 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

**EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR CON
TERMOSIFONES USANDO AGUA DESIONIZADA**

Sneider Alexander Molina Estrada

José Luis Sánchez Forero

Ingeniería Electromecánica

Karen Paola Cacua Madero

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

2018

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

La recuperación de calor es utilizada cuando se ve la necesidad de reutilizar la energía residual que se desperdicia en una variedad de sistemas, esto se trata básicamente de llevar esta energía a un intercambiador de calor, el cual realiza el proceso de transferir esta energía a otro sistema, en este caso se utilizan unos termosifones, llamados termosifones bifásicos, como lo dice su nombre éste está compuesto por dos fases, una es llamada evaporador y la otra condensador, cada una de estas fases tienen contacto con el fluido de cada uno de los sistemas transfiriendo de esta manera la energía en forma de calor de un lugar a otro.

Este proyecto está enmarcado dentro de un proyecto de convocatoria interna, el cual busca evaluar el comportamiento de un intercambiador de calor con agua desionizada usando termosifones. En este proyecto de grado se evaluó experimentalmente un sistema de recuperación de calor acoplado a un grupo electrógeno Diesel. El sistema de recuperación está compuesto por un intercambiador de calor, el cual tiene un banco de termosifones.

Los resultados de este proyecto fueron satisfactorios, a pesar de las dificultades ocurridas durante el proceso, con los pocos datos obtenidos se pudo obtener una mejora considerable en el sistema, aumentando la eficiencia en un 60%

Palabras clave: termosifón, eficiencia, recuperación de calor, intercambiador de calor, fluido de trabajo.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Queremos agradecerles a nuestras familias por el apoyo que nos han brindado, el cual siempre ha sido incondicional durante este trayecto elaborado en la universidad. Apreciamos las enseñanzas brindadas por cada uno de los docentes en este viaje emprendido y especialmente a Karen Paola Cagua por darnos la oportunidad de incursionar en este proyecto y poner a nuestra disposición todos los recursos del laboratorio de Ciencias Térmicas de la institución.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

NTU Number Transfer Unit

HP Heat Pipe

HX Heat Exchanger

HPHX Heat Pipe Heat Exchanger

HVAC Heating, Ventilation and Air Conditioning

ITM Instituto Tecnológico Metropolitano

KPa Kilopascales

mm Milímetros

nm Nanométrico

TS Termosifón

TSB Termosifón Bifásico

TPCT Two-phase closed thermosyphons

TSHX Thermosyphons Heat Exchanger

g Gramos

W Vatios

m Metros

s Segundos

J Jules

K Kelvin

C Celsius

VDC Voltaje con corriente directa

Vin Voltaje de entrada

k Kilo

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

TABLA DE CONTENIDO

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR CON TERMOSIFONES USANDO AGUA DESIONIZADA	1
1. INTRODUCCIÓN	9
2. MARCO TEÓRICO	10
2.1 HEAT PIPES O TERMOSIFONES.....	11
2.2 Fluidos de trabajo	13
2.3 Tensión Superficial.....	14
2.4 Mojabilidad.....	14
2.5 Presión en los tubos de calor.....	15
2.6 Límites de operación de los heat pipes	15
2.6.1 Límite sónico.....	16
2.6.2 Límite viscoso.....	16
2.6.3 Límite de arrastre.....	16
2.6.4 Límite de ebullición.....	17
2.7 Aplicaciones de los tubos de calor.....	18
2.8 Intercambiadores de calor con termosifones.....	19
2.9 Intercambiadores de calor con termosifones bifásicos.....	19
2.10 ESTADO DEL ARTE	22
3. METODOLOGÍA.....	26
3.1 Puesta a punto del grupo electrógeno	29
3.2 Segunda prueba con carga de 12 kW	30
3.3. Unión de racores y soldadura de los tubos	39
3.4 Montaje de los nuevos termosifones	45
3.5 Prueba con aislamiento en la carcasa del intercambiador de calor.....	46
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	47
4.1 Caracterización inicial del sistema	49
4.2 Prueba con modificaciones en el sistema.....	53

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4.3 Prueba sin aislamiento de la carcasa.....	57
4.4 Réplica sin aislamiento de la carcasa.....	58
4.5 Prueba con aislamiento de la carcasa.....	60
4.6 Réplica prueba con aislamiento.....	61
4.7 Cálculos realizados para hallar la eficiencia del intercambiador de calor	63
4.8 Cálculo del coeficiente de convección.....	68
5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	73
REFERENCIAS	75

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Termosifón y sus fases respectivas, (“Tecnología de enfriamiento utilizando termosifones,” n.d.).....	12
Figura 2 Proceso del termosifón, (Mishra, n.d.).....	12
Figura 3 Esquema de la mojabilidad, (J. P. d, n.d.)	15
Figura 4 Límites de operación de un termosifón, (UNILA, n.d.)	18
Figura 5 Intercambiador de calor con termosifones, (Shabgard et al., 2015a).....	21
Figura 6 Intercambiador de calor con zonas separadas, (Duque, 2004)	21
Figura 7 Esquema del sistema, (Cacua, Olmos-Villalba, Herrera, & Gallego, 2016).....	26
Figura 8 Plano de la placa del intercambiador con las medidas reales.....	27
Figura 9 Motor-ventilador	30
Figura 10 Falla del método de fijación del aislamiento en la carcasa del intercambiador...	31
Figura 11 Vista lateral de la falla del método de fijación del aislamiento en la carcasa del intercambiador	32
Figura 12 Vista superior de la placa del intercambiador de calor	33
Figura 13 Vista lateral de la placa del intercambiador de calor	34
Figura 14 Apertura de uno de los termosifones para el análisis del fluido en su interior....	35
Figura 15 Volumen promedio del fluido encontrado en el interior de los termosifones.....	35
Figura 16 Nuevos tubos de cobre cortados a la medida	37
Figura 17 Mecanizado de las tapas para los termosifones.....	38
Figura 18 Tapas de cobre para los termosifones.....	39
Figura 19 Fijación del racor en los tubos	40
Figura 20 Tubos con racor instalado y sellado.....	40
Figura 21 Proceso de soldado de las tapas de los termosifones	42
Figura 22 Soldado del umbilical del termosifón	43
Figura 23 Termosifones completamente soldados	44
Figura 24 Instalación de los 10 termosifones cargados de agua desionizada	45
Figura 25 Tablero de control con indicación de la falla	¡Error! Marcador no definido.
Figura 26 Temperatura del ambiente.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 27 Temperatura superficial en el condensador.....	52
Figura 28 Temperatura superficial en el evaporador	53
Figura 29 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 1 y 2)	55
Figura 30 Tiempo vs salida del aire (prueba 1y 2)	56
Figura 31 Gráfica para la obtención de la relación de llenado	57
Figura 32 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 3 y 4)	59
Figura 33 Tiempo vs salida del aire (prueba 3 y 4)	60
Figura 34 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 5 y 6)	62
Figura 35 Tiempo vs salida del aire (prueba 5 y 6)	63

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Propiedades físicas del cobre, (Gustavo, 2013)	13
Tabla 2 Rangos de temperatura del fluido de trabajo, (Copete & Herrera, 2011).....	14
Tabla 3 Características técnicas del indicador de temperatura, (“User Guide Heavy Duty Psychrometer + IR Thermometer Model HD500,” n.d.)	28
Tabla 4 Especificaciones técnicas fibra de vidrio, (Trindade et al., 2016)	46
Tabla 5 Datos obtenidos de la primera prueba	50
Tabla 6 Datos de referencia y bitácora de la falla	51
Tabla 7 Especificaciones técnicas Cámara Termográfica.....	52
Tabla 8 Datos obtenidos de la segunda prueba	54
Tabla 9 Resultados de la prueba sin aislamiento.....	58
Tabla 10 Resultados de la prueba sin aislamiento.....	58
Tabla 11 Resultados de prueba con aislamiento	61
Tabla 12 Resultados de prueba con aislamiento	61
Tabla 13 Especificaciones técnicas del Anemómetro	64
Tabla 14 Resultados arrojados por el anemómetro	64

LISTA DE ECUACIONES

1.....	64
2.....	65
3.....	65
4.....	66
5.....	66
6.....	67
7.....	68
8.....	69
9.....	69
10.....	70
11.....	70
12.....	71
13.....	73

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. INTRODUCCIÓN

Se evaluó el rendimiento térmico de un intercambiador de calor con termosifones utilizando como fluido de trabajo agua desionizada. Inicialmente se realizó el montaje experimental para realizar pruebas con el fin de caracterizar el sistema. Para poder mejorar la eficiencia se desarrollaron nuevos termosifones lo cual implicó realizar un llenado de estos utilizando una bomba de alto vacío para garantizar una buena transferencia de calor. Se realizaron como mínimo 2 réplicas de cada prueba realizada para tener una buena base de comparación y así poder generar una desviación estándar de los datos obtenidos. Se implementó un aislamiento de la carcasa del intercambiador de calor con una manta de fibra de vidrio, aumentando así la resistencia térmica del sistema para evitar que el calor se pierda en los alrededores, obteniendo una mejora en la eficiencia del sistema global.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

Los tubos de calor y los termosifones son ampliamente reconocidos como excelentes dispositivos pasivos de transporte de energía térmica, los cuáles pueden tener conductividades térmicas efectivas 90 veces mayores que la de una barra de cobre convencional (Shabgard et al., 2015a).

Para lograr el rendimiento óptimo de un tubo de calor, el fluido de trabajo debe seleccionarse cuidadosamente. Los metales alcalinos se usan generalmente como fluidos de trabajo para tubos de calor de alta temperatura (Fertahi et al., 2018). Las principales propiedades que se toman en consideración para la selección del fluido de trabajo son: calor latente, punto de fusión y ebullición, presión de vapor, conductividad térmica, humectabilidad de la pared del material del tubo interno y la malla en el caso de los tubos de calor con movimiento capilar del líquido.

Las características térmicas de los TPCT se han investigado en los últimos años. Sin embargo, hay incertidumbre en la descripción de las características de transferencia de calor. Estudios previos sobre la investigación de la transferencia de calor por evaporación se centraron en la evaporación de la película. Existe literatura limitada sobre la combinación de la ebullición de la piscina y la evaporación de la película en TPCT (Brusly Solomon, Mathew, Ramachandran, Pillai, & Karthikeyan, 2013). La selección de la correlación de transferencia de calor adecuada daría como resultado la predicción del rendimiento térmico del termosifón cerrado de dos fases y, abriendo el camino para su integración a muchas aplicaciones prácticas. Los autores del presente estudio, Jafari et al. (2017), reciente, experimental y numéricamente investigaron el comportamiento transitorio de TPCT usando diferentes relaciones de llenado. Encontraron que la correlación propuesta por H. Imura

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

(Ahmadzadehtalatapeh & Yau, 2011), es capaz de predecir con exactitud la transferencia de calor de ebullición de la piscina para relaciones de llenado elevadas (proporción de llenado de 135%), pero se observó una tendencia comparable a bajas relaciones de llenado (proporción de llenado de 16 y 35%). Por lo tanto, existe la necesidad de evaluar las correlaciones de transferencia de calor existentes para termosifones, con el fin de identificar correlaciones de transferencia de calor más precisas.

2.1 HEAT PIPES O TERMOSIFONES.

Los tubos de calor son recuperadores de calor altamente efectivos puesto que se basa en la transferencia de calor latente de vaporización, es decir, “aprovechan los cambios de fase de un fluido para transportar calor de un proceso a otro de una manera eficiente, sin requerir grandes diferencias de temperatura” (Copete & Herrera, 2011). El funcionamiento está basado en la evaporación, la condensación del fluido y el flujo por capilaridad que trabaja en su interior el cual varía según la aplicación para la cual se destine el tubo. Para esto se busca extraer todo el aire del interior del tubo cuando se sella para así lograr una mayor presión de vapor del fluido dentro del tubo y lograr una temperatura de evaporación menor a la que normalmente lo hace a la presión atmosférica. Este proceso interno es debido a una energía externa en forma de calor que se sitúa en el lado inferior del tubo haciendo que el fluido se evapore, luego el vapor se traslada hacia la parte superior donde la temperatura es menor y así logra condensarse para regresar con ayuda de la capilaridad de la malla al inicio a comenzar de nuevo el ciclo. En las *Figura 1* y *Figura 2* se tiene un termosifón donde se observan las diferentes secciones que lo componen, sus zonas de interés y el proceso que se lleva a cabo en su interior.

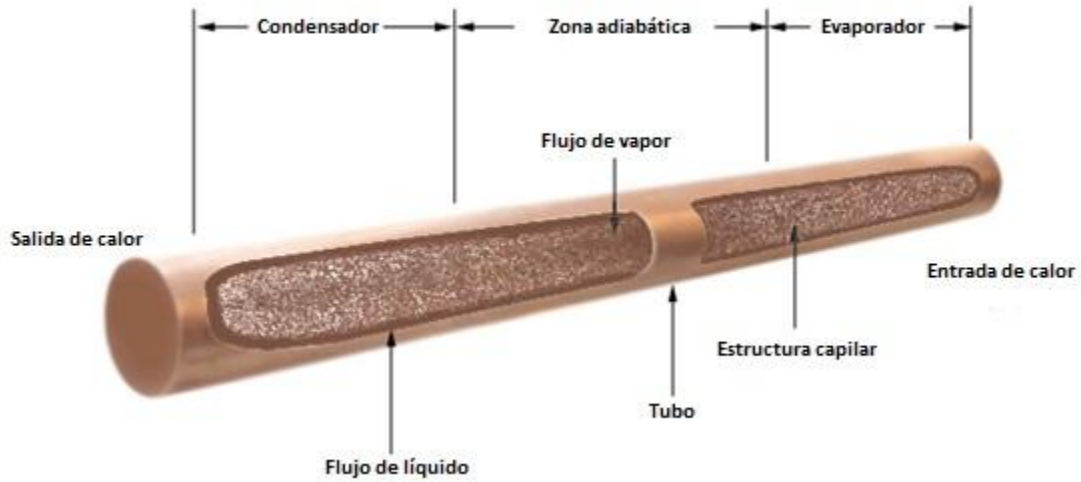


Figura 1 Termosifón y sus fases respectivas, ("Tecnología de enfriamiento utilizando termosifones," n.d.)

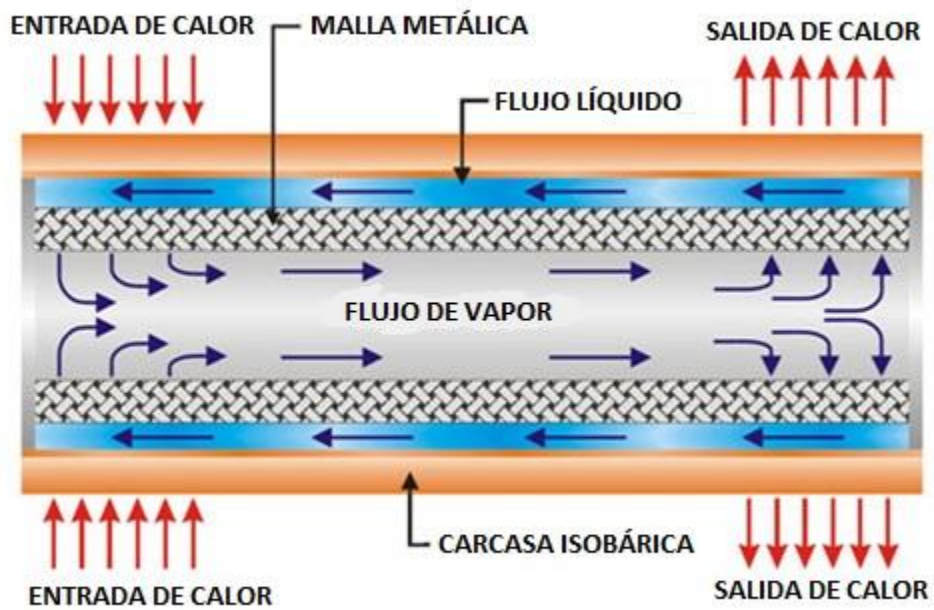


Figura 2 Proceso del termosifón, (Mishra, n.d.)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El material tanto del tubo de calor como el de la malla es de suma importancia ya que tiene que tener una buena conductividad térmica, además, debe de tener alta resistencia al calor para que no se funda y se dañe el tubo o malla. Algunos de los materiales más comunes y recomendados para la elaboración de este dispositivo son: Acero inoxidable, níquel, cobre y aluminio. Siendo el cobre el más utilizado en los tubos de calor se muestra las propiedades físicas en la Tabla 1:

Tabla 1 Propiedades físicas del cobre, (Gustavo, 2013)

PROPIEDADES FÍSICAS		
Punto de Ebullición.	2835 K	2565 °C
Punto de Fusión	1357,77 K	1084,62 °C
Entalpia de vaporización	300 kJ/mol	
Entalpia de Fusión	13.1 Kj/mol	
Calor específico	385 J/(K.kg)	
Conductividad térmica	400 W/Mk	
Velocidad del Sonido	3570 m/s (20°C)	293.15 K

2.2 Fluidos de trabajo

Los fluidos de trabajo son elementos fundamentales en los tubos de calor ya que son los encargados de transmitir la energía por medio de los cambios de fase de la zona de evaporación hasta la de condensación y viceversa. Generalmente los tubos de calor están compuestos por una pequeña cantidad de fluido de trabajo el cual es elegido según la aplicación y el rango de temperatura para la cual se destine el tubo tal y como se describe en la Tabla 2. Aunque la temperatura es uno de los parámetros más importantes a la hora de seleccionar el fluido, también hay que tener en cuenta los costos y otros parámetros y propiedades como lo son:

- Compatibilidad entre el fluido de trabajo, la malla capilar y paredes del tubo para evitar deterioros.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Alta mojabilidad.
- El calor latente de vaporización del fluido debe ser alto.
- El fluido debe poseer alta conductividad térmica, baja viscosidad, alta tensión superficial.

Tabla 2 Rangos de temperatura del fluido de trabajo, (Copete & Herrera, 2011)

Fluido de Trabajo	Rango útil de T (°C)
Acetona	0-120
Metanol	10-130
Etanol	0-130
Agua	30-200
Mercurio	250-650
Sodio	600-1200

2.3 Tensión Superficial.

Las fuerzas cohesivas entre las moléculas dentro de un líquido están compartidas con todos los átomos vecinos. Las de la superficie, no tienen átomos por encima y presentan fuerzas atractivas más fuertes sobre sus vecinas próximas de la superficie. Esta mejora de las fuerzas de atracción intermoleculares en la superficie, se llama tensión superficial. (Copete & Herrera, 2011)

2.4 Mojabilidad

Propiedad que permite que un líquido se adhiera y se distribuya sobre una superficie sólida. Al colocar una gota de líquido sobre una superficie sólida, la gota tiende a deformarse, lo que produce un ángulo de contacto con la superficie. Las fuerzas de adhesión y cohesión son las que determinan la magnitud de este ángulo, lo que permite determinar qué fuerza predomina sobre la otra. En la Figura 3 se observa que cuando el ángulo de contacto es menor a 90°, las fuerzas de adhesión entre el líquido y la superficie sólida predominan sobre

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

las de cohesión, y entonces se dice que el líquido moja al sólido. El caso contrario, cuando el ángulo es mayor a 90° , refleja un dominio de las fuerzas de cohesión sobre las de adhesión, lo que indica que el líquido no moja la superficie. (Copete & Herrera, 2011)

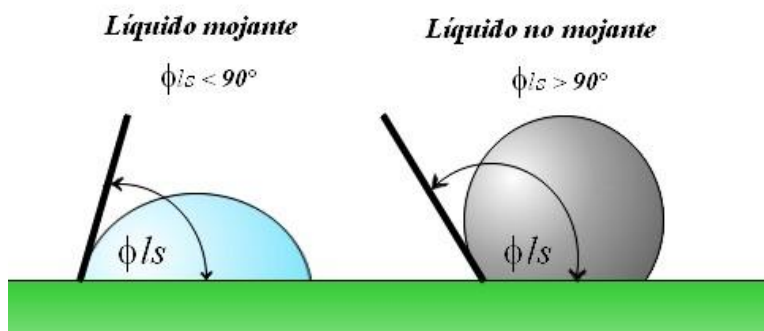


Figura 3 Esquema de la mojabilidad, (J. P. d, n.d.)

2.5 Presión en los tubos de calor.

Todo sistema que maneje presión, flujo y tenga elementos que influyan el movimiento va a generar caídas de presión en el sistema, esto influye negativamente a todo el sistema de operación en el tubo de calor., estas pérdidas de presión son:

- Caída de presión del vapor que relaciona la caída de presión por fricción y caída de presión generación por momentum
- Caída de presión por el líquido que relaciona la caída de presión por fricción en la malla y caída de presión por gravedad. (Copete & Herrera, 2011)

2.6 Límites de operación de los heat pipes

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cualquier diseño de intercambiador de calor que quiera usar tubos de calor debe de tener en cuenta y cumplir unos límites de operación tanto químicos como físicos para así obtener un mejor desempeño. Estas restricciones tienen que ver con la temperatura y estilo de tubo de calor.

Los límites son muy importantes a la hora de ir a diseñar los tubos de calor ya que por ningún motivo debe sobrepasarlo para no interrumpir el proceso, de ser así, la generación de vapor se detendrá. (Copete & Herrera, 2011)

2.6.1 Límite sónico

Al aumentar la temperatura el flujo de vapor será cada vez mayor por lo que conlleva incremento de velocidad incluso igual a la velocidad del sonido (343,2 m/s a 20 °C de temperatura), esto causa cambio en el modo de operación por efecto de compresibilidad generando esto quiere decir que los cambios de presión en el condensador no se transmitirán al evaporador. (Copete & Herrera, 2011)

2.6.2 Límite viscoso

Este límite es totalmente dependiente de la temperatura ya que al inicio de operación el fluido se encuentra a baja temperatura por lo que significa alta viscosidad generando caídas de presión, por tal motivo hay que calentar más el fluido para que dicha viscosidad sea la mínima y haya mejor flujo. (Copete & Herrera, 2011)

2.6.3 Límite de arrastre

Es denominado tasa de adición de calor. Este límite tiene que ver cuando la fase líquida y gaseosa se encuentra en movimiento relativo una con respecto a la otra. Al haber una

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

adición de calor en el evaporador, el vapor poseerá una mayor velocidad respecto al líquido por lo que el vapor ejerce una acción de arrastre al líquido debido a la ley de conservación de cantidad de movimiento que establece que la fase más a rápida tiende a aumentar su cantidad de masa a medida que pierde velocidad (Copete & Herrera, 2011) dicho esto, la tensión superficial no será capaz de retener las moléculas del líquido y este se desprenderá hacia el vapor, esto causa gran probabilidad de que el proceso de vaporización-condensación se detenga porque la zona de evaporador se secase. Este efecto se puede contrarrestar si el diámetro de poro de la malla pequeño ya que tendrá mayor tensión superficial y le será más difícil desprenderse.

2.6.4 Límite de ebullición

Por la malla existe una tasa de transferencia de calor a partir de la cual el líquido de la malla capilar se evapora sin alcanzar a llegar al evaporador, esta tasa de calor es conocida como el límite de ebullición. Es otras palabras no puede haber una mayor transferencia de calor porque ya no cumpliría el límite y ya no sería vapor de agua. Esto tiene como consecuencia que no habrá retorno al condensador, esto disminuye la presión de capilaridad.

Se puede concluir en base a estos límites que, un heat pipe debe operarse por debajo con una tasa de adición de calor por debajo del límite de ebullición. (Copete & Herrera, 2011)

En la Figura 4 se observa gráficamente los límites mencionados anteriormente.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 4 Límites de operación de un termosifón, (UNILA, n.d.)

2.7 Aplicaciones de los tubos de calor

- Cocción, refrigeración y descongelamiento de alimentos
- Refrigeración de motores de combustión interna, alabes de turbinas de gas, acelerador de partículas
- Calefacción de automóviles
- Control de temperatura en máquinas de moldeo
- Refrigeración de circuitos y componentes electrónicos, control de temperatura

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2.8 Intercambiadores de calor con termosifones.

Los intercambiadores de calor (HX, por sus siglas en inglés) son dispositivos utilizados para transferir energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido a diferentes temperaturas, en contacto térmico y donde no existen fuentes externas de calor o interacciones de trabajo (Shah & Sekulic, 2003).

Los intercambiadores de calor son de uso común en diferentes procesos, desde sistema domésticos de calefacción y acondicionamiento de aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en procesos industriales grandes (Cengel & Ghajar, 2011). En los últimos años, el uso de los intercambiadores de calor ha aumentado respectivamente desde los aspectos de la conservación de la energía, conversión, recuperación e implementación de nuevas fuentes energéticas, con el fin de reducir impactos ambientales que se presentan debido a diferentes tipos de contaminación sea en el aire, agua, térmica y en el tratamiento de residuos industriales (Copete & Herrera, 2011).

2.9 Intercambiadores de calor con termosifones bifásicos.

Debido al alto uso de la energía en las industrias, se han ocasionado diversos problemas que afectan los materiales usados en los intercambiadores de calor convencionales, por lo que puede disminuir la vida útil de estos equipos, afectar el buen rendimiento térmico que tienen y causar daños ambientales por el alto índice de gases de combustión que se desperdician. Una posible solución para resolver esos problemas es mejorando la eficiencia térmica, a partir de nuevas tecnologías y equipos de ahorro de energía para mejorar el rendimiento de los sistemas en los procesos industriales y que permitan la reducción de materiales y costos.

La implementación de termosifones en intercambiadores de calor puede ser tomado como estrategia para resolver los problemas mencionados anteriormente, ya que, basándonos de los conceptos teóricos, se puede decir que son dispositivos que tienen baja resistencia térmica, su operación es simple y no requieren de energía adicional (mecánica o eléctrica)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

para su funcionamiento, por lo que pueden ser integrados beneficiosamente en procesos de transferencia de calor (Duque, 2004).

Los intercambiadores de calor con termosifones (TSHX, por sus siglas en inglés) tienen la capacidad de lograr ese objetivo, puesto que, tienen ventajas que lo diferencian de los intercambiadores de calor convencionales. Estas son: ausencia de requisitos de potencia externa (excepto el ventilador, ya que impulsa la corriente de aire), la simplicidad del diseño, la facilidad de fabricación y la fácil limpieza, son aspectos relevantes para tener en cuenta, pero también, los TSHX presentan una alta confiabilidad, ya que en caso de que un termosifón individual presente falencias, esto tiene un efecto mínimo en el rendimiento del sistema. (Ahmadzadehtalatapeh & Yau, 2011).

Un intercambiador de calor con termosifones bifásicos consiste en una serie de tubos en el interior de estructura externa que los rodea. La función de este tipo de intercambiador es transferir calor de manera permanente desde un fluido que se encuentra a una temperatura elevada a otro fluido que está a una temperatura inferior, estos fluidos están separados por una pared horizontal dentro de un contenedor como se aprecia en la Figura 5. De acuerdo con el funcionamiento de los tubos termosifones bifásicos, el calor se transfiere en el evaporador, localizado en el ducto inferior donde fluye la corriente de gas o líquido caliente, hasta el condensador, localizado en la parte superior por donde circula el fluido que se desea calentar. También existe otra configuración en la que pueden encontrarse la zona de evaporización y condensación en los intercambiadores de calor con termosifones como se aprecia en la Figura 6, donde se puede transferir calor en cualquier dirección, debido a que las dos zonas están al mismo nivel (Duque, 2004).

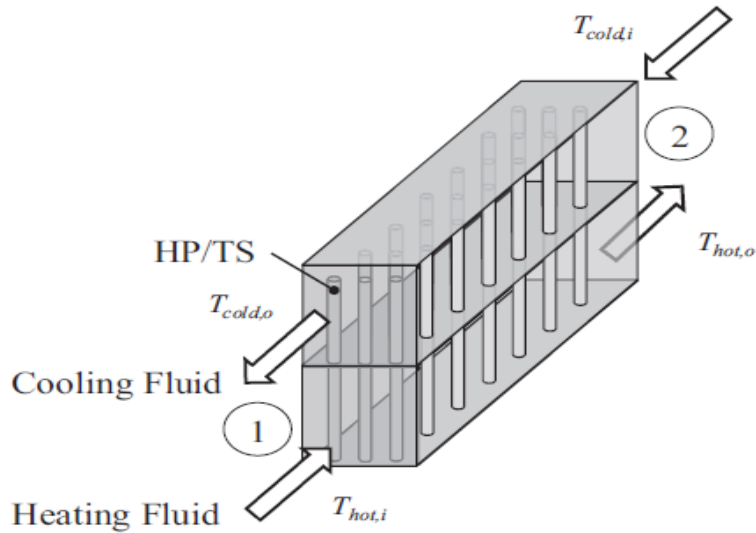


Figura 5 Intercambiador de calor con termosifones, (Shabgard et al., 2015a)

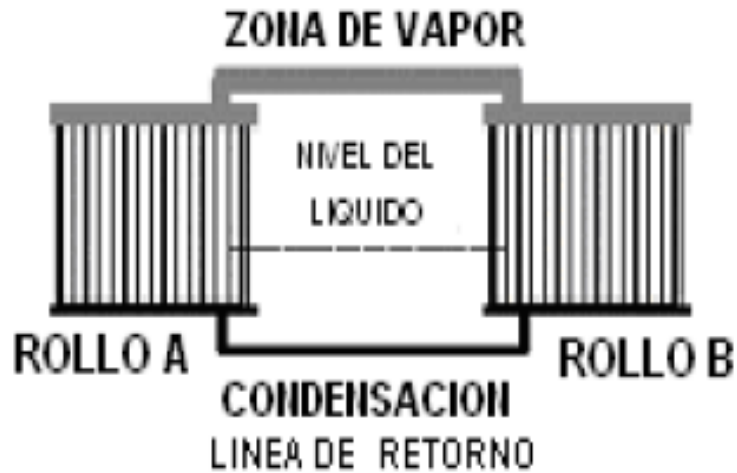


Figura 6 Intercambiador de calor con zonas separadas, (Duque, 2004)

Los intercambiadores de calor con termosifones bifásicos se han implementado en diversas aplicaciones como lo son: calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en inglés), recuperación de calor residual de gases de combustión, refrigeración de centros de datos, torres de refrigeración en seco, condensadores de vapor, almacenamiento de energía térmica latente para la generación de energía solar. Las consideraciones para las cuales los TSHX pueden ser más ventajosos con respecto a los HX son: cuando el diseñador se ve obligado a trabajar con una fuente caliente y fría separadas por una gran distancia, o si el área de superficie de transferencia de calor requerida de los lados es significativamente diferente debido a las grandes diferencias entre los coeficientes de transferencia de calor de convección de ambas zonas (Shabgard et al., 2015b).

2.10 ESTADO DEL ARTE

Para el diseño de los tubos se debe tener en cuenta la compatibilidad de los materiales, ya que existen varios parámetros como la pared, malla, fluido de trabajo y sólidos en contacto (Shabgard et al., 2015b). Normalmente los tubos de calor y termosifones se fabrican con cobre, aunque para fabricar tubos de calor más ligeros sin comprometer la conductividad térmica, se han utilizado aleaciones de aluminio, titanio y magnesio, pero son susceptibles a la corrosión (Chan, Siqueiros, Ling-Chin, Royapoor, & Roskilly, 2015; Reay, Kew, & McGlen, 2014) en su libro de tubos de calor (Heat Pipe en inglés), describen se han utilizado diferentes materiales.

Un grupo de investigadores en Taiwán, que trabajan con tubos de calor de polímeros, emplearon una película de plástico de polietileno tereftalato (PET, por sus siglas en inglés) en un tubo de calor de placa plana, el grupo concluyó que el dispositivo era una alternativa viable y de bajo costo en algunas aplicaciones de refrigeración de productos electrónicos. Adicionalmente, se puede encontrar que algunos investigadores han experimentado con otro tipo de fluidos, en un trabajo que se realizó en el país de China, se utilizó el naftaleno, donde el fluido alcanzó temperaturas de vapor superiores a 250 °C siendo un posible fluido para el uso, siempre y cuando se evalué la compatibilidad con el material (Li, Zhang, Yang, & Xu, 1997).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Chen, Deng y Zhang (2013) investigaron sobre el uso de CO₂ en termosifones, ellos presentaron una metodología para evaluar el rendimiento transitorio de dichos sistemas, encontrando que el uso de CO₂ como fluido de trabajo en un circuito de transferencia de calor de circulación natural daría como resultado un 95% más transferencia de calor que en un circuito similar basado en agua (Chen et al., 2013).

Para que se facilite el funcionamiento se busca extraer todo el aire del interior del tubo. He, Mei, & Longtin (2017) realizaron el proceso de vacío y llenado de termosifones para la simulación de su proyecto; para agregar el metanol, usaron una bomba de vacío y un sistema de válvula para evacuar el termosifón a una presión de -0,01 mmHg, seguido de la adición del volumen deseado de metanol (He, Mei, & Longtin, 2017).

Para el desarrollo de trabajos de grados, artículos y varios proyectos han utilizado el mismo método de vacío descrito anteriormente (He et al., 2017). Luis y Carolina (Paris & Mira, 2008) quienes para la sexta conferencia internacional de América Latina y el Caribe para ingeniería y tecnología, construyeron y probaron un prototipo de tubo de calor de bajo costo para la aplicación en un colector de energía solar, utilizaron un método muy similar, allí, ellos instalaron una válvula de carga, que se acopla a un sistema de carga de tubos de calor. En este sistema, primero, hicieron vacío y luego ingresaron el fluido de trabajo, además las tapas se fijaron con soldadura con material de aporte de alta capilaridad. Paris (2007), también, para el 8º congreso Iberoamericano de ingeniería mecánica, empleó el mismo método; en uno de los tapones de los extremos, agrego un tubo capilar de 3 mm de diámetro para hacer la adición del fluido mediante una válvula de carga una vez realizado la evacuación del aire, este TSB se cargó con 1 g de agua como fluido de trabajo. Por último, y tomando un método diferente en un banco de carga, Andrés (Duque, 2004) para su tesis de grado para obtener el título como ingeniero mecánico, describió que el sistema de llenado consistió en una bureta graduada para hacer el llenado del tubo con líquido, cuatro válvulas conectadas de tal forma que forman una cruz, una conectada a la bureta, una para conexión con la bomba de vacío, otra para el vacuómetro y por último una para conectar al tubo de calor, también dice que el proceso de soldadura debe hacerse con soldadura de oxi-acetileno con material de aporte de alta capilaridad, en este caso soldadura de plata de alto punto de fusión (Duque, 2004).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Cuando se pretende construir termosifones la limpieza del contenedor es un proceso vital que se debe de realizar. En una tesis sobre diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos (Duque, 2004), habla de la importancia que tiene la limpieza en los tubos; las mezclas de los productos químicos que implementaron para la limpieza fueron: remojar y cepillar en la piezas soldadas en ácido clorhídrico en una concentración no mayor a 25% para remover impurezas causadas por la soldadura. Luego de realizado lo anterior, enjuagaron con agua y secaron, para después sumergir las partes en un recipiente con una solución de 33% de ácido clorhídrico y 67% agua por un tiempo aproximado de 4 a 5 minutos (Duque, 2004). Por otro lado, otros autores utilizaron para la limpieza del tubo de calor, ácido clorhídrico al 12% e hidróxido de sodio al 2%, con tiempos de permanencia de 15min y enjuagues intermedios con abundante agua limpia (Paris & Mira, 2008).

Durante los últimos años los tubos de calor han sido adecuados en una variedad de aplicaciones tales como intercambiadores de calor de alta temperatura, reactores nucleares, reactores espaciales, almacenamiento de energía solar con materiales de cambio de fase (Jouhara et al., 2017), además en sistemas de componentes electrónicos. En los sistemas electrónicos existe una teoría que reseña que es mejor el uso de termosifones en estos sistemas, como lo dicen los autores Marine, Stéphane y Valérie (Narcy, Lips, & Sartre, 2018), quienes con su literatura describen que los termosifones se consideraron primero como una solución adecuada para la refrigeración de los componentes electrónicos.

Por otra parte y dándole un enfoque más central a lo que va a ser el uso de los termosifones bifásicos en este proyecto, hablamos de los intercambiadores de calor con tubos de calor (HPHX, por sus siglas en inglés), los cuáles han demostrado en investigaciones que su integración en los intercambiadores de calor tiene un gran potencial para el ahorro de energía (Jafari, Di Marco, Filippeschi, & Franco, 2017). Se puede decir que estos sistemas poseen muchas ventajas como la alta conductividad térmica, alta efectividad térmica y peso mínimo comparado con los intercambiadores sin tubos de calor (Jouhara et al., 2017). Sin embargo, los HPHX no se pueden utilizar en medios corrosivos, para esto se necesita la consideración de los elementos de transferencia de calor por radiación. Debido a esto surgieron varios científicos que quisieron experimentar el caso como lo son Jung y Boo (Jung & Boo, 2014) que realizaron un modelado térmico numérico de un intercambiador de calor

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

con tubos de calor de alta temperatura bajo radiación, el material del tubo fue acero inoxidable cargado con sodio. El estudio implicó el efecto del área de transferencia de calor y la relación de números de Reynolds entre el lado caliente y el lado frío en los siguientes parámetros: temperatura de entrada y salida, velocidad de transferencia de calor y efectividad del intercambiador de calor. Adicionalmente y para darle profundidad al tema ya que no se había dado solución al problema de la corrosión en aplicaciones de recuperación de calor residual de alta temperatura, Meisel et al. (Meisel, Jobst, Lippmann, & Hurtado, 2015), presentó un diseño de un tubo de calor de cerámica multicapa utilizado para intercambiadores de calor con tubos de calor de alta temperatura que pueden emplearse en ambientes altamente corrosivos y abrasivos, eligió sodio como fluido de trabajo y el material de la carcasa se recubrió con cerámica Inconel 600, para este experimento se probaron un termosifón y un tubo de calor con malla, ahí se observó que el rendimiento del tubo de calor con malla capilar es mejor que el termosifón para las mismas condiciones.

En general, la manufactura de los termosifones se puede ver como un proceso simple, sin embargo, siempre se debe de tener en cuenta cada uno de los factores descritos con antelación, ya que cada uno de ellos tiene una función indispensable en la fabricación, desde la elección de los materiales hasta la limpieza. En los diferentes artículos científicos, trabajos de grado y proyectos investigados, se nota que emplearon métodos similares de proceso de vacío y de carga que fueron de ayuda para la ejecución de este proyecto de grado, ya que el laboratorio de la universidad cuenta con equipos similares. En cuanto al sellado, se han utilizado diferentes procesos de soldadura como lo es soldar con pipeta de gas u oxiacetileno, pero esto debe de ir siempre acompañado del material de aporte, además, se debe de optar por elegir el método de sellado según sea el material del contenedor.

Para la limpieza, también se han utilizado productos químicos especiales, en este proyecto se realizó un proceso de limpieza más simple, pero con productos químicos comunes y distintos a los utilizados en los trabajos relacionados. La adecuada selección de los materiales de trabajo garantizó un funcionamiento óptimo en los termosifones.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3. METODOLOGÍA

Como se observa en la Figura 7 inicialmente se tiene un montaje de cogeneración, conformado por un motor Diesel de cuatro tiempos el cual trabaja a 1800rpm el cual alimenta un banco de resistencias eléctricas que simulan así la carga de un sistema alternativo, y a su vez emana un flujo de gases de combustión, los cuales se desean aprovechar mediante un intercambiador de calor con termosifones para transferir energía a un flujo de aire proporcionado por un motor ventilador eléctrico. Se encontró una placa que separa la zona de evaporación de la zona de condensación de los termosifones la cual tiene capacidad para instalar 50 termosifones tal y como se ve en la Figura 8 y originalmente tenía 30 termosifones instalados con una configuración lineal.

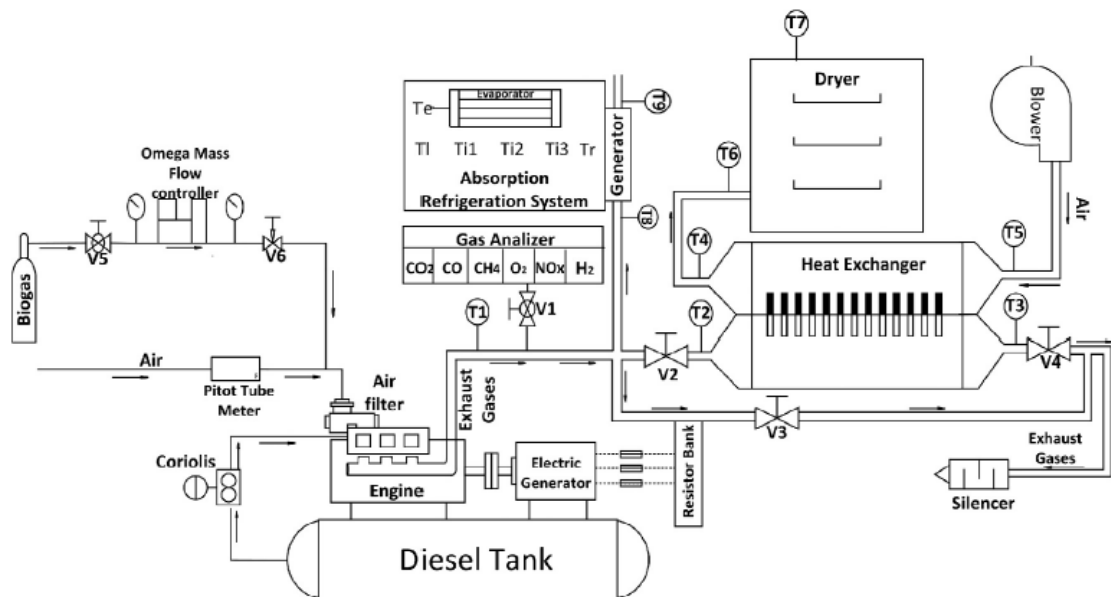


Figura 7 Esquema del sistema, (Cacua, Olmos-Villalba, Herrera, & Gallego, 2016)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

VISTA SUPERIOR INTERCAMBIADOR DE CALOR

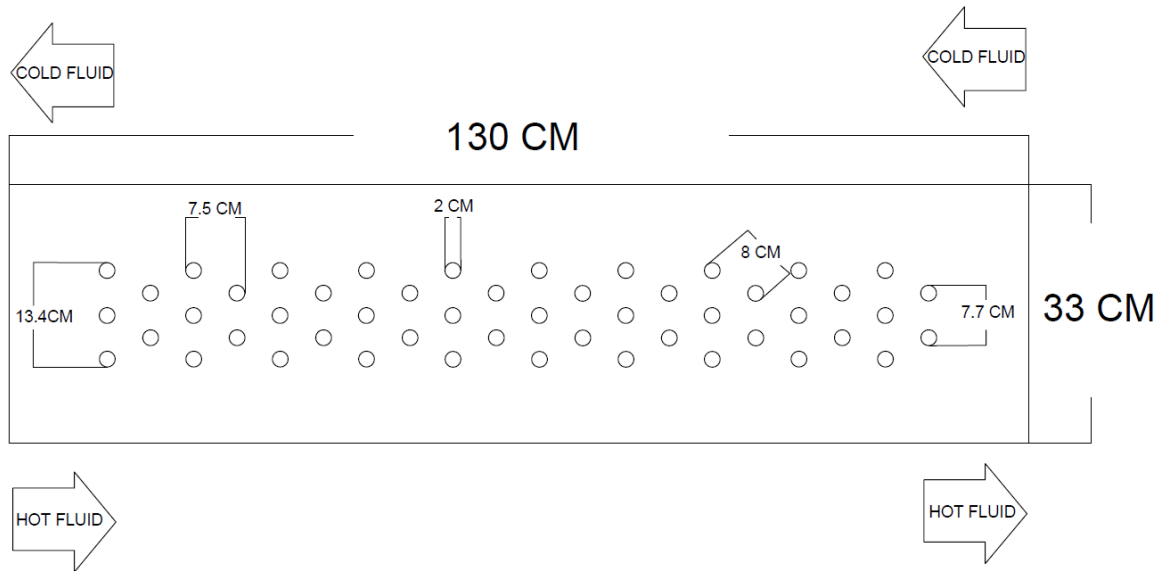


Figura 8 Plano de la placa del intercambiador con las medidas reales

Se realizó una prueba inicial con el diseño actual encendiendo el motor con una carga de 12kW, haciendo una caracterización de las temperaturas de la entrada y salida del intercambiador con el fin de determinar el tiempo de estabilidad, es decir el momento en el que las temperaturas permanecen constantes en el tiempo. Estas mediciones se efectuaron por medio de termocuplas tipo K con una incertidumbre de $\pm 3\%$ de la medida y se adquirieron los datos con un indicador de temperatura EXTECH HD 500 para obtener resultados de referencia y con base en esto iniciar las labores de mejora, la Tabla 3 contiene las características técnicas del indicador de temperatura.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 3 Características técnicas del indicador de temperatura, (“User Guide Heavy Duty Psychrometer + IR Thermometer Model HD500,” n.d.)

HD 500 MEDIDOR FISICO CON TERMÓMETRO IR		
ESPECIFICACIONES	RANGO [°C]	RESOLUCIÓN MÁXIMA [°C]
Termómetro infrarrojo	-50 a 500	0.1
Radio de alcance	30:1	0.1
Temperatura tipo K	-100 a 1372	0.1
Temperatura del aire	-10 a 60	0.1
Humedad	0 a 100% RH	0.1% RH
Punto de goteo(dew)	-68 a 60	0.1
Bulbo Húmedo	-21.6 a 60	0.1

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.1 Puesta a punto del grupo electrógeno

Como primera medida se procede a realizar una prueba para evaluar el estado del sistema debido a su falta de uso, encontrando que el cuarto en el que estaba instalado el sistema carecía de una buena recirculación del aire. Debido a la falla reiterada, se procedió a realizar un análisis del sistema de aireación del cuarto y en la refrigeración del motor. A causa de los problemas ocasionados por el ruido generado por el sistema se procedió a aislar el cuarto en su totalidad con fibra de vidrio de un espesor de 5 cm sin dejar ningún escape de aire al ambiente y a su vez generó un efecto colateral, ya que la fibra de vidrio también es un aislante térmico.

Para evitar esto se instaló un extractor de aire, pero los resultados a esta solución no fueron lo suficientemente satisfactorios, ya que dentro del cuarto se registraban temperaturas en el medio ambiente del orden de 50 a 60°C siendo el causante mayor de la falla presentada en el refrigerante del motor.

Una vez hechos estos análisis se procedió a remover parte del aislamiento del cuarto, de tal manera que se logró obtener acceso a las ventanas, generando una mejor circulación del aire con el ambiente, también se cambió el refrigerante (H₂O) del motor y se retiró un filtro de fibra de vidrio ubicado en la parte posterior del motor. con estas modificaciones se mejoró la recirculación de aire y realizaron las pruebas durante dos horas.

Para poder colocar en marcha el sistema de recuperación de energía era necesario contar con un dispositivo capaz de generar el flujo de aire al que se desea transferir la energía de los gases de combustión, para un objetivo final, que es el secado de un material en específico. Para tal efecto se instaló un motor-ventilador como se observa en la Figura 9.

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

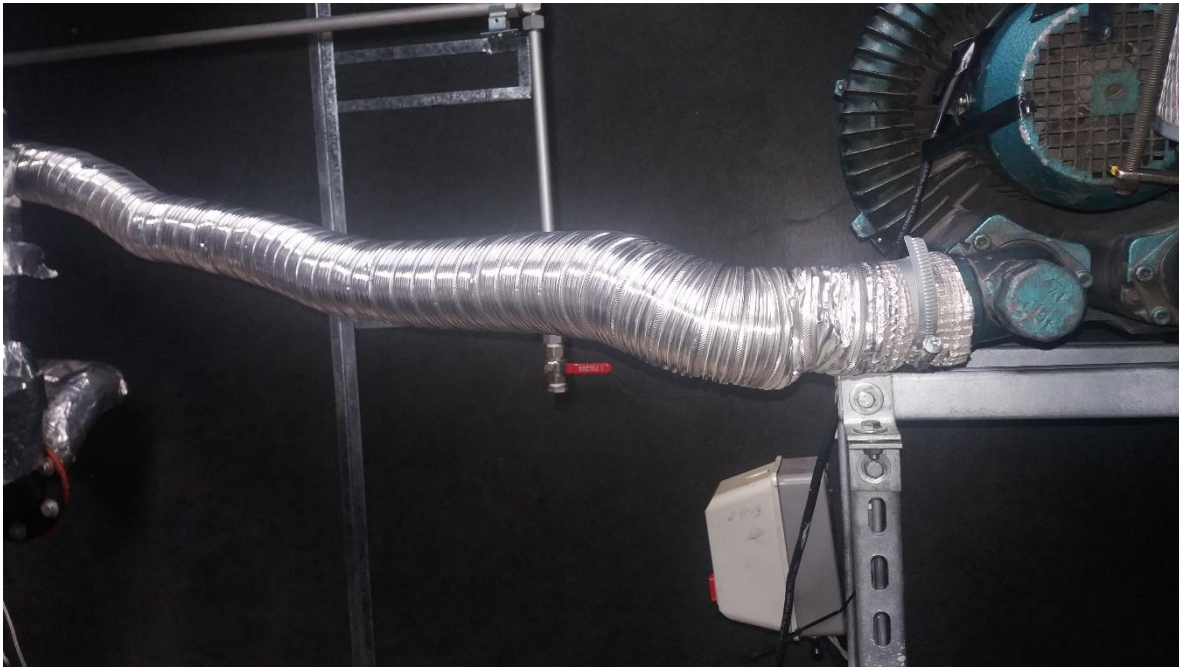


Figura 9 Motor-ventilador

Teniendo garantizado el funcionamiento del motor sin falla alguna y con la disponibilidad de todo el recurso tecnológico del laboratorio se comenzó a realizar pruebas. Adicionalmente, para hacer una caracterización del estado actual del sistema de transferencia de calor, la primera prueba que se realizó se efectuó sin ningún tipo de aislamiento en la parte del intercambiador.

3.2 Segunda prueba con carga de 12 kW

Se pretendió realizar un aislamiento a la carcasa del intercambiador de calor con una manta de fibra de vidrio y se realizaron pruebas para evaluar su efectividad. No fue posible obtener resultados de esta prueba dado que el método de fijación de la manta no era el correcto tal y como se observa en la Figura 10 y Figura 11.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 10 Falla del método de fijación del aislamiento en la carcasa del intercambiador

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 11 Vista lateral de la falla del método de fijación del aislamiento en la carcasa del intercambiador

Una vez realizadas las pruebas iniciales se decide desarmar el intercambiador para lograr ver su interior y tomar decisiones sobre su nueva estructuración. Se encuentra que el intercambiador posee 50 orificios para colocar termosifones y que actualmente solo tiene en funcionamiento una cantidad de 30 tubos tal y como se observa en la Figura 12 y Figura 13. El sistema de fijación de la carcasa esta compuesto por una brida a su alrededor asegurada con tonillos y tuercas, adicionalmente se encuentra sellado con una silicona que cumple con las especificaciones técnicas para trabajar con altas temperaturas.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 12 Vista superior de la placa del intercambiador de calor

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 13 Vista lateral de la placa del intercambiador de calor

Posteriormente se procede a realizar cortes en varios de los termosifones como se observa en la Figura 14, para realizar un análisis de las condiciones del tubo y su fluido de trabajo, encontrando en su interior agua desionizada en una cantidad de 7.5 ml tal y como se observa en la Figura 15, además se encontraron varios termosifones sin fluido en su interior. Por último, se logró detectar que la tubería de cobre instalada actualmente en el intercambiador de calor es tubería flexible ya que al montarlos en la prensa de banco se doblaron fácilmente.



Figura 14 Apertura de uno de los termosifones para el análisis del fluido en su interior



Figura 15 Volumen promedio del fluido encontrado en el interior de los termosifones

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

La configuración de los termosifones al interior del intercambiador era lineal y con 30 termosifones en funcionamiento. Apoyados en los conceptos de transferencia de calor se toma la decisión de cambiar la configuración de los termosifones ocupando así la totalidad de los orificios disponibles en la placa para poder generar una turbulencia mayor en el fluido externo tanto de los gases de combustión y del aire proporcionado por el motor-ventilador, ya que esta transferencia de calor depende directamente del número de Reynolds (Re) y al aumentar su valor logramos mejorar la eficiencia del intercambiador.

Basándonos en los cambios contemplados, se procedió a establecer un estudio de viabilidad y factibilidad del nuevo montaje, apuntando siempre a la mejora de la eficiencia del sistema.

Teniendo en cuenta los termosifones que se encontraban al interior del intercambiador eran de tubería de cobre flexible se tomó la determinación de cambiar este material por tubería de cobre rígido para evitar daños en su estructura y dar una mayor confiabilidad al proceso. Se decide desarrollar 100 termosifones con las dimensiones observadas en la Figura 16 de los cuales 50 van a llenarse con agua desionizada. Se inicia el proceso con el corte de los 100 tubos.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 16 Nuevos tubos de cobre cortados a la medida

Una vez obtenidos los 100 tubos se procede a realizar la limpieza de estos pasando por varias etapas, inicialmente se utiliza una mezcla de agua y jabón desengrasante (Fig. 24) mediante el uso de un escobillón en su interior como se observa en la figura 25, luego se sometieron a una limpieza con acetona quitando así los residuos de jabón en su interior para continuar con una nueva etapa de limpieza, realizada con ácido sulfúrico al 10% con el fin de quitar las partículas de óxido y por último se sometieron a otra limpieza con agua desionizada para quitar el ácido sulfúrico remanente.

Para las tapas, se requirió de un proceso de corte más especializado, ya que estas deben quedar lo más exacto posible al diámetro interior del tubo para así facilitar el proceso de soldadura. La máquina utilizada para esta actividad fue un torno convencional, este equipo fue facilitado por el laboratorio de máquinas y herramientas del ITM. Se adquirió una barra

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

de cobre de diámetro nominal de 1/2 in, con un buril de tronzado, se cilindró la barra hasta obtener el diámetro de 3/8 in, una vez obtenido lo anterior, con el mismo buril se tronzo la barra cada 4 mm como se observa en la Figura 17 y luego se procedió a cortarla y así obtener las tapas. Se elaboraron 2 tipos de tapas, la primera fue un círculo completo para un lado de la tubería y la segunda fue el mismo círculo, pero con la diferencia de que se perforaron en el medio para tener donde acoplar el umbilical como se aprecia en la Figura 18.



Figura 17 Mecanizado de las tapas para los termosifones

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 18 Tapas de cobre para los termosifones

3.3. Unión de racores y soldadura de los tubos

Los racores empleados para adecuarle a los termosifones fueron racores anillos de 1/2 x 1/2 in. Estos poseen un anillo en el interior con el fin de tener mayor aseguramiento. El acoplamiento de los racores a los tubos se hizo con ayuda de 2 llaves boca fija (Figura 19) facilitadas por el laboratorio, Una vez estaban asegurados, se les aplicó silicona roja de alta temperatura (Figura 20) al lado que va a ser utilizado como evaporador para reforzar la unión y evitar que pasará gases de combustión a la zona de condensación por el racor.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 19 Fijación del racor en los tubos



Figura 20 Tubos con racor instalado y sellado

Antes de soldar, se calentó el tubo para eliminar cualquier partícula de fluido que haya quedado de la etapa anterior. Teniendo todas las piezas limpias (tubos, tapas y umbilical), se pudo proceder a realizar la soldadura de los tubos. Para este trabajo, el método de

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

sellamiento utilizado fue el de aporte de material para ser soldado. El material elegido fue Harris de plata al 0%, el cual fue soldado con pipeta de Gas Mapp. El desarrollo de este proceso fue: con ayuda de una prensa, se agarró el tubo para tenerlo fijo y así adecuarle las tapas en las extremidades de este. Una vez obtenido lo anterior, se le aplicó fundente y se procedió a calentar la superficie donde se pensaba realizar la unión, cuando la zona alcanzo la temperatura de fusión del material, en ese instante, se le agregó el material de aporte sin dejar de suministrar la llama propinada por la pipeta de gas hasta que quedara una piscina de soldadura (Figura 21). Este proceso se realizó para cada extremidad del tubo. Después de haber obtenido lo anterior, el proceso a seguir fue unir la reducción que servirá para ser acoplada a la bomba de vacío. Esta reducción es el umbilical y fue soldada de la misma manera, con material de aporte y pipeta de gas (Figura 22). Finalmente, y luego de tener todos los tubos soldados (Figura 23), se le hizo una limpieza superficial al tubo con una solución de ácido sulfúrico al 10% para retirar residuos de la soldadura y darle una mejor apariencia.



Figura 21 Proceso de soldado de las tapas de los termosifones

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 22 Soldado del umbilical del termosifón

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 23 Termosifones completamente soldados

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3.4 Montaje de los nuevos termosifones

Esta prueba se realiza una vez terminado el proceso de llenado de 10 termosifones en su totalidad con agua desionizada, utilizando la bomba de vacío (Vaccumbrand) la cual se encuentra disponible en los laboratorios del ITM.

Se procede a instalar los termosifones en el intercambiador de tal manera que quedarán distribuidos uniformemente (Figura 24), con esta configuración se garantiza una turbulencia mayor tanto en los gases de combustión como en el aire que se desea adicionarle energía, de esta manera la transferencia de calor es mayor. La placa del intercambiador posee 50 orificios para instalar esta cantidad de termosifones, ya que se instalaron solamente 10 termosifones el resto de los orificios se anulaban con tapones.



Figura 24 Instalación de los 10 termosifones cargados de agua desionizada

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El paso a seguir fue ensamblar la tapa del intercambiador en la zona del evaporador con su respectiva tornillería, también se selló con Cinte Solda para evitar cualquier tentativa de fuga en el umbral de contacto entre las dos zonas del intercambiador.

3.5 Prueba con aislamiento en la carcasa del intercambiador de calor

El objetivo de esta cuarta prueba era verificar como se comportaba el sistema con un aislamiento adecuado en las paredes del intercambiador, tanto en la zona del evaporador como en la zona del condensador. La finalidad de instalar esta fibra de vidrio es reducir la pérdida de energía por las paredes del intercambiador, la cual se escapa de dos maneras, una es por la conductividad térmica que posee cada material por naturaleza, en este caso el hierro (79.5 (W/m.K)) que es el material del cual está hecha la carcasa del intercambiador, debido a que es un metal y es un sólido posee una conductividad térmica muy alta, tal característica facilita la transferencia de calor al ambiente y esto a su vez baja la eficiencia del sistema internamente. Las características de la fibra de vidrio instalada se pueden apreciar en la Tabla 4

Tabla 4 Especificaciones técnicas fibra de vidrio, (Trindade et al., 2016)

Especificaciones técnicas	
Conductividad térmica	0,26 BTU. in/ft ² .hr.°F
Diámetro promedio	2,8 micrones
Temperatura de operación	Hasta 1260°C
Punto de fusión	1600°C
Color	Blanco

Para la fijación de la manta de fibra de vidrio se utilizó la cinta foil recubierta de aluminio la cual aguanta altas temperaturas (Figura 25).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

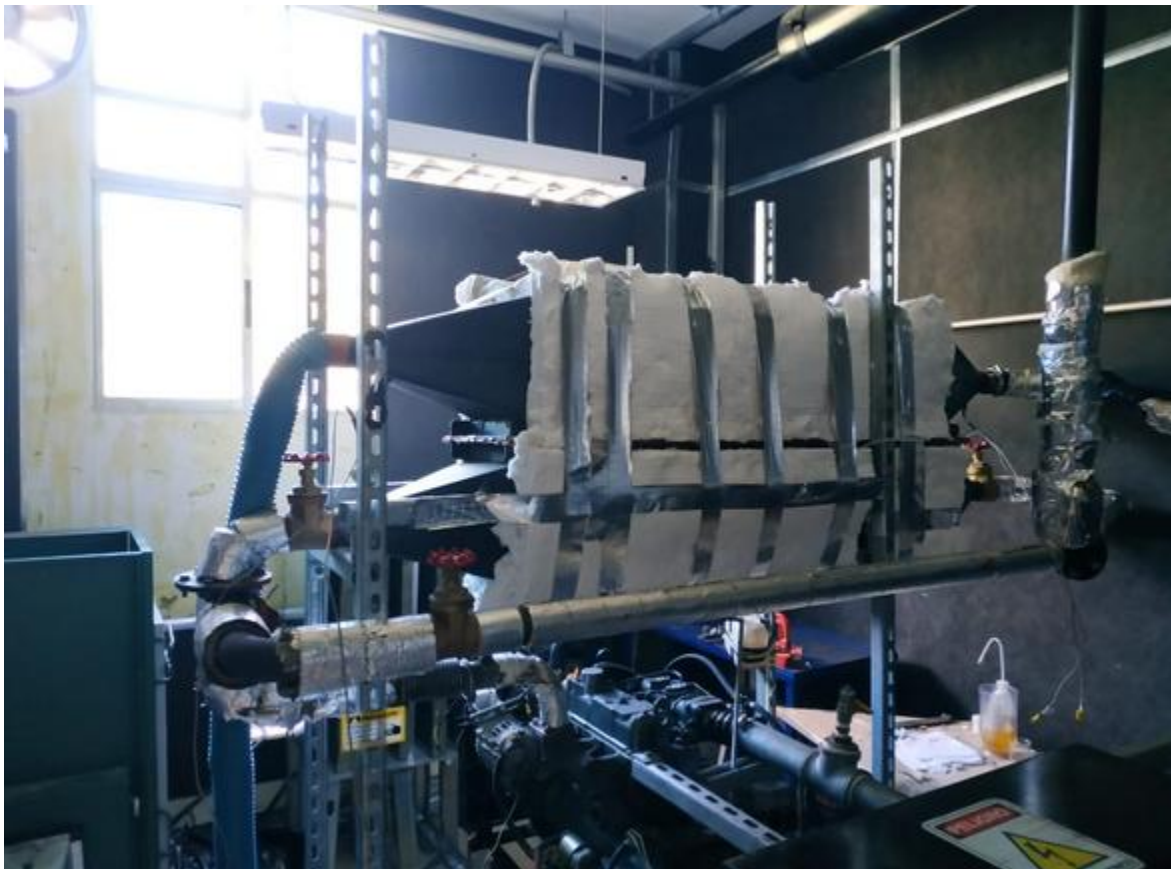


Figura 25 Aislamiento realizado a la carcasa del intercambiador de calor

La prueba se realizó nuevamente con una carga de 12 kW y con los mismos intervalos de tiempo que se utilizaron en las pruebas anteriores, igualmente se realizó con los mismos 10 termosifones con la misma configuración para efectos de comparación con las pruebas antiguas.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se realizaron dos pruebas en vacío de puesta a punto del sistema, encontrando que este se apagaba a los 15 y 35 minutos después de estar en funcionamiento mostrando en el tablero de control una alerta por “High combustion coolant” (Figura 26).

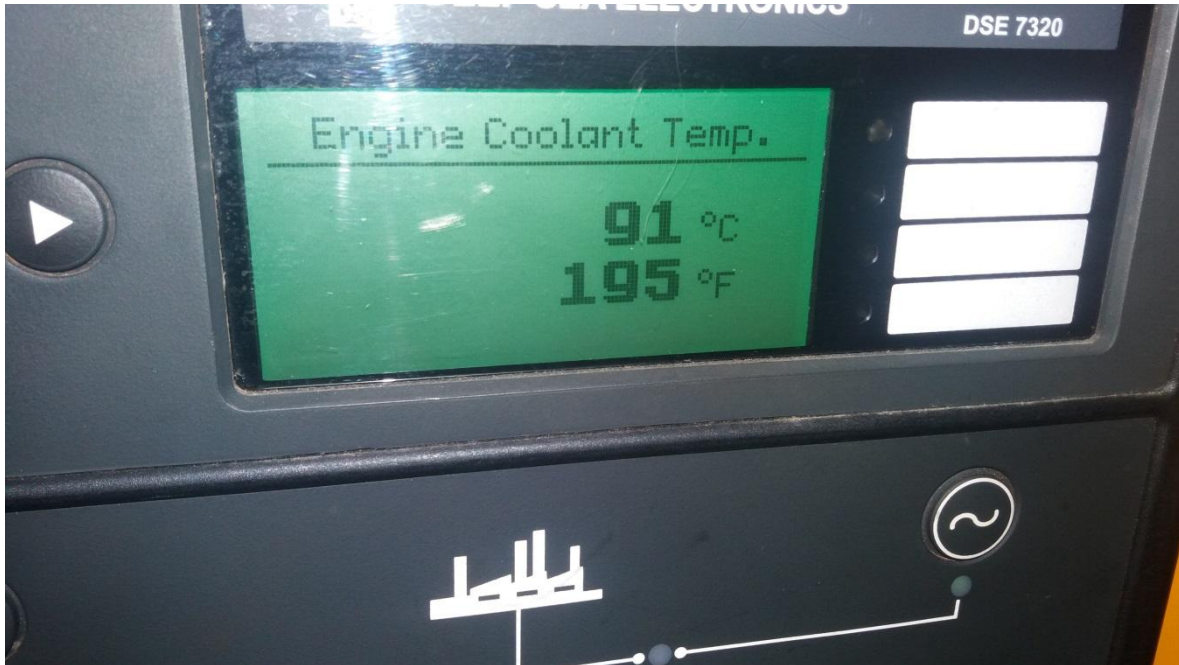


Figura 26 Tablero de control con indicación de la falla

En la *Figura 27* se puede observar una parte del ducto de salida de los gases al exterior en condiciones de aislamiento desfavorables, lo cual conlleva a una pérdida adicional de energía en forma de calor y esto afecta directamente en el resultado final de la eficiencia del intercambiador de calor. Foto tomada con una cámara termográfica FLUKE FLK-TI110-9HZ (Tabla 7).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

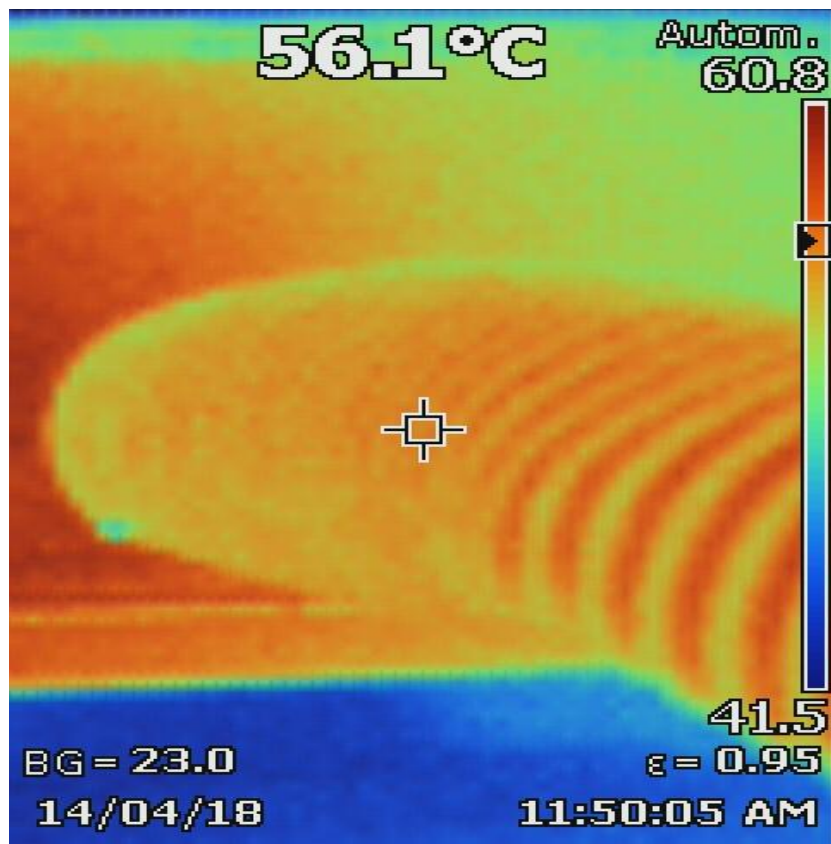


Figura 27 Temperatura del ambiente

4.1 Caracterización inicial del sistema

Como resultado obtenido en la primera caracterización de las temperaturas del sistema, se obtiene que éste se encuentra con una falla crítica, la cual dispara la protección de este apagándolo inmediatamente. Debido al aislamiento del cuarto donde se encuentra instalado el montaje, no hay una buena recirculación de los gases y esto ocasiona un recalentamiento en el refrigerante del motor surgiendo así la falla del sistema. Adicionalmente la parte posterior del motor contaba con un elemento de filtración el cual está elaborado con fibra de vidrio de un espesor de 5 cm, este montaje impedía la circulación del aire. Los datos obtenidos en esta primera prueba se registran en la Tabla 5 y

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 6 y en la Figura 30 y Figura 31 se muestra el comportamiento de las temperaturas con respecto al tiempo.

Tabla 5 Datos obtenidos de la primera prueba

Tabla datos de prueba (7/04/2018) con carga 12kW		
Tiempo (min)	T_o Gases de combustión (°C)	T_o Aire (°C)
0	0	0
1	208.2	40.8
2	256.5	42.9
3	268.9	45.2
4	284.6	48.2
5	289.9	50.8
6	293.5	53.4
7	300.9	55.8
8	304.8	57.7
9	309.6	59.8
10	309.6	61.6
11	309.6	63.1
12	311.2	64.2
13	315.6	65.1
14	316.8	66.3
15	320.1	67.1
16	320.5	68.4
17	330	70
18	325.2	70.7
19	351.7	71.6
20	326.6	72.7
21	329.5	73.4
22	326.9	74
23	349.3	74.9
24	350.3	75.7
25	329.7	76.2
26	331.5	76.8
27	332.8	77.6

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

28	333.9	78.4
29	343.1	79.1
30	352.9	79.7
31	335.5	80.5
32	334.8	80.8
33	343.4	80.9
34	333.9	81.5
35	334.7	81.9

Tabla 6 Datos de referencia y bitácora de la falla

Temperatura ambiente (°C)		25.2
Humedad relativa (%RH)		57.95
Humedad relativa (%RH) Final		42.6
Falla	Tiempo de falla (min)	Tipo de falla
X	41.5	Alta temperatura en el refrigerante

En la Figura 28 y Figura 29 se pudo observar las temperaturas superficiales en el intercambiador de calor, tomadas con una cámara termográfica FLUKE FLK-TI110-9HZ cuyas especificaciones se pueden ver en la Tabla 7 suministrada por el laboratorio de ciencias térmicas.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 7 Especificaciones técnicas Cámara Termográfica

CARACTERÍSTICAS CÁMARA TERMOGRÁFICA
Rango de Temperatura Ambiente -10 Degrees C to +50 Degrees C (14 Degrees F to 122 Degrees F)
Sensibilidad Térmica Meta de Temperatura Menor que o Igual a 0.10 Degrees C a 30 Degrees C (100 mK)
Frecuencia de Imagen 9 Hz
Resolución del Detector IR 160 x 120
Respuesta Espectral 7.5-15 micronm
Resolución de Luz Visual 2.0 Megapixeles

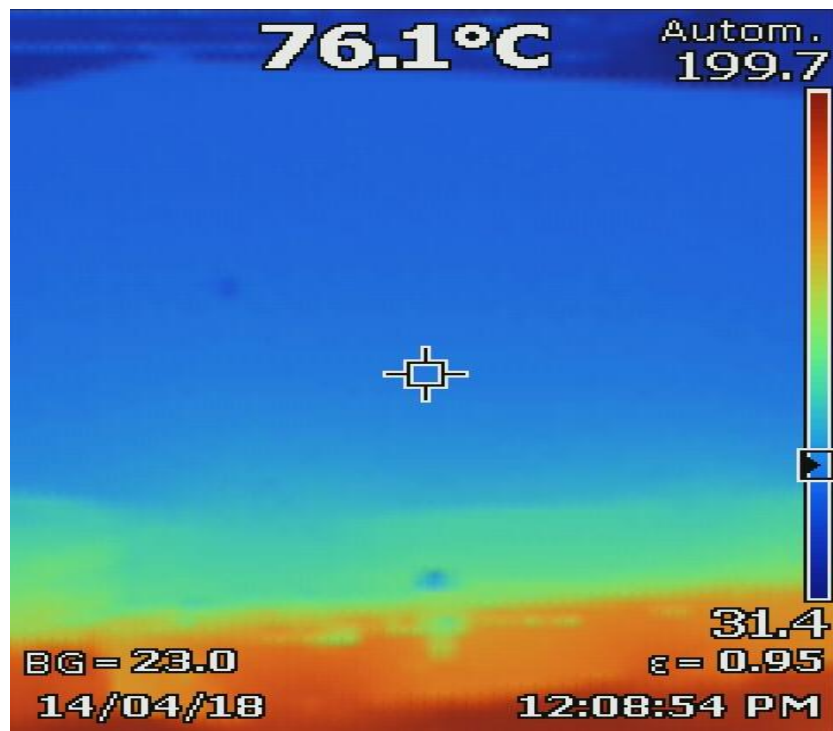


Figura 28 Temperatura superficial en el condensador

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

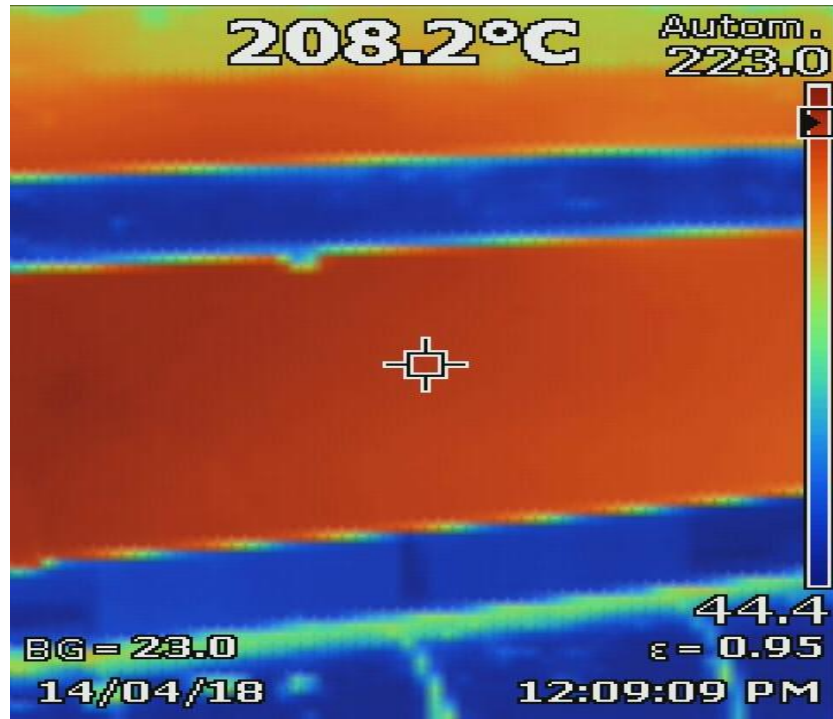


Figura 29 Temperatura superficial en el evaporador

4.2 Prueba con modificaciones en el sistema

Se obtuvieron unos resultados, los cuales mostraron una evolución satisfactoria y se pudo hacer de nuevo la caracterización de las temperaturas con un tiempo de funcionamiento mayor al de la primera prueba, tales resultados se dejan escritos en la Tabla 8 y vistos en la Figura 30 y Figura 31.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 8 Datos obtenidos de la segunda prueba

Tiempo(min)	Tgases (°C)	Taire (°C)	Tevaporador (°C)	Tcondensador (°C)
1	267	31.8	Medición Cámara Termográfica	
6	341	54	100	60
11	344.7	64		
16	373	71.4		
21	388	74.2		
26	391	76.2		
31	391	77.5		
36	392	78.6		
41	390	80.4		
46	388	81.3		
51	386	81.3		
56	387	81.9		
61	385.3	81.8		
66	385.7	82.4		
Sin aislar Evaporador		Sin aislar Condensador		
más de 260 (°C)		112(°C)		

Nuevamente se desarrollan las gráficas correspondientes a la caracterización de las temperaturas, para así evaluar que comportamiento toma el sistema con el nuevo método de aireación.

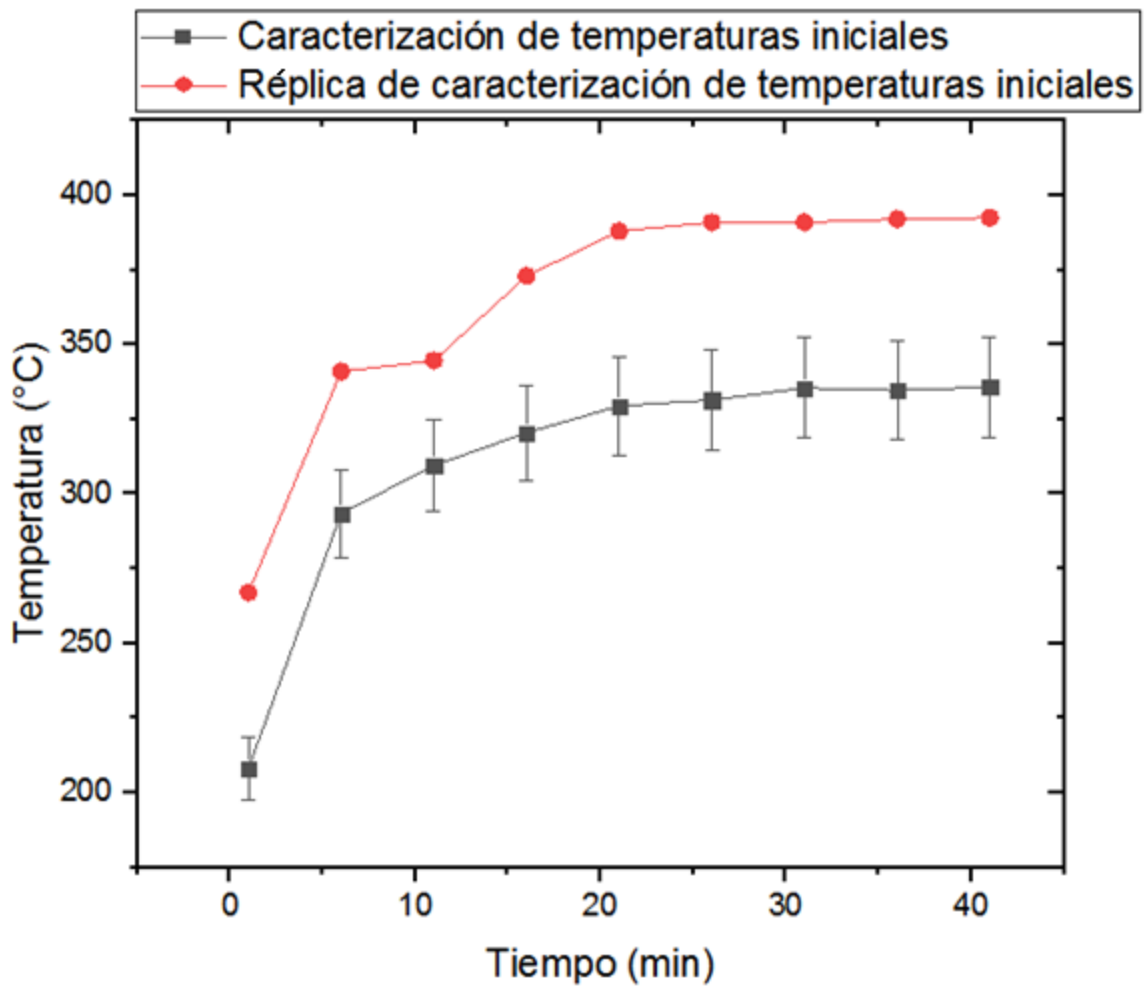


Figura 30 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 1 y 2)

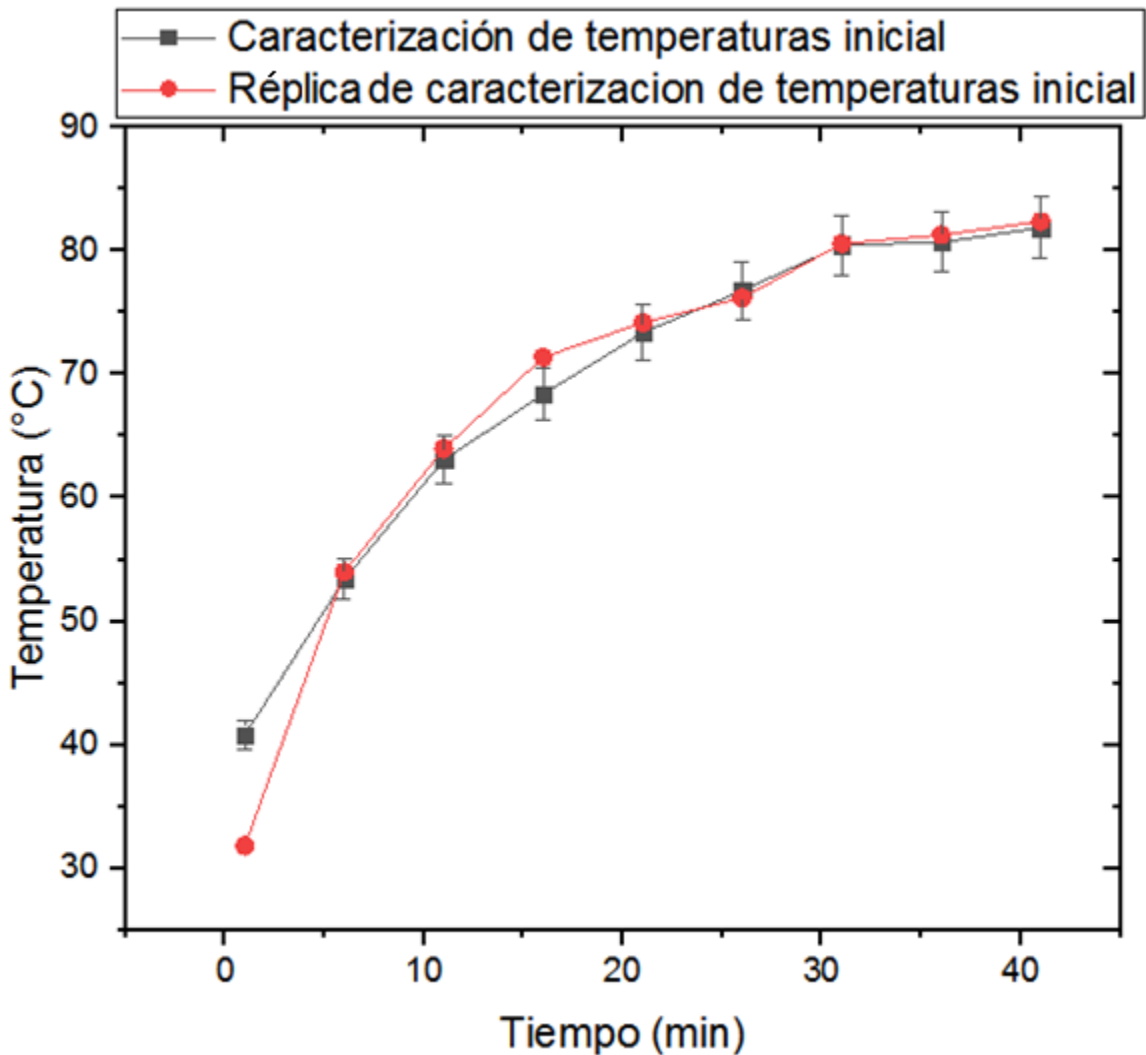


Figura 31 Tiempo vs salida del aire (prueba 1y 2)

La relación de llenado es uno de los parámetros fundamentales para que el termosifón tenga una adecuada transferencia de calor con baja resistencia térmica con la cantidad de fluido adecuado, además, teniendo una tasa de llenado óptima evita que se genere sobrepresión o de lo contrario sequedad en el interior del tubo. En las pruebas realizadas en el laboratorio, no se logró llegar a 300 °C que es la temperatura a la cual estarán sometidos los termosifones, pero se obtuvo una temperatura máxima de 260 °C, lo que las hace válidas por tener un rango de temperatura cercano al deseado.

Se observó que, a diferentes tasas de llenado en el termosifón de prueba, la resistencia térmica no varía significativamente tal como se muestra en la Figura 32, por lo cual, basándonos de la literatura y siendo éste uno de los valores más reportados para este parámetro, se decidió trabajar con una relación de llenado de 30% del volumen del evaporador lo que tuvo como resultado una cantidad de fluido por termosifón de 6.7 mL.

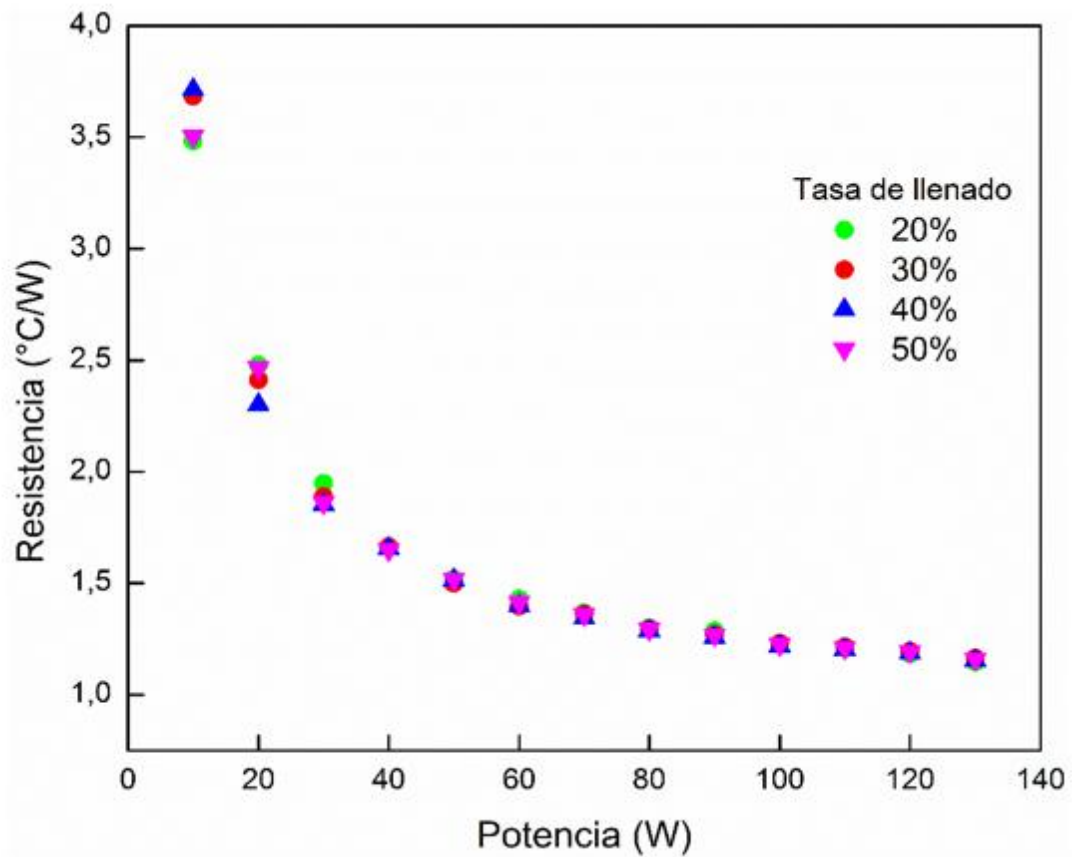


Figura 32 Gráfica para la obtención de la relación de llenado

4.3 Prueba sin aislamiento de la carcasa

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se realizó una configuración con los 10 termosifones de tal manera que el flujo sufra una pequeña turbulencia para poder aumentar la transferencia de calor.

La prueba se realizó con una carga de 12 kW tal y como se hicieron las pruebas de caracterización de temperaturas al inicio del proyecto, de esta manera se obtienen unos resultados los cuales se pueden comparar con éstas y tomar las medidas correspondientes, los resultados obtenidos se pueden observar en la *Tabla 9*, y en la Figura 33 y Figura 34.

Tabla 9 Resultados de la prueba sin aislamiento

Tgases (°C)	Taire (°C)	Tiempo(min)
201,0	37,1	1
320,0	45,0	6
391,0	58,5	11
286,0	63,2	16
277,9	65,8	21
279,3	67,1	26
278,2	67,1	31
245,5	67,3	36
248,4	67,3	41

4.4 Réplica sin aislamiento de la carcasa

Se realiza una réplica de la prueba anterior obteniendo los resultados registrados en la *Tabla 10* y vistos en la Figura 33 y Figura 34.

Tabla 10 Resultados de la prueba sin aislamiento

Tgases (°C)	Taire (°C)	Tiempo(min)
202.1	38.1	1
315.3	44.8	6

392.6	59	11
355.2	62.9	16
290.3	65.3	21
280	66.8	26
275.3	67.2	31
250	67.4	36
247.3	67.4	41

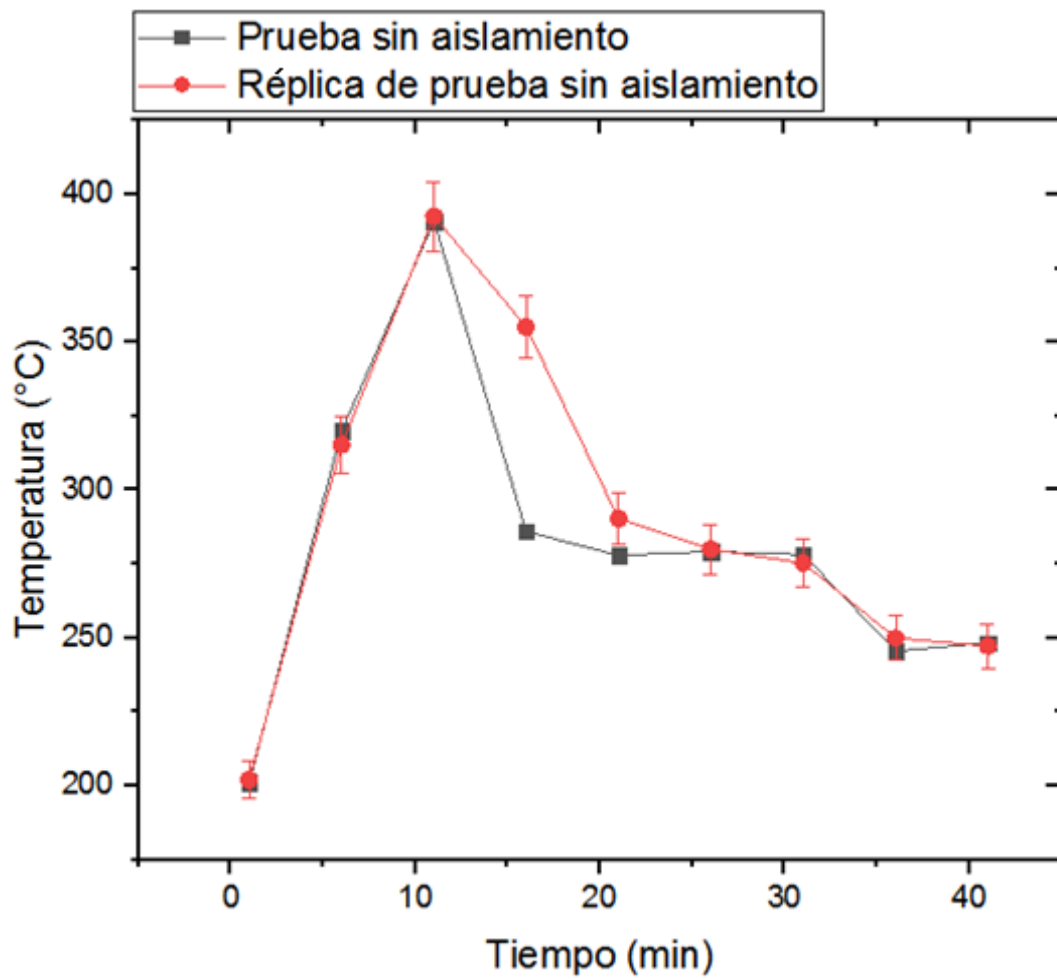


Figura 33 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 3 y 4)

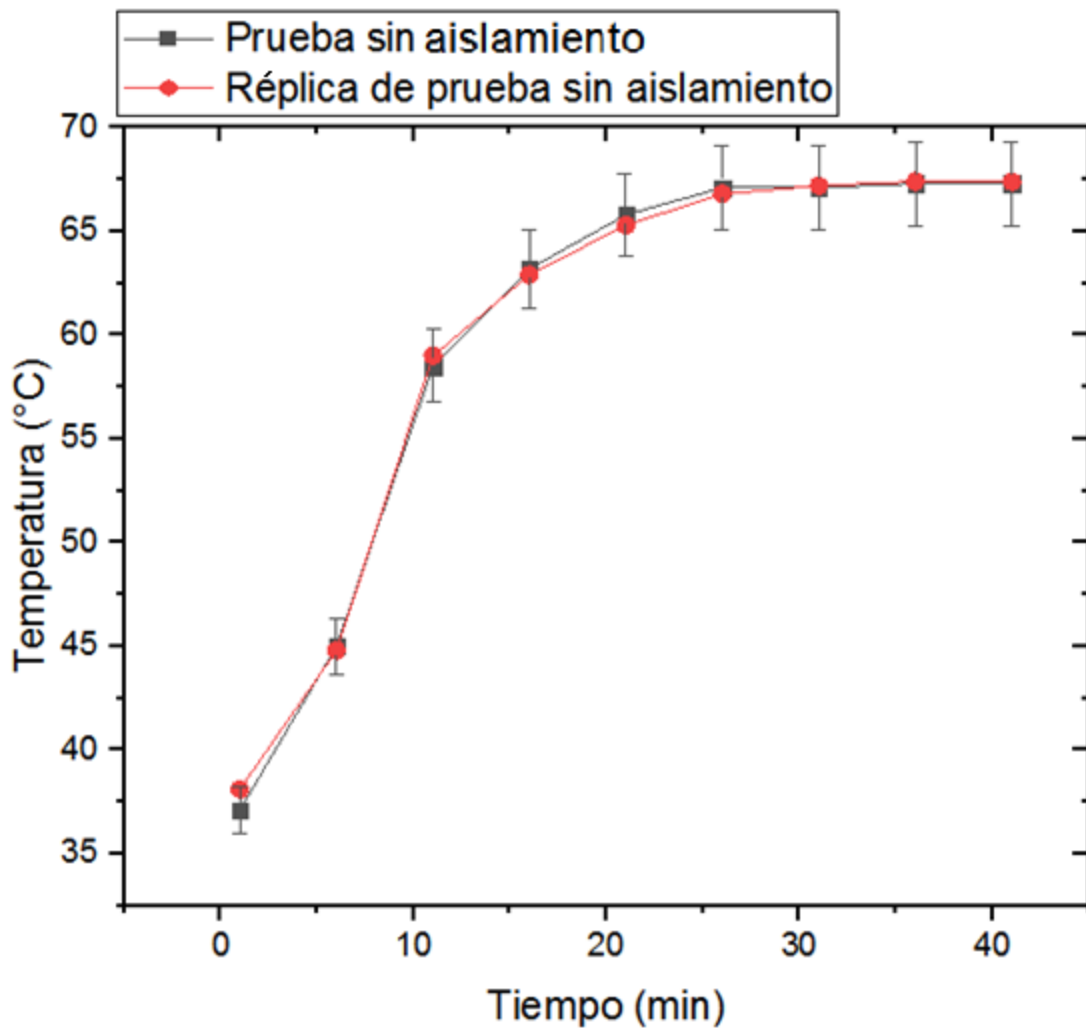


Figura 34 Tiempo vs salida del aire (prueba 3 y 4)

4.5 Prueba con aislamiento de la carcasa

Se logra obtener los resultados de la Tabla 11 encontrando una mejoría notable en la temperatura de salida del aire dado que la última medición arrojada por el medidor de temperatura logró superar los valores obtenidos sin aislar la carcasa con los 10 termosifones

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

de la prueba anterior logrando una mejora del 34%, e inclusive supero la prueba inicial realizada con los 30 termosifones instalados en un 12% por encima del valor obtenido a los 41 minutos de estar encendido el sistema, los resultados obtenidos se pueden observar en la Figura 35 y Figura 36.

Tabla 11 Resultados de prueba con aislamiento

Tgases (°C)	Taire (°C)	Tiempo(min)
313,0	34,7	1
358,0	52,1	6
319,9	64,7	11
364,9	72,0	16
362,0	78,7	21
367,8	82,6	26
378,4	86,5	31
382,0	88,7	36
345,2	90,2	41

4.6 Réplica prueba con aislamiento

Se realiza una réplica de la prueba anterior obteniendo los resultados registrados en la Tabla 12 y vistos en la Figura 35 y Figura 36.

Tabla 12 Resultados de prueba con aislamiento

Tgases (°C)	Taire (°C)	Tiempo(min)
313.5	35	1
357.2	51.9	6
320	65	11
364.5	72.5	16
363	78.5	21
368	82.3	26
377.9	86.8	31
383	89	36
365.5	90.3	41

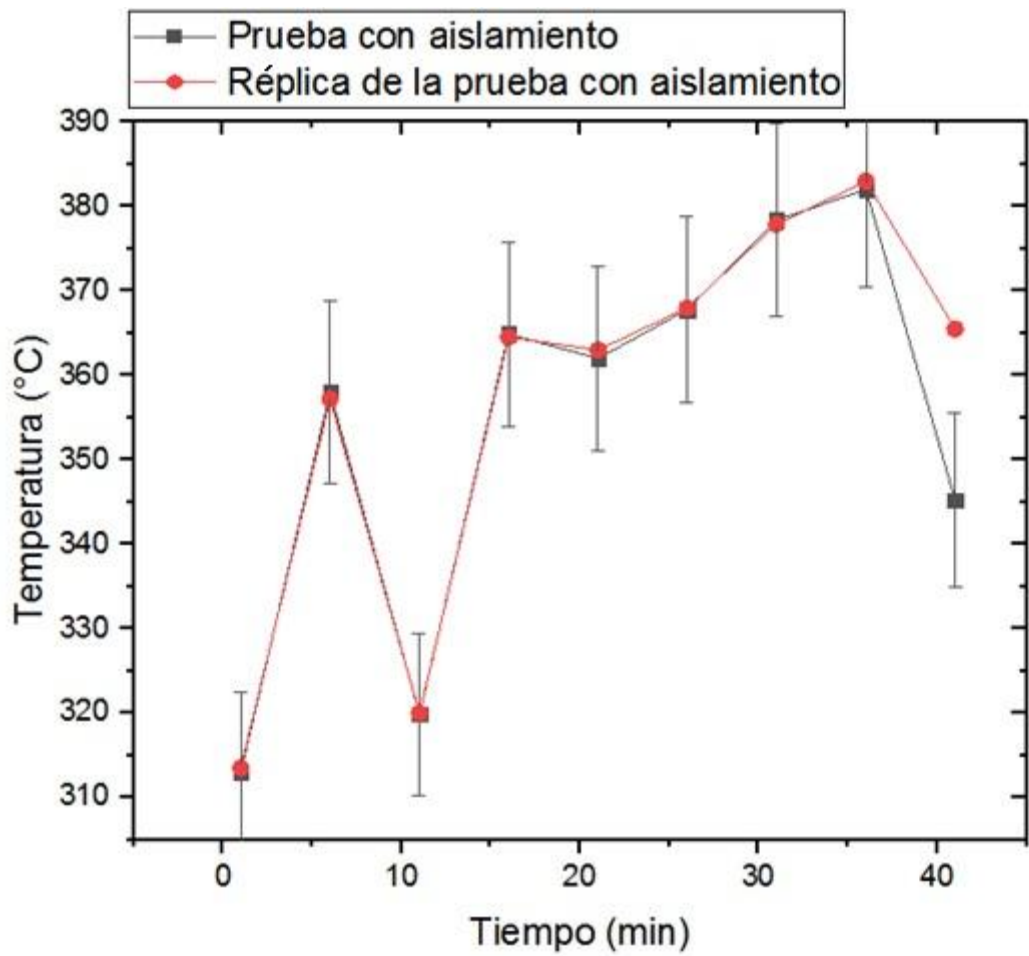


Figura 35 Tiempo vs entrada de gases de combustión (prueba 5 y 6)

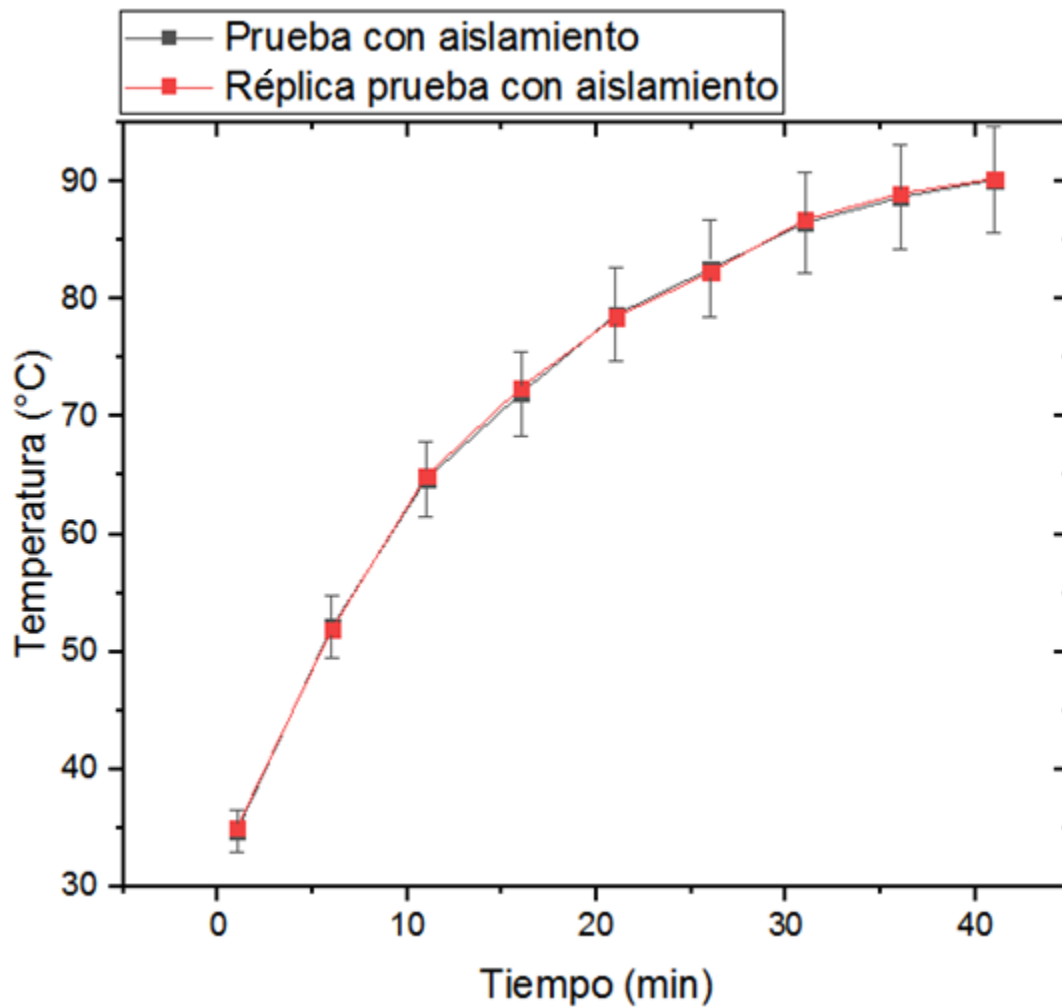


Figura 36 Tiempo vs salida del aire (prueba 5 y 6)

4.7 Cálculos realizados para hallar la eficiencia del intercambiador de calor

Los siguientes cálculos se realizaron teniendo en cuenta los resultados arrojados en las últimas dos pruebas realizadas con el aislamiento de la carcasa. Las ecuaciones utilizadas se encuentran en el libro de INCROPERA (INCROPERA, FRANK P. ; DeWITT, 2013).

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se procedió a realizar las mediciones necesarias para obtener el flujo másico entregado por el motor ventilador para ello se utilizó un anemómetro tubo de Pitot modelo IVF-0200 (Tabla 13) el cual arroja los resultados obtenidos en la *Tabla 14*.

Tabla 13 Especificaciones técnicas del Anemómetro

CARACTERÍSTICAS ANEMÓMETRO IVF-0200	
Vin	12VDC
Presión máxima	2.5KPa
Velocidad máxima	57.00m/s

Tabla 14 Resultados arrojados por el anemómetro

Replica 1		Replica 2	
velocidad [m/s]	tiempo[s]	velocidad [m/s]	tiempo[s]
27.79	10	26.91	10
26.91	20	28.34	20
28.31	30	27.68	30
27.61	40	27.43	40
27.79	50	27.44	50
27.61	60	27.78	60
27.44	70	27.55	70
27.79	80	28.21	80
27.26	90	27.33	90
27.31	100	27.31	100

Basándonos en los resultados de la tabla se obtiene un valor promedio para realizar los siguientes cálculos con las ecuaciones 1 y 2 con el fin de obtener el flujo másico entregado por el motor-ventilador. La densidad del aire es obtenida a una temperatura de 68°C

$$F = v_l * A \quad 1$$

$$F = v_l * A$$

Donde

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$F = \text{Flujo volumétrico}$

$v_l = \text{Velocidad}$

$A = \text{Área de la tubería}$

$$F = 27.582 \frac{m}{s} * \pi(0.0254)^2 m^2$$

$$F = 0.0559 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = F * \rho_{air}$$

2

Donde

$\dot{m} = \text{Flujo másico}$

$\rho_{air} = \text{Densidad del aire}$

$$\dot{m} = 0.0559 \frac{m^3}{s} * 1.028 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m} = 0.0575 \frac{kg}{s}$$

Una vez obtenido el flujo másico del aire y teniendo en cuenta de que el intercambiador funciona como un sistema abierto se proceden a realizar los cálculos basados en la ecuación 3, es válido aclarar que para efectos de cálculo se toman los parámetros a las temperaturas obtenidas en las pruebas realizadas.

$$Q_{cond} = \dot{m}_{cond} C_{p_{cond}} \Delta T$$

3

$Q_{cond} = \text{tasa de transferencia de calor en el condensador}$

$\dot{m}_{cond} = \text{Flujo másico del aire}$

$C_{p_{cond}} = \text{Calor específico del aire}$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$\Delta T = \text{Diferencia de temperatura en el condensador}$

$$Q_{cond} = 0.0575 \frac{kg}{s} * 1.007 \frac{kJ}{kgK} * (91.3 - 68.3)^\circ C$$

$$Q_{cond} = 1.3311 kW$$

Se hace un balance de masa, partiendo de que la suma de la mezcla para generar la combustión es igual a la cantidad de gases entregados por el motor Diesel como se observa en la ecuación 4.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad 4$$

donde

$\dot{m}_g = \text{flujo másico de los gases de combustión}$

$\dot{m}_a = \text{flujo másico aire de admisión}$

$\dot{m}_c = \text{flujo másico de combustible}$

$$\dot{m}_g = (0.02033 + 0.0012) \frac{kg}{s} \text{ Datos suministrados por la profesora}$$

$$\dot{m}_g = 0.02154 \frac{kg}{s}$$

Una vez obtenido el flujo másico de los gases de combustión y teniendo en cuenta de que el intercambiador funciona como un sistema abierto se proceden a realizar los cálculos basados en la ecuación 5, es válido aclarar que para efectos de cálculo los gases de combustión se van a tomar como si fuera aire funcionando a las temperaturas obtenidas de las pruebas realizadas.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{evap} C_{p_{evap}} \Delta T \quad 5$$

 ITM Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Q_{evap} = m_{evap} C_{p_{evap}} \Delta T$$

Donde

Q_{evap} = tasa de transferencia de calor en el evaporador

m_{evap} = Flujo másico gases de combustión

$C_{p_{evap}}$ = Calor específico gases de combustión

ΔT = Diferencia de temperatura en el evaporador

$$Q_{evap} = 0.02154 \frac{kg}{s} * 1.056 \frac{kJ}{kgK} * (345.2 - 188.9)^\circ C$$

$$Q_{evap} = 3.5536 kW$$

Una vez obtenidos los datos anteriores podemos proceder a calcular la eficiencia en el intercambiador de calor de la siguiente forma y para ello se hace una relación del calor entregado al aire con respecto al calor cedido por los gases tal como se denota en la ecuación 6.

$$\eta = \frac{Q_{cond}}{Q_{evap}} * 100\% \quad 6$$

$$\eta = \frac{1.3311 kW}{3.5536 kW} * 100\%$$

$$\eta = 37.456\%$$

Utilizando la metodología de cálculo anterior y aplicando por último la ecuación 6 se obtiene la eficiencia del intercambiador de calor con los resultados obtenidos en las

$$\text{pruebas de caracterización de las temperaturas. } \eta = \frac{0.6887 kW}{4.5721 kW} * 100\%$$

$$\eta = 15.062\%$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

4.8 Cálculo del coeficiente de convección

Se desea encontrar los coeficientes de convección aplicando el método de banco de tubos para observar el comportamiento de los fluidos en el interior del intercambiador.

Como primera medida debemos encontrar la separación diagonal entre los termosifones y para ello utilizamos la ecuación 7, una vez obtenido este dato utilizamos la ecuación 8 para encontrar el área mínima de la sección transversal.

Ya que el cobre posee una conductividad térmica muy alta y un espesor muy pequeño, se asume que la temperatura de la superficie de los termosifones es la misma de los gases de combustión y el aire al interior del intercambiador en sus respectivas zonas.

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + (S_L)^2} \quad 7$$

Donde

$S_D =$ Separación diagonal

$S_T =$ Separación trasnversal $S_L =$ Separación longitudinal

$$S_T = S_L$$

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{0.077}{2}\right)^2 + (0.077)^2} m$$

$$S_D = 0.0783m$$

$$S_D > \frac{S_T - D}{2}$$

$$0.0783m > \frac{0.077 - 0.02}{2} m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$0.0783m > 0.0285 m$$

$$A_{min} = N_L * L_T * (S_T - D) \quad 8$$

A_{min} = Área mínima de la sección transversal

N_L = Número de filas

L_T = Longitud del tubo

D = Diametro del termosifón

$$A_{min} = 3 * 0.23m * (0.077 - 0.0127)m$$

$$A_{min} = 0.0444m^2$$

Teniendo en cuenta el flujo másico obtenido y el área mínima de la sección transversal procedemos a encontrar el flujo másico máximo por unidad de área utilizando la ecuación 9 esto con el fin de poder obtener el número de Reynolds haciendo uso de la ecuación 10.

$$G_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}} \quad 9$$

$$G_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}}$$

Donde

G_{max} = Flujo másico máximo por unidad de área

$$G_{max} = \frac{0.02154 \frac{kg}{s}}{0.0444m^2}$$

$$G_{max} = 0.4853 \frac{kg}{m^2s}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$R_{ed} = \frac{G_{max} * D}{u} \quad 10$$

$$R_{ed} = \frac{G_{max} * D}{u}$$

Donde

R_{ed} = Número de Reynolds

u = Viscosidad del fluido

$$R_{ed} = \frac{0.4853 \frac{kg}{m^2s} * 0.0127m}{3.101 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$R_{ed} = 198.7403$$

Debido al número de Reynolds encontrado y teniendo en cuenta que se encuentra en el siguiente rango: R_{ed} (0 – 500), se escoge la siguiente relación de Nusselt para los gases de combustión dada por la ecuación 11.

$$Nu_D = 1.04 * R_{ed}^{0.4} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad 11$$

$$Nu_D = 1.04 * R_{ed}^{0.4} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

Donde

Nu_D = Número de Nusselt

Pr = Número de Prandtl

Pr_s = Numero de Prandtl

$$Nu_D = 1.04 * 198.7403^{0.4} * 0.6937^{0.36} * (1)^{0.25}$$

Se asume que $Pr = Pr_s$

$$Nu_D = 7.5713$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Por último, podemos hallar el coeficiente de convección de los gases de combustión utilizando la ecuación 12.

$$h_{gases} = \frac{Nu_D * k}{D} \quad 12$$

$$h_{gases} = \frac{Nu_D * k}{D}$$

Donde

h_{gases} = Coeficiente de convección de los gases de combustión

k = Conductividad del aire

$$h_{gases} = \frac{7.5713 * 0.0472 \frac{W}{mk}}{0.0127m}$$

$$h_{gases} = 28.1449 \frac{W}{m^2k}$$

Una vez obtenido el coeficiente de convección de los gases se procede a obtener el coeficiente de convección del aire utilizando la misma metodología.

Se utiliza la ecuación 7

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{S_T}{2}\right)^2 + (S_L)^2} m$$

$$S_T = S_L$$

$$S_D = \sqrt{\left(\frac{0.077}{2}\right)^2 + (0.077)^2} m$$

$$S_D = 0.0783m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$S_D > \frac{S_T - D}{2}$$

$$0.0783m > \frac{0.077 - 0.02}{2} m$$

$$0.0783m > 0.0285 m$$

Luego la ecuación 8

$$A_{min} = N_L * L_T * (S_T - D)$$

$$A_{min} = 3 * 0.23m * (0.077 - 0.0127)m$$

$$A_{min} = 0.0444m^2$$

Posteriormente la ecuación 9

$$G_{max} = \frac{\dot{m}}{A_{min}}$$

$$G_{max} = \frac{0.0575 \frac{kg}{s}}{0.0444m^2}$$

$$G_{max} = 1.2953 \frac{kg}{m^2s}$$

Obtenemos Reynolds con la ecuación 10

$$R_{ed} = \frac{G_{max} * D}{u}$$

$$R_{ed} = \frac{1.2953 \frac{kg}{m^2s} * 0.0127m}{2.052 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$R_{ed} = 801.6826$$

En esta ocasión el número de Reynolds obtenido oscila en el siguiente rango: R_{ed} (500 – 1000), por lo que se procede a encontrar el número de Nusselt utilizando la ecuación 13.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$Nu_D = 0.71 * Re_d^{0.5} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

13

$$Nu_D = 0.71 * Re_d^{0.5} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 0.71 * 801.6826^{0.5} * 0.7177^{0.36} * (1)^{0.25}$$

Se asume que $Pr = Pr_s$

$$Nu_D = 17.8401$$

Utilizamos nuevamente la ecuación 12

$$h_{aire} = \frac{Nu_D * k}{D}$$

$$h_{aire} = \frac{17.8401 * 0.0288 \frac{W}{mk}}{0.0127m}$$

$$h_{aire} = 40.4705 \frac{W}{m^2k}$$

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- Se realizó un montaje experimental con los instrumentos de medición adecuados logrando obtener una mejora en la eficiencia del intercambiador de calor en un 60%.
- Se evalúa el rendimiento del intercambiador de calor con 10 termosifones y con la carcasa aislada encontrando una mejora en la temperatura de salida del aire en un 10%

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

con respecto a la primera prueba teniendo en cuenta que en dicha prueba se encuentran 30 termosifones instalados.

- Se pudo observar que el sistema no es 100% eficiente por lo cual se concluye que la energía está siendo desperdiciada por otros métodos de transferencia de calor como lo son por convección y conducción en las paredes del intercambiador y por tal motivo se calcularon los coeficientes de convección del aire y los gases.
- Teniendo en cuenta la falla que presentó la bomba de vacío se recomienda tener disponible un equipo auxiliar con las mismas características técnicas para evitar contratiempos.
- Como trabajo a futuro se debe realizar el llenado de 40 termosifones con agua desionizada para colocarlos en los 40 orificios restantes de la placa y lograr mejorar la eficiencia del sistema.
- Se debe cambiar el aislamiento que tienen los tubos de escape de los gases de combustión y lograr aislar en su totalidad.
- Se recomienda dar un ajuste a la caperuza del motor-ventilador y a la conexión de la alimentación eléctrica del mismo.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

REFERENCIAS

- Ahmadzadehtalatapeh, M., & Yau, Y. H. (2011). The application of heat pipe heat exchangers to improve the air quality and reduce the energy consumption of the air conditioning system in a hospital ward - A full year model simulation. *Energy and Buildings*, 43(9), 2344–2355. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.05.021>
- Brusly Solomon, A., Mathew, A., Ramachandran, K., Pillai, B. C., & Karthikeyan, V. K. (2013). Thermal performance of anodized two phase closed thermosyphon (TPCT). *Experimental Thermal and Fluid Science*, 48, 49–57. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.02.007>
- Cacua, K., Olmos-Villalba, L., Herrera, B., & Gallego, A. (2016). Experimental evaluation of a diesel-biogas dual fuel engine operated on micro-trigeneration system for power, drying and cooling. *Applied Thermal Engineering*, 100, 762–767. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.067>
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa* (4ª Edición). México D.F.: Mc Graw Hill.
- Chan, C. W., Siqueiros, E., Ling-Chin, J., Royapoor, M., & Roskilly, A. P. (2015). Heat utilisation technologies: A critical review of heat pipes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 615–627. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.028>
- Chen, L., Deng, B., & Zhang, X. (2013). Experimental investigation of CO₂ thermosyphon flow and heat transfer in the supercritical region. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 202–211. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.077>
- Copete, L., & Herrera, B. (2011). *Tecnologías de recuperación de calor* (1ª Edición). Medellín: Fondo Editorial ITM.
- Duque, Á. (2004). *Diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos*. EAFIT.
- Fertahi, S. E. D., Bouhal, T., Agrouaz, Y., Kousksou, T., El Rhafiki, T., & Zeraouli, Y. (2018). Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations. *Applied Thermal Engineering*, 128, 551–563. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.049>
- Gustavo, E. (2013). Estructura y propiedades del Cobre y sus aleaciones.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- He, T., Mei, C., & Longtin, J. P. (2017). Thermosyphon-assisted cooling system for refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 74, 163–174. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.10.012>
- INCROPERA, FRANK P. ; DeWITT, D. P. (2013). Fundamentos a la transferencia de calor. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- J. P. d, D. (n.d.). QUIMICA DE MATERIALES, TEMA 4. SÓLIDOS, LÍQUIDOS Y DISOLUCIONES. Retrieved January 20, 2019, from http://ocw.uc3m.es/ciencia-e-oin/quimica-de-los-materiales/Material-de-clase/tema-4.-solidos-liquidos-y-disoluciones-i/skinless_view
- Jafari, D., Di Marco, P., Filippeschi, S., & Franco, A. (2017). An experimental investigation on the evaporation and condensation heat transfer of two-phase closed thermosyphons. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 88, 111–123. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.05.019>
- 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>
- Jung, E. G., & Boo, J. H. (2014). Thermal numerical model of a high temperature heat pipe heat exchanger under radiation. *Applied Energy*, 135, 586–596. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.092>
- Li, J., Zhang, J., Yang, J., & Xu, T. (1997). Analysis of heat transfer in the condenser of naphthalene thermosyphon at small inclination. In *10 th International Heat Pipe Conference*. Stuttgart.
- Meisel, P., Jobst, M., Lippmann, W., & Hurtado, A. (2015). Design and manufacture of ceramic heat pipes for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 75, 692–699. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.051>
- Mishra, A. (n.d.). Termosifón. Retrieved January 20, 2019, from <https://www.slideshare.net/ashishmishra2706/heat-pipe-65973228>
- Narcy, M., Lips, S., & Sartre, V. (2018). Experimental investigation of a confined flat two-phase thermosyphon for electronics cooling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 96(January), 516–529. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.01.018>
- Paris, L. S. (2007). Tubos de calor y termosifones bifásicos: alternativas para la conservación de energía. In *8° Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*. (p.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

9). Cusco.

Paris, L. S., & Mira, C. (2008). Construcción y Prueba de un Prototipo de tubo de calor de bajo costo para la aplicación en un colector de energía solar. Tegucigalpa, Honduras: LACCEI'2008.

Reay, D. A., Kew, P. A., & McGlen, R. J. (2014). *Heat Pipes. Theory, Design and Applications*. (Butterworth-Heinemann, Ed.) (Sixth Edit). New York: Elsevier.

Shabgard, H., Allen, M. J., Sharifi, N., Benn, S. P., Faghri, A., & Bergman, T. L. (2015a). Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *89*, 138–158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>

Shabgard, H., Allen, M. J., Sharifi, N., Benn, S. P., Faghri, A., & Bergman, T. L. (2015b). Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *89*, 138–158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>

Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey: John Wiley & Sons.


Tecnología de enfriamiento utilizando termosifones. (n.d.). Retrieved January 20, 2019, from <http://becskeha.blogspot.com/2015/07/a-hocsoves-hutesi-tecnologia.html>

Trindade, A. R., Tessaro, A. C., Bunn, D. A., Costa, A. M., Costa, P. R., Moritz, G. O., ... Apa, N. (2016). Ficha técnica, 1–2. Retrieved from http://repositorioaberto.uab.pt/handle/10400.2/3204%5Cnhttp://repositorioaberto.uab.pt/bitstream/10400.2/3204/1/Tessaro_Anye_Cristiny.pdf%5Cnhttp://hdl.handle.net/10451/823

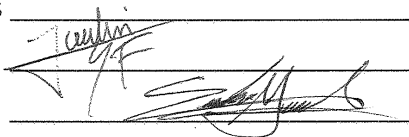
UNILA. (n.d.). Limites de operación de un termosifón. Retrieved January 20, 2019, from https://www.google.com/search?q=LIMITES+DE+OPERACION+DE+UN+TERMOSIFON&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwirlMT7yzfAhWps1kKHbk5A24Q_AUIDigB&biw=1366&bih=631#imgsrc=GNzazP_QrKqQaM:

User Guide Heavy Duty Psychrometer + IR Thermometer Model HD500. (n.d.).


 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES _____



FIRMA ASESOR _____



FECHA ENTREGA: 11/02/2019.

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____

RECHAZADO __ ACEPTADO ____ ACEPTADO CON MODIFICACIONES ____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____

ACTA NO. _____

FECHA ENTREGA: _____

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22