ y considerando $Gr > 10^9$, el valor de $Ri \approx 10^{-4}$. Esto indica que la convección es predominantemente forzada, ya que la influencia de la flotabilidad es insignificante en comparación con la energía cinética del flujo. Además, dado el alto valor del número de Reynolds, el flujo es turbulento, lo que refuerza la dominancia de la convección forzada en estas condiciones [24].

$$h_{conv,w} = \frac{Nu_w \cdot k_w}{d_{tubo}}$$

Para el cálculo de propiedades termodinámicas se asume una temperatura promedio del agua con propiedades constantes.

$$\bar{T}_w = \frac{(T_{w1} + T_{w2})}{2}$$

Las propiedades como densidad, viscosidad y conductividad térmica fueron calculadas con EES a través de la temperatura promedio del agua (\bar{T}_w), en cada paso se comporta de la misma forma.

En la Tabla 9 se muestran las propiedades del agua a diferentes temperaturas, esto proporciona un rango para el modelo transiente. Los rangos del coeficiente de convección están tomados de referencias estándar en ingeniería térmica, como "Heat Transfer" de J.P. Holman y "Fundamentals of Heat and Mass Transfer" [25].

Tabla 9: Valores de propiedades del agua a una temperatura predeterminada

Temperatura	Densidad	Conductividad térmica	Calor específico	Viscosidad dinámica	Coefficiente de convección
C	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	$Pa \cdot s$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
30	995,87	0,613	4,178	$0,797 \times 10^{-3}$	500 - 1500
40	992,24	0,628	4,179	$0,653 \times 10^{-3}$	550 - 1600
50	988,04	0,641	4,181	$0,547 \times 10^{-3}$	600 - 1700
60	983,20	0,653	4,182	$0,466 \times 10^{-3}$	650 - 1800
70	977,76	0,664	4,184	$0,404 \times 10^{-3}$	700 - 2000

2.3.6 Resistencias térmicas y cálculos de transferencia global

El análisis de transferencia de calor se centra en los balances energéticos entre los gases y el agua circulante, en los siguientes diagramas se observa el comportamiento del sistema.

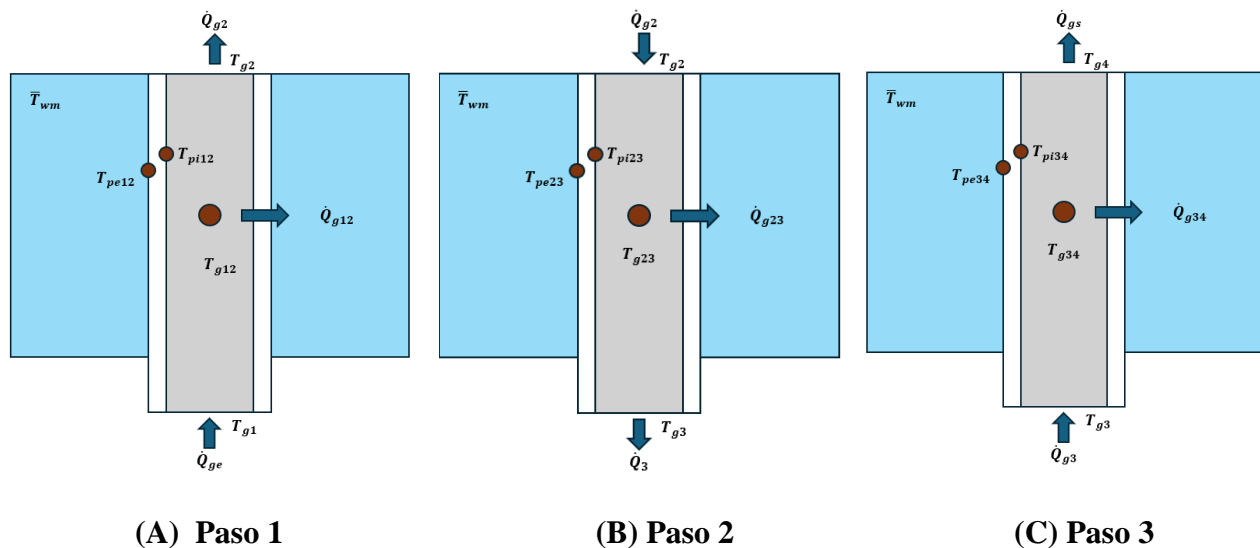


Figura 16: Balance por cada paso del recuperador

La figura representa un modelo de resistencias térmicas aplicado al recuperador de calor, donde se describe el flujo de calor \dot{Q}_g de los gases de combustión a través de diferentes etapas (T_{g1} , T_{g2} , T_{g3} y T_{g4}), para efecto de cálculos posteriores, consideramos las temperaturas medias en el

punto medio de cada paso del recuperador de calor. Las resistencias térmicas equivalentes ($R_{eq12}, R_{eq23}, R_{eq34}$) modelan la dificultad para transferir calor debido a factores como la conductividad térmica, las propiedades del flujo y la geometría del sistema. El flujo de calor parcial ($\dot{Q}_{g12}, \dot{Q}_{g23}, \dot{Q}_{g34}$) hacia el medio de transferencia se relaciona con la temperatura promedio de la pared \bar{T}_w , en cada segmento. Este modelo permite analizar la distribución del calor, calcular las temperaturas en cada etapa y evaluar la eficiencia térmica del sistema, siendo clave para validar el comportamiento del recuperador y optimizar su diseño.

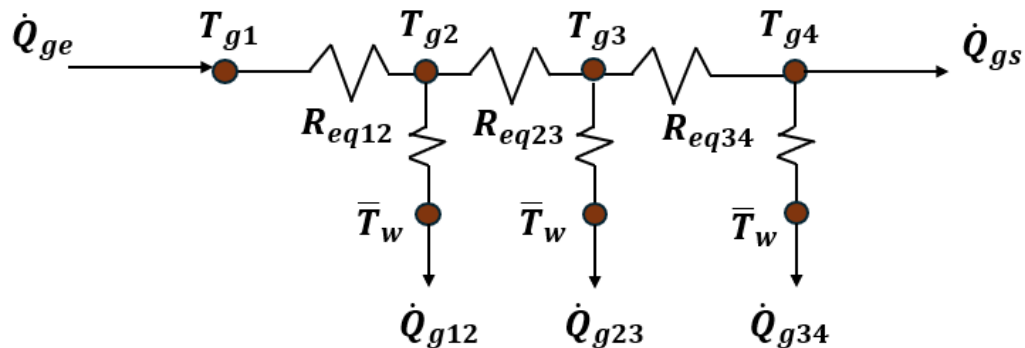


Figura 17: Resistencias del sistema

El sistema de resistencias térmicas representa la transferencia de calor desde los gases calientes (T_g) hacia el agua (\bar{T}_w) a través de una pared sólida. Primero, el calor se transfiere por convección desde los gases hacia la pared interna, caracterizada por la resistencia convectiva ($R_{conv,g}$) y la temperatura de la superficie interna (T_{pi}). Luego, el calor se conduce a través del material de la pared, representado por la resistencia conductiva (R_{cd}), conectando las temperaturas internas (T_{pi}) y externa (T_{pe}). Finalmente, el calor se transfiere por convección desde la superficie externa de la pared hacia el agua, a través de la resistencia convectiva del agua ($R_{conv,w}$), alcanzando la temperatura final del agua (T_{wm}). Este modelo permite analizar el flujo de calor y las temperaturas intermedias con base en las propiedades térmicas y de flujo de los gases, el material y el agua.

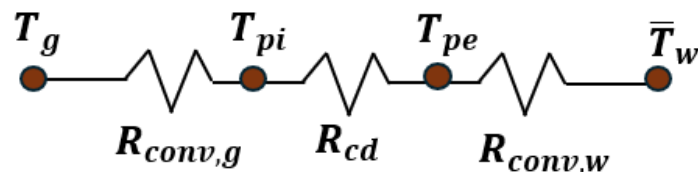


Figura 18: Resistencias en cada paso del recuperador

Las resistencias térmicas del sistema se calcularon considerando:

$$R_{conv,g} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A_{tubo}}$$

$$R_{conv,w} = \frac{1}{h_{conv} \cdot A_{tubo}}$$

$$R_{cond,w} = \frac{\ln \frac{de}{di}}{2 \cdot \pi \cdot l_{tubo} \cdot k_{cond}}$$

La resistencia equivalente total se calculó como la suma de todas estas resistencias en serie:

$$R_{eq} = R_{conv,g} + R_{conv,w} + R_{cond,w}$$

2.3.7 Transferencia de calor y flujos energéticos.

Calor de entrada:

Calculado como el producto del flujo másico de gases y la diferencia de entalpías entre la temperatura de entrada (T_{g1}) y una referencia ($T_{ref} = 25 \text{ °C}$).

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{combustible} \cdot \sum n_i \cdot (h(T_{g1}) - h(T_{ref}))$$

Las entalpías fueron obtenidas en kJ/kmol y ajustadas a las unidades del sistema mediante la composición de los gases en kmol/kg de combustible.

El flujo de calor transferido al agua en cada paso del termocañón se calculó como:

$$\dot{Q}_{g12} = \frac{T_{g12} - \bar{T}_w}{R_{eq12}}$$

$$\dot{Q}_{g23} = \frac{T_{g23} - \bar{T}_w}{R_{eq23}}$$

$$\dot{Q}_{g34} = \frac{T_{g34} - \bar{T}_w}{R_{eq34}}$$

En donde el balance del sistema se rige por.

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{Q}_{gs} + \dot{Q}_{g12} + \dot{Q}_{g23} + \dot{Q}_{g34}$$

El flujo de calor del agua está dado por:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{g12} + \dot{Q}_{g23} + \dot{Q}_{g34} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (T_{w2} - T_{w1})$$

Ignición: Esta fase se extiende desde el inicio de la combustión hasta que se observa una disminución significativa en la concentración de CO. Se caracteriza por una rápida pérdida de masa y la formación de una capa superficial carbonizada.

$$y = -2,2935x + 1,0150 (R^2 = 0,9948)$$

Combustión Principal: En esta fase, la concentración de CO se mantiene relativamente estable y constante hasta que se produce un aumento notable en la concentración de CO. Durante esta etapa, las tasas de avance de las zonas de descomposición y oxidación son aproximadamente constantes.

$$y = -0,9932x + 0,6712 (R^2 = 0,9576)$$

Burnout: Esta fase continúa desde el aumento en la concentración de CO hasta el consumo total del combustible. Se caracteriza por una baja emisión de CO y una combustión más lenta y sostenida del residuo de carbón

$$y = -0,1302x + 0,1307 (R^2 = 0,6413)$$

Para dimensionalizar una curva adimensional de tasa de quemado, se partió de la ecuación base adimensional proporcionada, $y = f(x)$, donde el eje y representa la tasa de quemado adimensional y x el tiempo adimensional. El objetivo fue convertir estos valores a dimensiones físicas reales, específicamente la tasa de quemado en kg/s y el tiempo en s, respetando las condiciones experimentales, las curvas nos quedan representadas por la siguiente ecuación en cada tramo [26].

Este estudio se complementa con el trabajo realizado por Reinaldo Puentes en el laboratorio de termofluidos, donde se obtuvo una tasa de quemado específica para el nuevo modelo de cocina disponible en el laboratorio. La curva resultante fue ajustada al modelo de análisis, lo que permitió evaluar y optimizar su comportamiento bajo las condiciones específicas de operación del equipo [27].

Tabla 10: Representación curva tasa de quemado

Cocina	Ecuación 1	Ecuación 2	Ecuación 3
Yunque (TA)	$y = -2,2935x + 1,0150$	$y = -0,9932x + 0,6712$	$y = -0,1302x + 0,1307$
Alcazar (TA)	$y = -1,6389x + 1$	$y = -0,8799x + 0,8799$	$y = -0,2863x + 0,2892$
Alcazar (TM)	$y = -1,7621x + 1$	$y = -0,5699x + 0,5120$	$y = -0,3433x + 0,3385$

Se evalúan las curvas de la tabla anterior para tiraje medio (TM) y tiraje abierto (TA), en donde x representa al tiempo y los intervalos están definidos desde 0 a 1200 s para la ecuación 1, 1200 a 2400 s para la ecuación 2 y de 2400 a 3600 s para la ecuación 3, luego de esto se multiplica por un factor M_t/t_t , el cual representa la masa del ensayo en el tiempo en que se consume, esto dentro del sistema representa $\dot{m}_{combustible}$ la principal variable del sistema para realizar el modelo.

2.4 Descripción banco de ensayo y procedimiento de laboratorio

La figura muestra el banco de ensayo para evaluar el sistema de recuperación de calor, compuesto por una cámara de combustión, un recuperador de calor vertical, un túnel de dilución de 5.5 m y dispositivos como un ventilador y un regulador de tiro para ajustar el flujo de gases. Este diseño permite medir temperaturas, flujo de gases y comportamiento del sistema en diferentes condiciones operativas.

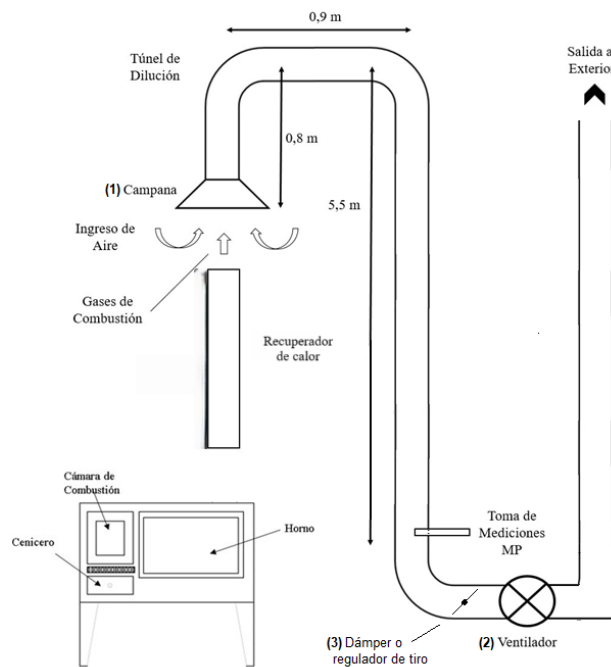


Figura 20: Diagrama general de los componentes del laboratorio

2.4.1 Descripción de los equipos

Equipo de combustión

La cocina a leña Alcazar M70 está fabricada en acero y diseñada para operar con leña como combustible. Posee dimensiones de 700 mm de ancho, 600 mm de alto y 500 mm de profundidad, lo que la hace apta para espacios con limitaciones de tamaño. El diseño incluye un compartimento integrado para el almacenamiento de leña, un regulador de tiro que permite ajustar el flujo de aire, una puerta frontal con vidrio templado, que facilita la inspección visual de la combustión. Estas características aseguran un control funcional del proceso de cocción y transferencia de calor.



Figura 21: Cocina a leña, Alcazar M-70

Recuperador de calor

El termocañón es un intercambiador de calor integrado en sistemas de calefacción y agua caliente sanitaria, diseñado para maximizar la recuperación energética y minimizar emisiones nocivas. Este modelo prototipo incorpora tres etapas de intercambio de calor, permitiendo un mayor tiempo de residencia de los gases de combustión y mejorando la eficiencia térmica mediante la recuperación de calor sensible y latente, incluso a través de la condensación del vapor de agua. El diseño incluye una manilla trasera para seleccionar el número de pasos activos (de 1 a 3), una válvula para extracción de condensados, y conexiones para ingreso y salida de agua equipadas con termocuplas y manómetros para monitoreo de presión. También cuenta con una válvula de seguridad para garantizar operaciones seguras en condiciones críticas.



Figura 22: Recuperador de calor

2.4.2 Instrumentación



La Tabla 11 resume los instrumentos utilizados en el ensayo, detallando su función, rango de medición y precisión, asegurando la captura precisa de datos relevantes para el análisis térmico del sistema.

Tabla 11: Resumen instrumentación

Ítem	Instrumento	Variable	Rango	Error
Gases de combustión	Testo 350	CO	0-10000 ppm	± 10 ppm
		% O ₂	0 - 25 %	± 0,2 Vol. %
		% CO ₂	0-50 % Vol.	±0,3 Vol. %
		Temperatura humos	-200 a 1370 C	±0,4 C
Condiciones iniciales	Sistema de adquisición de datos	Temperaturas termocañón	-180 a 1330 C	± 2,5 C
	Manómetro	Presión	0 a 10 bar	± 1% a 2%
Condiciones ambientales	Extech WTH600-kit	Humedad ambiental	20-90 % RH	± 5 % RH
		Temperatura ambiente	40-70 C	± 1 C
		Presión ambiente	405-825 mmHg	± 3 mmHg

El banco de ensayos cuenta con los siguientes instrumentos que nos permiten obtener mediciones con mayor precisión.

Tabla 12: Descripción de la instrumentación

Descripción	Instrumento
Delmhorst F-2000 instrumento para medir la humedad que presenta la leña utilizada para cada carga de combustible, a este sistema se utiliza un electrodo para medición de humedad tipo matillo.	
Para el registro de la variación de la masa del sistema y la carga de ensayo se utiliza una balanza de plataforma, monitor de balanza de plataforma modelo LP-7516.	

<p>La masa de carga y las perdidas en los residuos sólidos se miden con una balanza digital, en este caso es balanza digital modelo Mettler PM 6000.</p>	
<p>Ocho termocuplas instaladas en distintos puntos del recuperador de calor que registran las temperaturas de entrada y salida de los humos y el agua.</p>	
<p>Un analizador de gases testo 350, que registra la composición y temperatura de los gases. este instrumento es capaz de monitorear emisiones de CO, CO₂, O₂, HC y la temperatura de los gases, entre otras variables.</p>	
<p>Un dispositivo del tipo estación meteorológica para obtener valores de temperatura y humedad ambientes de cada ensayo, Extech WTH600-kit.</p>	
<p>Sistema de adquisición de datos recopila una variedad de datos, incluyendo la temperatura de gases en la entrada y salida, la temperatura del agua en ambos extremos, el caudal de agua, la diferencia de presión de los humos y la presión del agua en la entrada. Después de completar el ensayo, el usuario puede extraer los datos a través de un puerto USB, obteniendo registros cada 15 segundos durante el experimento.</p>	
<p>Para el monitoreo de masa del sistema, las termocuplas y los gases de combustión, se emplean software y códigos implementados en los computadores del laboratorio. Estos programas, junto con interfaces y una tarjeta de modulación de señal, posibilitan la captura de datos con un intervalo de tiempo ajustable.</p>	

2.4.3 Preparación del equipo y ejecución de ensayos

Antes de iniciar los ensayos, se realizó una revisión completa del termocañón para verificar su estado operativo, incluyendo sus conexiones y de flujo de gases. Se instalaron sensores estratégicos, como termocuplas para medir las temperaturas en los puntos de entrada y salida de cada paso, manómetros para monitorear la presión del agua dentro del sistema. Además, se calibraron todos los instrumentos de medición con equipos de referencia para garantizar la precisión de los datos recolectados. Se establecieron condiciones iniciales, como el flujo de agua y la apertura del regulador de tiro, adaptando el sistema para operar en los modos de paso abierto y medio.

El ensayo comenzó con el encendido de la cocina a leña para generar gases de combustión, que se dirigieron al termocañón. Se evaluó el comportamiento térmico del sistema midiendo temperaturas en cada etapa del intercambio de calor, desde la entrada de los gases calientes hasta su salida. Simultáneamente, se monitorearon la presión del agua y el flujo másico en los circuitos de entrada y salida. Para explorar el impacto de diferentes configuraciones, se ajustó el número de pasos activos en el termocañón, evaluando cómo estas variaciones afectaban la transferencia de calor y el rendimiento del sistema.

Tabla 13: Condiciones de ensayo

Fecha	Tiraje	Agua	Ensayos	Temperatura ambiente	Tasa de quemado [kg/h]
12/11/24	Abierto	Estancada	E1	21,7	3,2
			E2	22,4	2,9
			E3	21,6	2,9
			E4	21,1	3,3
			E5	23	2,7
			E6	23,3	2,2
			E7	25	2,9
15/11/24	Medio	Circulando	E1	21,3	2,2
			E2	21,3	2,1
			E3	21,3	2,4
			E4	21,4	1,8
			E5	23,9	2,5
			E6	25,4	1,8
			E7	21,4	2,8
18/11/24	Abierto	Circulando	E1	23,9	2,5
			E2	25,6	1,8
			E3	23,8	2,8
			E4	22,6	2,7
			E5	23,4	2,5

2.4.4 Registro de datos y consideraciones de ensayo

Los datos experimentales fueron recolectados con una frecuencia de 10 segundos, permitiendo captar tanto los estados transitorios como las condiciones estacionarias del termocañón. Las temperaturas, presiones y flujos se registraron en tiempo real mediante software especializado, lo que facilitó su organización y posterior análisis. La precisión en la toma de datos fue prioritaria para asegurar la validez de los resultados y la comparación con los modelos teóricos.

Tabla 14: Ejemplo de registro experimental

Hora	Minutos	Masa [kg]	Túnel [C]	Filtro [C]	Pitot [mmH2O]	Caja [mmH2O]
12:00	0	240	20	20	1,25	1,25

Se utilizó el último ensayo del día, donde la cocina se encontraba a una mayor temperatura inicial, considerando dos configuraciones: tiraje abierto (TA) y tiraje medio (TM). Los ensayos incluyeron pruebas con agua estancada realizadas el 12/11/2024 para análisis comparativos con agua circulando. Posteriormente, se llevaron a cabo ensayos en tiraje medio (15/11/2024) y tiraje abierto (18/11/2024), utilizando una bomba para circular el agua a través del termocañón. En todas las pruebas se empleó la configuración de tres pasos del termocañón. Para los cálculos posteriores, se tomó como referencia el ensayo 6, y toda la información relativa a la tasa de quemado se basó en los estudios realizados por Reinaldo Puentes, los análisis siguientes se desarrollan bajo las tres curvas adimensionales correspondientes al estudio.

CAPITULO 3: Resultados

3.1 Validación del modelo

Antes de profundizar en el análisis de los resultados, se llevó a cabo la validación del modelo desarrollado mediante la comparación de sus predicciones con datos experimentales. Esta validación incluye la temperatura de salida del agua, la temperatura de los gases y el rendimiento térmico bajo configuraciones de tiraje medio y abierto. El objetivo de esta etapa es determinar la precisión del modelo y su capacidad para representar las condiciones reales de operación.

Para este análisis, se compararon las temperaturas de salida del agua y de los gases obtenidas experimentalmente con las predichas por el modelo realizadas en EES. La validación de las ecuaciones en EES permitió ajustar los parámetros del modelo para mejorar su precisión frente a los datos experimentales. Las diferencias identificadas, atribuibles a simplificaciones en el modelo y fluctuaciones experimentales, fueron documentadas y abordadas mediante iteraciones ajustadas. Esto asegura que el modelo tenga una correlación confiable con los resultados experimentales, especialmente bajo condiciones estacionarias.

Se calcularon los errores promedio en tres tramos, ya que, este modelo depende del submodelo de tasa de quemado realizado en un estudio reciente de Reinaldo Puentes. Además, se evaluó el rendimiento térmico global como la relación entre el calor transferido al agua y el calor generado, el experimental se encuentra en anexos para efectos de comparación.

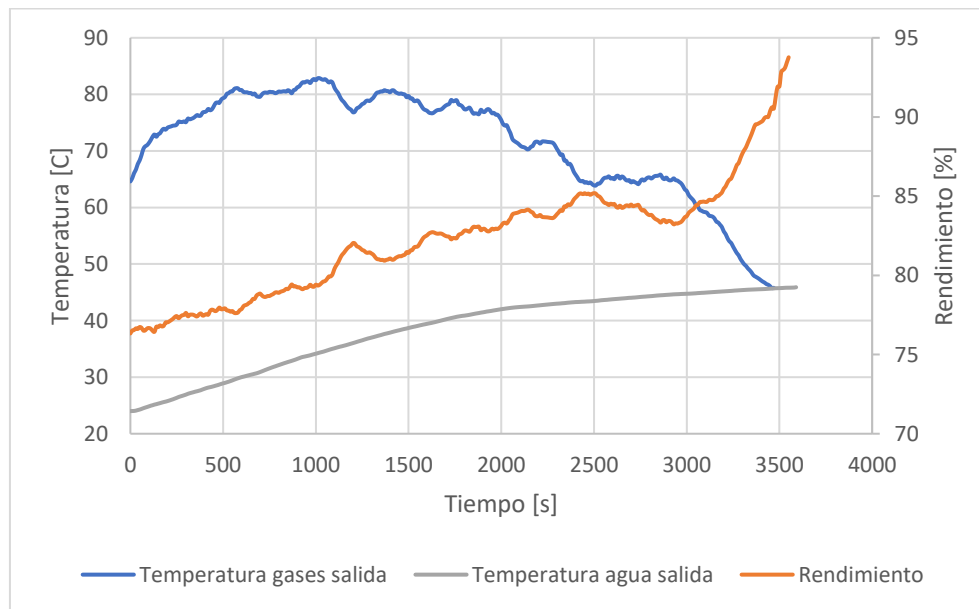


Figura 23: Resultados modelo TM

3.1.1 Temperatura de agua de salida tiraje abierto

La predicción del modelo para la temperatura del agua en tiraje abierto fue precisa, con un error promedio inferior al 5%. Durante las etapas iniciales, el error fue del 2.3%, disminuyendo a 0.4% en los tramos finales, lo que refleja un ajuste preciso en condiciones estacionarias. El buen rendimiento del modelo se debe a una representación adecuada de las resistencias térmicas y al alto gradiente térmico presente en esta configuración. Las curvas muestran un aumento sostenido de la temperatura del agua, alcanzando un máximo de 70 °C, lo que confirma la efectividad del diseño en maximizar la transferencia de calor en este régimen.

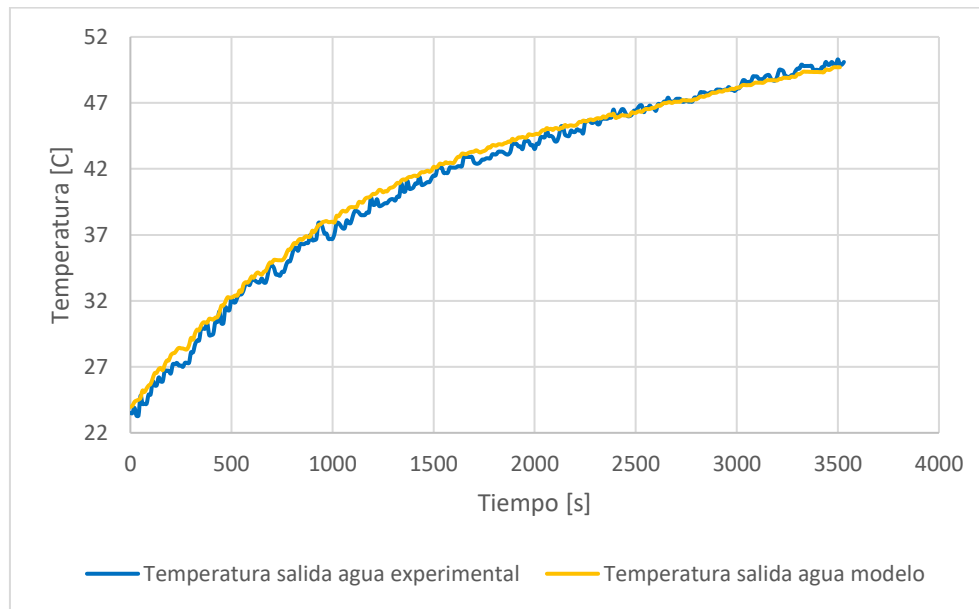


Figura 24: Comparación temperatura de salida del agua modelo - experimental TA 18/11/24 E6

Tabla 15: Error asociado modelo - experimental temperatura salida agua TA

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	2,3
1200 – 2400	1,4
2400 – 3600	0,4

3.1.2 Temperatura de agua de salida tiraje medio

En el tiraje medio, la predicción de la temperatura del agua presentó errores más altos en las etapas iniciales, con un promedio del 5.1% en los primeros 1200 segundos. Esto se debe a que las menores diferencias de temperatura entre los pasos reducen la capacidad del sistema para alcanzar el equilibrio térmico rápidamente. Sin embargo, en las etapas finales, el error disminuyó a menos del 1%, lo que

evidencia que el modelo puede representar con precisión el comportamiento del sistema una vez alcanzadas las condiciones estacionarias. La transferencia de calor es menos eficiente en esta configuración debido al menor gradiente térmico, lo que amortigua el incremento de temperatura en el agua.

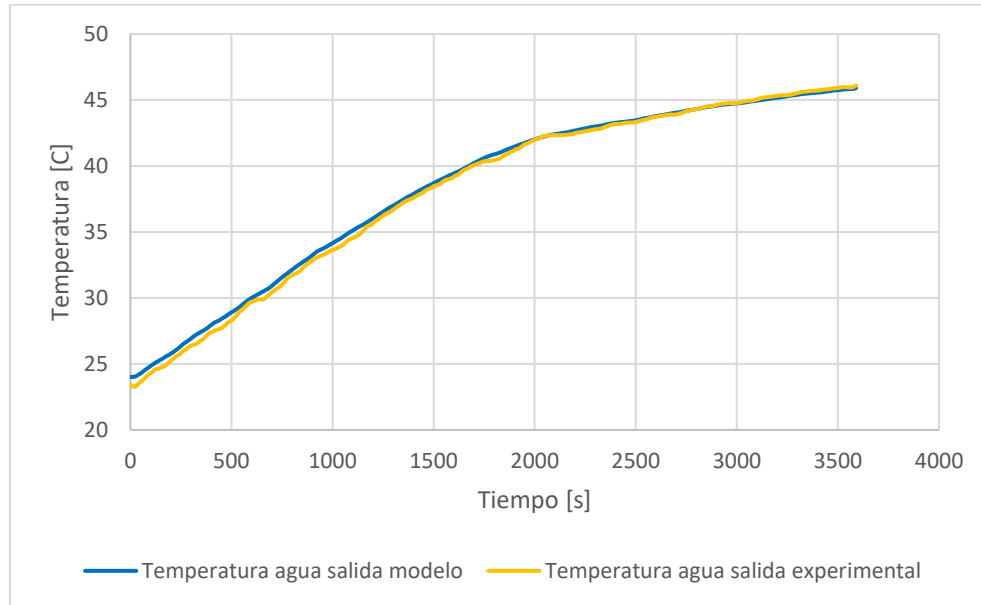


Figura 25: Comparación temperatura de salida del agua modelo - experimental TM 15/11/24 E6

Tabla 16: Error asociado modelo - experimental temperatura salida agua TM

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	1,8
1200 – 2400	0,6
2400 – 3600	0,3

3.1.3 Temperatura de gases de salida tiraje abierto

La temperatura de los gases de salida en tiraje abierto presentó un error promedio del 12%, siendo mayor en los tramos iniciales del ensayo. Este error se debe principalmente a la omisión del efecto de la radiación térmica en el modelo y a las propiedades variables de los gases de combustión, como el calor específico y la conductividad térmica, que afectan la transferencia de energía. En las etapas iniciales, el modelo subestimó la transferencia de calor hacia las paredes del sistema, lo que explica las discrepancias observadas. A pesar de estas limitaciones, las tendencias generales del modelo son consistentes con las mediciones experimentales.

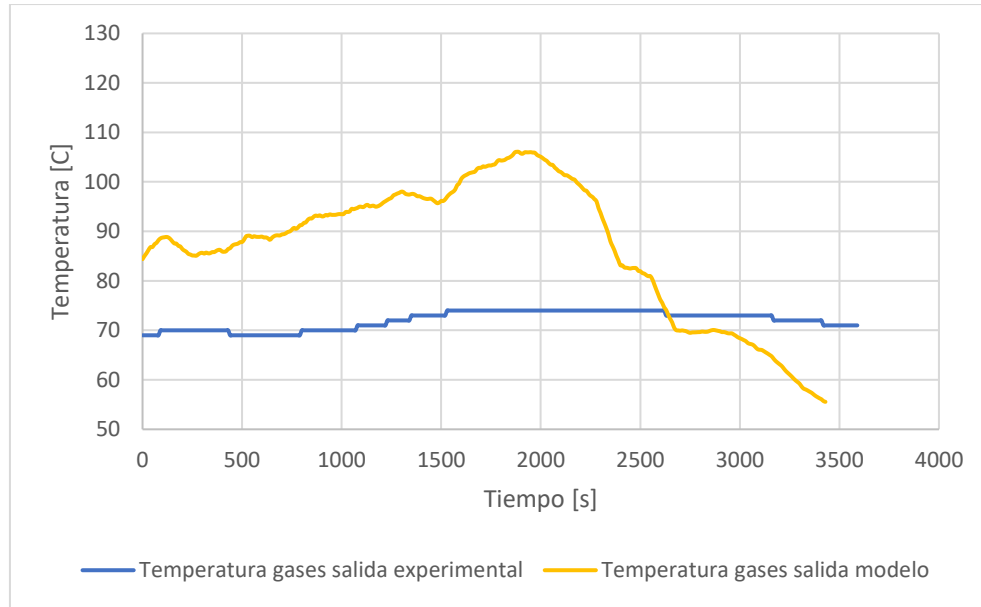


Figura 26: Comparación temperaturas de salida modelo - experimental TA 18/11/24 E6

Tabla 17: Error asociado modelo - experimental temperatura gases de salida TA

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	28,6
1200 – 2400	35,0
2400 – 3600	5,4

3.1.4 Temperatura de gases de salida tiraje medio

En el tiraje medio, las discrepancias entre las temperaturas de los gases predichas y las experimentales fueron mayores, con un error promedio del 15%. Este comportamiento está relacionado con el menor gradiente térmico en comparación con el tiraje abierto, lo que aumenta las pérdidas térmicas por radiación y las fluctuaciones del flujo de gases. Además, la velocidad reducida de los gases en este régimen amplifica las interacciones térmicas con las paredes, lo que no es capturado completamente por el modelo simplificado. Estos resultados resaltan la necesidad de incluir propiedades variables de los gases y considerar los efectos radiativos para mejorar la precisión del modelo en esta configuración.

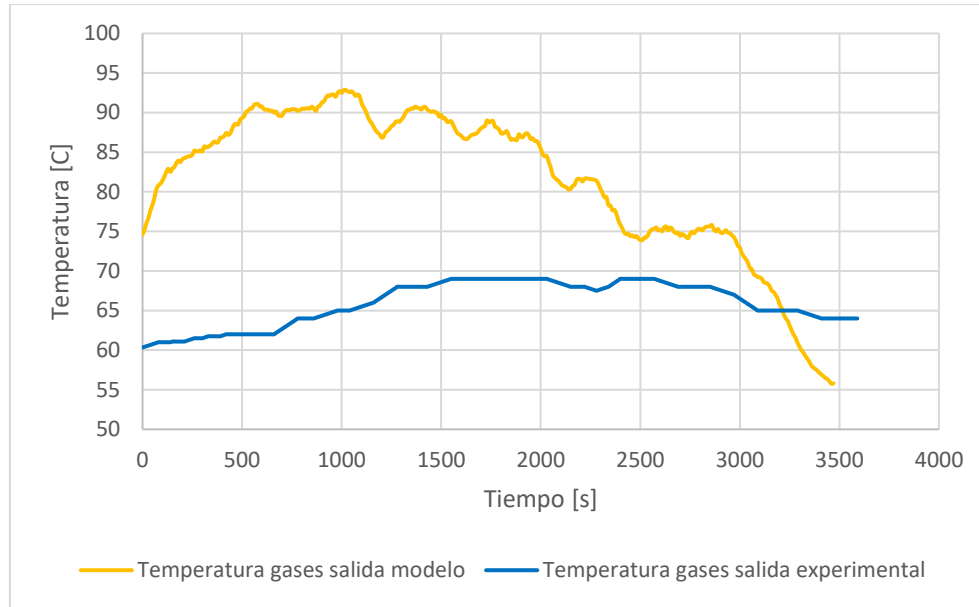


Figura 27: Comparación temperatura gases de salida TM 15/11/25 E6

Tabla 18: Error asociado modelo - experimental temperatura gases de salida TM

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	39,7
1200 – 2400	26,8
2400 – 3600	9,7

3.1.5 Rendimiento tiraje abierto

El rendimiento del sistema en tiraje abierto mostró una alta precisión en las predicciones del modelo durante las etapas estables del ensayo, con un error promedio reducido al 1.9% hacia los tramos finales. Sin embargo, en las etapas iniciales (primeros 1200 segundos), se observó un error del 10.6%, atribuido a la transición térmica no lineal y a las fluctuaciones en la tasa de quemado. Estas fluctuaciones generan un comportamiento transitorio difícil de capturar por el modelo simplificado, que no incluye ajustes dinámicos en las propiedades de los gases y las variaciones del flujo. La estabilidad alcanzada en las etapas finales indica que el modelo representa de forma adecuada las condiciones estacionarias del sistema.

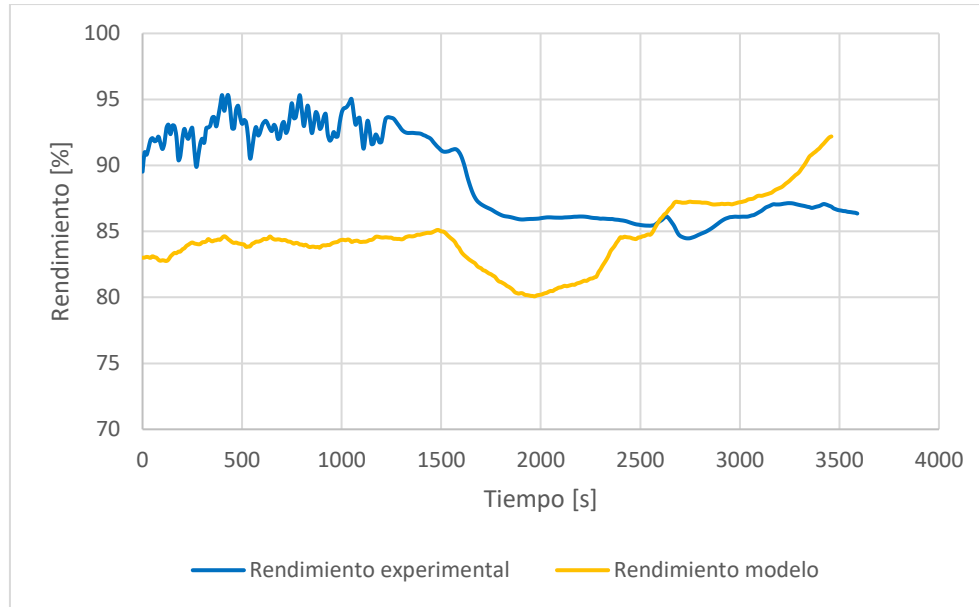


Figura 28: Comparación rendimientos modelo – experimental TA 18/11/24 E6

Tabla 19: Error asociado al modelo – experimental rendimiento TA

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	10,6
1200 – 2400	7,1
2400 – 3600	1,9

3.1.6 Rendimiento tiraje medio

En el tiraje medio, el modelo presentó un error promedio más alto, alcanzando un 15.5% en las etapas iniciales. Este comportamiento puede explicarse por la menor diferencia de temperaturas en comparación con el tiraje abierto, lo que afecta la capacidad del sistema para transferir energía de manera eficiente. La radiación térmica, que no se consideró en el modelo, desempeña un papel más relevante en este régimen, especialmente en las zonas donde las temperaturas son más altas. Aunque el error se reduce al 3.6% en los tramos finales, la transición inicial destaca la necesidad de incluir un modelado más detallado de la interacción entre el flujo de gases y las superficies internas del recuperador.

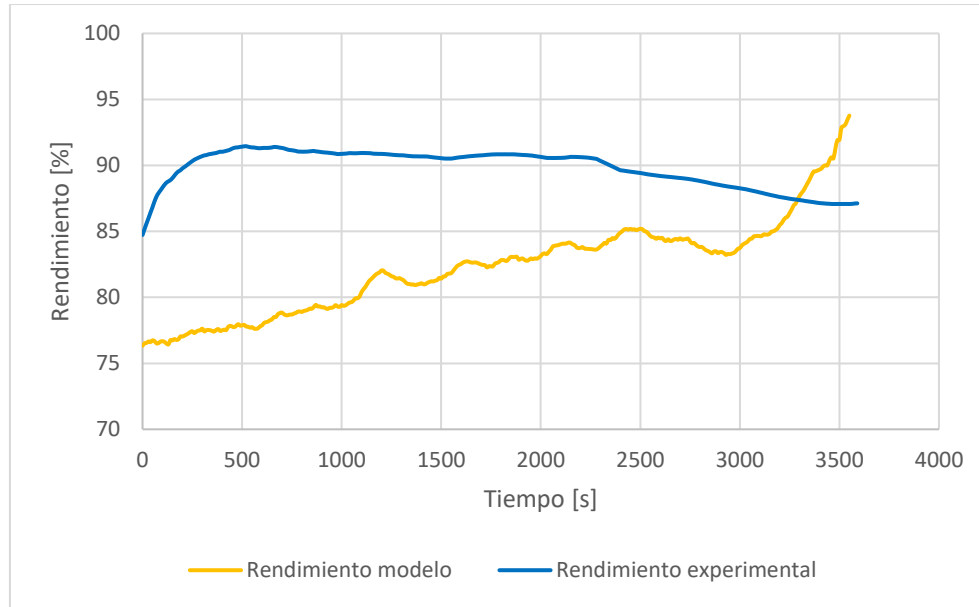


Figura 29: Comparación de rendimientos modelo - experimental TM 15/11/24 E6

Tabla 20: Error asociado al modelo - experimento rendimiento TM

Tramo [s]	Error asociado [%]
0 – 1200	15,5
1200 – 2400	10,0
2400 – 3600	3,6

3.1.7 Síntesis de modelo

La tabla a continuación resume los principales resultados obtenidos del modelo, destacando las temperaturas de salida del agua y los gases, el rendimiento térmico bajo diferentes configuraciones operativas. Este análisis permite evaluar la precisión del modelo y su capacidad para representar las dinámicas térmicas del sistema en comparación con los valores experimentales.

Tabla 21: Resultados promedios TA

Tiraje Abierto	Experimental	Modelo	Error [%]
Temperatura de salida del agua [C]	41,14	41,31	1,42
Temperatura de salida de gases [C]	72,00	86,90	20,70
Rendimiento [%]	89,08	84,56	6,70

Tabla 22: Resultados promedios TM

Tiraje Medio	Experimental	Modelo	Error [%]
Temperatura de salida del agua [C]	37,77	38,01	0,88
Temperatura de salida de gases [C]	65,92	81,87	25,14
Rendimiento [%]	89,72	82,91	9,95%

En la Tabla 23 se presenta un resumen con los principales factores que influyen en las discrepancias que existen entre el modelo y lo experimental. Se estima que las principales causas en el caso de las temperaturas de los gases corresponden a las fluctuaciones en la tasa de quemado y en el exceso del aire, además de no incluir la radiación de gases en el modelo

Tabla 23: Factores que influyen en el error del modelo

Variable	Factor influyente	Descripción
Temperatura de agua	Propiedades del agua en función de la temperatura	Las propiedades termodinámicas del agua, como el calor específico, tienen una variabilidad menor en el rango de temperaturas considerado, lo que contribuye a una predicción más precisa.
	Estratificación de la temperatura del agua al interior del sistema	Se considera una distribución uniforme de temperatura, lo que puede subestimar gradientes térmicos reales dentro del sistema.
	Pérdidas al ambiente despreciadas	La pérdida de calor por conducción y convección hacia el entorno no se incluye en los cálculos, impactando la precisión del modelo.
Temperatura de gases	Cálculo de la transferencia de calor por la radiación de gases	Se desprecia la transferencia de calor por radiación de gases en los pasos del recuperador.
	Incremento del error en tirajes altos	En estas condiciones, los gases tienen temperaturas iniciales más altas, amplificando el impacto de la radiación omitida.
	Propiedades de los gases	Las propiedades térmicas, como la conductividad, dependen de la temperatura y la composición del gas. Usar valores promedios que se ingresan de forma manual, introduce simplificaciones que afectan los resultados.
	Variabilidad en la tasa de quemado	Cambios en la velocidad de combustión generan fluctuaciones en el flujo másico de los gases y, en consecuencia, en su temperatura.
Rendimiento	Cálculo acumulativo	El rendimiento se calcula integrando los balances térmicos de agua y gases, amplificando los errores de

		ambas variables, aunque el bajo error en el agua reduce este impacto.
	Condiciones operativas fluctuantes	Las variaciones en el flujo de gases, exceso de aire y la tasa de quemado afectan la predicción de la eficiencia global del sistema.

3.2 Resultados experimentales

3.2.1 Temperaturas en distintas configuraciones

En los experimentos realizados, se observó un comportamiento diferenciado en las temperaturas del agua y los gases de combustión dependiendo de las configuraciones del termocañón, ya sea con agua estancada o en circulación.

En el caso del agua estancada, se alcanzaron temperaturas del agua cercanas a los 90 °C y temperaturas de los gases de salida alrededor de los 100 °C. Este comportamiento refleja una mayor acumulación de calor en el agua, debido al tiempo prolongado de contacto térmico entre los gases y el agua. Sin embargo, este incremento en la temperatura del agua reduce gradualmente el gradiente térmico, disminuyendo la eficiencia de transferencia de calor hacia el final del proceso.

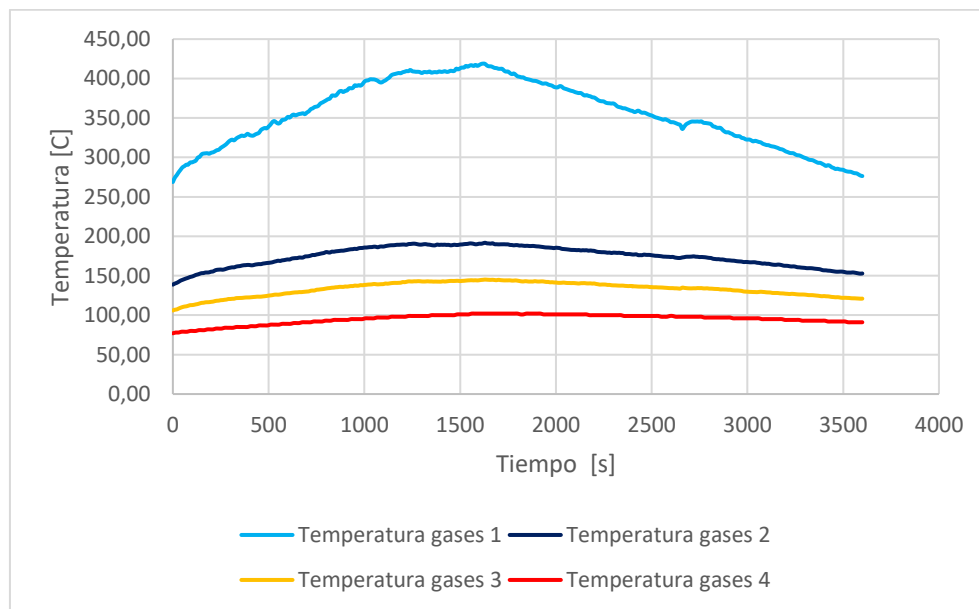


Figura 30: Comportamiento de las temperaturas con agua estancada TA

Por otro lado, en los ensayos con agua circulando, se empleó una bomba que mantenía el flujo constante de agua a una temperatura inicial de 20 °C. Esto permitió mantener un gradiente térmico más uniforme a lo largo del sistema, resultando en temperaturas de salida del agua de aproximadamente 70 °C. En esta configuración, los gases de combustión alcanzaron temperaturas de salida más bajas, alrededor de 70 °C, evidenciando una transferencia de calor sostenida y eficiente.

La diferencia en el comportamiento térmico entre estas configuraciones se atribuye al delta de temperatura entre los gases y el agua. En el caso del agua en circulación, este delta se mantiene alto debido a la entrada continua de agua fría, optimizando la transferencia de calor. Por el contrario, con agua estancada, el delta disminuye a medida que el agua se calienta, limitando la transferencia térmica.

Estos resultados destacan la importancia del control del flujo de agua en el sistema, ya que permite mejorar la eficiencia térmica y mantener temperaturas seguras tanto para el agua como para los gases. El uso de una bomba de circulación garantiza un intercambio térmico más uniforme, maximizando el aprovechamiento energético del termocañón y minimizando las pérdidas de calor al ambiente.

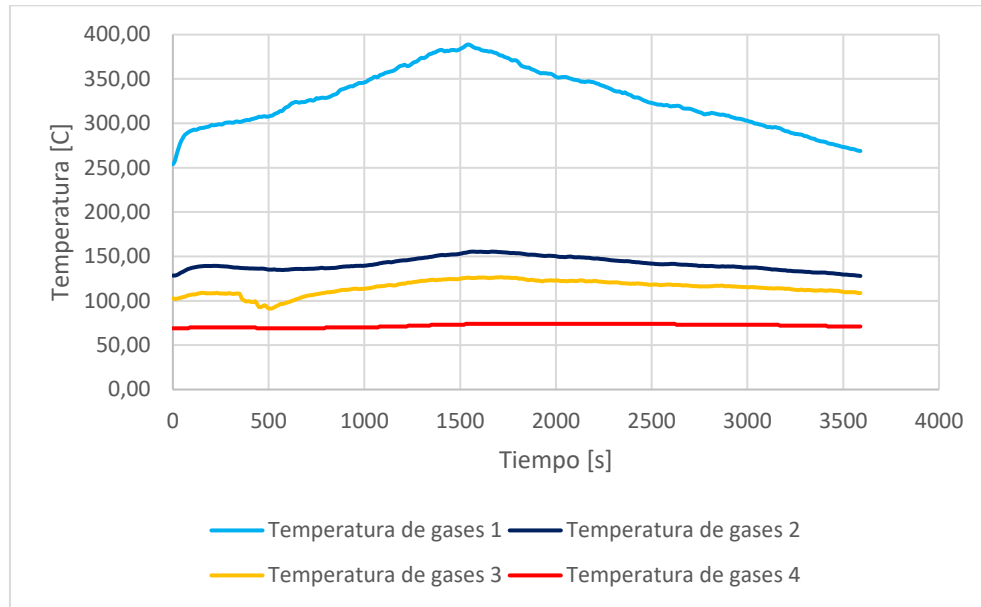


Figura 31: Comportamiento de las temperaturas con agua circulando TA

3.2.2 Influencia de la condensación en el comportamiento del sistema

La condensación de los gases en el termocañón juega un rol crucial en la eficiencia de transferencia de calor y las implicaciones de durabilidad del sistema. Este fenómeno ocurre cuando los gases de combustión se enfrían por debajo de su temperatura de rocío (entre 50 y 65 °C, dependiendo del contenido de humedad y composición de los gases). En las pruebas experimentales realizadas, se observó que, en configuraciones de tiraje medio, donde los gases permanecen más tiempo en contacto con las paredes del sistema, es más probable que ocurra condensación, especialmente en el tercer paso donde las temperaturas tienden a estabilizarse por debajo de los 70 °C, en la transferencia de calor la condensación libera calor latente de aproximadamente 2,260 kJ/kg, lo que mejora significativamente la transferencia térmica hacia el agua. En configuraciones de tiraje abierto, el calor transferido al agua representó hasta un 70% del calor total, mientras que, en tiraje medio, esta proporción aumentó al 90%, evidenciando un mejor aprovechamiento energético gracias a la condensación y menor pérdida de calor al ambiente.

La condensación mejora la transferencia de calor, también puede causar corrosión en las paredes del sistema si los gases contienen compuestos como CO_2 y SO_2 que generan ácidos al mezclarse con agua condensada. Esto puede comprometer la integridad estructural del termocañón a largo plazo. Por ello, es esencial considerar materiales resistentes a la corrosión en las partes más frías del sistema

3.2.3 Flujos de calor en el sistema

En este sistema de termocañón, el flujo de calor de entrada (línea azul) representa la energía térmica suministrada al sistema, con un aumento inicial rápido hasta estabilizarse entre 3 y 4 kJ/s. El flujo de calor transferido al agua (línea gris), que refleja la energía utilizada para calentar el agua, sigue una tendencia similar al de entrada, pero alcanza valores menores, alrededor de 2,5 kJ/s, evidenciando pérdidas de calor o ineficiencias. Por otro lado, el flujo de calor de salida (línea naranja), que corresponde a las pérdidas hacia el entorno, permanece constante en aproximadamente 0,5 kJ/s, indicando un buen aislamiento térmico. El porcentaje de monóxido de carbono (%CO, línea amarilla) aumenta gradualmente durante el proceso, alcanzando valores bajos ($<0,12\%$), lo que sugiere una combustión moderadamente eficiente con emisiones limitadas.

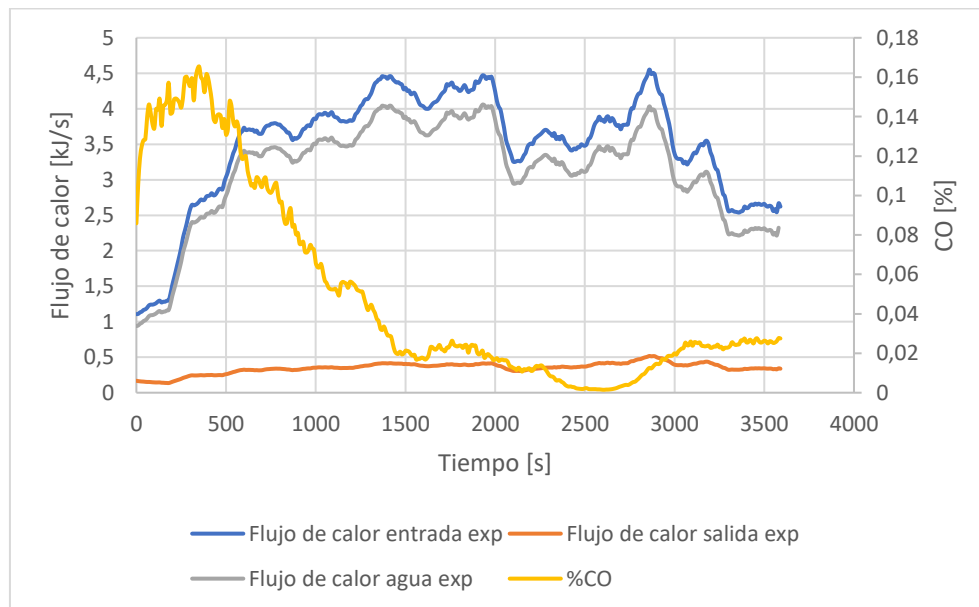


Figura 32: Flujos de calor experimental TM 15/11/24 E6

3.2.4 Distribución del calor almacenado

Los gráficos muestran la distribución del calor almacenado en el termocañón para dos configuraciones experimentales: tiraje abierto y tiraje medio. En el tiraje abierto, el calor transferido al agua representa el 70%, mientras que el 10% se pierde al ambiente y el 20% se almacena principalmente en el paso 3, debido a las mayores diferencias de temperatura entre los pasos, favoreciendo la acumulación térmica en esta etapa. Por otro lado, en el tiraje medio, el calor transferido al agua alcanza un 90%, con solo

un 10% de pérdidas al ambiente y una menor acumulación en el sistema, ya que las diferencias de temperatura entre los pasos son menores, lo que genera una transferencia más homogénea. Esta configuración maximiza la eficiencia térmica al reducir las pérdidas y mejorar el aprovechamiento del calor generado.

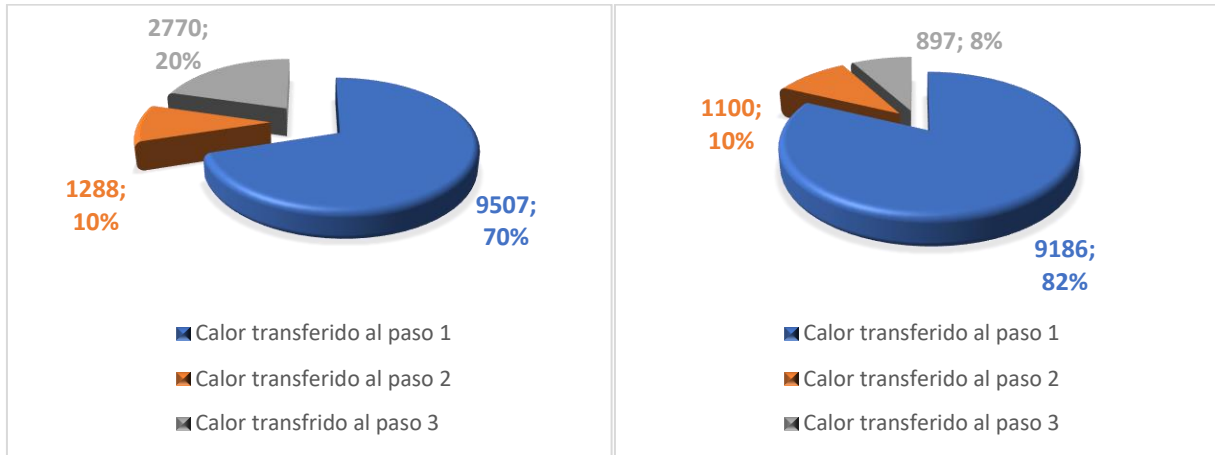


Figura 33: Comportamiento de calor almacenado TA (izquierda) y TM (derecha)

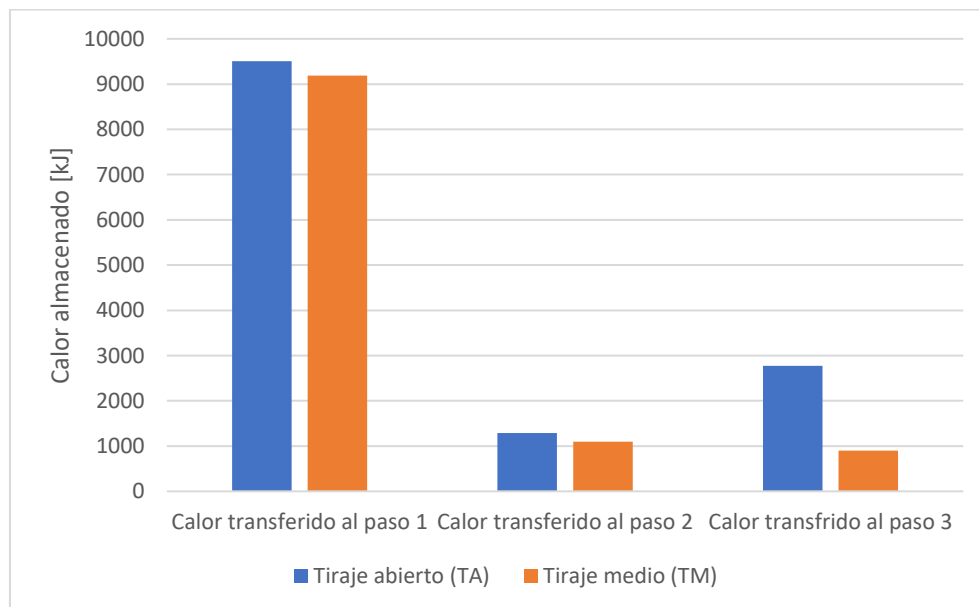


Figura 34: Comparación calor almacenado TA y TM

A continuación, en la Figura 35 se muestra la distribución del calor acumulado por cada paso, expresada tanto en porcentaje como en cantidad. Se observa una variación porcentual muy similar, con pequeñas discrepancias. En la Figura 36 se presenta la comparación entre el modelo y los datos experimentales para la configuración de tiraje medio, donde se registra un error que oscila entre el 6% y el 12% en la acumulación de calor en cada paso. Esto sugiere que el sistema, al realizar este cálculo, amortigua los errores tanto en la temperatura de los gases como en la del agua. Los posibles efectos de error pueden estar relacionados con las causas mencionadas anteriormente.

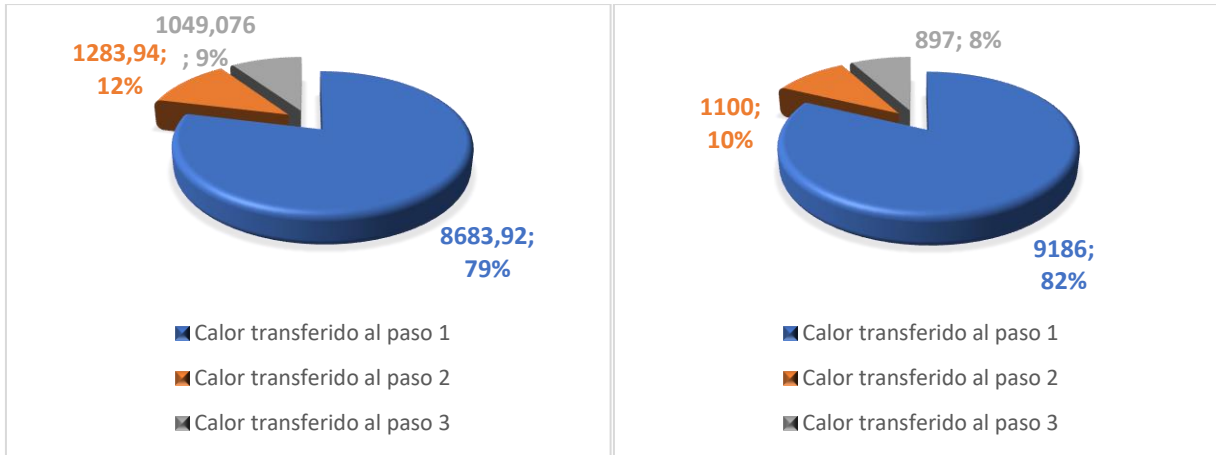


Figura 35: Comportamiento de calor almacenado modelo (izquierda) y experimentación (derecha)

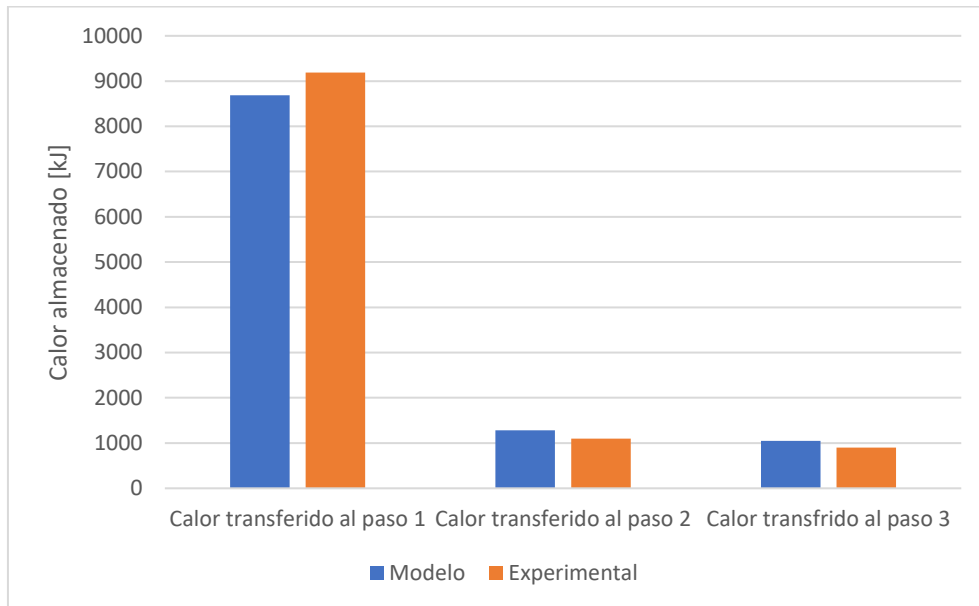


Figura 36: Comparación calor almacenado modelo y experimentación

3.2.5 Comparación recuperadores de calor

El año 2023 se realizaron pruebas de similares características con el fin de realizar un estudio similar, pero con un equipo de combustión y un recuperador de calor diferente, el recuperador de calor fue apodado “prototipo” para el proyecto FONDEF, tenía la característica de almacenar 70 litros de agua a diferencia al de este año que es 50 litros, esta disminución es debido a la geometría.

Para el recuperador de calor prototipo se utilizó el testo 350 como instrumento de medición, a diferencia de este año que se midió por a través del método directo, entre el calor traspasado y el calor total del sistema, entregando los siguientes resultados

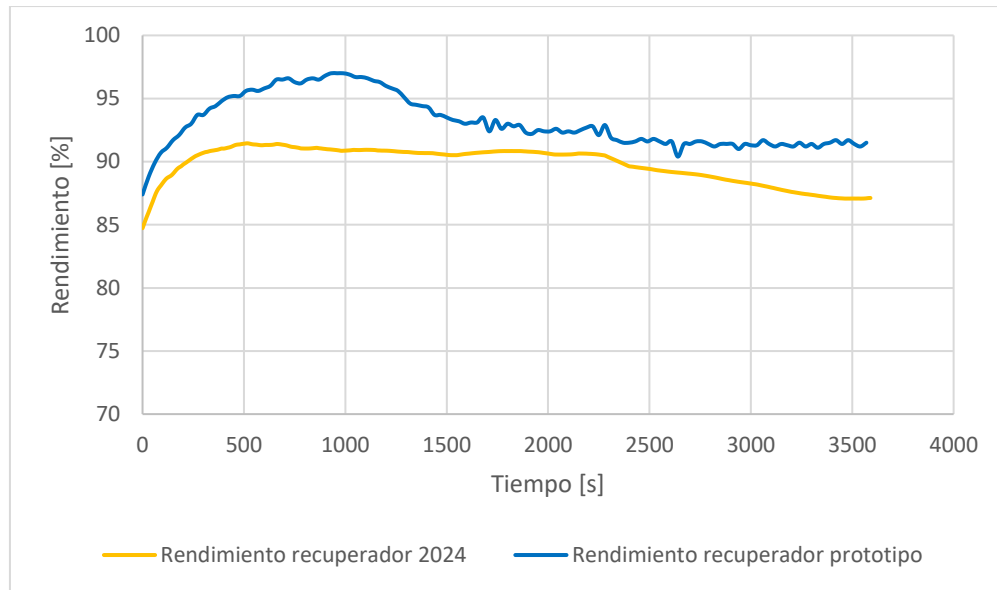


Figura 37: Comparación recuperadores de calor

De la figura anterior se desprende que el rendimiento del recuperador de calor 2024, que es aproximadamente del 89%, es inferior en comparación con el recuperador de calor prototipo, cuyo rendimiento alcanza el 93% para la misma configuración de tiraje medio. Sin embargo, ambos presentan un comportamiento similar. En términos de eficiencia energética, el recuperador de calor prototipo logra una mayor transferencia de calor, aunque, según el estudio de Hyldo Vega [14], la geometría del recuperador de calor 2024 permite una mayor acumulación de calor en el agua. Por lo tanto, ambos diseños de recuperadores presentan ventajas dependiendo del enfoque. Esta información fue recopilada a través del proyecto Fondef, el cual proporciona los datos que respaldan estas conclusiones.

3.2.6 Análisis económico

El termocañón surge como una solución eficiente y económica para la transferencia de calor al agua, especialmente en el sur de Chile, donde la biomasa es accesible y de bajo costo. Este sistema, diseñado para su integración en cocinas a leña, alcanza un rendimiento térmico promedio de hasta un 91,8 % bajo condiciones óptimas, superando significativamente la eficiencia de los calentadores de gas doméstico, que oscila entre el 50 % y el 60 %. Además, el uso de biomasa como leña o pellets tiene un costo operativo de 240 CLP/h, un 40 % menor que el del GLP, cuyo costo es de 400 CLP/h, según valores promedio de la zona sur.

Desde el punto de vista ambiental, el sistema recuperador junto con la cocina emite bajas concentraciones de monóxido de carbono ($\leq 0,12$ %) y, al utilizar biomasa renovable, contribuye a la reducción de la huella de carbono. Su diseño optimizado permite recuperar calor eficientemente, reduciendo la temperatura de los gases de escape hasta 50 °C, mejorando tanto la eficiencia energética como el impacto ambiental [27].

Según IN-DATA SPA [28], el consumo energético promedio de un hogar en Chile es de 4.501 kWh/año para calefacción. En el caso de una cocina sin recuperador de calor, la potencia promedio en su uso para tiraje medio es de 8,63 kW. Para alcanzar este consumo, se requerirían aproximadamente 521 horas de uso anual, según IN-DATA SPA. Para cubrir estas horas de uso, se estima que se necesitarían 1.511 kg de leña. Según el mercado actual [29], 23 kg de leña tienen un costo de \$7.000, lo que se traduce en un gasto aproximado de \$481.478 anuales para cubrir este consumo energético.

Para agua caliente sanitaria (ACS), con un consumo total de 1.528 kWh/año, el intercambiador de calor de 2,8 kW necesita 545,7 horas de funcionamiento, lo que implica un consumo adicional de 71 kg de leña y un costo de \$21.608. Sin embargo, el recuperador permite suplir el 93,5 % de esta demanda utilizando el calor residual de la calefacción, reduciendo significativamente los costos operativos.

Tabla 24: Precios referencia mercado en Chile (fuente: [26])

Marca/Distribuidora	Material	Capacidad	Costo
Alcázar	Acero inoxidable	70 L	\$518.990
Alcázar	Acero inoxidable	100 L	\$563.990
Yunque	Acero inoxidable	90 L	\$439.990
Buena Caldera	Acero inoxidable	60 L	\$365.000
Buena Caldera	Acero inoxidable	90 L	\$399.000

Además, el sistema ahorra en el consumo de gas licuado al reemplazar el uso de un calefón. Para suplir los 1.428,8 kWh de energía recuperada, se necesitarían 163 kg de gas, lo que representa un ahorro anual de \$307.802. Para manejar las altas temperaturas del agua generada por el sistema, que pueden superar los 50 °C, se incorpora un acumulador de ACS, cuyo costo forma parte de la inversión inicial.

El cálculo final del sistema incluye el costo del recuperador, su instalación, el acumulador y la leña necesaria para cubrir la demanda adicional de ACS, descontando el ahorro por el menor uso de gas licuado. Con un ahorro anual de \$307.802, se estima que la inversión inicial se recuperará en aproximadamente seis años, destacándose como una opción económica y eficiente tanto en el ámbito energético como ambiental.

Tabla 25: Costos de inversión (fuente: [26])

Ítem	Precio
Recuperador de calor	\$500.000
Acumulador	\$1.330.000
Instalación	\$100.000
Madera restante	\$21.608
Total	\$1.951.608

Conclusiones

El modelo desarrollado predice la temperatura de salida del agua con un error promedio inferior al 5% en el caso de tiraje abierto, alcanzando temperaturas cercanas a 70 °C. Las curvas experimentales muestran un aumento sostenido desde 30 °C hasta 70 °C. Sin embargo, la predicción de la temperatura de salida de los gases presentó diferencias superiores al 10% respecto a los valores experimentales.

Se propone incluir efectos adicionales, como la radiación térmica, especialmente en el primer paso, donde las temperaturas de los gases superan los 250 °C. Asimismo, se identificó que la tasa de quemado tomada de los trabajos de Reinaldo Puentes introduce un error estimado del 20% en el modelo, lo que resalta la necesidad de mejorar esta variable.

En cuanto al estudio comparativo, se concluye que, si se busca un sistema compacto y eficiente en espacios reducidos, el recuperador de calor prototipo FONDEF 2023 es una opción viable (prototipo). No obstante, si se requiere una mayor acumulación de calor, una distribución más uniforme de la transferencia de energía en etapas más largas y una menor influencia del tiraje sobre el rendimiento del sistema, el termocañón de tres pasos resulta más adecuado, ya que su diseño amortigua el impacto del tiraje en la eficiencia térmica global.

La incorporación del recuperador de calor al conjunto de cocina a leña permite aumentar el rendimiento desde un 60% a un 89%, con una transferencia de calor al agua promedio de 13,400 kJ (equivalente a 3,72 kW) bajo tiraje abierto. En tiraje medio, el rendimiento del conjunto alcanzó el 90%, con una transferencia de calor al agua de 11,257 kJ (equivalente a 3,13 kW).

Los futuros trabajos deberán enfocarse en incorporar efectos adicionales, como la radiación térmica en zonas de alta temperatura, así como en refinar variables clave como la tasa de quemado y las propiedades termodinámicas dependientes de la temperatura. Además, será fundamental realizar ajustes para reducir las discrepancias en la predicción de las temperaturas de los gases y optimizar la representación de condiciones reales, lo que permitirá incrementar la precisión y aplicabilidad del modelo en escenarios prácticos.

Referencias

- [1] F. E. Sierra Vargas, C. A. Guerrero Fajardo y F. Mejia Barragan, «Determinación de la eficiencia de la cocción con leña en veredas de Usme, Bogota,» *Scielo*, vol. 17, Mayo 2014.
- [2] Ministerio de Energía, «Anuario estadístico de energía,» 2021.
- [3] S. M. Quilapán Gallardo, «Propuesta y validación experimental de mejoras al diseño de un equipo para recuperación de calor,» 2022.
- [4] F. I. Pezoa Andaur, «Modelo de transferencia de calor en regimen transitorio para recuperador de calor instalado en cocina a leña,» 2024.
- [5] Ministerio del Medio Ambiente, «Norma primaria de calidad del aire para material particulado fino (MP2,5),» [En línea]. Available: <https://normasaire.mma.gob.cl/nambientales/normas-de-calidad-del-aire/norma-primaria-de-calidad-del-aire-para-material-particulado-fino-mp25/>.
- [6] Bosques Energía Sociedad, «Una aproximación integral al mercado de la leña en Chile y sus barreras para la transición energética,» 2021. [En línea]. Available: <https://bibliotecadigital.infor.cl/bitstream/handle/20.500.12220/31303/31303.pdf?sequence=1>.
- [7] Organización Mundial de la Salud, «Directrices de calidad del aire actualización mundial,» 2006. [En línea]. Available: <https://www.who.int/publications/i/item/WHO-SDE-PHE-OEH-06.02>.
- [8] Comision nacional de energia, «Anuario estadístico de enrgía,» Ministerio de energia, Chile, 2023.
- [9] A. Cablé, L. Georges, P. Peigné, Ø. Skreiberg y L. Druette, «Evaluación de un nuevo sistema que combina estufa de leña, intercambiador de calor de gases de combustión y ventilación mecánica con recuperación de calor en viviendas altamente aisladas,» *ScienceDirect*, vol. 167, 2019.
- [10] S. Rastegarpour, A. Mariotti, L. Ferrarini y M. Aminyaver, «Energy efficiency improvement for industrial boilers through a flue-gas condensing heat recovery system with nonlinear MPC approach,» *sciencedirect*, vol. 229, 2023.
- [11] M. Sharqawy, «Transient behavior of a falling-film drain water heat recovery device, thermal and economic performance assessments,» *Sciencedirect*, vol. 48, 2023.
- [12] F. Guerrero, A. Arriagada, F. Muñoz, P. Silva, N. Ripoll y M. Toledo, «Particulate matter emissions reduction from residential wood stove using inert porous material inside its combustion chamber,» *Sciencedirect*, vol. 289, 2021.

- [13] N. Aguilera Maldonado, «Modelo de tasa de quemado en equipos residenciales de combustión de leña,» 2024.
- [14] H. B. Vega Barra , «Análisis experimental de la eficiencia y emisiones de un recuperador de calor en equipos a combustión de biomasa,» Departamento de mecanica y aeroespacial, 2024.
- [15] M. Daza Meza, «Análisis comparativo de recuperadores de calor instalados en cocina a leña en términos de eficiencia energética,» Concepción, 2024.
- [16] Consejo de Ministros para la Sustentabilidad, *Aprueba proyecto definitivo revisión de la norma de emisión de material particulado para artefactos que combustioneno puedan combustionar leña y derivados de la madera*, 2013.
- [17] «Amestí,» [En línea]. Available: <https://www.amesti.cl/otros-complementos/1866-termocanon-inox-60-lts-amesti-7809630001561.html>.
- [18] Departamento de ingenieria civil mecanica, *Propiedades de madera y carga de combustible*, Concepcion : Universidad de Concepción, 2023.
- [19] M. Piano, *Planos recuperador de calor de tres pasos*, Concepción: Universidad de Concepción, 2023.
- [20] L. H. Copete López y B. A. Herrera Múnera, *Tecnologías de recuperación de calor*, S. I. J. Gómez, Ed., Instituto Tecnológico Metropolitano.
- [21] R. Méndez Romero, R. Adame y M. sen, «Estudio de los parámetros que afectan la transferencia de calor conjugada en intercambiador de calor de tubos y placas-aletas,» *Scielo*, 2001.
- [22] T. Bergman, A. Lavienne, F. Incropera y D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 8, Wiley.
- [23] C. Yunus, *Transferencia de calor fundamentos y aplicaciones*, vol. 6, Mc Graw Hill, 2020.
- [24] J. Holman, *Heat Transfer*, vol. 10, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [25] R. Menay Ramirez y O. F. Farias Fuentes, «Modelación de la tasa de quemado en equipos residenciales de combustión a leña,» *CIBIM2024*, vol. 4, 22-24 Octubre 2024.
- [26] R. A. Puentes Uribe, «Análisis de la influencia de la tasa de quemado en las emisiones de material particulado generadas por cocina a leña, utilizando un método óptico para medición de material particulado.,» 2024.
- [27] «Global Petrol Prices,» [En línea]. Available: <https://www.globalpetrolprices.com/>.
- [28] In – Data SpA, CDT, «Resumen ejecutivo caracterización residencial 2018.,» 2018.

- [29] Dinamarca, «Oopinoo,» 2024. [En línea]. Available: <https://chilopina.com/centro-comercial/concepcion/comercial-dinamarca-lena-seca/>.
- [30] M. A. Francisco Cristian, «Validación técnica de un prototipo de cocina a leña multifuncional basado en la gasificación de la llama invertida,» 2018.
- [31] A. A. Fissore Shiappacasse, Curso transferencia de calor, Concepción: Departamento de Ingeniería Civil Mecánica, Universidad de Concepción, 2022.
- [32] Departamento Técnico de Productos - Ministerio de Energía, «Protocolo de análisis y/o ensayos de seguridad de producto de leña y otros dendroenergéticos.,» Santiago, 2023.
- [33] M. W. J. & Z. X. Shan, «Pollutant emissions from biomass burning: A review on emission characteristics, environmental impacts, and research perspectives,» *Sciencedirect*.
- [34] M. E. R. & G. A. Johnson, «How to improve pollutant emission performances of household biomass cookstoves: A review,» *Sciencedirect*.
- [35] Intergovernmental panel on climatechange, «Climate change and land,» IPCC, [En línea]. Available: <https://www.ipcc.ch/srccl/>. [Último acceso: 2024].

Anexos

Anexo A: Carta Gantt

CARTA GANTT - Análisis de parámetros que influyen en el rendimiento de un recuperador de calor a condensación instalado en cocina a leña

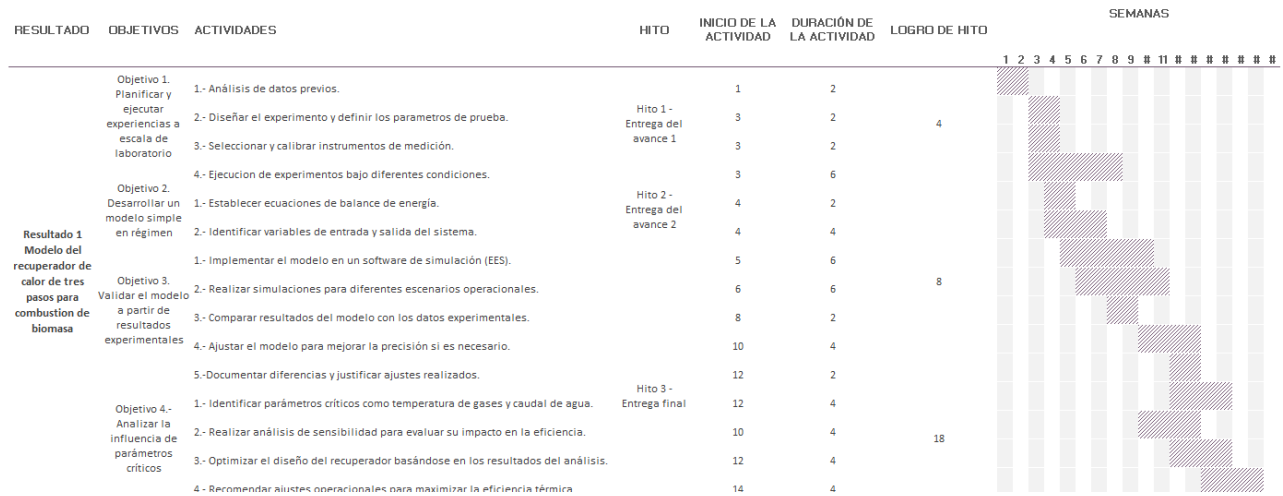


Tabla 26: Carta Gantt

Anexo B: Gráficas de resultados

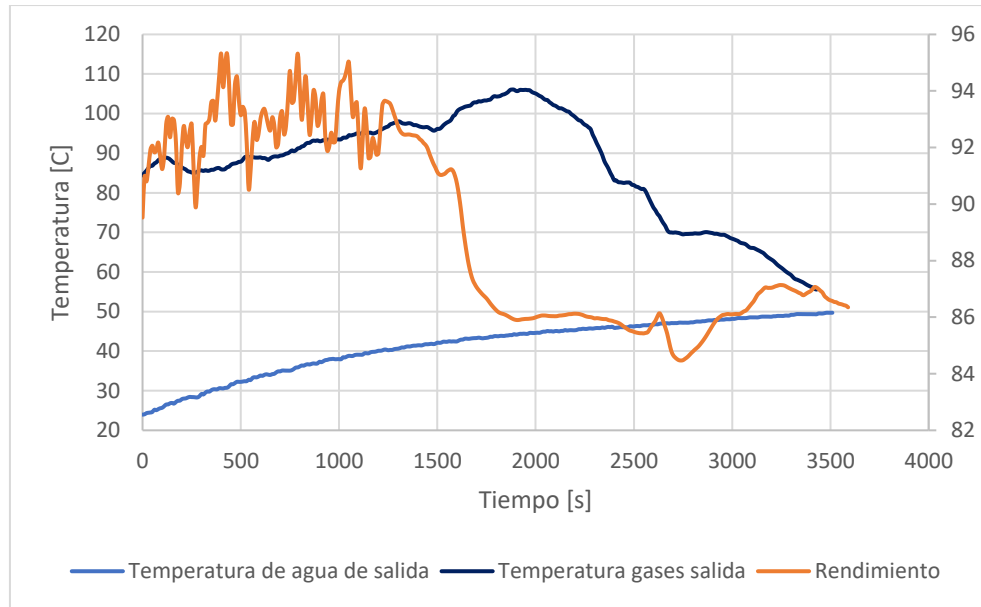


Figura 38: Resultados experimentales TA

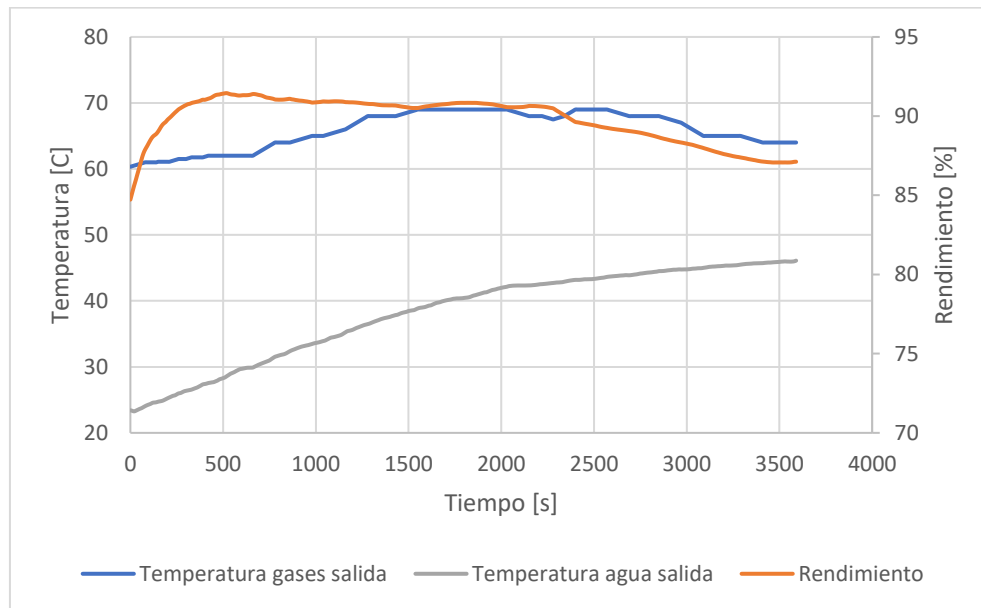


Figura 39: Resultados experimentales TM 15/11/24 E6

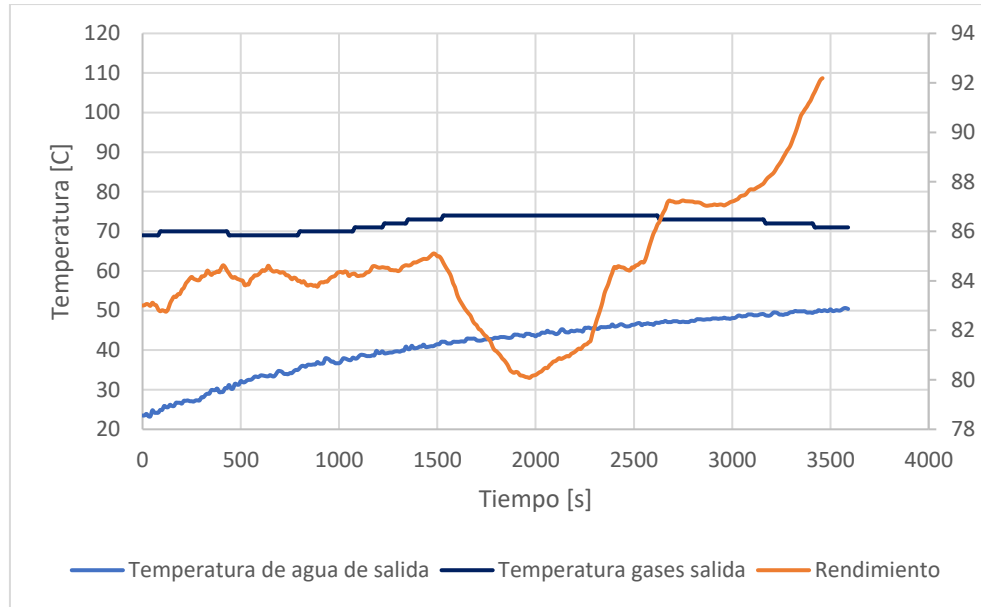


Figura 40: Resultados modelo TA

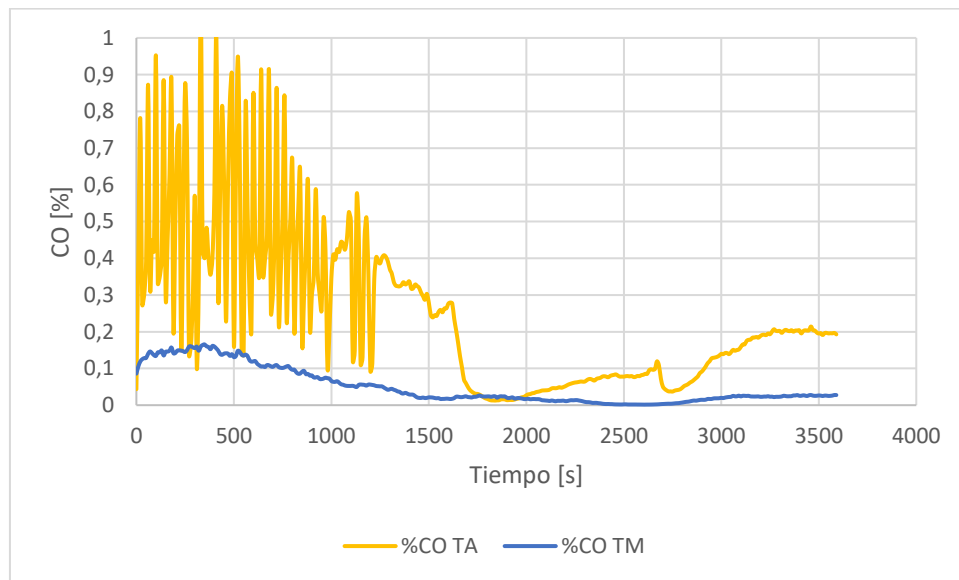


Figura 41: Comportamiento del %CO

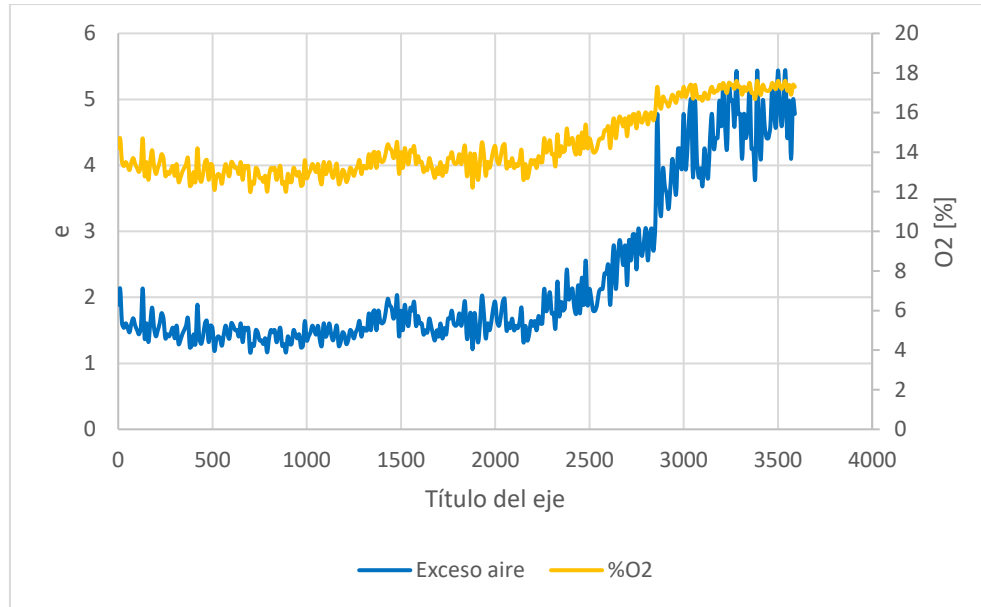


Figura 42: Condiciones de O2 y exceso de aire TM

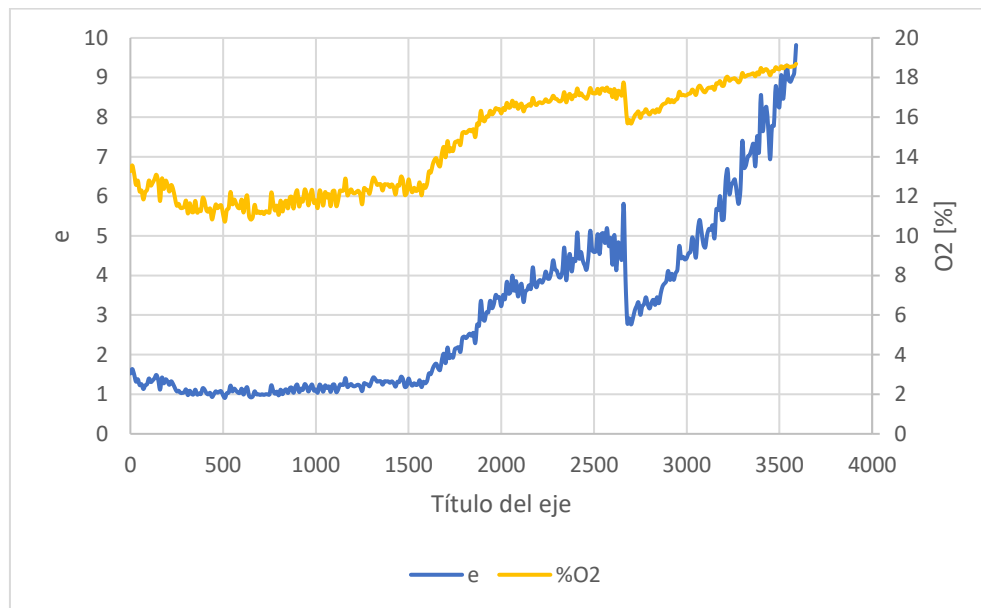


Figura 43: Condiciones de O2 y exceso de aire TA

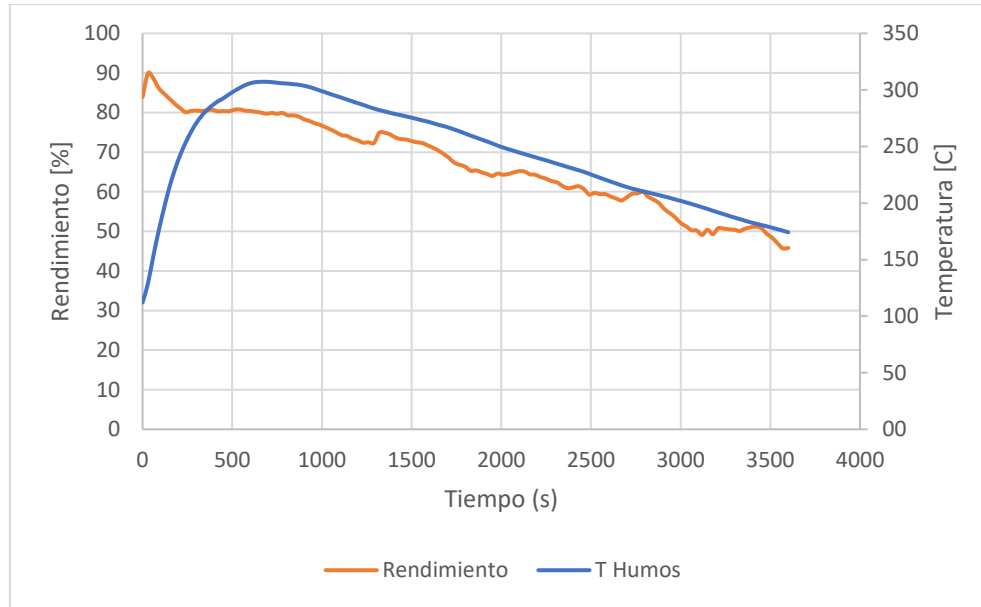


Figura 44: Gráfica rendimiento y temperatura de humos cocina [15]

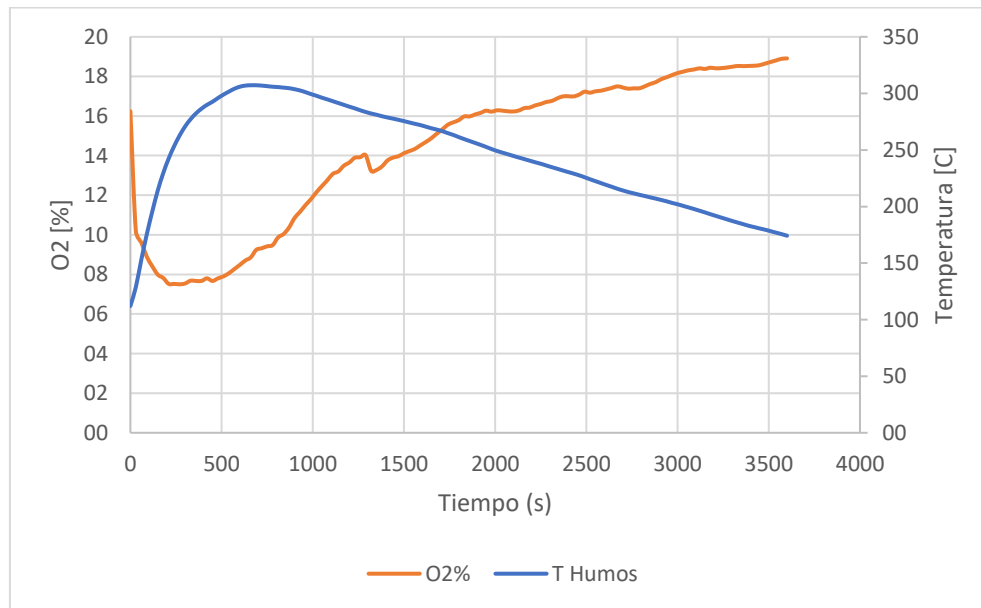


Figura 45: Gráfica porcentaje de oxígeno y temperatura de humos cocina [15]

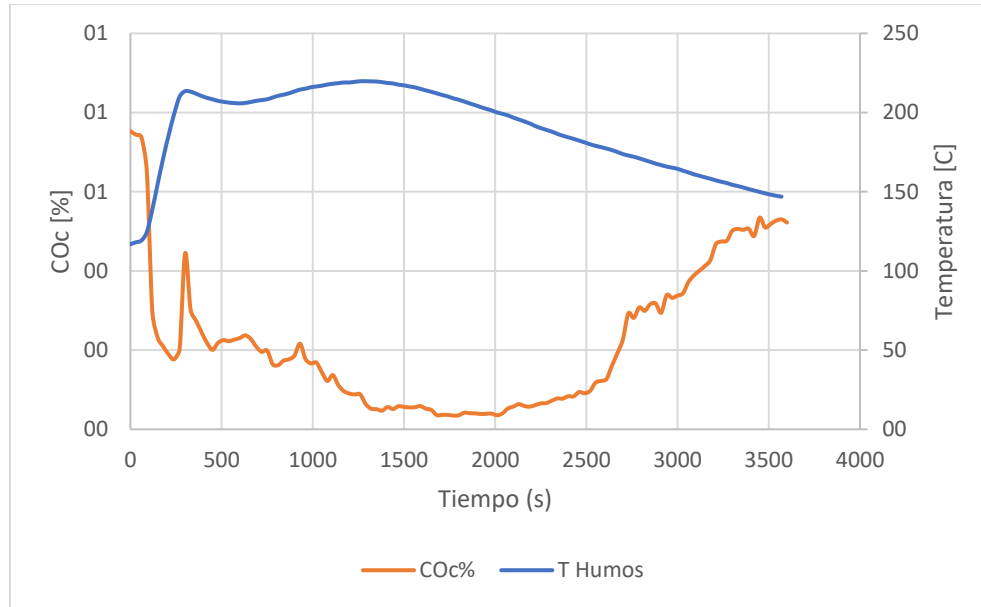


Figura 46: Porcentaje de dióxido de carbono y temperatura de humos cocina [15]

Anexo C: Tablas de valores experimentales

Tabla 27: Valores promedios en variables de interés tiraje abierto

VALOR PROMEDIO	Nu	$k \left[\frac{kW}{m \cdot K} \right]$	Re	Pr	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\mu \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$	Resultado $\left[\frac{kW}{m^2 \cdot K} \right]$
$h_{conv,g12}$	137,2	0,00004091	59436	0,7448	2,003	0,00002747	0,04419
$h_{conv,g23}$	157	0,00003878	70410	0,7468	2,526	0,00002319	0,05002
$h_{conv,g34}$	166,6	0,00003109	75841	0,7136	2,785	0,00002153	0,04887
$h_{conv,w12}$	48,72	0,0006	7061	6,655	997,7	0,00094	0,2267
$h_{conv,w23}$	42,16	0,0006	5893	6,655	997,7	0,00094	0,235
$h_{conv,w34}$	42,16	0,0006	5893	6,655	997,7	0,00094	0,235

Tabla 28: Flujos de calor promedios tiraje abierto

$\dot{Q}_{ge} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g12} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g23} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g34} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_w \left[\frac{kJ}{s} \right]$	η
3,158	1,764	0,3907	0,357	2,512	79,5%

Tabla 29: Valores promedios en variables de interés tiraje medio

VALOR PROMEDIO	Nu	$k \left[\frac{kW}{m \cdot K} \right]$	Re	Pr	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\mu \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$	Resultado $\left[\frac{kW}{m^2 \cdot K} \right]$
$h_{conv,g12}$	145,9	0,00003745	64238	0,7135	2,232	0,00002542	0,04302
$h_{conv,g23}$	173,3	0,00002947	79606	0,7144	2,965	0,00002051	0,04816
$h_{conv,g34}$	180,9	0,00002777	83987	0,7157	3,174	0,00001944	0,0474
$h_{conv,w12}$	48,06	0,0006	6855	6,88	997,7	0,0009683	0,2228
$h_{conv,w23}$	41,59	0,0006	5722	6,88	997,7	0,0009683	0,231
$h_{conv,w34}$	41,59	0,0006	5722	6,88	997,7	0,0009683	0,231

Tabla 30: Flujos de calor promedios tiraje medio

$\dot{Q}_{ge} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g12} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g23} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_{g34} \left[\frac{kJ}{s} \right]$	$\dot{Q}_w \left[\frac{kJ}{s} \right]$	η
2,766	2,037	0,2475	0,1982	2,482	89,7%

Tabla 31: Comparación de cocinas con recuperador de calor (fuente: [15])

Tipo de cocina	Cocina Yunque		Cocina Alcazar	
	Recuperador de calor			
Parámetro	Abierto	Medio	Abierto	Medio
Velocidad de quemado (kg/h)	2,4	1,8	2,1	2,1
Rendimiento (%)	89,3 ± 1,7	91,8 ± 1,8	86,7 ± 2,1	83,8 ± 1,6
Potencia (kW)	10,1 ± 2,3	7,9 ± 0,8	8,66 ± 1,9	8,37 ± 1,0

Temperatura de humos (°C)	71,6	48,4	67,8	77,19
O ₂ %	14,74	16,02	17,38	17,19
CO%	0,32	0,24	0,28	0,26
CO ₂ %	5,82	4,66	3,4	12
Temperatura ambiente	16	19,1	21	18
Humedad Combustible	12,2	11,3	11,8	12,5
N° Ensayos	5	1	7	4

Tabla 32: Comparativa cocinas de termo fluidos con dispositivos

Tipo de cocina	Cocina caso base	Cocina nueva
Parámetro	Recuperador de calor y precipitador electroestático	
	Abierto	Abierto
Velocidad de quemado (kg/h)	1,51	1,72
Rendimiento (%)	92	80,83
Potencia (kW)	6,6	6,6
Temperatura de humos (°C)	56,3	76,67
O ₂ %	15,04	17,29
CO%	0,22	0,28
CO ₂ %	5,62	1,94
Temperatura ambiente	18	17
Humedad Combustible	12	13,2
N° Ensayos	1	2

Anexo D: Código EES

```

PROCEDURE combustible(t:m_dot_combustible)
If (t>=0) and (t<1000) Then
m_dot_combustible:=-0,000001377 * t + 0,002192616
endif
IF (t >= 1000) AND (t < 2000) THEN
  m_dot_combustible = -0,000000596 * t + 0,00145
endif
IF (t >= 2000) THEN
  m_dot_combustible = -0,0000000782 * t + 0,000282
ENDIF
end

```

```
CALL combustible(t:m_dot_combustible)
```

```
" Variables de entrada conocidas y estimadas "
```

```
"i=1"
```

```
T_g1=Lookup(i;2)
```

```
t= Lookup (i;1) "tiempo de ensayo"
```

```
m_w = 50 [kg]
```

```
T_w1= Lookup(i;3) " Temperatura de entrada del agua"
```

```
T_wm = (T_w1+T_w2)/2 " Temperatura promedio"
```

```
Cp_w = 4,186 [kJ/kg*K]
```

```
m_dot_w = 0,21 [l/s] "suponemos densidad 1 [kg/s]"
```

```
Poder_calorifico_combustible = 17140 [kJ/kg]
```

```
t_g12m= 153
```

```
t_g23m= 121,5
```

```
t_g34m= 91
```

```
P_w = 125 [kPa] "Presion dentro del termocañon"
```

```
" Dimensiones "
```

```
D_tubo1 = 0,127 [m] "Diámetro interno del tubo"
```

```
L_tubo1 = 1,007 [m] "Longitud del primer tubo"
```

```
A_tubo1 = (3,1416 * D_tubo1 * L_tubo1) "Area para calculos de coeficientes"
```

```
A_tubo1_t = (3,1416 *D_tubo1^2)/4 "Area transversal "
```

```
D_tubo2 = 0,106 [m] "Diámetro interno del tubo"
```

```
L_tubo2 = 1,007 [m] "Longitud del segundo tubo"
```

```
A_tubo2 = (3,1416 * D_tubo2 * L_tubo2) "Area para calculos de coeficientes"
```

```
A_tubo2_t = (3,1416 *D_tubo2^2)/4 "Area transversal "
```

```
D_tubo3 = 0,106 [m] "Diámetro interno del tubo"
```

```
L_tubo3 = 1,007 [m] "Longitud del tercer tubo"
```

```
A_tubo3 = (3,1416 * D_tubo3 * L_tubo2) "Area para calculos de coeficientes"
```

```
A_tubo3_t = (3,1416 *D_tubo3^2)/4 "Area transversal "
```

```
" Composición del combustible "
```

```
C = 0,4776
```

```
H = 0,00632
```

```
N = 0,0009
```

```
O = 0,4577
```

```
H2O = 0,055 " Fracción de humedad en el combustible"
```

```
" Masas molares de los componentes [kg/kmol] "
```

$MM_C = 12,01$ [kg/kmol]
 $MM_H = 1,008$ [kg/kmol]
 $MM_O = 16,00$ [kg/kmol]
 $MM_N = 14,01$ [kg/kmol]
 $MM_H2O = 18,016$ [kg/kmol]

" Moles de cada componente del combustible "

$n_C = C / MM_C$
 $n_H = H / MM_H$
 $n_O = O / MM_O$
 $n_N = N / MM_N$
 $n_H2O = H2O / MM_H2O$

" Moles estequiométricos de oxígeno necesarios "

$X_O2est = n_C + n_H / 4 - n_O / 4,76$

" Definición del exceso de aire basado en datos experimentales "

$Porc_O2 = \text{Lookup}(i;4)$ " Porcentaje experimental de O2 en los gases de combustión"
 $Porc_CO = \text{Lookup}(i;5)$ " Porcentaje experimental de CO en los gases de combustión"

$x_O2_exp = Porc_O2 / 100$ " Fracción molar de O2 en los gases (experimental)"
 $x_CO_exp = Porc_CO / 100$ " Fracción molar de CO en los gases (experimental)"

"Balance estequiométrico"

$n_C * C + n_H * H + n_O * O + n_N2 * N2 + n_H2O * H2O + (1+e) * X_est * (O2 + 79/21 * N2) \rightarrow n_CO2 * CO2 + n_CO * CO + n_H2O_prod * H2O + n_N2 * N2 + n_O2 * O2$

$n_CO = f * n_C$ " Ajuste experimental de CO basado en su fracción molar"
 $x_CO2 = (1 - f) * n_C$ " Fracción de carbono formando CO2"
 $n_H2O_prod = (n_H + 2 * n_H2O) / 2$ " Reajuste de los moles de CO2"
 $n_O2 = X_O2est * e$
 $n_N2 = 79 / 21 * \lambda * X_O2est$

" Relación para el exceso de aire (experimental) "

$x_O2_exp = (n_O2 / n_bs)$
 $x_CO_exp = (n_CO / n_bs)$

$e = \lambda - 1$ " Exceso de aire (experimentalmente calculado)"

" Número total de moles de productos de combustión "

$n_bh = n_CO2 + n_CO + n_H2O_prod + n_O2 + n_N2$ " Moles de gases húmedos"
 $n_bs = n_bh - n_H2O_prod$ " Moles de gases secos (sin H2O)"

" Masa molar de cada componente en el flujo de combustión [kg/kmol] "

$MM_CO2 = 44,01$ [kg/kmol]
 $MM_CO = 28,01$ [kg/kmol]
 $MM_O2 = 32,00$ [kg/kmol]
 $MM_N2 = 28,014$ [kg/kmol]

" Fracción molar de cada componente en los gases de combustión "

$x_CO2 = n_CO2 / n_bh$
 $x_CO = n_CO / n_bh$
 $x_H2O = n_H2O_prod / n_bh$

$$x_{O_2} = n_{O_2} / n_{bh}$$

$$x_{N_2} = n_{N_2} / n_{bh}$$

" Calor de gases de entrada "

$$T_{ref} = 25 \text{ [C]}$$

$$\Delta H_{CO_2} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{ref})$$

$$\Delta H_{H_2O} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{ref})$$

$$\Delta H_{CO} = \text{Enthalpy}(CO; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(CO; T=T_{ref})$$

$$\Delta H_{O_2} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{ref})$$

$$\Delta H_{N_2} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{ref})$$

$$\Delta H_{ge} = n_{CO_2} * \Delta H_{CO_2} + n_{H_2O_{prod}} * \Delta H_{H_2O} + n_{O_2} * \Delta H_{O_2} + n_{N_2} * \Delta H_{N_2} + n_{CO} * \Delta H_{CO}$$

$$Q_{dot_{ge}} = m_{dot_{combustible}} * \Delta H_{ge}$$

" Cálculo de la densidad de la mezcla de gases de combustión entrada "

$$P_{atm} = 101,3 \text{ [kPa]}$$

$$\rho_{CO_2} = \text{Density}(CO_2; T=T_{g1}; P=P_{atm})$$

$$\rho_{H_2O} = \text{Density}(H_2O; T=T_{g1}; P=P_{atm})$$

$$\rho_{O_2} = \text{Density}(O_2; T=T_{g1}; P=P_{atm})$$

$$\rho_{CO} = \text{Density}(CO; T=T_{g1}; P=P_{atm})$$

$$\rho_{N_2} = \text{Density}(N_2; T=T_{g1}; P=P_{atm})$$

" Se multiplica la masa molar por la densidad ya obtenida, ya que esta dado en unidades de kmol/m³ y lo necesitamos en kg/m³ "

$$\rho_{gas_en} = MM_{CO_2} * x_{CO_2} * \rho_{CO_2} + MM_{H_2O} * x_{H_2O} * \rho_{H_2O} + MM_{O_2} * x_{O_2} * \rho_{O_2} + MM_{N_2} * x_{N_2} * \rho_{N_2} + MM_{CO} * x_{CO} * \rho_{CO}$$

" Calculo de la relacion aire - combustible "

$$RAC_{est} = 4,76 * X_{O_2est} * MM_{aire}$$

$$RAC = RAC_{est} * \lambda$$

$$MM_{aire} = 29$$

$$RAC = m_{dot_{aire}} / m_{dot_{combustible}}$$

$$m_{dot_{gas}} = m_{dot_{combustible}} + m_{dot_{aire}}$$

$$m_{dot_{gas}} = \rho_{gas_en} * V_{dot_{gas}}$$

$$V_{dot_{gas}} = v_{gas} * A_{tubo1_t}$$

" TRAMO 1 "

" Calculo de coeficientes de transferencia de calor en el punto medio del primer paso "

$$T_{g12} = (T_{g1} + T_{g2}) / 2$$

" Se asume una temperatura media en la mitad del primer paso "

$$\Delta H_{CO_2_12} = \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(CO_2; T=T_{g2})$$

$$\Delta H_{H_2O_12} = \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_{g2})$$

$$\Delta H_{CO_12} = \text{Enthalpy}(CO; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(CO; T=T_{g2})$$

$$\Delta H_{O_2_12} = \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(O_2; T=T_{g2})$$

$$\Delta H_{N_2_12} = \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{g1}) - \text{Enthalpy}(N_2; T=T_{g2})$$

$$\Delta H_{g12} = n_{CO_2} * \Delta H_{CO_2_12} + n_{H_2O_{prod}} * \Delta H_{H_2O_12} + n_{O_2} * \Delta H_{O_2_12} + n_{N_2} * \Delta H_{N_2_12} + n_{CO} * \Delta H_{CO_12}$$

$$Q_{dot_{g12}} = m_{dot_{combustible}} * \Delta H_{g12}$$

" Calculo coeficiente convectivo de los gases paso 1 "

" Para el coeficiente convectivo necesitamos del calculo de Nusselt que esta definido por la siguiente ecuacion y es adimensional "

$$Nu_{g12} = 0,023 * (Reynolds_{g12}^{0,8}) * (Pr_{g12}^{0,3})$$

" Nusselt se calcula con el Prandtl y con el numero de Reynolds, ambos son adimensionales "

Pr_CO2_g12=Prandtl(CO2;T=T_g12m)
 Pr_H2O_g12=Prandtl(H2O;T=T_g12m)
 Pr_CO_g12=Prandtl(CO;T=T_g12m)
 Pr_O2_g12=Prandtl(O2;T=T_g12m)
 Pr_N2_g12=Prandtl(N2;T=T_g12m)

$$Pr_{g12} = x_{CO2} * Pr_{CO2_g12} + x_{H2O} * Pr_{H2O_g12} + x_{CO} * Pr_{CO_g12} + x_{O2} * Pr_{O2_g12} + x_{N2} * Pr_{N2_g12}$$

" Reynolds para paso 1 esta definido por la siguiente ecuacion "

$$Reynolds_{g12} = (\rho_{g12} * v_{g12} * D_{tubo1}) / \mu_{g12}$$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 1 "

m_dot_gas= rho_g12 * V_dot_g12 "consideramos que el flujo masico del gas es constante"
 V_dot_g12 = v_g12 * A_tubo1_t

" DUDA se debe considerar la presion P_w es la que esta en el espacio del agua esta es la misma que dentro del tubos? "

rho_CO2_g12=Density(CO2;T=T_g12m;P=P_w)
 rho_H2O_g12=Density(H2O;T=T_g12m;P=P_w)
 rho_O2_g12=Density(O2;T=T_g12m;P=P_w)
 rho_CO_g12=Density(CO;T=T_g12m;P=P_w)
 rho_N2_g12=Density(N2;T=T_g12m;P=P_w)

$$\rho_{g12} = MM_{CO2} * x_{CO2} * \rho_{CO2_g12} + MM_{H2O} * x_{H2O} * \rho_{H2O_g12} + MM_{O2} * x_{O2} * \rho_{O2_g12} + MM_{N2} * x_{N2} * \rho_{N2_g12} + MM_{CO} * x_{CO} * \rho_{CO_g12}$$

" Viscosidad del paso 1 para el calculo del Reynolds, viscosidad en [kg/(m*s)] "

mu_CO2_g12=Viscosity(CO2;T=T_g12m)
 mu_H2O_g12=Viscosity(H2O;T=T_g12m)
 mu_CO_g12=Viscosity(CO;T=T_g12m)
 mu_O2_g12=Viscosity(O2;T=T_g12m)
 mu_N2_g12=Viscosity(N2;T=T_g12m)

$$\mu_{g12} = x_{CO2} * \mu_{CO2_g12} + x_{H2O} * \mu_{H2O_g12} + x_{O2} * \mu_{O2_g12} + x_{N2} * \mu_{N2_g12} + x_{CO} * \mu_{CO_g12}$$

" Determinacion del coeficiente de transferencia por conveccion en gases paso 1 "

$$h_{cv_g12} = (Nu_{g12} * k_{g12}) / D_{tubo1}$$

" Para el calculo de coeficiente convectivo necesitamos el valor de la conductividad de los gases en el paso 1, esta esta calculada en [W/(m*K)] "

k_CO2_g12=Conductivity(CO2;T=T_g12m)
 k_H2O_g12=Conductivity(H2O;T=T_g12m)

$k_{CO_g12} = \text{Conductivity}(CO; T=T_{g12m})$

$k_{O2_g12} = \text{Conductivity}(O2; T=T_{g12m})$

$k_{N2_g12} = \text{Conductivity}(N2; T=T_{g12m})$

$k_{g12} = (x_{CO2} * k_{CO2_g12} + x_{H2O} * k_{H2O_g12} + x_{O2} * k_{O2_g12} + x_{N2} * k_{N2_g12} + x_{CO} * k_{CO_g12}) / 1000$

" La resistencia por conveccion en gases la calculamos con por el area del tubo 1 "

$R_{conv_g12} = 1 / (h_{cv_g12} * A_{tubo1})$

" Calculo de la resistencia por conduccion en el paso 1 "

$k_{pared} = 16/1000 \text{ [kW/m}^2\text{K]}$

$D_{tubo1_ext} = 0,127 \text{ [m]}$

$D_{tubo1_int} = 0,124 \text{ [m]}$

$R_{cond12} = (\ln(D_{tubo1_ext} / D_{tubo1_int})) / (2 * 3,1416 * k_{pared} * L_{tubo1})$

"NUEVO"

" Calculo de coeficiente de transferencia de calor por conveccion agua paso 1 "

$Nu_{w12} = 0,023 * (\text{Reynolds}_{w12}^{0,8}) * (\text{Pr}_{w12}^{0,3})$

" Nusselt se calcula con el Prandtl y con el numero de Reynolds, ambos son adimensionales "

$\text{Pr}_{w12} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T=T_{wm}; P=P_w)$ "consideramos la temperatura del agua como un promedio por lo tanto las propiedades que dependan de la temperatura son iguales en todos los pasos"

" Reynolds para paso 1 esta definido por la siguiente ecuacion "

$\text{Reynolds}_{w12} = (\rho_w * v_{w12} * D_{tubo1}) / \mu_w$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 1 "

$A_{termocañon_t} = (((3,1416 * (0,3556^2)) / 4) * 10) - (A_{tubo1_t} + A_{tubo2_t} + A_{tubo3_t})$ "Al area transversal del tambor le restamos las areas transversales de cada uno de los tubos"

$\{m_{dot_w} = \rho_w * V_{dot_w}$

$V_{dot_w} = v_{w12} * A_{termocañon_t}\}$

$v_{w12} = 0,09$

$\rho_{w_kmol} = \text{Density}(\text{Water}; T=T_{wm}; P=P_w)$ "densidad en kmol/m³"

$\rho_w = \rho_{w_kmol} * MW$ "densidad en kg/m³"

$MW = \text{MolarMass}(\text{Water})$

" Viscosidad del paso 1 para el calculo del Reynolds, viscosidad en [kg/(m*s)] "

$\mu_w = \text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{wm}; P=P_w)$ "viscosidad dinamica"

" Determinacion del coeficiente de transferencia por conveccion en gases paso 1 "

$h_{conv_w12} = (Nu_{w12} * k_w) / D_{tubo1}$

$R_{conv_w12} = 1 / (h_{conv_w12} * A_{tubo1})$

" Calculo de la resistencia por conveccion agua "

$k_{w_1} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{wm}; P=P_w)$
 $k_w = (k_{w_1} / 1000)$

" Flujo de calor transferido por el paso 1 "

$Q_{dot_g12} = (T_{g12} - T_{wm}) / R_{eq12}$
 $R_{eq12} = R_{conv_g12} + R_{conv_w12} + R_{cond12}$ " considerar que los R ya estan multiplicados
 previamente por el area "

" TRAMO 2"

" Calculo de coeficientes de transferencia de calor en el punto medio del segundo paso "

$T_{g23} = (T_{g2} + T_{g3}) / 2$

$\Delta H_{CO2_23} = \text{Enthalpy}(\text{CO2}; T=T_{g2}) - \text{Enthalpy}(\text{CO2}; T=T_{g3})$
 $\Delta H_{H2O_23} = \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T_{g2}) - \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T_{g3})$
 $\Delta H_{CO_23} = \text{Enthalpy}(\text{CO}; T=T_{g2}) - \text{Enthalpy}(\text{CO}; T=T_{g3})$
 $\Delta H_{O2_23} = \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T_{g2}) - \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T_{g3})$
 $\Delta H_{N2_23} = \text{Enthalpy}(\text{N2}; T=T_{g2}) - \text{Enthalpy}(\text{N2}; T=T_{g3})$
 $\Delta H_{g23} = n_{CO2} * \Delta H_{CO2_23} + n_{H2O_prod} * \Delta H_{H2O_23} + n_{O2} * \Delta H_{O2_23} +$
 $n_{N2} * \Delta H_{N2_23} + n_{CO} * \Delta H_{CO_23}$
 $Q_{dot_g23} = m_{dot_combustible} * \Delta H_{g23}$

" Para el coeficiente convectivo necesitamos del calculo de Nusselt que esta definido por la siguiente ecuacion y es adimensional "

$Nu_{g23} = 0,023 * (\text{Reynolds}_{g23}^{0,8}) * (\text{Pr}_{g23}^{0,3})$

" Determinacion del coeficiente de transferencia por conveccion en gases paso 2 "

$h_{cv_g23} = (Nu_{g23} * k_{g23}) / D_{tubo2}$

" Nusselt se calcula con el Prandtl y con el numero de Reynolds, ambos son adimensionales "

$Pr_{CO2_g23} = \text{Prandtl}(\text{CO2}; T=T_{g23m})$
 $Pr_{H2O_g23} = \text{Prandtl}(\text{H2O}; T=T_{g23m})$
 $Pr_{CO_g23} = \text{Prandtl}(\text{CO}; T=T_{g23m})$
 $Pr_{O2_g23} = \text{Prandtl}(\text{O2}; T=T_{g23m})$
 $Pr_{N2_g23} = \text{Prandtl}(\text{N2}; T=T_{g23m})$

$Pr_{g23} = x_{CO2} * Pr_{CO2_g23} + x_{H2O} * Pr_{H2O_g23} + x_{CO} * Pr_{CO_g23} + x_{O2} * Pr_{O2_g23} + x_{N2}$
 $* Pr_{N2_g23}$

" Reynolds para paso 2 esta definido por la siguiente ecuacion "

$\text{Reynolds}_{g23} = (\rho_{g23} * v_{g23} * D_{tubo2}) / \mu_{g23}$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 2 "

$m_{dot_gas} = \rho_{g23} * v_{dot_g23}$
 $V_{dot_g23} = v_{g23} * A_{tubo2_t}$
 $\rho_{CO2_g23} = \text{Density}(\text{CO2}; T=T_{g23m}; P=P_w)$
 $\rho_{H2O_g23} = \text{Density}(\text{H2O}; T=T_{g23m}; P=P_w)$
 $\rho_{O2_g23} = \text{Density}(\text{O2}; T=T_{g23m}; P=P_w)$
 $\rho_{CO_g23} = \text{Density}(\text{CO}; T=T_{g23m}; P=P_w)$

$\rho_{N2_g23} = \text{Density}(N2; T=T_g23m; P=P_w)$

$\rho_{g23} = MM_CO2 * x_CO2 * \rho_{CO2_g23} + MM_H2O * x_H2O * \rho_{H2O_g23} + MM_O2 * x_O2 * \rho_{O2_g23} + MM_N2 * x_N2 * \rho_{N2_g23} + MM_CO * x_CO * \rho_{CO_g23}$

" Calculo de la viscosidad en el paso 2 [kg/(m*s)] "

$\mu_{CO2_g23} = \text{Viscosity}(CO2; T=T_g23m)$

$\mu_{H2O_g23} = \text{Viscosity}(H2O; T=T_g23m)$

$\mu_{CO_g23} = \text{Viscosity}(CO; T=T_g23m)$

$\mu_{O2_g23} = \text{Viscosity}(O2; T=T_g23m)$

$\mu_{N2_g23} = \text{Viscosity}(N2; T=T_g23m)$

$\mu_{g23} = x_CO2 * \mu_{CO2_g23} + x_H2O * \mu_{H2O_g23} + x_O2 * \mu_{O2_g23} + x_N2 * \mu_{N2_g23} + x_CO * \mu_{CO_g23}$

" Calculo de la conductividad del paso 2 [W/(m*K)] para el calculo del h_{conv_23} "

$k_{CO2_g23} = \text{Conductivity}(CO2; T=T_g23m)$

$k_{H2O_g23} = \text{Conductivity}(H2O; T=T_g23m)$

$k_{CO_g23} = \text{Conductivity}(CO; T=T_g23m)$

$k_{O2_g23} = \text{Conductivity}(O2; T=T_g23m)$

$k_{N2_g23} = \text{Conductivity}(N2; T=T_g23m)$

$k_{g23} = (x_CO2 * k_{CO2_g23} + x_H2O * k_{H2O_g23} + x_O2 * k_{O2_g23} + x_N2 * k_{N2_g23} + x_CO * k_{CO_g23}) / 1000$

" Calculo de la resistencia en el paso 2 por conveccion gases "

$R_{conv_g23} = 1 / (h_{cv_g23} * A_{tubo2})$

" Calculo de la resistencia por conduccion en el paso 2 "

$D_{tubo2_ext} = 0,1016$

$D_{tubo2_int} = 0,0986$

$R_{cond23} = (\ln(D_{tubo2_ext} / D_{tubo2_int})) / (2 * 3,1416 * k_{pared} * L_{tubo2})$

" Calculo de coeficiente de transferencia por conveccion en el lado del agua paso 2 "

" Nusselt se calcula con el Prandtl y con el numero de Reynolds, ambos son adimensionales "

$Nu_{w23} = 0,023 * (Reynolds_{w23}^{0,8}) * (Pr_w^{0,3})$

" Reynolds para paso 1 esta definido por la siguiente ecuacion "

$Reynolds_{w23} = (\rho_w * v_w^{12} * D_{tubo2}) / \mu_w$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 1 "

$\{V_{dot_w} = v_{w23} * A_{termocañon_t}\}$

$h_{conv_w23} = (Nu_{w23} * k_w) / D_{tubo2}$

$R_{conv_w23} = 1 / ((h_{conv_w23} * A_{tubo2}))$

" Flujo de calor transferido por el paso 2 "

$Q_{dot_g23} = (T_{g23} - T_{wm}) / R_{eq23}$

$$R_{eq23} = R_{conv_g23} + R_{conv_w23} + R_{cond23}$$

" TRAMO 3"

" Calculo de coeficientes de transferencia de calor en el punto medio del tercer paso "

$$T_{g34} = (T_{g3} + T_{g4}) / 2$$

$$\Delta H_{CO2_34} = \text{Enthalpy}(CO2; T=T_{g3}) - \text{Enthalpy}(CO2; T=T_{g4})$$

$$\Delta H_{H2O_34} = \text{Enthalpy}(H2O; T=T_{g3}) - \text{Enthalpy}(H2O; T=T_{g4})$$

$$\Delta H_{CO_34} = \text{Enthalpy}(CO; T=T_{g3}) - \text{Enthalpy}(CO; T=T_{g4})$$

$$\Delta H_{O2_34} = \text{Enthalpy}(O2; T=T_{g3}) - \text{Enthalpy}(O2; T=T_{g4})$$

$$\Delta H_{N2_34} = \text{Enthalpy}(N2; T=T_{g3}) - \text{Enthalpy}(N2; T=T_{g4})$$

$$\Delta H_{g34} = n_{CO2} * \Delta H_{CO2_34} + n_{H2O_prod} * \Delta H_{H2O_34} + n_{O2} * \Delta H_{O2_34} + n_{N2} * \Delta H_{N2_34} + n_{CO} * \Delta H_{CO_34}$$

$$Q_{dot_g34} = m_{dot_combustible} * \Delta H_{g34}$$

" Para el coeficiente convectivo necesitamos del calculo de Nusselt que esta definido por la siguiente ecuacion y es adimensional "

$$Nu_{g34} = 0,023 * (Reynolds_{g34}^{0,8}) * (Pr_{g34}^{0,3})$$

" Nusselt se calcula con el Prandtl y con el numero de Reynolds, ambos son adimensionales "

$$Pr_{CO2_g34} = \text{Prandtl}(CO2; T=T_{g34m})$$

$$Pr_{H2O_g34} = \text{Prandtl}(H2O; T=T_{g34m})$$

$$Pr_{CO_g34} = \text{Prandtl}(CO; T=T_{g34m})$$

$$Pr_{O2_g34} = \text{Prandtl}(O2; T=T_{g34m})$$

$$Pr_{N2_g34} = \text{Prandtl}(N2; T=T_{g34m})$$

$$Pr_{g34} = x_{CO2} * Pr_{CO2_g34} + x_{H2O} * Pr_{H2O_g34} + x_{CO} * Pr_{CO_g34} + x_{O2} * Pr_{O2_g34} + x_{N2} * Pr_{N2_g34}$$

" Reynolds para paso 3 esta definido por la siguiente ecuacion "

$$Reynolds_{g34} = (\rho_{g34} * v_{g34} * D_{tubo3}) / \mu_{g34}$$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 3 "

$$m_{dot_gas} = \rho_{g34} * v_{dot_g34}$$

$$V_{dot_g34} = v_{g34} * A_{tubo3_t}$$

$$\rho_{CO2_g34} = \text{Density}(CO2; T=T_{g34m}; P=P_w)$$

$$\rho_{H2O_g34} = \text{Density}(H2O; T=T_{g34m}; P=P_w)$$

$$\rho_{O2_g34} = \text{Density}(O2; T=T_{g34m}; P=P_w)$$

$$\rho_{CO_g34} = \text{Density}(CO; T=T_{g34m}; P=P_w)$$

$$\rho_{N2_g34} = \text{Density}(N2; T=T_{g34m}; P=P_w)$$

$$\rho_{g34} = MM_{CO2} * x_{CO2} * \rho_{CO2_g34} + MM_{H2O} * x_{H2O} * \rho_{H2O_g34} + MM_{O2} * x_{O2} * \rho_{O2_g34} + MM_{N2} * x_{N2} * \rho_{N2_g34} + MM_{CO} * x_{CO} * \rho_{CO_g34}$$

" Calculo de la viscosidad en el paso 3 [kg/(m*s)] "

$$\mu_{CO2_g34} = \text{Viscosity}(CO2; T=T_{g34m})$$

$$\mu_{H2O_g34} = \text{Viscosity}(H2O; T=T_{g34m})$$

$$\mu_{CO_g34} = \text{Viscosity}(CO; T=T_{g34m})$$

$$\mu_{O2_g34} = \text{Viscosity}(O2; T=T_{g34m})$$

$$\mu_{N2_g34} = \text{Viscosity}(N2; T=T_{g34m})$$

$$\mu_{g34} = x_{CO2} * \mu_{CO2_g34} + x_{H2O} * \mu_{H2O_g34} + x_{O2} * \mu_{O2_g34} + x_{N2} * \mu_{N2_g34} + x_{CO} * \mu_{CO_g34}$$

" Determinacion del coeficiente de transferencia por conveccion en gases paso 3 "

$$h_{cv_g34} = (Nu_g34 * k_g34) / D_tubo3$$

" Calculo de la conductividad del paso 3 [W/(m*K)] para el calculo el h_conv_34 "

$$k_{CO2_g34} = \text{Conductivity}(CO2; T=T_g34m)$$

$$k_{H2O_g34} = \text{Conductivity}(H2O; T=T_g34m)$$

$$k_{CO_g34} = \text{Conductivity}(CO; T=T_g34m)$$

$$k_{O2_g34} = \text{Conductivity}(O2; T=T_g34m)$$

$$k_{N2_g34} = \text{Conductivity}(N2; T=T_g34m)$$

$$k_{g34} = (x_{CO2} * k_{CO2_g34} + x_{H2O} * k_{H2O_g34} + x_{O2} * k_{O2_g34} + x_{N2} * k_{N2_g34} + x_{CO} * k_{CO_g34}) / 1000$$

" Calculo de la resistencia en el paso 3 por conveccion gases "

$$R_{conv_g34} = 1 / (h_{cv_g34} * A_tubo3)$$

" Calculo de la resistencia por conduccion en el paso 3 "

$$D_{tubo3_ext} = 0,1016$$

$$D_{tubo3_int} = 0,0986$$

$$R_{cond34} = (\ln(D_{tubo3_ext} / D_{tubo3_int})) / (2 * 3,1416 * k_{pared} * L_{tubo3})$$

"Calculo de coeficiente convectivo del agua paso 3 "

$$Nu_{w34} = 0,023 * (\text{Reynolds}_{w34}^{0,8}) * (\text{Pr}_w^{0,3})$$

" Reynolds esta definido por la siguiente ecuacion "

$$\text{Reynolds}_{w34} = (\rho_w * v_w^{12} * D_{tubo3}) / \mu_w$$

" Se necesita del flujo volumetrico para determinar la velocidad del paso 1 "

$$\{V_{dot_w} = v_{w34} * A_{termocañon_t}\}$$

$$h_{conv_w34} = (Nu_{w34} * k_w) / D_{tubo3}$$

$$R_{conv_w34} = 1 / (h_{conv_w34} * A_{tubo3})$$

" Flujo de calor transferido por el paso 3 "

$$Q_{dot_g34} = (T_{g34} - T_{wm}) / R_{eq34}$$

$$R_{eq34} = R_{conv_w34} + R_{cond34} + R_{conv_g34}$$

" Balance "

$$Q_{dot_w} = Q_{dot_g12} + Q_{dot_g23} + Q_{dot_g34}$$

$$Q_{dot_w} = m_{dot_w} * C_{p_w} * (T_{w2} - T_{w1})$$

$$Q_{dot_ge} = Q_{dot_s} + Q_{dot_w}$$

$$\eta = Q_{dot_w} / Q_{dot_ge}$$