

Investigación de la influencia de la longitud de la zona de condensación y el calor transferido a través de la mampara sobre la eficiencia térmica de un intercambiador de calor con tubos termosifones aletados

German Camilo Quesada Navarro

Javier Eduardo Martínez Alvarado

Proyecto de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

Alberto David Pertuz Comas

PhD. en Ingeniería Mecánica

Co-director:

Ignacio Carvajal Mariscal

PhD. en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Termofluidos

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2019

Dedicatoria

Esta investigación va dedicada a todas las personas que nos apoyaron en la realización y culminación de este proyecto en especial a los miembros de nuestra familia.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo agradecen a la Universidad Industrial de Santander, al Instituto Politécnico Nacional de México, ESIME Zacatenco-LABINTHAP y a nuestras familias por el apoyo y el espacio brindado para la realización de esta investigación.

Contenido

	Pág.
Introducción	15
1. Objetivos	18
1.1 Objetivo General	18
1.2 Objetivos específicos	18
2. Cuerpo del trabajo	19
2.1 Marco Referencial	19
2.1.1 Marco Teórico	19
2.1.2 Antecedentes Investigativos	24
2.1.3 Método	30
2.1.3.1 Instalación experimental.	30
2.1.3.2 Sección adicional al túnel de viento.	32
2.1.3.3 Procedimiento	41
2.1.3.3.1 Ensamble recuperador de calor e instalación de los equipos de medición.	41
2.1.3.3.2 Puesta en marcha de la prueba.	42
2.1.3.3.3 Cambio de configuración (relación de longitudes)	42
2.1.3.4 Condiciones experimentales.	42
2.1.3.5 Cálculos	46
2.1.4 Resultados	48

2.1.4.1 Transporte de calor y eficiencia del intercambiador de calor.	48
2.1.4.2 Calor transferido a través de la mampara.	54
2.1.4.3 Caída de presión.....	55
2.1.4.4 Análisis Transitorio.....	57
3. Conclusiones	61
Referencias bibliográficas.....	63

Lista de Figuras

	Pág.
<i>Figura 1.</i> Estructura general de un TTB. Adaptado de Faghri (1995). Estudio analítico-experimental de operación de un tubo termosifón bifásico TTB.....	22
<i>Figura 2.</i> a) Caloduto (Heat Pipe), b) Termosifón convencional. Adaptado de Rodriguez et.al. (2016). Influencia del flujo de enfriamiento en el comportamiento térmico de un termosifón de contorno.	23
<i>Figura 3.</i> Precalentador de aire compacto de termosifones aletados. Adaptado de Pysmenny et al. (2003). Desarrollo de precalentadores de aire compactos para recuperar energía de los gases de escape en calderas industriales de baja potencia.....	25
<i>Figura 4.</i> Esquema del sistema de Recuperación de calor por termosifón. Adaptado de Abu-Mulaweh (2006). Design and performance of a thermosiphon heat recovery system.....	26
<i>Figura 5.</i> Vista isométrica del intercambiador de calor sin bastidor. Adaptado de Jouhara, Merchant (2012). Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units.....	28
<i>Figura 6.</i> Perspectiva isométrica de una foto e ilustración de un intercambiador de calor de tubos termosifones. Adaptado de Danielewicz et al. (2014). Experimental and analytical performance investigation of air to air two phase closed thermosyphon based heat exchangers.	29
<i>Figura 7.</i> Aparejo de prueba real usado para la experimentación. Adaptado de Monroe et al. (2015). Experimental and numerical investigation of air to air heat pipe based heat	

exchanger.	30
<i>Figura 8.</i> Esquema general de la instalación experimental.	31
<i>Figura 9.</i> Túnel de viento.	32
<i>Figura 10.</i> Ventilador centrífugo Solyvent Ventec- Motor UNELEC 15.4 kW.	32
<i>Figura 11.</i> Sección adicional al túnel de viento.	33
<i>Figura 12.</i> Alineador de flujo hexagonal.....	33
<i>Figura 13.</i> Esquema cuadrícula de termopares.....	34
<i>Figura 14.</i> Transmisor de velocidad Dwyer 641RM.....	35
<i>Figura 15.</i> Transmisor de presión diferencial Veris PX01.....	36
<i>Figura 16.</i> Caldera y equipos de bombeo.....	37
<i>Figura 17.</i> Escáner de termocuplas Digi-sense, Cole Parmer de 12 canales modelo 92000-00. .	38
<i>Figura 18.</i> Rotámetro Blue-White Industries F-550.....	38
<i>Figura 19.</i> Recuperador de calor compuesto por tubos termosifones.	39
<i>Figura 20.</i> Bastidor del recuperador de calor	40
<i>Figura 21.</i> Tubos termosifones aletados.....	40
<i>Figura 22.</i> Mampara, dirección de flujo y posición de los termopares.	41
<i>Figura 23.</i> Configuración A: 70%Lc-30%Le.	43
<i>Figura 24.</i> Configuración B: 60%Lc-40%Le.	43
<i>Figura 25.</i> Configuración C: 50%Lc-50%Le.	44
<i>Figura 26.</i> Calor disipado versus calor suministrado (configuración A: 70% Lc-30% Le).....	49
<i>Figura 27.</i> Calor disipado versus calor suministrado (configuración B: 60% Lc-40% Le).	49
<i>Figura 28.</i> Calor disipado versus calor suministrado (configuración C: 50% Lc-50% Le).	50
<i>Figura 29.</i> Eficiencia versus calor suministrado (configuración A: 70% Lc-30% Le).	51

<i>Figura 30. Eficiencia versus calor suministrado (configuración B: 60% Lc-40% Le).....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 31. Eficiencia versus calor suministrado (configuración C:50% Lc-50% Le).</i>	<i>52</i>
<i>Figura 32. Caída de presión versus velocidad de flujo aire experimental en la zona de condensación.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 33. Caída de presión versus velocidad de flujo aire teórica en la zona de condensación. 57</i>	
<i>Figura 34. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo a diferentes temperaturas del agua a la entrada.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 35. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo para dos incrementos en su caudal.</i>	<i>60</i>
<i>Figura 36. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo para un decremento de caudal.</i>	<i>61</i>

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. <i>Condiciones de operación configuración A.</i>	45
Tabla 2. <i>Condiciones de operación configuración B.</i>	45
Tabla 3. <i>Condiciones de operación configuración C.</i>	46
Tabla 4. <i>Calores y eficiencia configuración B.</i>	54
Tabla 5. <i>Parámetros promedios en la experimentación</i>	58

Resumen

TITULO: Investigación de la influencia de la longitud de la zona de condensación y el calor transferido a través de la mampara sobre la eficiencia térmica de un intercambiador de calor con tubos termosifones aletados*.

AUTOR: German Camilo Quesada Navarro
Javier Eduardo Martinez Alvarado**

PALABRAS CLAVE: Calor, recuperador de calor, tubos termosifones bifásicos, energía residual, eficiencia.

DESCRIPCIÓN:

En este artículo, se investiga la aplicación de un intercambiador de calor aire-agua, basado en tubos termosifones en donde se hace fluir, en contra corriente, agua caliente con temperaturas inferiores a 90°C y aire a temperatura ambiente. El intercambiador de calor está conformado por 18 tubos termosifones aletados sin zona adiabática, un área total de intercambio de calor de 12.618 m² y una relación entre el área del condensador y del evaporador de 2.7037. Se analiza el comportamiento al modificar la relación de áreas (70%Lc-30%Le, 60%Lc-40%Le, 50%Lc-50%Le), el flujo de aire, el caudal y temperatura del agua y al inducir perturbaciones tipo escalonada (2.5-5-7.5 l/min). Es estudiada la influencia que tiene la transferencia de calor a través de la mampara y de dichas modificaciones sobre la eficiencia del equipo. Se obtiene la configuración más eficiente ($\eta=96\%$) correspondiente a una relación de áreas de 60%Lc-40%Le a una velocidad de 4.2 m/s, un caudal de 10 l/min y una temperatura de 85°C. El calor transferido a través de la mampara Q_{mamp} representa un incremento máximo de 7.19% en la eficiencia del equipo en la configuración anteriormente mencionada. Asimismo, en los perfiles, de temperatura en función del tiempo se observa que, al aumentar el caudal del agua, el sistema tiende a estabilizarse en un menor tiempo y, además, la eficiencia en los nuevos estados estables presentan un máximo decremento de 4.23%. Asimismo, se observa que el tiempo de estabilización, variando únicamente la temperatura del agua a la entrada, es independiente de esta, es decir, el sistema al variar dicha temperatura tiende a estabilizarse a 4.5 min después de iniciada la circulación de los fluidos por el recuperador.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: PhD. Alberto David Pertuz Comas. Codirector: PhD. Ignacio Carvajal Mariscal

Abstract

TITLE: Investigation of the influence of the length of the condensation zone and the heat transferred through the bulkhead on the thermal efficiency of an heat exchanger with finned thermosyphon tubes*.

AUTOR: German Camilo Quesada Navarro
Javier Eduardo Martinez Alvarado**

PALABRAS CLAVE: Heat, heat recover, biphasic thermosyphon tubes, residual energy, efficiency.

DESCRIPCIÓN:

On this paper, is investigated the application of a air-water heat exchanger, based on thermosyphon tubes in where it is flowed, on against flow, hot water with temperatures over 90°C and ambient temperature air. The heat exchanger is integrated by 18 finned thermosyphon tubes without adiabatic zone, a total heat exchange area of 12.618 m^2 and a relation between the condenser and evaporator area of 2.7037. It is analyzed the behavior over area relations modifications (70%Lc-30%Le, 60%Lc-40%Le, 50%Lc-50%Le), air flow rate and water flow rate and temperature. It is studied the influence that the heat transfer through the bulkhead and the said modification have on the system efficiency. Furthermore, it is analyzed the behavior on the time when it is induced stepped disturbances changing the in-fluid flow (2.5- 5-10 l/min). It is obtained the most efficient configuration ($\eta=96\%$) correspondent to an area relation of 60%Lc-40%Le, an air flow rate of 4.2 m/s, a water flow rate of 10 l/min and a water temperature of 85°C. The heat transferred through the bulkhead represent a maximum increment of 7.19% on the system efficiency on the said configuration. With this is obtained the temperature on time function graphics, where is observe that as the water flow is incremented, the system tends to stabilize on fewer time and, in addition, there is find the efficiency of the new stable states in which the higher decrement is 4.23%. Also, is observe that the stabilization time, just changing the inwater temperature, is independent from this, it means, the system tends to stabilize on 4.5 min after the flow is started through the retriever.

* Degree work

** Physics-Mechanics Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Director: PhD. Alberto David Pertuz Comas. Co-director: PhD. Ignacio Carvajal Mariscal

Introducción

Según la segunda ley de la termodinámica, todo fenómeno físico y por ende todo proceso asociado a las actividades humanas, produce entropía y transforman la energía que demanda para poder desarrollarse en otra forma menos aprovechable, la cual va a parar como calor residual a ríos, lagunas, océanos, entre otros. Este calor residual genera contaminación térmica en estos medios, trayendo consigo consecuencias adversas que afectan la fauna y la flora de los ecosistemas allí presentes. No obstante, dicha energía que se libera y desecha al medio, puede recuperarse y aprovecharse antes de hacerlo, mediante el uso de sistemas que permitan restituirla y reutilizarla, ya sea en el mismo proceso que la produjo o en uno diferente. De esta forma, se aumenta la eficiencia de los procesos y se da un uso racional y eficiente a los recursos energéticos que se poseen.

Para la recuperación y aprovechamiento de la energía residual, existen diferentes dispositivos y equipos que se diferencian en tamaño, mecanismo de funcionamiento, versatilidad, mantenibilidad, costos de fabricación y operación, entre otros. El espacio es uno de los factores más importantes a la hora de seleccionar adecuadamente un dispositivo de recuperación de calor ya que este es limitado en las industrias. (Hussam Jouhara et al., 2018)

En este orden de ideas, un sistema de recuperación basado en tubos termosifones bifásicos se convierte en una alternativa llamativa a la hora de recuperar dicha energía. Esto debido a que posee algunas características como: transfiere grandes cantidades de energía térmica mediante equipos compactos, opera con flujos no mezclados, posee un diseño simple y fácil de manufacturar.

Además, presenta versatilidad en el estado en el que se encuentran los fluidos de intercambio, cada tubo es independiente de los otros, lo cual le brinda al equipo una alta confiabilidad, no presenta partes móviles y la más importante de las características es que presenta altas eficiencias, con valores superiores al 85% en ciertas condiciones de operación. Esto debido principalmente a las propiedades térmicas del agua destilada al interior de los tubos, su arreglo escalonado y el amplia área de intercambio de calor debido a las aletas presentes a lo largo de cada uno de ellos. Por otra parte, como principio de funcionamiento, un termosifón bifásico transporta energía mediante el calor latente de vaporización del fluido de trabajo al hacer parte del ciclo evaporación - condensación dentro de él mismo, sin permitir un diferencial de temperatura (Cengel, 2006).

Una aplicación de la recuperación de calor residual de procesos industriales es el precalentamiento del aire de ingreso a partir de los mismos gases de la combustión que se da en calderas industriales, lo cual, como ya se ha mencionado anteriormente, incrementa la eficiencia del sistema, reduciendo el consumo de combustible y sus efectos adversos sobre el medio ambiente.

Para el desarrollo de este estudio se realizan pruebas a un recuperador de calor basado en tubos termosifones aletados, instalado en un túnel de viento presente en las instalaciones del Laboratorio de Energía Térmica e Hidráulica aplicada Labinthap. Mediante la variación de la relación de longitudes del área de condensación y evaporación de dicho intercambiador de calor, se caracteriza el funcionamiento de este y se mide la transferencia de calor a través de su mampara., A través del análisis de la información recopilada se deduce la mejor configuración que permita el mayor ahorro en energía y se determina la transferencia de calor a través de la mampara, permitiendo obtener un valor más exacto del calor total transferido.

Por otro lado, se observará la versatilidad de este equipo en su estado transitorio al introducir perturbaciones tipo escalonada y medir el tiempo de estabilización. Este un parámetro de suma importancia a la hora de su aplicación y uso en procesos industriales, ya que se requiere alcanzar el estado estable, en donde el intercambiador tendrá su máxima eficiencia, de la manera más rápida. Cabe resaltar que la cantidad de energía residual no siempre es constante y por ello una respuesta rápida del equipo es una característica fundamental que este debe poseer.

Los resultados obtenidos en esta investigación traerán consigo un gran aporte para futuros trabajos en los que se busca estudiar el aprovechamiento eficiente de la energía residual, ya que permitirán la comparación de nuevos dispositivos con dispositivos ya existentes, como el estudiado en este trabajo.

1. Objetivos

1.1 Objetivo General

Investigar y caracterizar un intercambiador de calor compuesto por tubos termosifones aletados en el contexto del uso eficiente de la energía y el aprovechamiento del calor residual.

1.2 Objetivos específicos

- Encontrar la influencia de la relación de áreas del condensador y el evaporador sobre la eficiencia térmica de un intercambiador de calor con tubos termosifones aletados.
- Calcular la influencia que tiene la transferencia de calor a través de la mampara sobre la eficiencia térmica de un intercambiador de calor con tubos termosifones aletados.
- Analizar el comportamiento del recuperador de calor en su estado transitorio y estable.

2. Cuerpo del trabajo

2.1 Marco Referencial

2.1.1 Marco Teórico. La segunda ley de la termodinámica enuncia a la calidad de la energía como un indicador de degradación de esta última, o en otras palabras un exponente de que tan útil puede ser dicha energía para cualquier proceso que la requiera (Cengel, 2006). Es por esto por lo que preservarla es de suma importancia. Después de cualquier proceso, la energía se transforma en otra de sus formas, en donde parte de esta se convierte en una de menor calidad, llamada calor, el cual se transfiere, a través de diferentes medios, mediante los mecanismos de transferencia, siendo estos conducción, convección y radiación o la combinación de estos. En este orden de ideas, todo proceso que produzca trabajo útil producirá como residuo una forma de energía de menor calidad llamada calor residual, el cual, es aproximadamente el 60% del total de la energía suministrada al sistema. A este calor comúnmente se le puede clasificar como de alta temperatura, mayor a 400°C, media temperatura, de 100-400 °C o de baja temperatura, menor a 100°C (Hussam Jouhara et al., 2018). No obstante, también se puede clasificar con los mismos nombres calificativos, pero con rangos de temperaturas diferentes según otros investigadores (Ji, Qin, Dubey, Choo, & Duan, 2017).

La recuperación de calor residual dentro de un sistema funcional, es una herramienta eficaz para mejorar la eficiencia de los sistemas y con esto disminuir el consumo de energía que requieren para funcionar (Hussam Jouhara et al., 2018). Esto está sujeto a la naturaleza de los diferentes

procesos y a los requerimientos energéticos que posea, en otras palabras, a la forma de energía que requieren y a la calidad de esta.

Algunos dispositivos o sistemas usados para recuperar energía de residual son (Ji et al., 2017):

- Quemadores regeneradores y recuperadores.
- Economizadores.
- Precalentadores de aire.
- Regeneradores.
- Regenerador rotativo.
- RAC.
- Intercambiadores de calor de plato.
- Sistemas de tubos de calor.
- Tubos de calor punsantes.
- Generador de vapor recuperador de calor (HRSG).
- Bomba de calor.
- Dispositivos de conversión directa de energía eléctrica:
 - Generador termoeléctrico.
 - Generador de potencia piezoeléctrico.
 - Generador termiónico.

Cada uno posee características propias debidas a su naturaleza y diseño, las cuales los convierten en dispositivos útiles en casi cualquier campo productivo. Sin embargo, resaltan debido a su gran utilidad, aquellos capaces de recuperar calor residual de baja temperatura, ya que este es el de mayor porcentaje en cualquier proceso. Entre estos se encuentran los economizadores, regenerador rotativo, bomba de calor y sistemas de tubos de calor.

Su tamaño compacto, la capacidad de transferir grandes cantidades de calor, de trabajar con fluidos no mezclados y en diferentes estados de la materia, su facilidad de manufactura y de mantenimiento, su confiabilidad y además su alta eficiencia, convierten a un sistema de recuperación de calor basado en tubos termosifones en la mejor opción al momento de recuperar calor residual de baja temperatura de los diferentes procesos (H. Jouhara et al., 2017). Además, su implementación ha venido aumentando debido a las nuevas políticas medioambientales para reducir la temperatura de los gases de escape y la huella de carbono de muchas industrias.

Un tubo de calor consiste básicamente es un tubo parcialmente lleno con un fluido de trabajo y sellado en sus extremos, hecho de materiales que le proporcionan características de superconducción de calor. Dentro de este se presenta un ciclo, en donde el fluido de trabajo, bajo condiciones que proporcionen una diferencia de temperatura adecuada entre sus extremos, entra en un estado de evaporación-condensación, permitiendo que grandes cantidades de calor sean transferidas a una temperatura constante (Mroue, Ramos, Wrobel, & Jouhara, 2015).

El principio básico de funcionamiento de un tubo de calor o caloducto es el efecto termosifón y el cambio de estado que se genera al interior de este, en donde el primero consiste en el flujo del fluido de trabajo debido a la diferencia de densidades y de presiones que se presenta a lo largo del mismo por la diferencia de temperatura entre la fuente de calor, la cual se encuentra en contacto con uno de los extremos del tubo y el sumidero, el cual se encuentra en contacto con el otro (Mroue et al., 2015). Esencialmente la fuente de calor está en contacto con la zona de evaporación del tubo, en donde el fluido de trabajo se encuentra en estado líquido-gaseoso. Además, el vapor generado, que se encuentra a una mayor presión y temperatura, asciende hasta la parte más alta del tubo, acumulándose en un estado enteramente gaseoso y sin partículas líquidas. Es allí en donde el calor latente de vaporización, que este ha absorbido debido a su cambio de estado y a sus propiedades

térmicas, es liberado en la zona de evaporación, la cual está en contacto con el fluido que recibe el calor residual. En este punto se da un proceso de condensación en donde pequeñas gotas del fluido de trabajo resbalan a través de una estructura capilar interna o “*mecha*” hasta la zona más baja del tubo.

En contraste, un tubo termosifón bifásico (TTB), Figura1, presenta el mismo efecto básico de funcionamiento, sin la estructura capilar interna del caloducto, en donde el descenso del condensado se da debido únicamente a la fuerza de gravedad, completando así el ciclo de trabajo. Esta ausencia de estructura interna restringe a los TTB a que la entrada de calor esté siempre por debajo de la sección de condensación para evitar el secado del evaporador (mostrado en la Figura 2).



Figura 1. Estructura general de un TTB. Adaptado de Faghri (1995). Estudio analítico-experimental de operación de un tubo termosifón bifásico TTB.

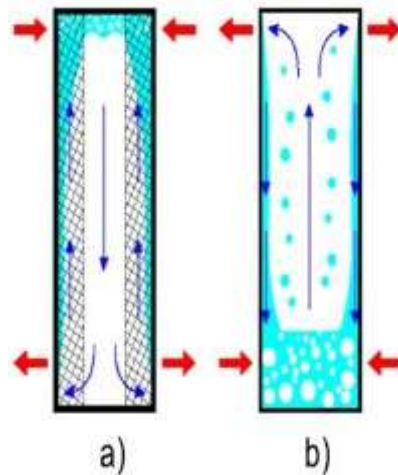


Figura 2. a) Caloduto (Heat Pipe), b) Termosifón convencional. Adaptado de Rodríguez et.al. (2016). Influencia del flujo de enfriamiento en el comportamiento térmico de un termosifón de contorno.

La selección del fluido de trabajo es uno de los aspectos más importantes en el diseño y fabricación de los termosifones, debido a que la base de su operación es la evaporización y condensación de este. Este proceso de cambio de estado depende principalmente de la temperatura o rango de temperaturas en los cual opera el tubo de calor. Esta generalmente hace referencia a la temperatura del vapor en la sección de evaporación, la cual puede tomar valores desde casi el cero absoluto hasta más de 1650°C dependiendo el fluido y la presión de trabajo (Silverstein, 1992).

El fluido de trabajo se selecciona tomando en cuenta las siguientes consideraciones: Intervalos de temperatura y presión

Flujo máximo de calor en el evaporador

Propiedades termodinámicas y físicas del fluido (temperatura de ebullición y fusión, propiedades críticas, calor latente de evaporación, volumen específico, etc.).

Toxicidad

Riesgo de explosión o inflamabilidad.

Condiciones de no operación (de paro) del dispositivo (posibilidad de congelamiento del fluido de trabajo, condiciones de arranque, situaciones de siniestro, etc.)

Los termosifones han sido desarrollados para trabajar con una gran variedad de fluidos entre los cuales se pueden encontrar líquidos criogénicos, nano-fluidos, metales líquidos, etc., los cuales son seleccionados dependiendo del intervalo de temperatura de operación. Se distinguen tres regiones de fluidos de trabajo: fluidos criogénicos como el helio, neón o nitrógeno; fluidos de temperatura moderada como agua, metanol o freones; y fluidos de alta temperatura como el potasio, litio o sodio (Peterson, 1994).

2.1.2 Antecedentes Investigativos. En (Pysmenny et al., 2003) se desarrolló una metodología de diseño de precalentadores de aire compuestos por termosifones bimetálicos aletados, un programa de computo DISPREACAL para esto y un ejemplo de aplicación.

Este trabajo incluyó el diseño térmico y mecánico del precalentador. El diseño térmico considera las ecuaciones fundamentales de transferencia de calor, balance de energía, modelos matemáticos, mecánica de fluidos, etc. El diseño mecánico consistió en la definición de los componentes, de los materiales a emplear y de las dimensiones del precalentador. En la Figura 3 se observa el esquema del banco de tubos usado en esta investigación.

Los resultados obtenidos en esta experimentación arrojan incrementos en las eficiencias de las calderas de un 5 a un 10% y como consecuencia una disminución de la emisión de gases contaminantes al medio ambiente. Por otro lado, el consumo de metal de los intercambiadores de calor basados en termosifones aletados es de 5 a 7 veces menor, que en los intercambiadores de calor tradicionales de gas-gas.

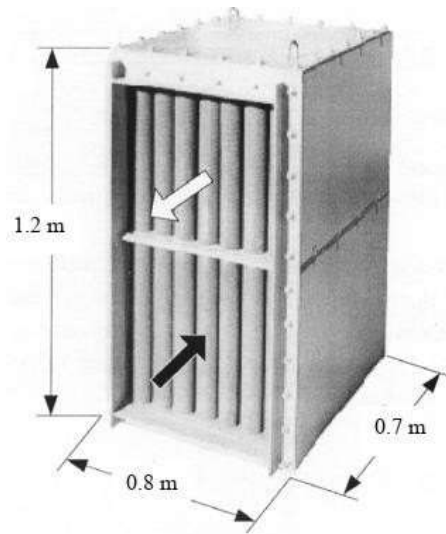


Figura 3. Precalentador de aire compacto de termosifones aletados. Adaptado de Pysmennyy et al. (2003). Desarrollo de precalentadores de aire compactos para recuperar energía de los gases de escape en calderas industriales de baja potencia.

En (Duque, 2004) se desarrolló un prototipo de recuperador de calor compuesto de 33 termosifones bifásicos, capaz de recuperar 29% del calor suministrado, equivalente a 2447,5 W. Se usó aire caliente, calentado por un banco de resistencias con temperaturas superiores a 100°C, y agua como fluido frío. Se establece el arreglo óptimo en cuanto a la recuperación de calor, caída de presión y número total de tubos teniendo en cuenta los parámetros de diseño establecidos a partir de los resultados experimentales obtenidos. Además, se analiza la respuesta del intercambiador de calor observando que el tiempo de estabilización del sistema es el mismo en todas las pruebas propuestas, con ello se establece un estándar en tiempo de respuesta para dicho prototipo.

De manera similar, en (Abu-Mulaweh, 2006) se presenta la configuración experimental de un recuperador de calor basado en tubos termosifones la cual fue diseñada, desarrollada, y construida para ayudar a los estudiantes universitarios de ingeniería mecánica a comprender los procesos

básicos de transferencia de calor utilizando aplicaciones de la vida real, como el aprovechamiento de energía residual. En la figura 4 se presenta el esquema de dicho recuperador. Se estudia el calor residual de un aire acondicionado tipo ventana para calentar el agua de uso residencial y comercial obteniendo resultados favorables de la aplicación de termosifones para recuperar parte del calor rechazado. Además, se resaltan los posibles ahorros en la obtención de agua caliente gracias al diseño compacto y de bajo costo. Asimismo, esta investigación dejó la valiosa adición de este dispositivo al laboratorio de ingeniería mecánica de pregrado.

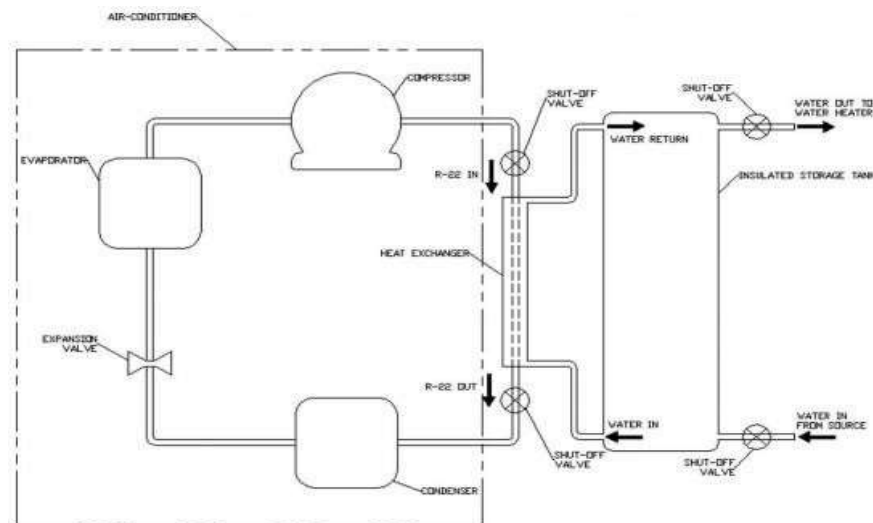


Figura 4. Esquema del sistema de Recuperación de calor por termosifón. Adaptado de Abu-Mulaweh (2006). Design and performance of a thermosiphon heat recovery system.

En (Noie, 2006) se construyó y desarrolló una plataforma de prueba en la que el aire caliente se recicla en la sección del evaporador de intercambiador de calor. Se realizaron variaciones en un rango de 100°C, mientras la temperatura de entrada en la sección del condensador fue casi constante a 25°C. Para este experimento se usó agua destilada como fluido de trabajo con una relación de llenado del 60% de la longitud de la sección del evaporador.

El intercambiador de calor tenía 90 termosifones de cobre con aletas dispuestas en 6 filas, y sus longitudes de las secciones tanto del evaporador como del condensador del intercambiador eran de 600 mm y su sección adiabática central tenía una longitud de 100 mm. Se desarrolló un programa de simulación por computadora basado en eficiencia-NTU para estimar la temperatura de salida por iteración, para diferentes condiciones de operación variando los parámetros para investigar su efecto sobre el rendimiento térmico.

En (Mercado & Sánchez, 2011) se describió el estudio teórico y experimental para caracterizar el comportamiento termodinámico de un tubo termosifón bifásico (TTB) a diferentes condiciones de operación. Se realizó el diseño de un tubo de prueba y de la instalación para estudiar el desempeño térmico bajo diferentes capacidades de llenado desde 5% a 50% con incrementos de 5%.

Se obtuvieron graficas que representan la energía transferida por el TTB para condiciones iniciales de 5% a 50% de llenado del tubo Termosifón a diferentes gradientes de temperatura (20°C a 90°C) de allí, se concluye que la energía calorífica transportada depende ampliamente de la temperatura de salida de los gases de escape, así como de la cantidad de fluido de trabajo interno.

Con estos resultados permite evaluar el equipo de tal manera que al establecer los límites de operación óptimos se logran las eficiencias más altas. También es importante mencionar que la corrosión en los TTB es notable debido al manejo de fluidos, y se hace necesario el uso de un inhibidor en el fluido de trabajo.

En (Jouhara, Merchant, 2012) se realizó una investigación experimental de la eficiencia térmica de un intercambiador de calor de tubos de calor aire-aire inclinado, el cual utiliza la tecnología de termosifones. En la Figura 5 se muestra el equipo, el cual, está compuesto por 9 tubos termosifones llenos con agua como fluido de trabajo y dispuestos en una configuración modificada lineal, donde,

además, se identifican dos zonas, una de evaporación y otra de condensación. Se realizaron diversas pruebas variando el calor suministrado como el ángulo de inclinación del intercambiador de calor. Los valores de la efectividad y la resistencia térmica del intercambiador de calor son mostrados para variar con el flujo de aire, como era esperado, pero los resultados también muestran la predicción de la variación de la efectividad con la variación de la temperatura de operación. Además, se incluye un modelo de eficiencia para predecir la efectividad del intercambiador de calor bajo estudio, desarrollado usando correlaciones empíricas y matemáticas.

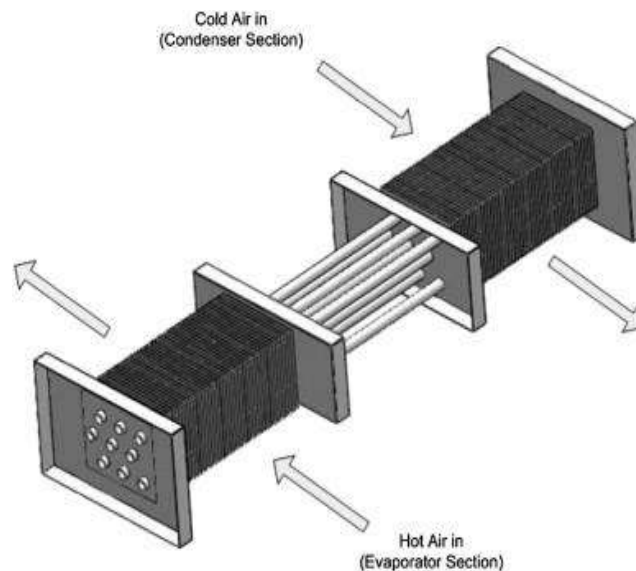


Figura 5. Vista isométrica del intercambiador de calor sin bastidor. Adaptado de Jouhara, Merchant (2012). Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units.

En (Danielewicz et al., 2014) se condujo un estudio en donde se desarrolló una correlación basada en el método ϵ -NTU que permite la predicción de diferentes variables relacionadas con la eficiencia de un intercambiador de calor aire-aire basado en tubos termosifones. En la Figura 6, donde se presenta dicho intercambiador, se aprecian las zonas de evaporación, condensación y

zona adiabática. Se utilizó la dimensión del aparejo, el número de tubos fila, flujo másico de aire, temperatura de ingreso, fluido de trabajo y características de las aletas como datos de ingreso para predecir la efectividad del intercambiador de calor, la caída de presión a través de las secciones de evaporación y condensación, temperatura entre cada fila y temperaturas superficiales de los tubos en todo el intercambiador de calor. Se compara y validan los resultados experimentales con los obtenidos a través del uso del modelo CFD, observando una buena correlación entre las predicciones teóricas y los resultados experimentales.

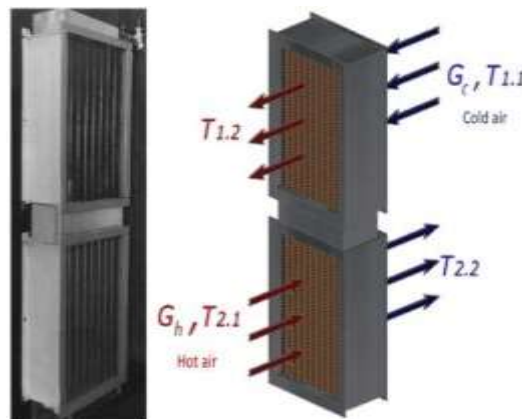


Figura 6. Perspectiva isométrica de una foto e ilustración de un intercambiador de calor de tubos termosifones. Adaptado de Danielewicz et al. (2014). Experimental and analytical performance investigation of air to air two 31áte closed thermosyphon based heat exchangers.

En (Monroe et al.,2015) se desarrolló un estudio experimental y analítico en un intercambiador de calor aire- agua de 6 tubos termosifones cargados a su vez con agua como fluido de trabajo en donde se analiza el efecto de múltiples pasos de aire a diferentes temperaturas de entrada y diferentes flujos másicos de aire sobre la eficiencia térmica de la unidad intercambiadora de calor (Mostrado en la figura 7). Los tubos termosifones son hechos de acero al carbón, 2 m de longitud y un arreglo escalonado. Se comparan los resultados experimentales con un modelo CFD en el

cual se asume que los tubos son barras solidas con conductividad térmica constante. Se obtienen resultados con alta precisión, presentando errores inferiores al 10% entre los resultados experimentales y el modelo CFD.



Figura 7. Aparejo de prueba real usado para la experimentación. Adaptado de Monroe et al. (2015). Experimental and numerical investigation 32áter air to 32áter heat pipe based heat exchanger.

2.1.3 Método

2.1.3.1 Instalación experimental. El equipo usado para la realización de la experimentación sobre el recuperador de calor se presenta en 3 grupos: El túnel de viento, la sección adicional al túnel de viento y la caldera y equipos de bombeo (Mostrado en la Figura 8).

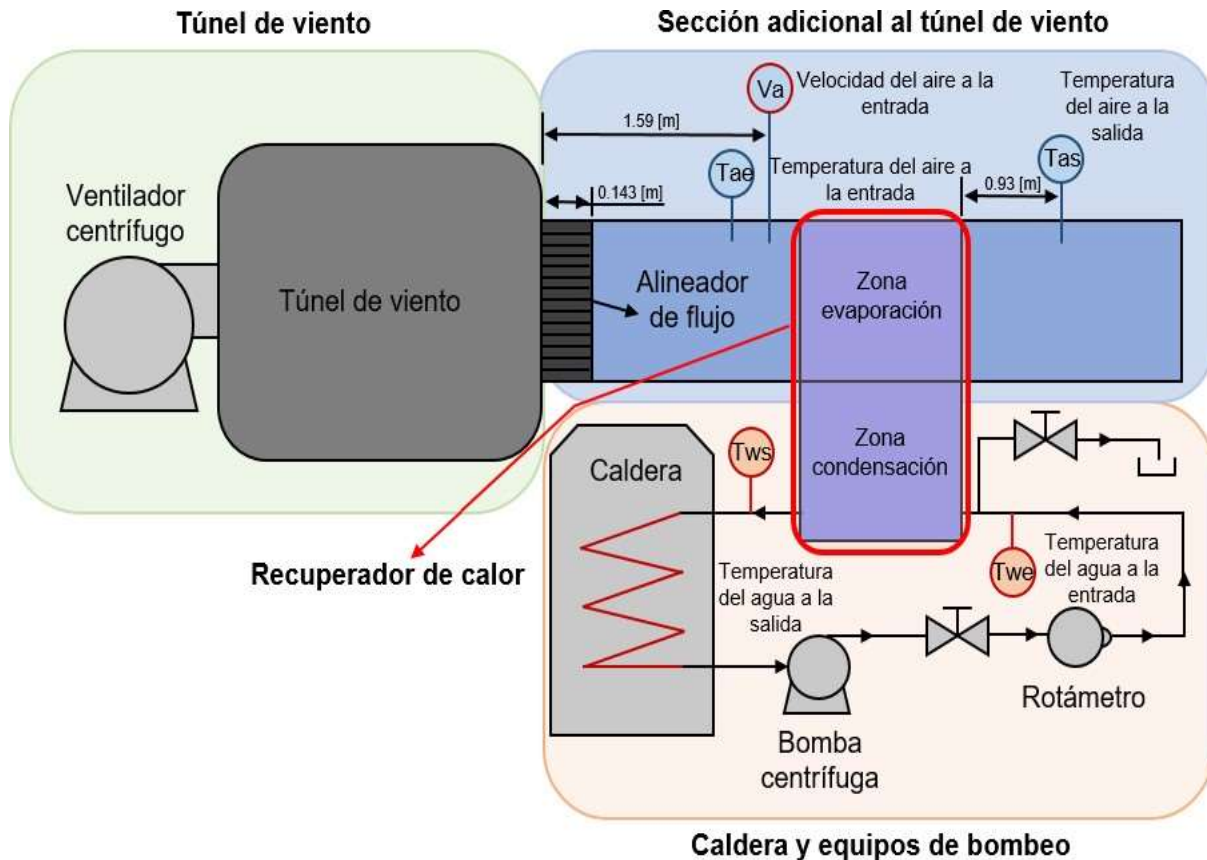


Figura 8. Esquema general de la instalación experimental.

El túnel de viento (Mostrado en la Figura 9) posee un ventilador centrífugo Solyvent Ventec con motor UNELEC de 15.4 kW capaz de proporcionar la potencia necesaria para producir velocidades superiores a 10 m/s (Mostrado en la Figura 10). Sin embargo, para el desarrollo de esta experimentación, se usan velocidades de 3.5 a 8 m/s, en donde dichos datos se sitúan en el rango óptimo de operación del túnel de viento.

En este punto, se tienen las condiciones necesarias de uniformidad y estabilidad de flujo para la correcta medición y adquisición de datos experimentales en el recuperador de calor. Como se aprecia en la Figura 8, se agrega una sección adicional al túnel para lograr la correcta adaptación del equipo, en donde, es necesario usar un alineador de flujo situado a la entrada de dicha sección.



Figura 9. Túnel de viento.



Figura 10. Ventilador centrífugo Solyvent Ventec- Motor UNELEC 15.4 kW.

2.1.3.2 Sección adicional al túnel de viento. En la Figura 8 dónde se presenta el recuperador de calor, se identifican la zona de evaporación, por donde circula agua caliente, y la zona de condensación por donde circula aire a temperatura ambiente. Para la correcta conexión entre el recuperador de calor y el túnel de viento fue necesaria la integración de un ducto rectangular hecho de madera triplay de 0.009 m de espesor, el cual conecta al túnel con la zona de condensación (Mostrado en la Figura 11) y fue diseñado por la MsC Araceli Salazar Huertas (Salazar, 2018). Este ducto fue diseñado bajo la normatividad AMCA 210 y AMCA 203 con el propósito de

permitir la variación de la relación de longitudes de las áreas transversales de las dos zonas de intercambio de calor del recuperador.



Figura 11. Sección adicional al túnel de viento.



Figura 12. Alineador de flujo hexagonal.

Además, como se había mencionado, fue necesario la implementación de un rectificador de flujo que ocupara el menor espacio posible para disminuir las dimensiones de los ductos. Se

seleccionó un alineador de sección hexagonal de longitud 0.143 m, calculada a partir de la norma AMCA 201. (Mostrado en la Figura 12) (Salazar, 2018).

Las variables que se pueden evaluar en la sección adicional al túnel de viento que influyen en el comportamiento del recuperador de calor son: temperatura del aire a la entrada T_{ae} y la salida T_{as} , velocidad del aire a la entrada en el interior del ducto y la caída de presión provocada por el intercambiador de calor en la zona de condensación.

Para medir y monitorear estas variables se utilizó instrumentación especializada en adquirir datos en tiempo real de cada una de ellas y transducir la señal para la correcta visualización. La temperatura a la entrada del ducto fue medida usando un termopar tipo J (hierro-constantán), ubicado en el punto central de la sección rectangular del túnel. Además, como se aprecia en la Figura 13, para medir el perfil de temperaturas a la salida del ducto se empleó una cuadrícula de termopares del mismo tipo conectados a un sistema de adquisición de datos Pacific Instrument modelo 6010u (Salazar, 2018).

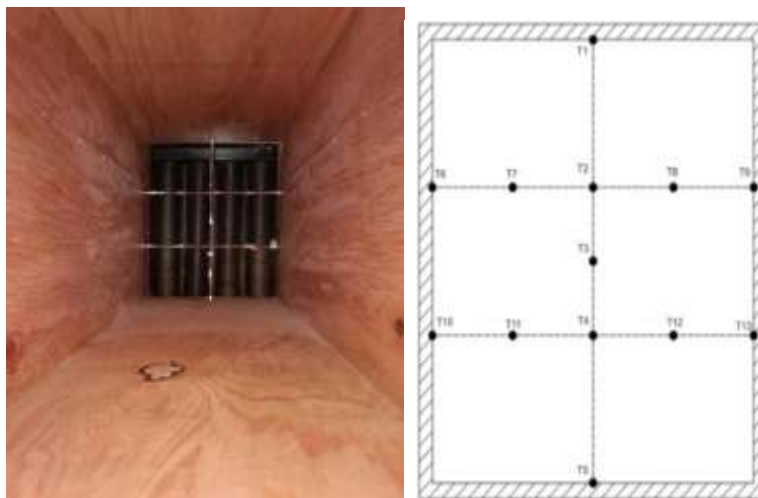


Figura 13. Esquema cuadrícula de termopares.

Por otro lado, la velocidad del flujo fue censada mediante la implementación de un transmisor de velocidad Dwyer 641RM (Mostrado en la Figura 14) y la diferencia de presión mediante un transmisor de presión diferencial Veris PX01 (Mostrado en la Figura 15) (Salazar, 2018). Se realizó un barrido de velocidad del aire a la entrada del intercambiador siguiendo una línea central en dirección de ambos ejes, X y Y . Las mediciones se realizaron de acuerdo con la norma AMCA 203-90 y la metodología de áreas equivalentes allí expuesta, en donde se encuentran los puntos propicios para construir un correcto perfil de velocidades. Lo que garantiza que se tendrá un flujo completamente desarrollado antes del recuperador de calor, condición necesaria para realizar la caracterización. Cada instrumento de medición se dispuso según la norma AMCA 2010-74 que indica la posición adecuada de estos dentro del túnel de viento (Mostrado en la Figura 8).



Figura 14. Transmisor de velocidad Dwyer 641RM.



Figura 15. Transmisor de presión diferencial Veris PX01.

La zona de evaporación es la otra sección del intercambiador de calor, en donde el agua caliente atraviesa los múltiples tubos termosifones que lo componen generando la evaporación del fluido de trabajo al interior de estos. Este cambio de estado, como se había mencionado anteriormente permite el intercambio de calor entre las zonas. Para que el agua alcance la temperatura deseada al momento de ingresar al recuperador de calor, esta se calienta con resistencias eléctricas ubicadas al interior de la caldera, para posteriormente bombearla a través de tuberías de cobre por una bomba Siemens de 0.373 kW de potencia (Mostrado en la Figura 16).



Figura 16. Caldera y equipos de bombeo.

Para la medición de las temperaturas del agua a la entrada T_{we} y la salida T_{ws} del recuperador, se utilizaron termopares tipo J conectados a un escáner de termocuplas Digi-sense, Cole Parmer de 12 canales modelo 92000-00 (Mostrado en la Figura 17). La instalación de dichos sensores se realizó en el punto centro de la sección transversal de la tubería de cobre mitigando los efectos debidos a las pérdidas de calor a través de las paredes sobre los datos experimentales (Salazar, 2018).

El caudal se regula y monitorea a través de un rotámetro Blue-White Industries F-550 el cual cuenta con una válvula reguladora que permite mantener fijo el caudal durante las pruebas experimentales (Mostrado en la Figura 18) (Salazar, 2018).



Figura 17. Escáner de termocuplas Digi-sense, Cole Parmer de 12 canales modelo 92000-00.



Figura 18. Rotámetro Blue-White Industries F-550.

En la Figura 19 se muestra al intercambiador de calor indicando las zonas de intercambio de calor.

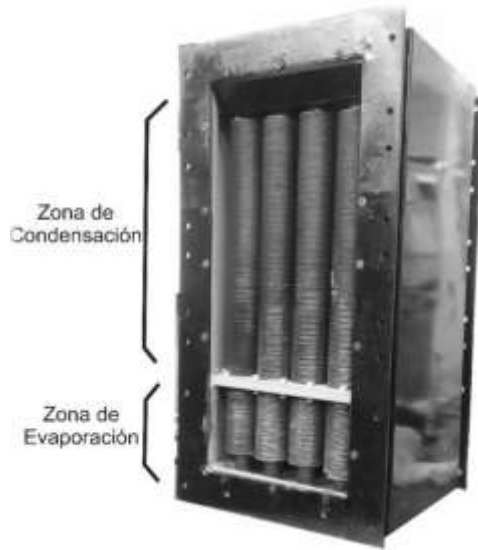


Figura 19. Recuperador de calor compuesto por tubos termosifones.

El diseño y construcción del recuperador de calor fue realizado por la MsC Araceli Salazar Huertas. (Salazar, 2018)

Los componentes principales del recuperador de calor son:

- El bastidor, hecho de barras de acero al carbón de sección cuadrada de 0.0127m de lado (Mostrado en la Figura 20).
- 18 tubos termosifones, arreglados triangularmente (45° entre sí) de longitud 0.51 m, fabricados en acero al carbón SA-179 con aletas de aluminio tipo empotradas de un paso de 10 por pulgada (Mostrado en la Figura 21). El fluido de trabajo en su interior es agua bidestilada con hidrato de hidracina en una concentración de 0.1 g/L, con un volumen de llenado de 19.6 % del volumen total interno del tubo termosifón.
- La mampara, hecha en una lámina galvanizada calibre 12, la cual separa los fluidos y soporta, dándole estabilidad, a los tubos termosifones (Mostrado en la Figura 22).
- Recubrimiento hecho de lámina galvanizada calibre 22 fijada con pernos a la estructura principal.

- Aislante térmico de fibra de vidrio de espesor 0.0254 m posicionado entre las tapas internas y cubiertas externas del intercambiador



Figura 20. Bastidor del recuperador de calor



Figura 21. Tubos termosifones aletados.



Figura 22. Mampara, dirección de flujo y posición de los termopares.

Como se aprecia en la Figura 22, con el propósito de apreciar la variación de los coeficientes de convección del aire sobre la mampara y la influencia que tiene la transferencia de calor a través de esta sobre la eficiencia del sistema, se fijaron 10 termopares tipo J conectados a los canales restantes del escáner de termocuplas Digi sense mencionado anteriormente para medir la temperatura del agua a la entrada y la salida del intercambiador.

2.1.3.3 Procedimiento

2.1.3.3.1 Ensamble recuperador de calor e instalación de los equipos de medición. El proyecto se realiza sobre un prototipo ya construido, en donde este se encuentra sin ensamblar y sin los respectivos equipos de medición. Por esta razón, el primer paso es ensamblar el sistema, el cual, consiste en posicionar los 18 tubos termosifones aletados sobre una mampara que está sujeta a un bastidor de acero debidamente aislados y posteriormente sujetar las diferentes partes del equipo al mismo.

2.1.3.3.2 Puesta en marcha de la prueba. Las pruebas se realizan después de un previo alistamiento de los equipos y de los fluidos de trabajo. Los parámetros que se varían en las pruebas son la temperatura del agua, la velocidad del aire, el caudal del agua y además se cambia la relación de longitudes del área de condensación y evaporación.

Antes de empezar cada prueba se calibran y prueban los sistemas de adquisición de datos y se procede a ajustar la velocidad del túnel y la temperatura del agua, donde esta última se logra mediante el uso de resistencias eléctricas que calientan dicho fluido hasta la temperatura requerida.

Luego de ajustar dichos parámetros, se procede a abrir las válvulas y a dejar correr la prueba, activando a su vez los sistemas de adquisición que censan y guardan la información medida para su posterior uso. Cada prueba tiene una duración de 15 minutos, después de los cuales se procede a hacer el vaciado del recuperador, su posterior enfriamiento, la extracción de los datos de los equipos de adquisición y, por último, ajustar los nuevos parámetros requeridos para la siguiente prueba.

2.1.3.3.3 Cambio de configuración (relación de longitudes). Después de realizar las pruebas de cada configuración, se procede a desensamblar el intercambiador, realizarle un proceso de mantenimiento que incluye: cambio de aislante (fibra de vidrio), lijado, pintado, enderezado de las aletas de cada tubo termosifón, lavado, limpiado y posteriormente volver a ensamblar el equipo al túnel de viento para así empezar el proceso desde el inicio con la nueva configuración.

2.1.3.4 Condiciones experimentales. Para observar el comportamiento del recuperador de calor bajo la influencia de diferentes variables tanto externas como internas, se modificó porcentualmente la relación de longitudes de las áreas y se desarrollaron 3 configuraciones

experimentales que fueron propuestas en (Salazar, 2018). (Mostrado en la Figura 23, Figura 24 y Figura 25).

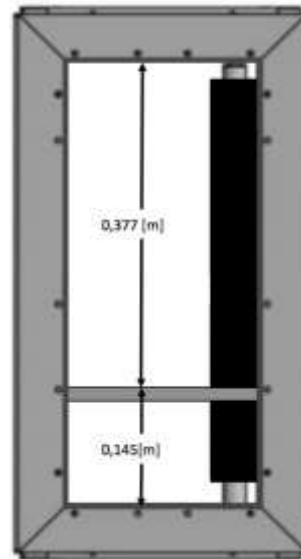


Figura 23. Configuración A: 70%Lc-30%Le.

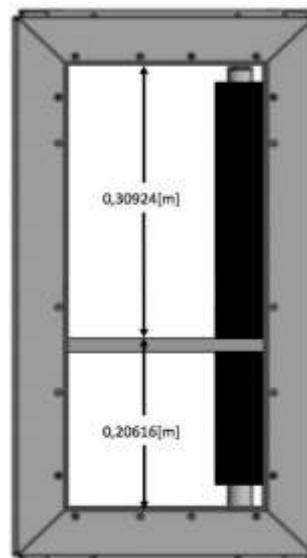


Figura 24. Configuración B: 60%Lc-40%Le.

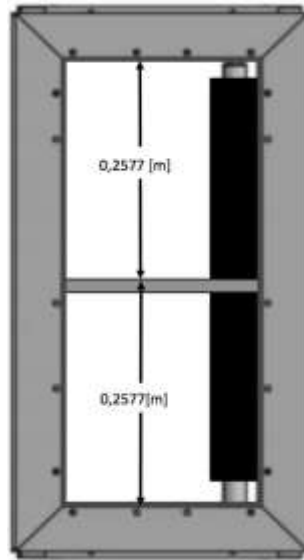


Figura 25. Configuración C: 50%Lc-50%Le.

Las condiciones de operación a la entrada y salida para el intercambiador de calor pueden ser vistas en la Tabla 1, Tabla 2 y Tabla 3; durante la experimentación se realizaron pruebas para cada configuración manteniendo dos caudales constantes de 3,5 y 10 l/min. La velocidad del aire a la entrada varía entre 4 y 7.7 m/s, rango común de velocidad de humos medidos en chimeneas de calderas. Adicional a esto, por limitaciones de equipo se opta por dicho rango ya que las fluctuaciones en las velocidades aumentan en valores inferiores a 4 m/s. A partir de una velocidad mínima a la entrada de 4 m/s en la configuración A, se realizan incrementos proporcionales hasta completar 5 datos. Conservando constantes el número de Reynolds entre las diferentes configuraciones se recalcula el diámetro hidráulico. Con estos resultados se obtienen las velocidades de la nueva configuración en donde cada una de estas guarda equivalencia con sus paralelas en las configuraciones restantes. Para el caudal más bajo se tomó un dato de velocidad aleatorio y se desarrolló el proceso anteriormente descrito.

En la zona de evaporación, se varía la temperatura del agua a la entrada con incrementos constantes de 10°C en un rango de 40-80°C. Se incluye un dato máximo de 85°C en donde el limitante es la integridad de los materiales blandos de la unidad experimental.

Tabla 1.

Condiciones de operación configuración A.

Config	Caudal [l/min]	Reynolds	Velocidad [m/s]	Temperatura [°C]
A	3,5	82.000	6	De 40 a 80 °C
		66.000	4,7	variando de 10
	10	78.000	5,6	en 10 °C
		82.000	6	incluyendo una
		95.000	6,8	temperatura
		100.000	7,7	máxima de 85 °C.

Tabla 2.

Condiciones de operación configuración B.

Config	Caudal [l/min]	Reynolds	Velocidad [m/s]	Temperatura[° C]
B	3,5	78.000	5	De 40 a 80 °C
		66.000	4,2	variando de 10
	10	78.000	5	en 10 °C
		82.000	5,2	incluyendo una
		95.000	6	temperatura
		100.000	6,8	máxima de 85 °C.

Tabla 3.

Condiciones de operación configuración C.

Config	Caudal [l/min]	Reynolds	Velocidad [m/s]	Temperatura[° C]
C	3,5	82.000	5	De 40 a 80 °C
		66.000	4	variando de 10
	10	78.000	4,75	en 10 °C
		82.000	5	incluyendo una
		95.000	5,75	temperatura
		100.000	7	máxima de 85 °C.

2.1.3.5 Cálculos. De la ecuación 1 se obtiene la transferencia de calor entre la superficie en cuestión y el fluido que circula a través de ella, en donde U es el coeficiente de transferencia global, A es el área de transferencia de calor y Δt es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido.

Cabe resaltar que cada factor anteriormente mencionado se encuentra modificado y adaptado a los tubos termosifones aletados en donde se encuentran otros factores independientes que propios de las características de dichos artefactos (Pysmenny, Polupan, Carvajal, & Sánchez, 2007).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \text{ (KW)} \dots\dots\dots(1)$$

La transferencia de calor por convección del aire, se calcula mediante la ecuación 2, en donde h es el coeficiente de convección entre la superficie y dicho fluido, A es el área de transferencia de calor y $(T_s - T_a)$ es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire (Cengel, 2006).

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_a) \text{ (kW)} \dots\dots\dots(2)$$

La transferencia de calor del agua se calcula mediante la ecuación 3, en donde $\dot{m}$ es el flujo másico, el C_p es el calor específico y $(T_{w_g} - T_{w_s})$ es la diferencia de temperaturas entre el agua a la entrada y salida del recuperador de calor (Cengel, 2006).

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}C_p \cdot (T_{w_g} - T_{w_s}) \text{ (kW)} \dots\dots\dots(3)$$

Ahora bien, como se observa en la ecuación 4, la eficiencia del sistema se calcula dividiendo la transferencia de calor del agua entre la transferencia de calor del aire (Cengel, 2006).

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{agua}}{\dot{Q}_{conv}} \dots\dots\dots(4)$$

Por otro lado, se utilizó la norma AMCA 203-90, la cual establece el proceso que se debe seguir para realizar una correcta medición de la velocidad de flujos en ductos. Esta norma indica, mediante la metodología de áreas equivalentes, en que puntos en el espacio interno del túnel debe tomarse cada medición usando los respectivos equipos transductores que censan la velocidad del flujo. Esta metodología consiste en la división del área transversal total del túnel, en áreas equivalentes entre sí, en donde cada punto centro de estas, será el adecuado para realizar la medición y posteriormente los cálculos y graficas pertinentes.

Las pruebas arrojarán una serie de resultados los cuales serán analizados con el objetivo de encontrar, mediante el cálculo de la razón de transferencia de calor y de la eficiencia, la configuración óptima en relación con las longitudes de la zona de evaporación y condensación. Además, se calculará la cantidad de calor que se transfiere a través de la mampara y se determinará la influencia que esta tiene sobre la eficiencia global del equipo.

Por otra parte, se realizarán gráficas en donde se pueda apreciar el comportamiento del equipo al modificar las diferentes variables que alteran el sistema y en adición a esto, se inducirán perturbaciones deliberadamente para observar la respuesta del sistema. Esto se hará con el objetivo

de analizar como funcionaria el recuperador cuando la transferencia de calor no es constante, caso común en la industria.

2.1.4 Resultados

2.1.4.1 Transporte de calor y eficiencia del intercambiador de calor. Las figuras 26, 27 y 28 muestran los resultados experimentales obtenidos de calor disipado, Q_{dis} , para tres diferentes configuraciones del THE, 70-30, 60-40 y 50-50 respectivamente. Se realizaron variaciones en la velocidad de flujo del aire en la zona de condensación y el calor suministrado, Q_{sum} , mediante la fuente ubicada en la zona de evaporación. Esto bajo condiciones normales de operación de 25°C y 1 atm. El caso ideal es mostrado por una línea diagonal continua, en donde se puede identificar en qué condiciones de flujo se hace más eficiente la transferencia de calor en el THE y se fija el Reynolds de una configuración a otra como ya se mencionó anteriormente.

Se puede apreciar en todas las gráficas que a medida que aumenta el calor suministrado, Q_{sum} , el comportamiento del termosifón se aleja cada vez más de la condición ideal, línea continua, para todos los casos estudiados. Esto está relacionado con el equilibrio entre la tasa de producción de vapor y la tasa de condensación de este, pero también tiene que ver con el hecho de que al aumentar el calor suministrado se incrementan las pérdidas de calor hacia los alrededores.

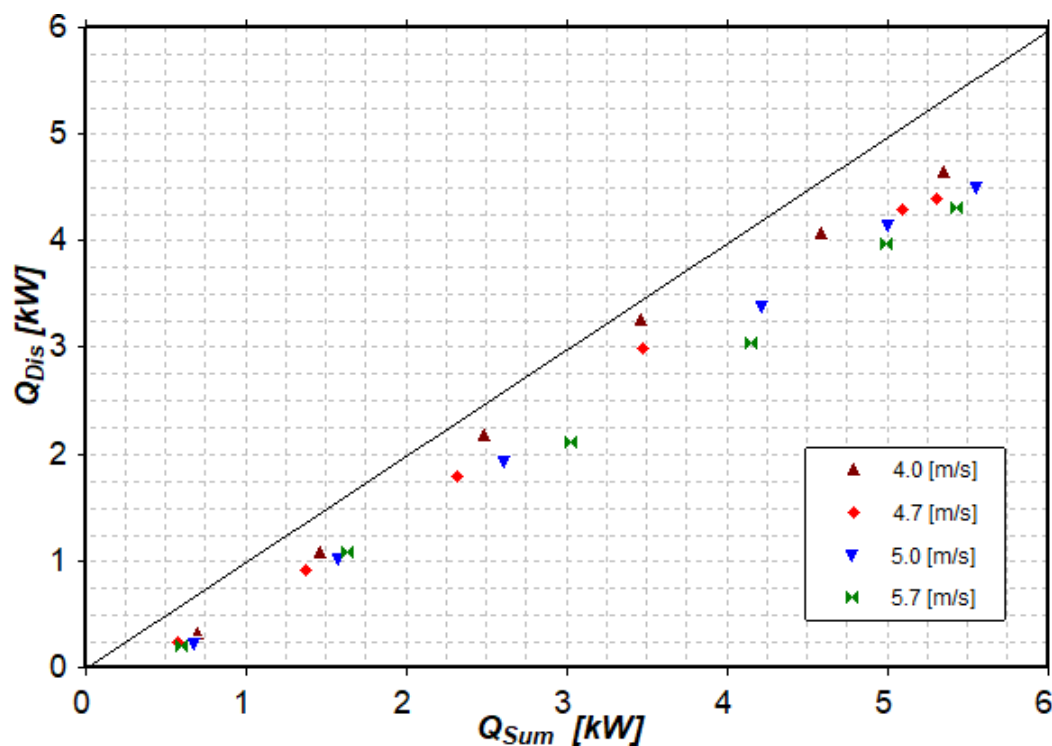


Figura 26. Calor disipado versus calor suministrado (configuración A: 70% Lc-30% Le).

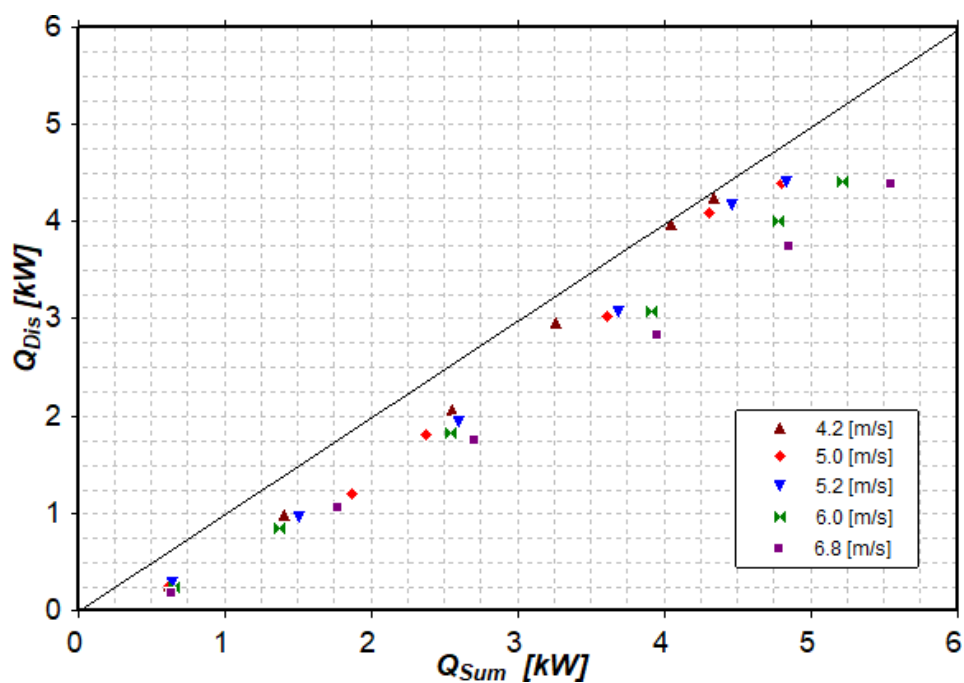


Figura 27. Calor disipado versus calor suministrado (configuración B: 60% Lc-40% Le).

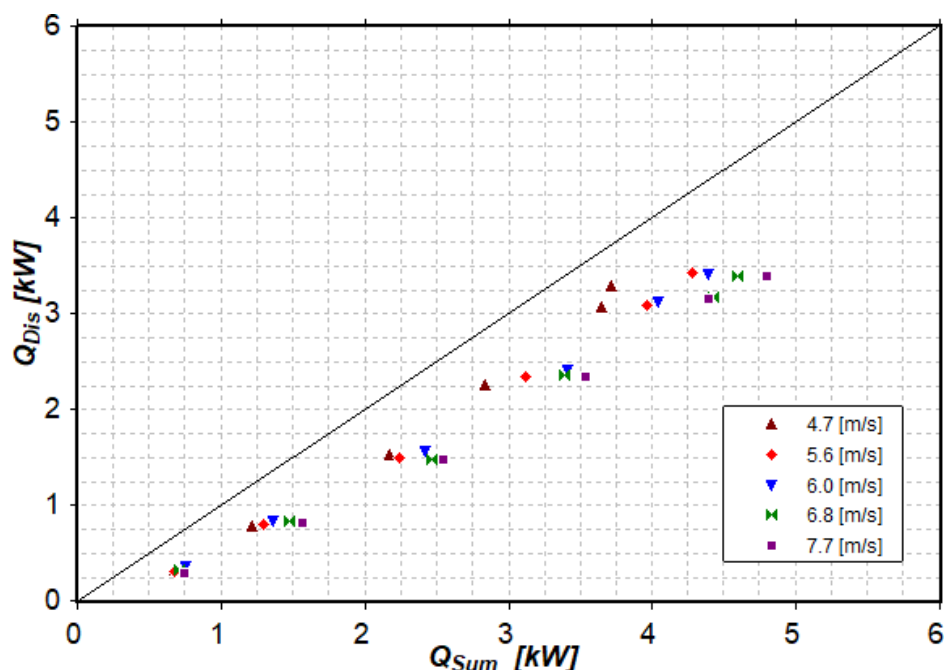


Figura 28. Calor disipado versus calor suministrado (configuración C: 50% Lc-50% Le).

Por otro lado, se puede observar que al aumentar la velocidad del flujo de aire disminuye la capacidad de transporte de calor. Esto se debe principalmente a que, para altas velocidades, el equipo aumenta la capacidad de condensación y, la rata de evaporación del fluido de trabajo dentro de los termosifones se hace menor con respecto a esta, es decir, el termosifón opera fuera de su régimen de equilibrio entre los procesos de evaporación y condensación. Además, se debe considerar el tiempo de residencia, a mayor velocidad del flujo de aire se reduce este parámetro y por lo tanto, también influye en la captación de calor.

También se puede observar que el Q_{dis} más bajo de 3.2 kW, se obtiene en la configuración 50-50 (Figura 28) como era de esperarse, ya que su zona de condensación es la más pequeña y a su vez el área de intercambio de calor por el lado del aire. Las configuraciones 60-40 (Figura 27) y 70-30 (Figura 26) reportan el Q_{dis} más alto, siendo este 40% mayor que el anterior. De allí, también se puede decir que la cantidad de calor disipado, Q_{dis} , está limitada a dichos valores

máximos sin importar la cantidad de calor que se esté suministrando para las diferentes velocidades de flujo, Q_{sum} . Esto se da principalmente porque el fluido de trabajo está por completo siendo parte del ciclo evaporación – condensación (Carvajal, Sanchez, & Polupan, 2012). Es decir, ha logrado el equilibrio entre los procesos de evaporación-condensación, alcanzando de esta manera la mayor capacidad en el transporte de calor posible para la relación de llenado, 20%, y el tipo de fluido de trabajo usado, agua destilada.

Las gráficas de eficiencia Vs calor Suministrado, Q_{sum} , permiten analizar de una mejor forma la configuración más eficiente del intercambiador. Por razones ya mencionadas, la velocidad más baja es de 4.2 m/s en la configuración B: 60-40 %, en donde se obtiene una eficiencia máxima del 96%. La velocidad máxima de 6.8 m/s su eficiencia es cercana al 80%. Sin embargo, se considera que la eficiencia del termosifón cubre este rango de eficiencias altas, bajo ciertas condiciones de diseño, carga, cantidad de fluido de trabajo y demás parámetros ya evaluados en otras investigaciones (Carvajal et al., 2012; Minea, 2014; Pysmenny et al., 2007).

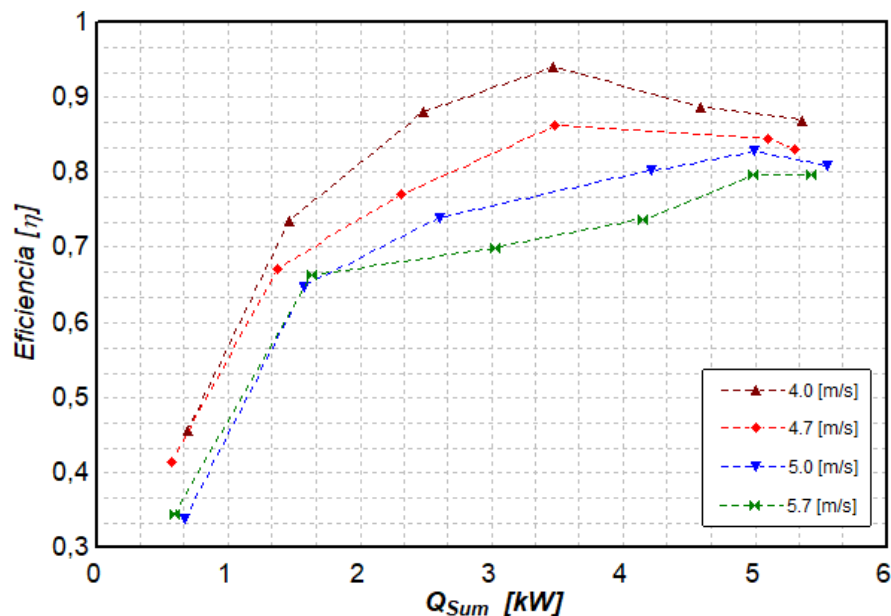


Figura 29. Eficiencia versus calor suministrado (configuración A: 70% Lc-30% Le).

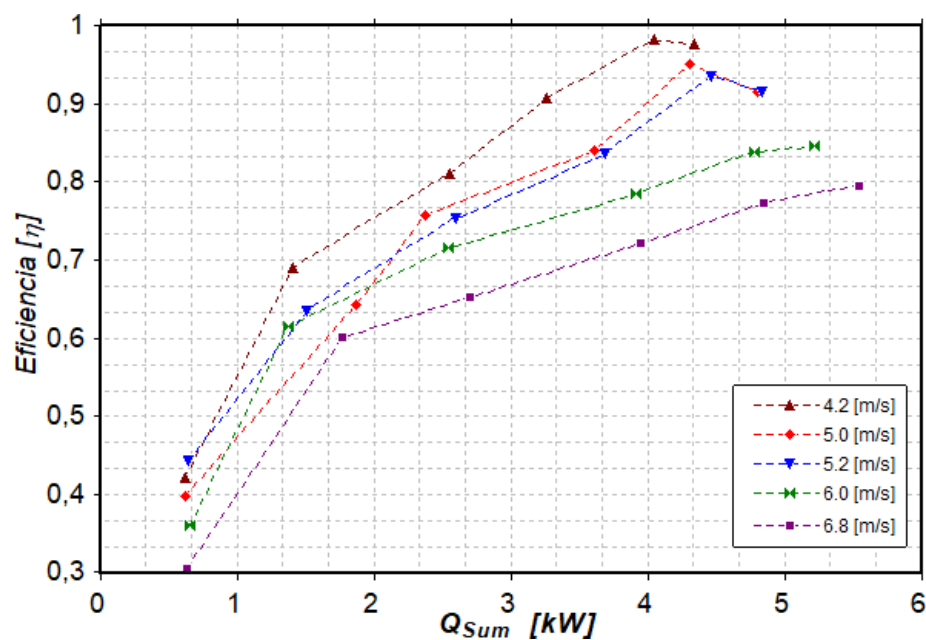


Figura 30. Eficiencia versus calor suministrado (configuración B: 60% Lc-40% Le).

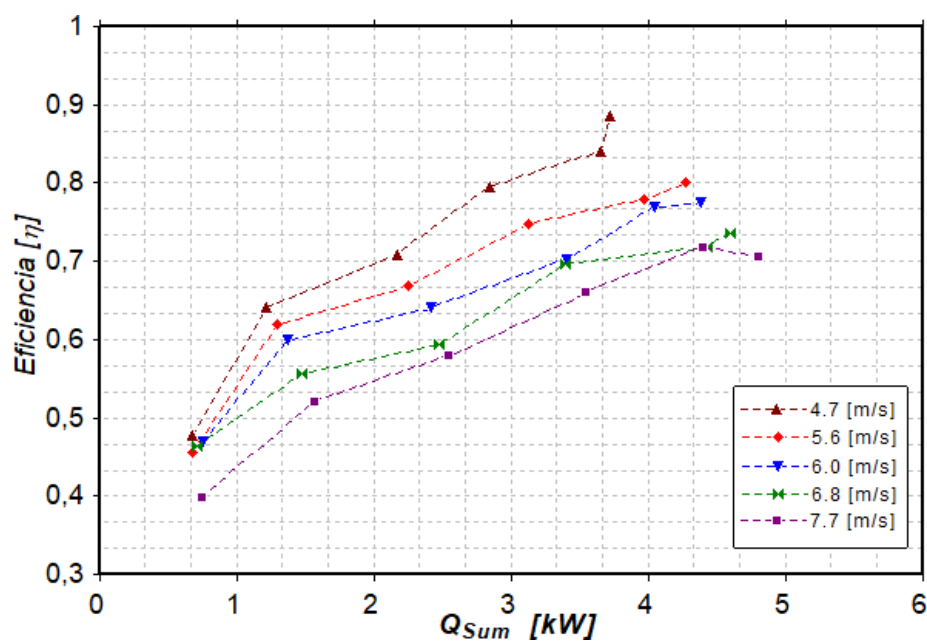


Figura 31. Eficiencia versus calor suministrado (configuración C: 50% Lc-50% Le).

Se puede observar en los 3 casos estudiados que el comportamiento del recuperador presenta una tendencia en el aumento de eficiencia a medida que se incrementa el Q_{sum} , sin embargo, para

las relaciones de 70-30 y 60-40, y la menor velocidad del flujo de aire se presenta un valor máximo entre 3 y 4 kW. Esta tendencia no se aprecia en el caso de la relación 50-50, lo que podría estar asociado a que él no es suficiente el área de la zona de condensación y el no se tenga el equilibrio entre los procesos internos.

Por otra parte, las bajas eficiencias obtenidas también están relacionadas con las propiedades termofísicas del intercambiador, para cada una de las configuraciones. Esto se puede observar cuando a valores de calor suministrado, Q_{sum} , inferiores a 1 KW, la capacidad para evaporar la totalidad del fluido de trabajo presente como condensado en la zona de evaporación no es suficiente, impidiendo transportar el calor hasta la zona de condensación. A valores superiores a 1KW, las eficiencias son superiores al 50% lo cual, ya es favorable en la recuperación de energía residual. Dichos resultados corresponden a temperaturas superiores a los 50°C.

Investigaciones acerca de este tipo de intercambiador reportan un comportamiento similar, como el realizado por (Lukitobudi, Akbarzadeh, Johnson, & Hendy, 1995) y (Noie, 2005) los cuales indican que, al incrementar la velocidad de flujo, disminuye la capacidad de transferencia de calor. Ya que no existe una normativa universal de diseño de este tipo de intercambiadores, no es posible comparar los valores que se obtienen de un trabajo con otro, debido a que cada en cada uno se realizan experimentaciones bajo diferentes condiciones de diseño, cantidad de fluido de trabajo, porcentaje de llenado de los termosifones, etc. A partir de investigaciones realizadas sobre un tubo termosifón (Carvajal et al., 2012). Se demuestran los límites de operación del termosifón de acuerdo con su capacidad de llenado y el porcentaje de fluido de trabajo óptimo correspondiente al 18% de su volumen interno total.

2.1.4.2 Calor transferido a través de la mampara. Se hace necesario obtener el calor aportado al aire por medio de la mampara y en qué porcentaje influye este sobre su eficiencia total, ya que el diseño particular de este intercambiador no cuenta con una zona adiabática en medio de la zona de evaporación y condensación. Se registran los valores de calor obtenidos Q_{mamp} , en la tabla 4 junto con los valores de calor suministrado por la fuente, tomando como ejemplo los resultados de las pruebas para 6.8 m/s de la configuración B.

Tabla 4.

Calores y eficiencia configuración B.

Q sum	Qmamp	Incremento
[kW]	[kW]	de η [%]
0,634	0,0102	7,1956
1,5806	0,0135	1,3998
2,5496	0,0176	1,0221
3,6795	0,0217	0,7621
4,4849	0,0253	0,6641
4,9437	0,0276	0,6651

El calor máximo aportado por la mampara hacia el aire es de 0.0276 kW para el valor de calor suministrado Q_{sum} , más alto, representando un 0.65% del calor total transferido y un incremento de su eficiencia no mayor al 0.56%. En contraste, para valores de calor suministrado Q_{sum} , más bajos, se obtienen porcentajes de incremento en la eficiencia más altos, alrededor del 7.2%, como se muestra en la Tabla 4. Al aumentar el calor suministrado por la fuente, los termosifones aumentarían la capacidad de transferencia de calor logrando el equilibrio entre sus fases, permitiendo así, que el calor transferido por la mampara sea despreciable en comparación con el calor transportado por ellos mismos.

Por otra parte, en la posición del termopar número 10, se registran los valores más altos del coeficiente de convección local. En la configuración A, el coeficiente de convección local máximo es aproximadamente 0.048 a 5.75 m/s. A su vez, en la configuración B, el coeficiente de convección local máximo es aproximadamente 0.052 a 6.8 m/s. De igual manera, en la configuración C, el coeficiente de convección local máximo es aproximadamente 0.046 a 7.7 m/s. Cabe resaltar que estos resultados se obtienen a la velocidad máxima correspondiente de cada configuración.

2.1.4.3 Caída de presión. Es importante determinar la resistencia al aire generada por el banco de tubos como parte de su caracterización. Esto permite establecer bajo qué criterios debe ser instalado el intercambiador, ya que en ocasiones la caída presión es tal que, en ciertos casos se requiere del uso de un ventilador o la adición de otro, para así permitir el flujo necesario y garantizar la correcta transferencia de calor. Se usaron ciertas correlaciones acerca del cálculo analítico de la resistencia externa generada (Pysmenny et al., 2007) para comparar con los valores experimentales obtenidos.

Se tomaron los promedios de caída de presión para las velocidades correspondientes de acuerdo con el Reynolds fijado de una configuración a otra, registrados en la Figura 32. Como es de esperar, la mayor caída de presión, cercana a los 100 Pa, se obtiene en la configuración C a una velocidad del aire de 7.7 m/s, ya que es en la que se tiene la menor área libre para el paso del flujo de aire. En la configuración B, la caída de presión máxima es de 65 Pa a una velocidad del aire de 6.8 m/s. En la Figura 33, se registran los valores teóricos obtenidos a partir de la literatura (Pysmenny et al., 2007), observando una gran similitud con la gráfica de resultados experimentales (mostrando en la Figura 32), con un error relativo máximo de 15% y un error promedio para las tres

configuraciones alrededor del 13%. Tanto en los valores obtenidos experimentalmente como en la literatura (Pysmenny et al., 2007), se muestra un comportamiento exponencial y permite tener una tendencia real del dispositivo.

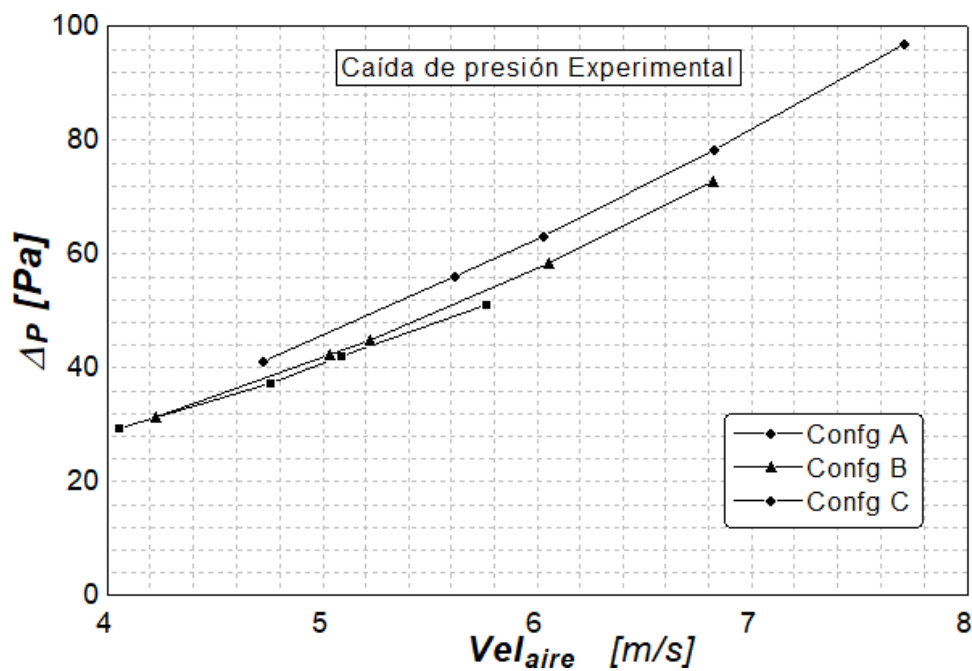


Figura 32. Caída de presión versus velocidad de flujo aire experimental en la zona de condensación

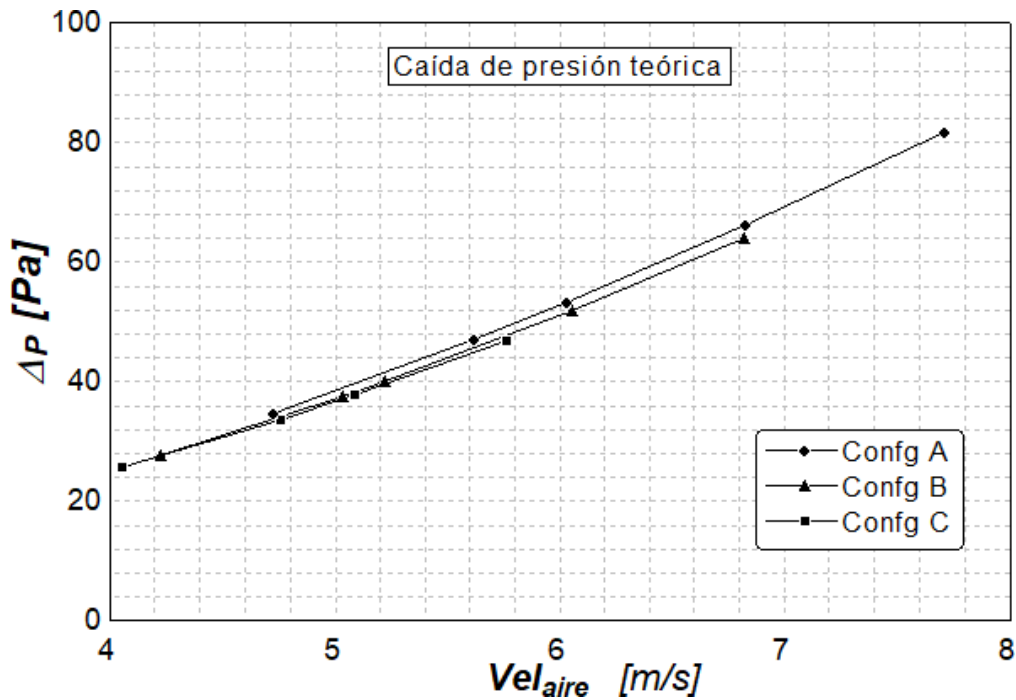


Figura 33. Caída de presión versus velocidad de flujo aire teórica en la zona de condensación

2.1.4.4 Análisis Transitorio. Se realizaron pruebas para la configuración A, con el fin de realizar un análisis transitorio para establecer parámetros de operación y estabilidad del equipo, como parte de su caracterización. Gran parte de este análisis está registrado en el artículo (Martínez, Quesada, Carvajal, Salazar, & Martínez, 2018), el cual fue enviado y sustentado en “EL XVII CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA. ELECTROMECÁNICA Y DE SISTEMAS (CNIES XVII)” con el título de “ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO EN EL ESTADO TRANSITORIO DE UN RECUPERADOR DE CALOR DE TUBOS DE TERMOSIFONES ALETADOS”.

En la experimentación se realizaron pruebas durante 15 minutos para las condiciones de entrada mostradas en la Tabla 5, con una frecuencia de 10 mediciones por segundo.

Tabla 5.

Parámetros promedios en la experimentación

Vel_aire [m/s]	4
Tair_in [°C]	23
Caudal [m³/s]	0.000167

A partir de las pruebas realizadas para la configuración A, se obtienen los perfiles de temperatura de salida del aire en función del tiempo como se muestra en la Figura 34. En esta gráfica se observa que en cada uno de los incrementos de temperatura del agua a la entrada del evaporador el tiempo en estabilizarse es de aproximadamente 4.5 minutos. Esto quiere decir, que el tiempo de estabilización es independiente de la temperatura de entrada del agua para las mismas condiciones en los flujos de agua y aire. Una de las razones más importantes por las que se dan estos resultados es porque existe una cierta cantidad de fluido de trabajo dentro del termosifón que esta como condensado, en donde, este se evapora a medida que la temperatura del agua aumenta, es decir, aumenta su capacidad de transporte de calor al haber más fluido haciendo parte del ciclo de evaporación-condensación. Dicho de otra forma, el fluido responde a variantes en la carga térmica aumentando el equilibrio entre sus fases. También cabe resaltar que la cantidad y tipo de fluido de trabajo hacen que su tiempo de estabilización varíe para las mismas condiciones de operación, lo que ya se había observado en el comportamiento de un solo termosifón (Ji et al., 2017).

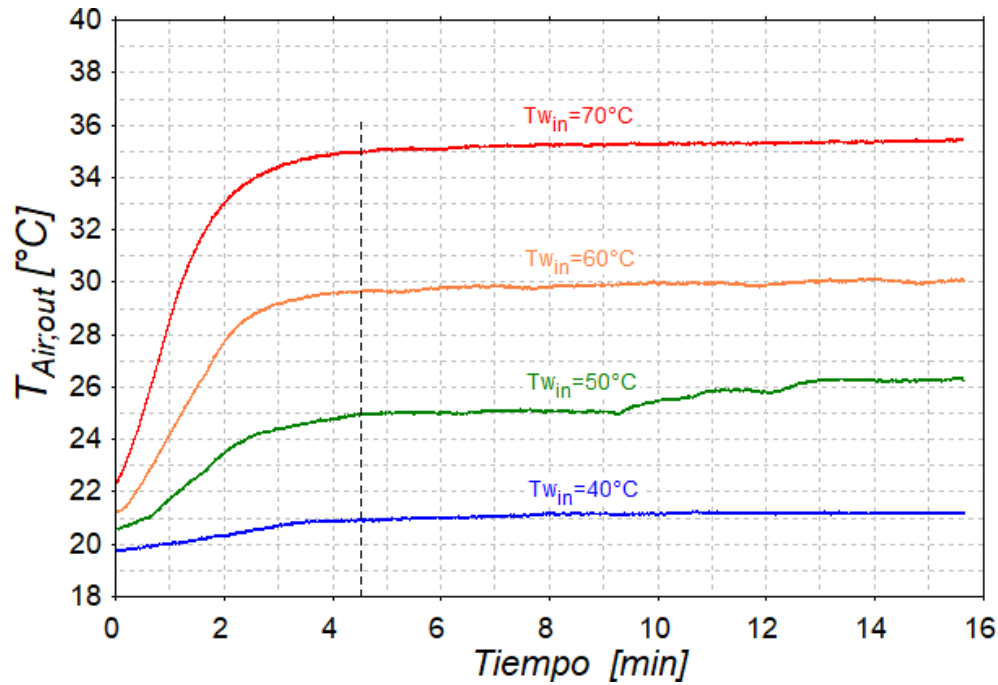


Figura 34. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo a diferentes temperaturas del agua a la entrada.

Por otro lado, es importante poder visualizar el comportamiento del intercambiador cuando se causa una serie de perturbaciones en una de las variables, por ejemplo, el caudal de entrada de agua al evaporador. En la Figura 35 se muestra la variación de la temperatura de salida del aire en función del tiempo para las diferentes perturbaciones escalonadas incrementales en el caudal de agua, la cual se encuentra a 60°C . En esta figura se puede observar que un aumento de 25% en el caudal, causa un incremento de 2.52% en la temperatura de esta, logrando la estabilización en un tiempo aproximado de 4.1 min para el primer caso. Para el segundo caso, un aumento de 25% más en la caudal causa un incremento de 2.3% en la temperatura en un tiempo menor al anterior de 3.5 min. A partir de esto, se puede deducir que al aumentar esta variable gradualmente para las mismas condiciones, el tiempo de estabilización se hará cada vez más corto debido a que el fluido de trabajo del termosifón irá aumentando su capacidad de equilibrio entre fases y por ende aumentará

la capacidad de intercambio de calor. También, se observa que la eficiencia presenta un decremento de 3.68% y 4.23% para los dos casos respectivamente.

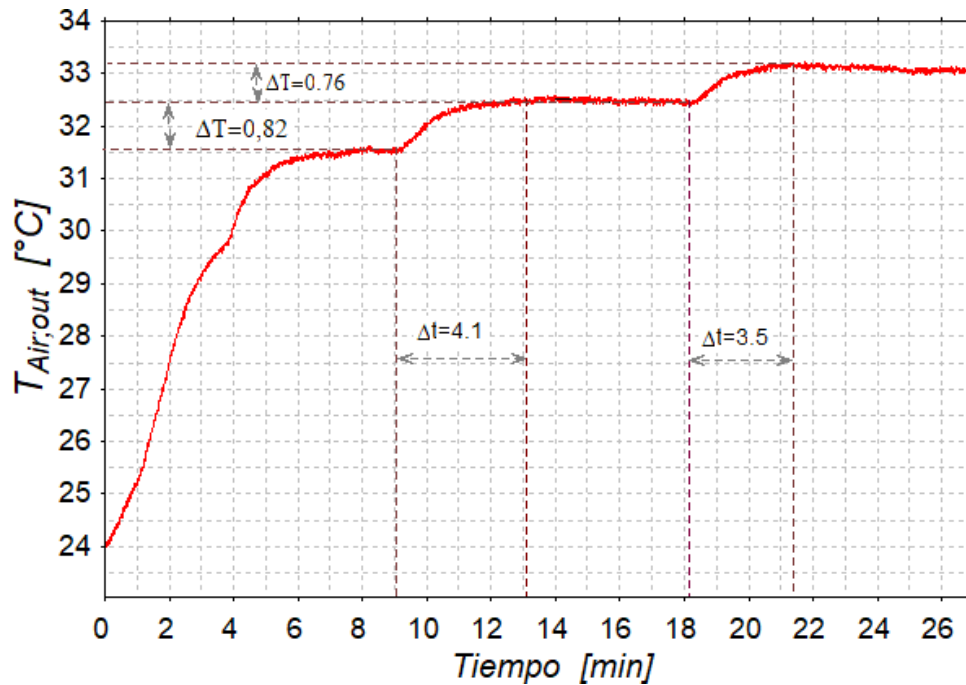


Figura 35. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo para dos incrementos en su caudal.

La Figura 36 muestra el perfil de temperatura de salida del aire bajo una perturbación en el caudal de 10 L/min a 5 L/min con una temperatura de 60°C en el agua. A partir de esta figura, podemos observar que el tiempo de estabilización se hace menor a pesar de reducir 50% el caudal. Como ya se mencionó en el análisis de la Figura 35, esto se debe al equilibrio entre las fases del fluido de trabajo dentro del termosifón, en donde, para este caso al crear una perturbación de mayor a menor caudal, la capacidad de equilibrio entre las fases del fluido irá de una más alta a una más baja. Por lo tanto, la capacidad para disipar calor en el condensador será mayor que la entregada

en el evaporador, es por esto por lo que el tiempo de estabilización será menor para cuando se hacen decrementos en el caudal.

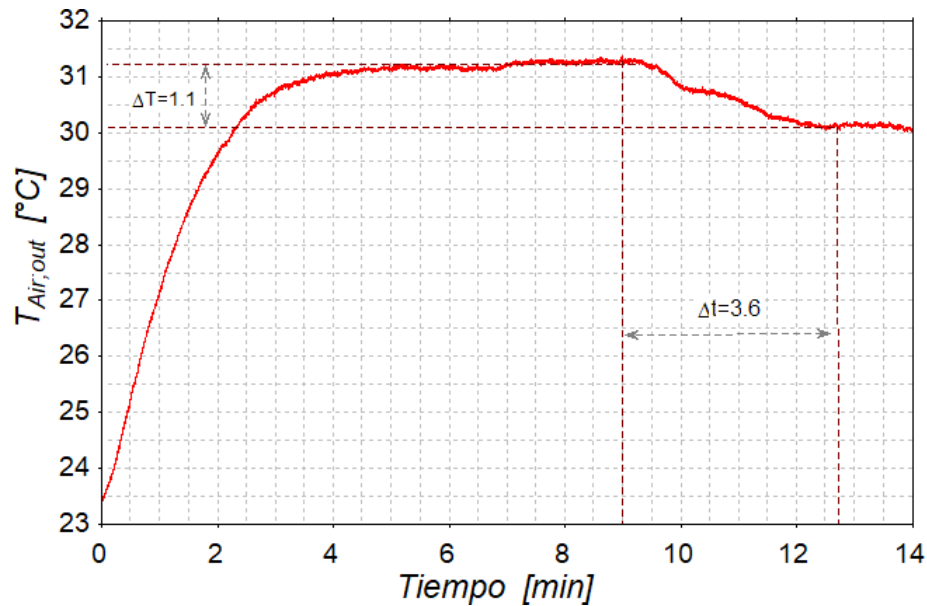


Figura 36. Perfil de temperatura del aire a la salida contra el tiempo para un decremento de caudal.

Estos resultados muestran otra de las ventajas de los recuperadores de calor compuestos de TTB., la respuesta al cambio en las condiciones de operación es muy rápida al contrario de la inercia térmica que presentan los intercambiadores convencionales.

3. Conclusiones

Se obtuvieron los valores de calor transferido a través de la mampara y se determinó que dicho valor no representa un incremento significativo sobre la eficiencia del equipo, correspondiendo a

un 0.65 % sobre el valor total disipado Q_{dis} , y un 7.2 % de la eficiencia total del equipo, tomando un caso como ejemplo. Y, por otro lado, a partir de los resultados se logró observar la influencia que tiene la cantidad de fluido de trabajo sobre el límite de calor transferido en cada configuración.

De las tres relaciones de áreas investigadas, la configuración B representa las eficiencias más altas, siendo estas superiores al 95% para la velocidad más baja y 75% para la más alta.

Se determinó que el tiempo de estabilización es independiente de la temperatura de entrada del agua bajo las mismas condiciones de operación. Dicho tiempo de estabilización depende de la cantidad y tipo de fluido los cuales determinan el equilibrio entre sus fases.

De los resultados obtenidos, se determinó que para un incremento del 25% en el caudal, el tiempo de estabilización es de 4.1 min e irá disminuyendo al incrementar gradualmente el caudal, esto, gracias a que el fluido de trabajo dentro del termosifón aumenta su capacidad de equilibrio entre fases y a su vez su capacidad de transporte de calor.

Por último, se encontró que el intercambiador de calor responde mucho más rápido cuando se realizan decrementos en el caudal a pesar de ser este, 50% menor.

Referencias bibliográficas

- Carvajal, I., Sanchez, F., & Polupan, G. (2012). Development of High Efficiency Two-Phase Thermosyphons for Heat Recovery. *Heat Exchangers - Basics Design Applications*. <https://doi.org/10.5772/32693>
- Cengel, Y. (2006). *Transferencia de Calor y Masa* (cuarta).
- Ji, C., Qin, Z., Dubey, S., Choo, F. H., & Duan, F. (2017). Three-dimensional transient numerical study on latent heat thermal storage for waste heat recovery from a low temperature gas flow. *Applied Energy*, 205(March), 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.101>
- Jouhara, H., Chauhan, A., Nannou, T., Almahmoud, S., Delpech, B., & Wrobel, L. C. (2017). Heat pipe based systems - Advances and applications. *Energy*, 128, 729–754. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.028>
- Jouhara, Hussam, Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- Lukitobudi, A. R., Akbarzadeh, A., Johnson, P. W., & Hendy, P. (1995). Design, construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery in bakeries. *Heat Recovery Systems and CHP*, 15(5), 481–491. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(95\)90057-8](https://doi.org/10.1016/0890-4332(95)90057-8)

- Martínez, J.-E., Quesada, G., Carvajal, I., Salazar, A., & Martínez, J.-C. (2018). Análisis del comportamiento en el estado transitorio de un recuperador de calor de tubos termosifones aletados. *XVII Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas*.
- Minea, V. (2014). Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy. *Applied Thermal Engineering*, 69(1–2), 143–154. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.054>
- Mroue, H., Ramos, J. B., Wrobel, L. C., & Jouhara, H. (2015). Experimental and numerical investigation of an air-to-water heat pipe-based heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 78, 339–350. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.005>
- Noie, S. H. (2005). Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.019>
- Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal, I., & Sánchez, F. (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor*.
- Salazar, A. (2018). Caracterización de un precalentador de aire para una caldera de tubos de humo.