

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS  
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS  
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

**Estudio teórico y experimental de la aplicación de  
calorítubos en un transformador de calor por  
absorción**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:  
DOCTOR EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS CON OPCIÓN  
TERMINAL EN TECNOLOGÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

**M. I. C. A. MIGUEL ISRAEL HEREDIA GARCÍA**

**DIRECTORES: DR. ARMANDO HUICOCHA RODRÍGUEZ**

**DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ**

**SINODALES: DR. DAVID JUÁREZ ROMERO**

**DR. JAVIER SIQUEIROS ALATORRE**

**DR. FRANCISCO NOÉ DEMESA LÓPEZ**

**DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ GALLEGOS**

**DRA. ARIADNA PARRALES BAHENA**

**CUERNAVACA, MORELOS**

**MAYO 2018**

*Dedicatorias:*

*A mi madre y padre†, por mostrarme con su ejemplo el camino correcto.*

*A mi abuelo por las grandes lecciones de vida y de humildad.*

*A mi compañera de vida Mari por sus consejos y apoyo.*

*A mi hijo Amir por sus grandes sonrisas.*

*A mis hermanas, por ser pilar fundamental en mi vida.*

*A mis amigos, por su apoyo.*

## AGRADECIMIENTOS

Dr. Armando Huicochea Ramírez. Investigador CIICAp-UAEM; Área de Ingeniería Química. Agradezco a usted por creer en este tema relativamente nuevo y con un amplio espectro a desarrollar en la investigación, gracias por su **paciencia** y todo el apoyo, pero sobre todo por compartir sus conocimientos con un servidor y estar ahí cuando lo necesite.

Dr. José Alfredo Hernández Pérez. Investigador CIICAp-UAEM; Área de Ingeniería Química. Gracias Dr. por el apoyo brindado a un servidor, por la paciencia y sus valiosos consejos que me han encaminado a comprender la gran herramienta que en su materia aprendí “las redes neuronales”. Mil gracias por sus pláticas y explicaciones que de estas hicieron un gran peso en la ahora vida que emprendo.

Dr. David Juárez Romero, Investigador CIICAp-UAEM; Área de Ingeniería Química, y Dr. Jesús Torres Merino Facultad de Química UNAM, Por los consejos brindados, las pláticas tan amables de los temas relacionados con el transporte de calor, que han sido de gran ayuda para la redacción de esta tesis, así mismo por el apreciable gesto de vincular a un servidor con otros investigadores relevantes en esta área.

Dr. Javier Siqueiros Alatorre, Investigador CIICAp- UAEM; Por su arduo e incansable trabajo acerca de los transformadores de calor, como un ejemplo de la perseverancia y la dedicación de una vida en la investigación.

Dr. Noé Demesa López Y Dr. Aldo Márquez Nolasco; Por las largas pláticas llenas de sabiduría y conciencia de la realidad, que a veces es tan difícil interpretar de esta vida así como del entorno en el que el laboratorio se desenvuelve, por lo consejos durante la estadía en el LITA del CIICAp.

Dr. Miguel Meza Izquierdo†, Universidad Autónoma del Caribe, por el arduo trabajo que al equipo aportó como parte del montaje inicial de este equipo estudiado.

## Nomenclatura

A	Área (m <sup>2</sup> )
TCA	Transformador de calor por absorción
Ar	Relación de aspecto de HP
COP	Coefficiente de rendimiento (adimensional)
D	Diámetro externo (m)
d	Diámetro interno (m)
Fr	Relación de llenado del evaporador de HP
FR	Relación de flujos (adimensional)
g	Constante de gravedad (m/s <sup>2</sup> )
Gr	Numero de Grashof (adimensional)
h	Entalpía específica (kJ/kg)
HP	Heat pipe (caloriducto)
HPHE	Intercambiador con caloriductos
L	Longitud (m)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
Nu	Numero de Nusselt (adimensional)
P	Presión (bar)
Pr	Numero de Prant (adimensional)
ppm	Partículas por millón
$\dot{Q}$	Flujo de calor (kW)
R	Resistencia (°C/W)
Re	Número de Reynolds (adimensional)
T	Temperatura (°C)
U	Coefficiente global de transferencia (W/m <sup>2</sup> °C)
V	Volumen (m <sup>3</sup> )
v	Vapor
X	Concentración (% en peso)

### Sub índices

ABS	Absorbedor
act	Activación
a	Alto
b	Bajo
q	Calor añadido (J)
TCA	Transformador de calor por absorción
ce	Condensador a evaporador de HP
CON	Condensador

ent	Entrada
eff	Efectivo
EVA	Evaporador
$f$	Factor de escurrimiento
GEN	Generador
int	Región interna de HP
HP	Heat pipe o caloriducto
liq	Líquido
lv	Calor de vaporización (kJ/kg)
med	Región media de HP
sc	Sección del condensador
se	Sección del evaporador
vs	Vapor saturado
rext	Región externa
rint	Región interna
Rec	Reciclado
sat	Líquido saturado
vapor	Vapor
Ref	Fluido de trabajo o Fluido Refrigerante

Letras griegas

$\alpha$	Coefficiente local de transferencia de calor ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
$\beta$	Angulo de inclinación del HP respecto a la horizontal ( $^\circ$ )
$\delta$	Espesor de la estructura capilar (m)
$\epsilon$	Porosidad de la estructura capilar
$\rho$	Densidad ( $kg/m^3$ )
$\mu$	Viscosidad dinámica (Pa.s)
$\eta$	Eficiencia
$\Delta$	Incremento

## Resumen

El presente estudio muestra la facilidad de utilizar Heat Pipes (HP) como medio de transporte de calor en transformadores de calor por absorción tipo II de una capacidad interna de 0.7 kW. Un HP es un dispositivo de transporte de calor pasivo, el cual transporta calor latente de un lado caliente a un lado frío, mismo que puede ser utilizado en muchas aplicaciones. La aplicación en un TCA II requiere la conexión entre las secciones del evaporador y el condensador utilizando HPs. Utilizando 9 HP de la marca Ontek se llega a transportar del condensador la cantidad de 0.7 kW y enviar al evaporador la cantidad de 50 W a 70 °C usando Ontek. El transporte de calor del HP al evaporador se ve limitado por las altas presiones y temperatura del TCA. Las diferencias en desempeño se deben al diámetro del tubo y la fracción de líquido de trabajo, la mejor inclinación para el transporte de calor a un ángulo  $\beta$  90°. Los resultados del análisis teórico y experimental muestran que es posible transportar una tercera parte del calor suministrado con el uso de HP Ontek cuando el generador supera la temperatura de operación de 50 °C y por debajo de 70 °C. Por consiguiente la eficiencia del TCA puede ser incrementada bajo el concepto de COP o coeficiente de rendimiento usando HP.

This study explores the feasibility of using heat pipes as heat exchangers for absorption heat pump type II with a thermal capacity of 0.7 kW (Absorption Heat Transformer, AHT). A heat pipe is a passive device to transfer the latent heat from a hot to cold side with low thermal resistance, whence is used in many applications. This application requires a connection between condenser and evaporator sections by using heat pipes (HP). A number of 9 HP (brand Ontek) are required to condense a thermal power of 0.7 kW and to reject in the evaporator section almost 50 W at 70 °C. The heat transfer from heat pipe to the evaporator is limited because the thermal and pressure levels are high. The performance differences are due to the diameter and fraction of working fluid inside HP. The best inclination for transporting heat was using an angle  $\beta$  equal to 90°. The results of the theoretical and experimental analysis show that it is possible to save a third part of total heat supplied without heat pipes when the generator temperature works over 50 and 70 °C for the Ontek case, therefore the efficiency of AHT can be improved based on the concept of the coefficient of performance.

## Índice:

Nomenclatura.....	iii
<b>Estructura de la Tesis.....</b>	<b>12</b>
<b>Definición del Problema.....</b>	<b>13</b>
<b>Objetivos de la Tesis.....</b>	<b>14</b>
<i>Objetivo general.....</i>	<i>14</i>
<i>Objetivos particulares.....</i>	<i>14</i>
<b>Capítulo 1.....</b>	<b>15</b>
<b>El uso de la energía térmica.....</b>	<b>15</b>
<b>1.1 Las bombas de calor como una parte de la energía de un sistema</b>	<b>16</b>
<b>1.2 Una oportunidad en el aprovechamiento de la energía.....</b>	<b>17</b>
<b>1.3 Conceptos básicos y tipos de bombas de calor.....</b>	<b>17</b>
<b>1.3.1 Bombas de calor por compresión.....</b>	<b>18</b>
<b>1.3.2 Bombas de calor por absorción.....</b>	<b>19</b>
<b>1.3.3 El transformador de calor por absorción.....</b>	<b>20</b>
<b>1.4 Tendencias actuales y futuras en el suministro de energía.....</b>	<b>21</b>
<b>Capítulo 2.....</b>	<b>27</b>
<b>2.1 El desarrollo histórico del TCA.....</b>	<b>28</b>
<b>2.2 Antecedentes y aplicaciones de los HP.....</b>	<b>29</b>
<b>2.3 El HP como un recuperador de energía.....</b>	<b>34</b>
<b>2.4 Escenario de aplicación de HP en el transformador de calor (TCA)</b>	<b>35</b>
<b>Capítulo 3.....</b>	<b>38</b>
<b>3.1 Contexto de la incorporación de HP.....</b>	<b>39</b>
<b>3.2 Propuesta de acoplamiento de HP entre componentes condensador y evaporador.....</b>	<b>39</b>
<b>3.3 Consideraciones para el acoplamiento.....</b>	<b>41</b>
<b>3.4 Modelo matemático.....</b>	<b>42</b>
<b>3.5 Resultado de la propuesta.....</b>	<b>49</b>
<b>Capítulo 4.....</b>	<b>58</b>
<b>4.1 Descripción del equipo.....</b>	<b>59</b>
<b>4.1.1 Los componentes del TCA y su detalle de funcionamiento ...</b>	<b>59</b>
<b>4.2 Diagrama esquemático del TCA Experimental.....</b>	<b>62</b>



<b>4.3</b>	<b>Calculo de las potencias de los componentes.....</b>	<b>63</b>
<b>4.4</b>	<b>Calculo del rendimiento .....</b>	<b>65</b>
<b>4.5</b>	<b>Calculo del Aumento Bruto de Temperatura .....</b>	<b>65</b>
<b>4.6</b>	<b>Calculo de la Relación de Flujo .....</b>	<b>65</b>
<b>4.7</b>	<b>Cálculos de parámetros del HP .....</b>	<b>65</b>
<b>4.8</b>	<b>Para el cálculo de los coeficientes de convección del agua se utilizaron las siguientes ecuaciones:.....</b>	<b>66</b>
	<b>Capítulo 5.....</b>	<b>68</b>
<b>5.2</b>	<b>Resultados del intercambiador con HPHE dentro del TCA.....</b>	<b>71</b>
<b>5.3</b>	<b>Resultados de los componentes del TCA acoplados al HPHE..</b>	<b>77</b>
<b>5.3.1</b>	<b>Resultado del GEN.....</b>	<b>77</b>
<b>5.3.2</b>	<b>Resultados del EVA.....</b>	<b>78</b>
<b>5.3.3</b>	<b>Resultados del ABS.....</b>	<b>80</b>
<b>5.3.4</b>	<b>Resultados de la evaluación del ECO .....</b>	<b>82</b>
<b>5.4</b>	<b>Resultados globales del TCA con HPHE .....</b>	<b>84</b>
<b>5.4.1</b>	<b>Condiciones de operación del TCA-HP .....</b>	<b>86</b>
	<b>Capítulo 6.....</b>	<b>87</b>
<b>6.1</b>	<b>Conclusión de la propuesta teórica .....</b>	<b>88</b>
<b>6.2</b>	<b>Conclusiones de la experimentación.....</b>	<b>89</b>
<b>6.2.1</b>	<b>Conclusiones del TCA.....</b>	<b>89</b>
<b>6.2.2</b>	<b>Conclusiones del recuperador HPHE .....</b>	<b>90</b>
<b>6.2.3</b>	<b>Conclusiones del HP .....</b>	<b>90</b>
<b>6.3</b>	<b>Recomendaciones .....</b>	<b>91</b>
<b>6.3.1</b>	<b>Mejora en la operación.....</b>	<b>91</b>
<b>6.3.2</b>	<b>Mejora Física .....</b>	<b>92</b>
	<b>Referencias.....</b>	<b>93</b>
	<b>Anexos B .....</b>	<b>98</b>
<b>B.1.</b>	<b>Instrumentación .....</b>	<b>98</b>
<b>B.2.1</b>	<b>Calibración .....</b>	<b>98</b>
<b>B.2.1.2</b>	<b>Calibración de los transductores de presión.....</b>	<b>101</b>
<b>B.2.1.3</b>	<b>Calibración de los flujómetros .....</b>	<b>103</b>
<b>B.2.1.4</b>	<b>Calibración de los flujómetros coriolis .....</b>	<b>104</b>
<b>B.2.1.5</b>	<b>Concentración con refractómetro .....</b>	<b>105</b>

B.3. Procedimiento de marcha del TCA.....	106
B.4 Incertidumbre de los instrumentos de medición .....	109
Anexo C Transformación física del TCA en el laboratorio. ....	110

## Lista de tablas

Tabla 1 Aplicación industrial del TCA .....	26
Tabla 2 Validación del simulador termodinámico del TCA.....	43
Tabla 3 Detalle en los termopares .....	99

## Lista de Ilustraciones

Ilustración 1 Bomba de calor por compresión .....	18
Ilustración 2 Bomba de calor por absorción .....	19
Ilustración 3 Transformador de calor por absorción.....	20
Ilustración 4 Consumo de energía en México en PetaJoules .....	22
Ilustración 5 Consumo energético por sectores en México (SENER) .....	24
Ilustración 6 HP convencionales.....	33
Ilustración 7 Pared interior de los HPs "wick" .....	33
Ilustración 8 Conductividad del HP vs materiales solidos conductores de calor .....	34
Ilustración 9 Respuesta térmica del HP .....	35
Ilustración 10 Arreglo resistivo del set de HPs.....	46
Ilustración 11 Transporte de calor del set de HPs .....	50
Ilustración 12 Arreglo del set de HPs y sus secciones.....	51
Ilustración 13 $COP_{TCA}$ sin HPs vs $T_{CON,TCA}$ .....	52
Ilustración 14 Rendimiento del TCA sin HPs, considerando $T_{ABS,TCA}$ y $T_{EVA,TCA}$ y $\Delta T_{CON,TCA}$ variables.....	53
Ilustración 15 Comparación del $COPTCA$ con y sin HPs.....	54
Ilustración 16 Coeficientes locales de transferencia de calor para el arreglo de HPs .....	55
Ilustración 17 $\eta_{HP}$ en función del $FR$ y $T_{act}$ , manteniendo constante $\Delta T_{CON,TABS,TCA}$ , $T_{EVA,TCA}$ y $Q_{CON,TCA}$ .....	56
Ilustración 18 Propuesta de acoplamiento de HP en un TCA a) TCA sin HPs b) TCA con HPs .....	57
Ilustración 19 Diagrama esquemático de las líneas del TCA.....	63
Ilustración 20 Estado estable en la salida de las líneas del TCA.....	70
Ilustración 21 Temp salida $m_{ref}$ & potencia CON-HP .....	71
Ilustración 22 Temp salida condensado & potencia de reciclado de calor ....	72
Ilustración 23 Temperaturas en el HPHE.....	73
Ilustración 24 Resistencia térmica del arreglo de HPs.....	74
Ilustración 25 Coeficientes de transferencia del HPHE.....	75
Ilustración 26 Calor reciclado por HPHE.....	76
Ilustración 27 Rendimiento del GEN con HPHE .....	77
Ilustración 28 EVA del TCA con HPHE .....	78
Ilustración 29 Flujo de refrigerante & T sal Vap EVA .....	79
Ilustración 30 Temperaturas en el ABS con discos de bronce.....	80
Ilustración 31 Rendimiento COP & M refrigerante .....	81
Ilustración 32 Temperaturas y Concentración del ECO .....	82

Ilustración 33 Nu del ECO .....	83
Ilustración 34 Entrada de Vapor ABS & FR .....	84
Ilustración 35 gradiente de temperatura FR vs GTL .....	85
Ilustración 36 Ajuste de temperaturas para calibración .....	100
Ilustración 37 Error en la medición del termopar.....	100
Ilustración 38 Prueba de hermeticidad.....	101
Ilustración 39 Ajuste de la señal del transductor de presión .....	102
Ilustración 40 Error relativo del transductor de presión.....	102
Ilustración 41 Ajuste en la calibración de flujómetro .....	103
Ilustración 42 Error en la medición del flujómetro .....	104
Ilustración 43 Fotografía del TCA en su estado actual .....	111

## Estructura de la Tesis

La presente tesis está compuesta por seis capítulos:

El **capítulo 1** muestra un panorama energético actual acerca de las pérdidas de energía a escala nacional, a la vez que muestra como las bombas de calor pueden ser elementos que recuperen esa energía revalorizándola usando un medio de intercambio de calor pasivo como el calorítubo o HP.

Dentro del **capítulo 2** se presentan los diferentes principios de funcionamiento de las tecnologías Transformador de Calor por Absorción (TCA) y HP, al mismo tiempo que se presenta el estado del arte en cuanto a las tecnologías empleadas y la interacción de ambas como medios recuperadores de energía dentro de ciclos termodinámicos.

En el **capítulo 3** se explora una simulación de la aplicación del HP entre los componentes condensador y evaporador del TCA como un intercambiador de calor pasivo, se presenta dentro de la simulación las condiciones de diseño para un intercambiador de calorítubos (HPHE) con la condición de no utilizar el sumidero de calor al medio ambiente en el condensador del TCA.

El **capítulo 4** presenta la metodología de cálculo para las variables involucradas en el estudio de implementación de HP dentro del TCA así como para los demás componentes que interactúan de manera simultánea.

Los resultados experimentales se muestran en el **capítulo 5** una vez que se construye el HPHE y se instala entre los componentes, haciendo énfasis en las características térmicas del HPHE y de interacción global con los demás componentes del TCA.

Finalmente el **capítulo 6** concluye acerca de los comportamientos del HPHE dentro del TCA y propone las recomendaciones para la mejora física, de operación y de interacción global del TCA con el fin de mejorar el funcionamiento global de los componentes.

## **Justificación**

En la actualidad los TCA utilizan diferentes tipos de tecnologías de intercambio de calor para poder reciclar energía entre las regiones de temperatura que así lo permiten de acuerdo a la primera ley de la termodinámica, sin embargo no se ha reportado la aplicación experimental de reciclar calor entre condensador y evaporador del TCA utilizando HP, por lo que surge la necesidad de experimentar con este tipo de tecnologías, diseñando y experimentando la aplicación de HP como recuperador pasivo. Y al mismo tiempo mejorar el rendimiento del TCA. De tal manera que el sistema sea fiable, reproducible, con bajo volumen, fácil de fabricar y tenga un buen impacto en la transferencia de calor de las áreas donde sea aplicado.

## **Definición del Problema**

El presente trabajo de investigación aborda la incorporación de HP como instrumentos de intercambio de calor pasivos, dentro de un TCA tipo II con capacidad de transporte de 0.7 kW entre los componentes condensador y evaporador del TCA, donde se incorporan las dos regiones del HP respectivamente.

## **Objetivos de la Tesis**

### *Objetivo general*

Estudiar de manera teórica y experimental un intercambiador de calor con HP como medio de reciclaje de calor entre condensador- evaporador dos de los sub-procesos de un TCA.

### *Objetivos particulares*

1. Conocer los parámetros de diseño y operación del intercambiador con HP dentro del ciclo del TCA.
2. Determinar el número de HP que sean capaces de condensar 0.7kW.
3. Determinar el mejor rango de aplicación para los HP dentro de los procesos del TCA.
4. Simular la aplicación del HP dentro del TCA funcionando como HPHE.
5. Determinar el mejor rango de operación del HP dentro de los procesos de condensación y evaporación del TCA.
6. Diseñar y construir un intercambiador de calor HPHE para la aplicación, a razón de condensar 0.7kW del vapor que viaja del generador del TCA.
7. Integrar el componente HPHE dentro del funcionamiento del TCA e interconectar con los demás componentes de TCA.
8. Analizar el comportamiento del intercambiador HPHE una vez que se logró incorporar y estabilizar el TCA, analizando las variables  $U$ ,  $\alpha$ ,  $P$ ,  $\dot{m}$ ,  $\%X$ ,  $h$ ,  $\dot{Q}$ , COP y GTL.
9. Proponer mejoras al diseño y operación del componente HPHE integrado con base a los resultados experimentales.

## Capítulo 1

### El uso de la energía térmica

Puesto que los sistemas industriales son una de las principales fuentes de consumo energético y desperdicio de energía en México y el mundo, la búsqueda de una opción más eficiente es una necesidad, con la observación general de que cada sub-tecnología integrada en ella tiene que reciclar energía como así mismo lo hace el transformador de calor TCA, minimizando los gastos y de la manera más inteligente posible. La ya mencionada tecnología de los TCA, no es muy conocida por muchos industriales, pero se utiliza ampliamente en nuestro país en el formato inverso “para enfriar” debido a su sorprendente eficiencia, mientras que las bombas de calor con aplicaciones de enfriamiento o aire acondicionado están creciendo ampliamente en su aplicación alrededor del mundo las bombas de calor para calentamiento aún están en desarrollo, ya sea utilizando calor de una fuente de desecho o calor de una fuente renovable, los TCA ofrecen un alto potencial de reciclar cantidades atractivas de calor de desecho, trabajos recientes se enfocan en un mejor desempeño del TCA, mejores diseños, acoplamiento de sistemas desalinizadores, acoplamiento de múltiples etapas de absorción. Todos estos nuevos avances con el fin de incrementar su eficiencia energética y su aplicabilidad industrial.



## 1.1 Las bombas de calor como una parte de la energía de un sistema

La energía de un sistema se conforma de la fuente primaria de energía, los procesos de generación eléctrica y el uso de energía para transformarla en la forma final de utilización dentro de los sectores productivos, en suma las fuentes primarias de energía son: nuclear, hidrodinámicas, biomasa, reciclaje por combustión, y renovables como eólica o solar.

La generación de electricidad representa una importante conversión de energía primaria a energía de uso final. Dado que la mayoría de las bombas de calor actualmente usadas o en estudios, son eléctricamente alimentadas para su operación, es de suma importancia esta transformación en la cuantificación de las emisiones de gases a la atmosfera como resultado de la transformación.

El calor tiene un apreciado nivel termodinámico acorde con su nivel de temperatura, este valor normalmente se refiere a su factor de calidad y se puede definir en términos de la diferencia de temperaturas de la fuente de calor y la temperatura ambiente. La potencia que se puede producir a partir de una cantidad definida de calor, es llamada exergía, y esta aumenta con la temperatura. De modo que la electricidad (calidad 1 o primer etapa de transformación) [1] con la que opera una bomba de calor (calidad 0) que puede producir calor (calidad 0.5) lo que hace esta producción atractivamente eficiente, no únicamente desde el punto de vista de cantidad, sino también desde el punto de vista de calidad de energía.

Cada paso en la conversión de energía de mayor calidad a un uso energético envuelve una degradación en su calidad así como una cantidad de gases de efecto invernadero producidos, por ejemplo; dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), metano ( $\text{CH}_4$ ), óxido nitroso ( $\text{N}_2\text{O}$ ), ozono ( $\text{O}_3$ ) o vapor de agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ), una mayor eficiencia energética es crucial en la búsqueda de sistemas que transforman energía, de importancia también es el nivel térmico con el que se puede activar una bomba de calor.

## **1.2 Una oportunidad en el aprovechamiento de la energía**

Con la alta producción de gases de efecto invernadero por la quema de combustibles fósiles para generar energía, las políticas para reducir el cambio climático deben incluir mediciones precisas en el consumo de energía aunado a tecnologías que reduzcan el consumo de energía, en esto las bombas de calor tiene un alto potencial puesto que tiene una alta eficiencia energética y son potencialmente aplicables en una amplia gama de sectores como el industrial, el de la construcción, etc. Por la habilidad de conectar fuentes de calor de desecho con la activación de las bombas de calor en un sistema casi completamente autónomo para calentar o enfriar alguna aplicación. ¿Cuánto reducen los gases de efecto invernadero las bombas de calor? Aún hay muy poca información disponible en la literatura para responder con propiedad esta pregunta, pero lo que sí se puede encontrar es una amplia gama de beneficios en cuanto al ahorro de energía que las bombas de calor pueden reducir dentro de los sectores donde se apliquen, casi 50% de energía puede ser recuperado.

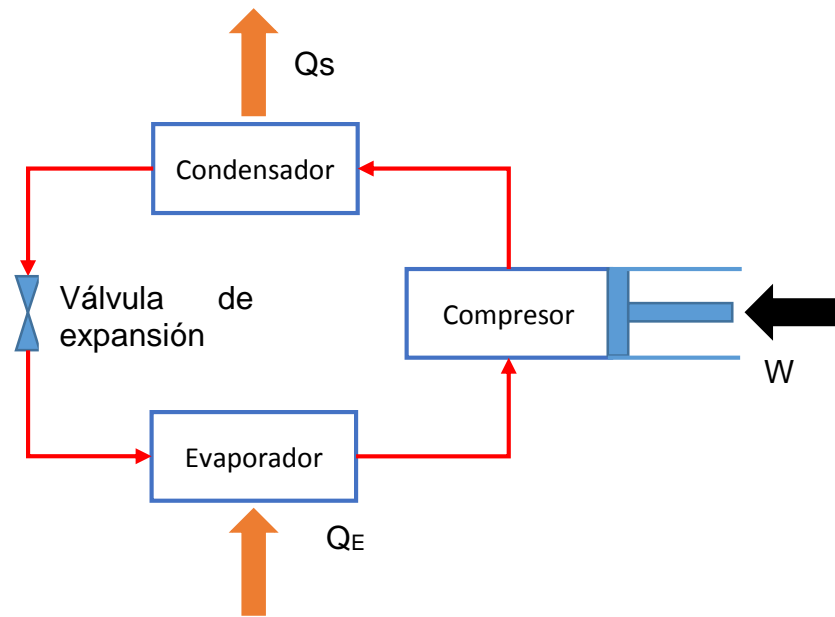
## **1.3 Conceptos básicos y tipos de bombas de calor**

Así como el agua puede fluir de un nivel alto a un nivel bajo sin que una fuerza externa lo impulse, pero si es en sentido opuesto es necesario una bomba para poder subir de nivel, el calor puede fluir de un nivel mayor a un nivel menor sin una fuerza externa, pero para hacerlo viajar de un nivel bajo a un nivel alto es necesaria una bomba de calor. Por ejemplo un refrigerador es una bomba de calor que extrae el calor de los alimentos que guardamos dentro de él, bombeando el calor a través de sus componentes al exterior, al igual que los aires acondicionados en las casas, bombeando el calor del interior de la casa hacia el exterior de ella, las bombas de calor casi siempre son asociadas a refrigeración pero existen también las bombas de calor que incrementan el nivel de calor, como lo haría un calentador de gas o calentadores por resistencias eléctricas, sin embargo las bombas de calor para este fin consumen mucho menos energía que las que queman algún combustible o

energía eléctrica, existen varios tipos de bombas de calor a continuación se describen algunos de los más importantes.

### 1.3.1 Bombas de calor por compresión

En una Bomba de Calor por Compresión (BCC) como la Ilustración 1, el calor es extraído a través de un medio transportador (refrigerante) de la fuente de calor a baja temperatura en el evaporador y cedido en un sumidero de calor (o el medio a calentar) a temperatura alta en el condensador.

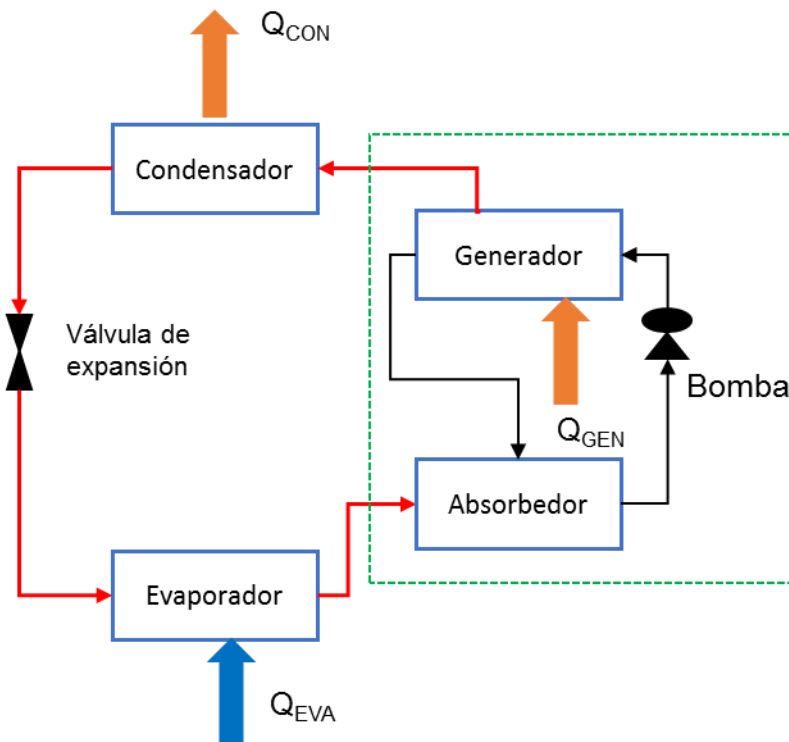


*Ilustración 1 Bomba de calor por compresión*

Como puede verse en la ilustración 1, para un caso típico de un sistema de compresión, el calor  $Q_E$  evapora al refrigerante en el evaporador, el refrigerante después es comprimido aplicándole trabajo  $W$  en el compresor al mismo tiempo que adquiere una mayor presión, el calor después es expulsado al medio ambiente  $Q_S$  en el condensador cediendo su calor y cambiando de fase a líquido, después el refrigerante pasa a través de la válvula de expansión en su camino al evaporador para repetir el ciclo. En este sistema se hace evidente la necesidad de una fuente de energía para accionar el compresor, esta tecnología tiene una amplia experiencia en cuanto a desarrollos y aplicaciones, con sus ventajas y desventajas inherentes.

### 1.3.2 Bombas de calor por absorción

En este tipo de sistemas el principal fenómeno que domina el ciclo es el de la absorción, como se puede ver en la ilustración 2, el compresor es remplazado por un generador, un absorbedor y una bomba, el intercambio de calor ahora tiene cuatro niveles de temperatura,  $T_0$ ,  $T_1$ ,  $T_2$  y  $T_3$ , donde  $T_0 < T_1 < T_2 < T_3$ . El refrigerante en fase vapor es absorbido en la solución diluida de refrigerante (agua pura) y un medio absorbente (bromuro de litio). La solución concentrada es bombeada al generador donde es calentada y el refrigerante es retirado de esta, el refrigerante en fase vapor viaja entonces al condensador mientras que la solución diluida regresa al absorbedor. Así entonces el calor que es retirado del condensador y del absorbedor es utilizado para calentar el medio ambiente que se desea regular.



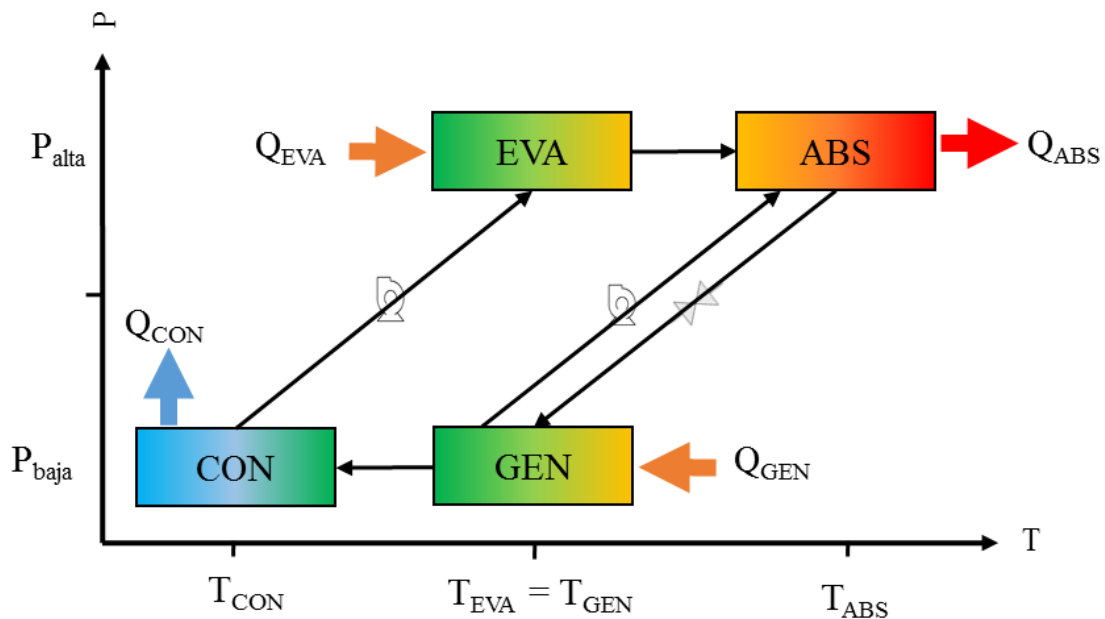
*Ilustración 2 Bomba de calor por absorción*

Principalmente dos combinaciones de par de trabajo (refrigerante y medio absorbente) han sido estudiadas, amoniaco-agua ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ) y agua-bromuro de litio ( $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ). En las industrias donde grandes cantidades de calor son desechadas estos sistemas son empleados para enfriar espacios confinados, por su alta

eficiencia y su rendimiento la mayoría de las veces el par de trabajo con litio bromuro-agua es el más empleado sobre el de agua/amoniaco.

### 1.3.3 El transformador de calor por absorción

Gran parte del calor reciclado en las industrias es mediante un sistema llamado TCA de la ilustración 3 es una variación de la bomba de calor por absorción en el cual el generador opera a más baja temperatura y presión que el absorbedor, dentro de estos sistemas se pueden obtener altas eficiencias si se acopla a sistemas multi-etapa para la absorción.



*Ilustración 3 Transformador de calor por absorción*

El TCA de simple efecto como el de la ilustración 3 consiste principalmente de cuatro intercambiadores de calor, Absorbedor (ABS), Generador (GEN), Condensador (CON) y Evaporador (EVA). La solución de trabajo LiBr-H<sub>2</sub>O circula entre el GEN y ABS, este ciclo opera con dos regiones de presión, el ABS y el EVA trabajan a alta presión, mientras que el GEN y CON a baja presión. El calor de desecho es suministrado al sistema en el EVA y GEN, el calor ganado es después

retirado en el ABS y una parte del calor es enviado al medio ambiente en el CON usando una torre de enfriamiento.

#### **1.4 Tendencias actuales y futuras en el suministro de energía**

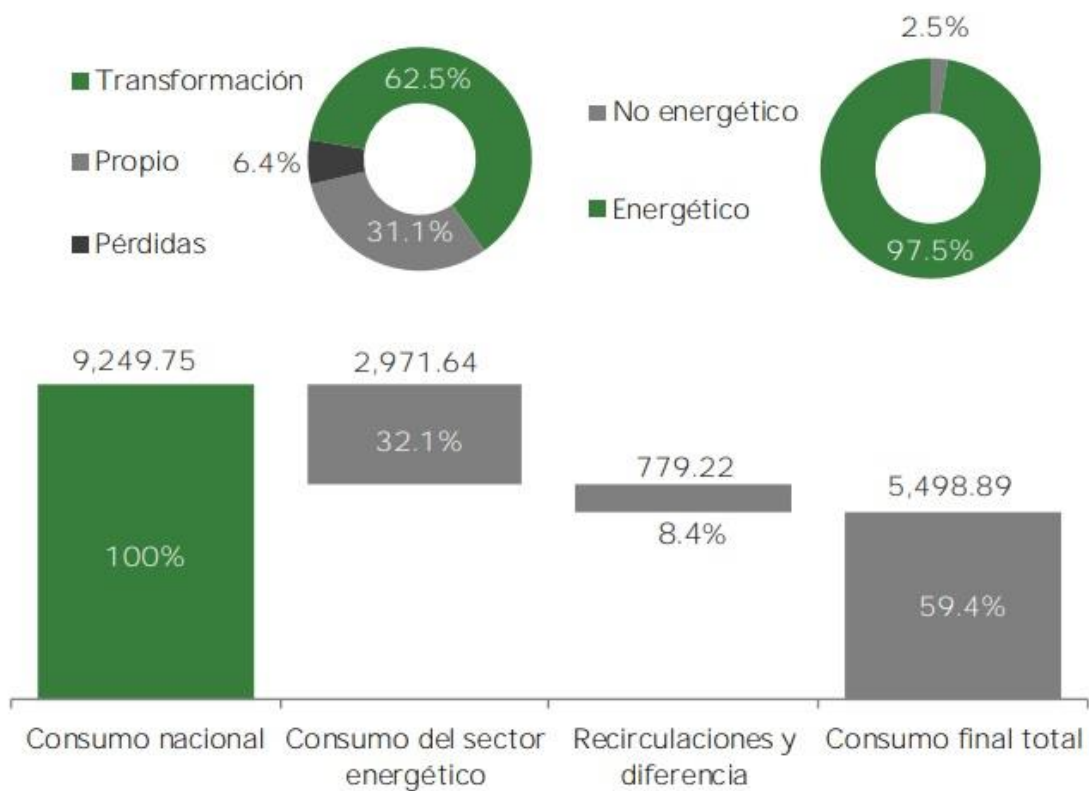
El escenario de consumo de energía en México como se puede apreciar en la ilustración 4 ubica al país en uno de los que consume mayoritariamente energía cuyo origen tiene combustibles fósiles, donde el transporte y la industria son los consumidores principales de energía, con una producción y consumo de 262 Mtoe, Desde finales del siglo XX ha habido un aumento en el despliegue y estudio de tecnologías de energía renovables impulsadas por las preocupaciones sobre el cambio climático causado por la mano del hombre, los impactos de la contaminación en la salud y la disminución de las reservas de combustibles fósiles.

Aunque el cambio en el clima es un proceso natural, las actividades humanas recientes han contribuido a los cambios en el clima global. Los niveles de dióxido de carbono han aumentado de 284 ppm en 1832 a 397 ppm en 2013 [2], y los grandes glaciares en los polos han determinado que los niveles de CO<sub>2</sub> en 2005 (379 ppm) exceden el rango natural durante los últimos 650 000 años (180 - 300 ppm) [2]. Estos aumentos son principalmente debido a la quema de combustibles fósiles y al cambio en el uso de la tierra. El consenso científico sugiere que el cambio climático podría afectar gravemente a una gran proporción de la población mundial a través de una serie de mecanismos que incluyen una mayor tasa de patrones climáticos severos y riesgos a la seguridad del suministro de alimentos, agua y energía.

Como signatario del Protocolo de Kioto, México está desarrollando actividades estratégicas para instrumentar proyectos, tales como el aprovechamiento de metano en rellenos sanitarios, plantas de tratamiento de aguas residuales, granjas agropecuarias, minas de carbón y en instalaciones petroleras; o la generación de energía eléctrica a través de fuentes renovables (eólica, biomasa, hidráulica, solar) para la reducción de emisiones. En México, las emisiones totales de gases de efecto invernadero pasaron de un nivel de 425 268 Giga gramos (Gg) en toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> en 1990 a 553 329 Gg en el 2010 [3], un tema central en esta tarea es la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero

y energía calorífica, en sectores estratégicos en los que existen beneficios muy importantes; como la eficiencia energética, la competitividad industrial, la seguridad y el cuidado al medio ambiente.

Existe mucha discusión sobre cómo abordar estos temas apremiantes y se han presentado una variedad de puntos de vista sobre tecnologías, economía y política [4]. Sin embargo, está claro que, independientemente de la ruta tomada, México dependerá cada vez más de las fuentes renovables y de mejores prácticas en el manejo de las energías.



*Ilustración 4 Consumo de energía en México en PetaJoules*

Como se puede ver en la ilustración 4, el consumo de energía en México ronda los 9249 PetaJoules de los cuales el 6.4% se pierden en el sector de transporte o transformación de la energía y esta energía de 592 PetaJoules al año se esfuman en pérdidas al medio ambiente que pudieran ser recuperadas mediante el uso de mejores tecnologías o sub procesos de recuperación de energía como los

TCA y HP. A manera de detalle se encontró en la literatura que las mayores industrias que consumen energía en el país son la siderúrgica y la cementera (véase ilustración 5) con 248 PetaJoules de pérdidas al medio ambiente, en donde existe un amplio campo de aplicación de las tecnologías capaces de reciclar calor y transformarlo en sub procesos que beneficien al entorno, con capacidades de implementación de 58 PetaJoules en una aplicación de los TCA hacia la industria de transformación de caña a azúcar, o 56 PetaJoules en la industria de las transformación de papel por los niveles térmicos que estas pérdidas tienen rondando 50 a 90 °C.



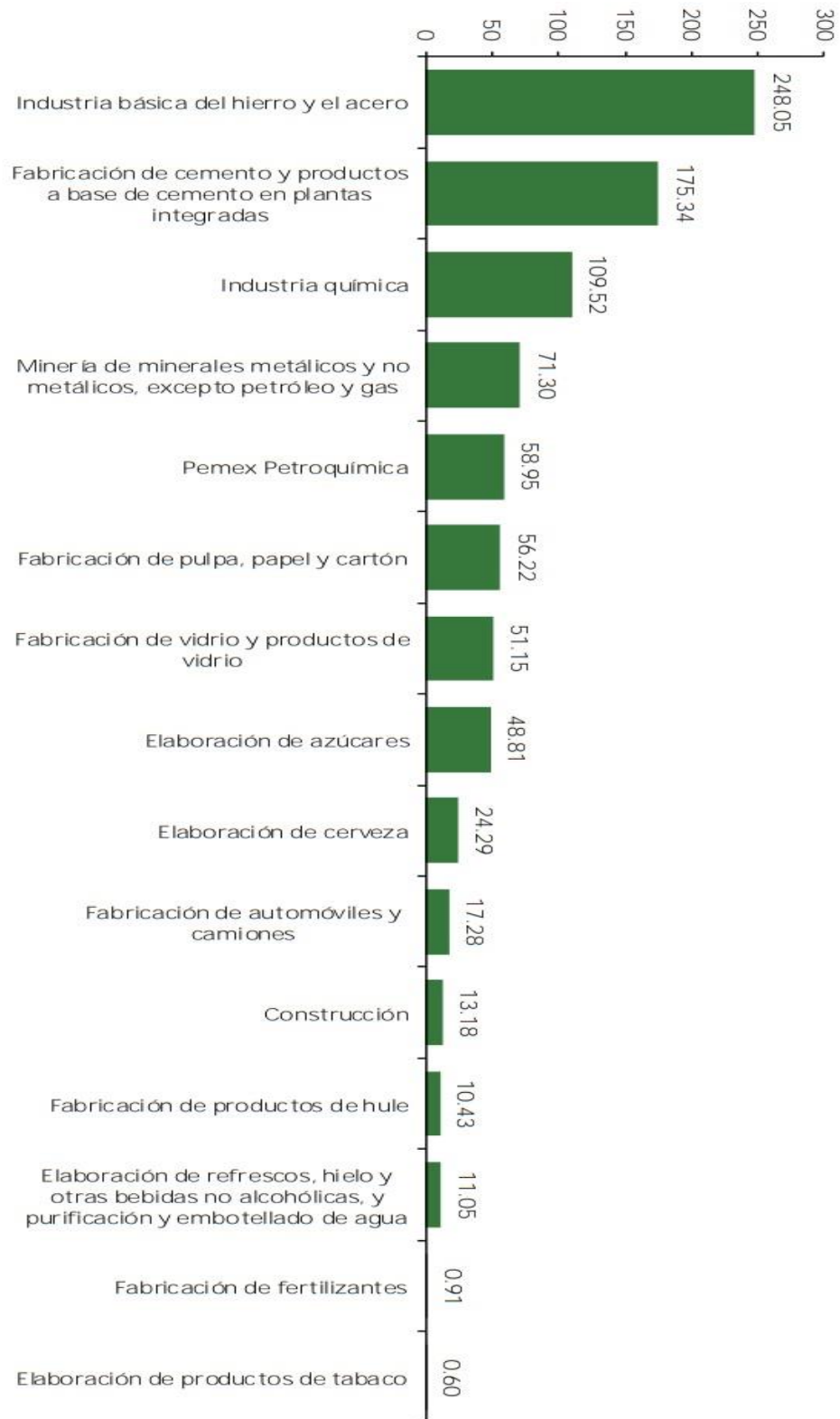


Ilustración 5 Consumo energético por sectores en México (SENER)

La naturaleza propia de la energía conlleva a la optimización de las máquinas o procesos donde esta se transforma. Existen varias soluciones, como se discutirá en las secciones 2.1 y 2.2, esta tesis se centra en el aprovechamiento de energía dentro de un TCA. Además de facilitar el despliegue de tecnologías renovables, el aprovechamiento de energía proporciona un número adicional de beneficios a la economía del país (en cuanto a energía).

La principal razón por la que la energía es descargada al medio ambiente como desecho es su baja temperatura, por lo que plantas industriales no pueden ocuparla más dentro de sus procesos de calentamiento, en razón de poder reutilizar esta energía se necesita incrementar su nivel de temperatura, y esto puede ser posible mediante una bomba de calor, existen dos principales configuraciones de bomba de calor; bombas de calor por compresión de vapor y bombas de calor por absorción de vapor [5]. Las bombas de calor por compresión de vapor son sencillas en su diseño y pueden ofrecer gradientes de temperatura (GTL) altos aun teniendo como desventaja que requieren de una alta cantidad de energía eléctrica para su operación. Por otro lado las bombas de calor por absorción son una alternativa por el bajo consumo de electricidad en su operación. Estas dos siendo principalmente aplicadas en sistemas de refrigeración por su necesidad de una fuente de energía a alta temperatura.

El TCA invierte el funcionamiento de la bomba de calor tomando como fuente de activación del ciclo interno, una fuente de calor a temperatura intermedia, y entregado una cantidad de calor no mayor al 50% de la fuente, a mayor temperatura, convirtiéndola en un dispositivo de gran interés para el reciclado de energía de desecho industrial.

El principal hallazgo en el uso de las bombas de calor, de las cuales la mayoría son impulsadas eléctricamente con electricidad producida a partir de diferentes fuentes de energía primaria, ya contribuyen a las reducciones de gases de efecto invernadero, en particular CO<sub>2</sub>, al mismo tiempo se puede observar que las bombas de calor ofrecen una gran oportunidad de reducir aún más el calentamiento global, si se mejora su rendimiento, se reducen a cero las pérdidas de soluciones de trabajo y se usan refrigerantes amigables con el medio ambiente.

La principal razón por la que los TCA no han sido ampliamente utilizados en la industria es que son entidades termodinámicas poco estudiadas y complejas [6] por lo que si se quiere empezar a aplicarlos a gran escala industrial se tiene que presentar al TCA como una entidad de recuperación de energía con ventajas y desventajas como las listadas en la tabla 1.

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Capacidad de reciclar 50% de energía	Tecnología aun no probada
Mínima energía eléctrica para operar	Fluidos de trabajo especiales
Bajo mantenimiento (si los materiales son inoxidable)	Equipos grandes y con alto costo

*Tabla 1 Aplicación industrial del TCA*

## **Capítulo 2**

### **Estado del arte de las tecnologías TCA-HP**

Diferentes estudios se han realizado en el laboratorio de ingeniería térmica aplicada del CIICAp acerca del aprovechamiento de la energía mediante TCA, particularmente haciendo atractivo la aplicación de esta en niveles térmicos de calor de desecho por encima de los 50°C, en un entorno global estas aportaciones forman parte del primer eslabón a analizar para entender cómo mejorar el funcionamiento del mismo TCA, por lo que surge la necesidad de estudiar a nivel global las diferentes mejoras que actualmente han tenido impacto en el rendimiento, al mismo tiempo que analizar los medios conductores de calor que aportan un beneficio en el ciclo térmico propio del TCA haciendo atractivo el HP, por lo que se presenta también antecedentes de esta tecnología para su comprensión y posterior aplicación.

## 2.1 El desarrollo histórico del TCA

Una de las aplicaciones y mejoras del TCA en CIICAP consiste en obtener agua purificada, utilizando Li-Br-Agua como solución de trabajo, en un TCA de 700 W acoplado a un sistema de destilación simple el rendimiento (COP) se aumentó 110.3% reciclando calor entre el ABS-GEN, 61.5% reciclando calor entre el ABS-EVA, y 79.3% reciclando en ambos componentes como Huicochea & Siqueiros [7], el COP del TCA se puede ver influenciado por los flujos másicos de solución que se tienen entre los componentes ABS-GEN a razón de incrementar en un 38% el COP si se aumenta el flujo másico del externo del generador Huicochea et al. [8]. Utilizando un TCA de ciclo abierto acoplado a sistemas de destilación, se puede mejorar la tasa de producción de agua destilada en un 5.5% Hamidi [9]. El uso de un ABS de discos de bronce es planteado por Marquez-Nolasco et al. [10] donde el área de transferencia de calor es dividida en dos partes iguales dentro del ABS a razón de disminuir las irreversibilidades del ABS logrando un incremento en el COP de 0.307 a 0.415 reduciendo las irreversibilidades 28%. El estudio de diferentes configuraciones en los componentes del TCA para mejorar su COP es presentado por Demesa et al. [11] donde incrementa su mejor configuración 7.95% el COP, y 16.38% si utiliza un economizador acoplado en el TCA modificado.

La optimización de los parámetros de operación de un TCA es de suma importancia para la mejora de su rendimiento, el trabajo de Zebbar [12] analiza las óptimas condiciones físicas y de régimen del TCA, incrementando las eficiencias en las interacciones en un 5.3 a 10 %, ayudado de análisis de las irreversibilidades del sistema. Aunque aún las aplicaciones industriales del TCA son limitadas de acuerdo a la asociación internacional de energía, son consideradas unas de las tecnologías del futuro por su habilidad de incrementar la temperatura de la fuente de descarga de energía con una mínima aplicación de energía eléctrica para operar el ciclo interno Donnellan [13] y sus varias opciones de hibridación de tecnología como TCA, Transformador de Calor por Absorción de Doble Efecto TCA2F, Transformador de Calor de Doble Absorción TCA2A, Transformador de Triple Absorción TCA3A, Transformador de Calor de Ciclo Abierto TCAA. Está demostrado que si a la configuración de simple efecto del TCA se le agregan intercambiadores

de calor entre sus g componentes se puede incrementar el COP aproximadamente en un 10% tal es el caso del intercambiador de soluciones o Economizador ECO Parham [14], pero esto incrementa el costo del sistema en su conjunto, dependiendo esta configuración de la temperatura del refrigerante del absorbedor.

## **2.2 Antecedentes y aplicaciones de los HP**

La primera idea original sobre un HP fue considerada en 1944 por Gaugler Patente U.S. nº 2,350,348, 1944, [15], patentando un dispositivo de transferencia de calor ligero para tratar los problemas de refrigeración en los motores de combustión General Motors, el cual fue esencialmente la presentación básica del HP de la actualidad. Este dispositivo consistía en un tubo sellado en el cual un líquido en su interior absorbía el calor en la región inferior donde se evaporaría, este vapor se dirigiría a la región superior en el cual se condensaría y liberaría dicho calor. El líquido volvería al otro extremo por la fuerza capilar y comenzaría de nuevo el ciclo. Sin embargo esta idea no fue utilizada por General Motors para resolver el problema de refrigeración ya que usaron radiadores. Casi dos décadas después esta idea fue retomada en el programa espacial norteamericano por Trefethen [16] en 1962. Poco después de nuevo apareció en la forma de solicitud de una patente de HP por Wyatt Patente U.S. nº 3152774, 1963, [17] en 1963. Esta idea no fue ampliamente considerada hasta 1964 cuando un HP fue reinventado independientemente a la idea de Wyatt por Grover [18] en el Laboratorio Nacional de los Alamos nuevo México con la ayuda de sus compañeros de laboratorio. Grover Patente U.S. nº 3229759, 1966, [19], también fue el primero en utilizar el nombre de “Heat pipes” de manera oficial en una patente registrada por la Comisión de Energía Atómica de los Estados Unidos de América en 1966 (U.S. Atomic Energy Commission) declarando “Con ciertas limitaciones en el modo de uso, un HP puede considerarse como una estructura de ingeniería sinérgica que es equivalente a un material que tiene una conductividad térmica que excede en gran medida al de cualquier metal conocido”.

Grove y sus compañeros de laboratorio construyeron muchos prototipos de HPs, primero utilizaron agua como fluido de trabajo para temperaturas entre 20 y 150 °C, posteriormente utilizaron sodio para operaciones superiores a 800 °C, también demostraron la efectividad de los HP como dispositivos de transferencia de calor de alto desempeño logrando proponer varias aplicaciones en las cuales se podrían utilizar. Sin embargo el primer reconocimiento del HP como un dispositivo térmico fiable se realizó con la divulgación de los resultados teóricos preliminares y las herramientas de diseño informado por Cotter [20] uno de los compañeros de laboratorio de Grove. Los HP fueron rápidamente explorados tanto en regímenes de alta temperatura hasta 850°C como en regímenes de baja temperatura -40°C. No fue hasta 1966 que se desarrolló el primer HP criogénico por Haskin [21] del laboratorio de dinámica de vuelo de la fuerza aérea en la base aérea de Wright Patterson EUA.

En recientes investigaciones de Babin y Peterson [22] llevaron a cabo una investigación tanto experimental y analítica del estudio del estado estacionario de los micro HP modelando y probando un micro HP con diámetro interno de 0.04 mm, para identificar y comprender mejor los fenómenos que rigen las limitaciones de rendimiento y las características de funcionamiento de los micro HPs.

El modelo analítico fue desarrollado para cinco límites diferentes; el límite sónico, el de arrastre; el de ebullición, el viscoso y el capilar. En la investigación experimental, dos micros HP de 1 mm<sup>2</sup> de área de sección transversal, uno de cobre y otro de plata y longitud de 57mm fueron evaluados para determinar la exactitud del modelo de estado estacionario. Obteniendo como resultado que el modelo analítico podría predecir con precisión la capacidad máxima de transporte térmico determinada experimentalmente para el rango de temperatura de operación entre 40°C y 60°C. Khrustalev y Faghri [23] estudiaron el análisis térmico de un micro HP, desarrollaron un modelo matemático y examinaron el calor y los procesos de transferencia de masa, demostrando la importancia del llenado del fluido de trabajo, el ángulo mínimo de contacto de humectación y los esfuerzos de tensión en la

interface líquido-vapor, para predecir la capacidad máxima de transferencia de calor y la resistencia térmica del micro HP.

En 1996 El Nasr y El Hagggar [24] diseñaron y fabricaron varios HP para estudiar el efecto de los fluidos de trabajo, los materiales de los tubos contenedores y las estructuras internas, en el mecanismo de transferencia de calor. Observaron que las características de transferencia de calor y la conductividad térmica efectiva están directamente relacionadas con el comportamiento del flujo, al aumentar el número de capas de la estructura interna capilar aumenta el flujo de calor con diferencias de temperatura más pequeñas. Peng-fei y Young [25] estudiaron cuatro tipos de micro HP de estructura capilar interna con ranura trapecoidal y diferentes números de ranuras, los compararon con respecto a los rendimientos de transferencia térmica con el fin de optimizar la fabricación de HP con estructura interna capilar por ranura. Los resultados mostraron que estos micros HP tienen un excelente rendimiento en la transferencia de calor y que la mejor relación de aspecto es igual o menor a 1.5 para el HP de 60 ranuras en el rendimiento de transferencia de calor, donde la relación de aspecto es a un HP la relación proporcional de la longitud del evaporador y el diámetro interno del HP.

En 2010 Mozumder y Akon [26] diseñaron, fabricaron y probaron un HP de 5 mm de diámetro y 150 mm de longitud con una capacidad térmica de 10 W. Realizaron experimentos con y sin fluido de trabajo para diferentes cargas térmicas (2W, 4W, 6W, 8W Y 10W) para evaluar el rendimiento del HP; los fluidos de trabajo elegidos para el estudio fueron agua, metanol y acetona. Sus resultados mostraron que el HP en la prueba en húmedo (con fluido de trabajo dentro del tubo) tiene menor resistencia térmica total en comparación con la prueba en seco de  $7.25\text{ }^{\circ}\text{C/W}$  y  $10.5\text{ }^{\circ}\text{C/W}$  respectivamente para una carga térmica de 2W. También mostraron que el coeficiente global de transferencia de calor del HP aumenta con el aumento de la entrada de calor, para acetona y metanol, mientras con agua muestra un valor casi constante; y la relación de llenado del fluido de trabajo superior al 85% del volumen del evaporador mostraron mejores resultados en términos de aumento del



coeficiente de transferencia de calor, disminución de la resistencia térmica y reducción de la diferencia de temperatura a través del evaporador y el condensador.

En ese mismo año Te-En y Guan-Wei [27] desarrollaron y compararon un nuevo método de prueba dinámico para los HP con el método convencionalmente usado de prueba de estado estacionario, con el objetivo de reducir notablemente el tiempo necesario para determinar el rendimiento térmico de los HPs. Demostraron que los parámetros de la prueba dinámica reflejan efectivamente los parámetros de la prueba de estado estacionario, dicha prueba puede ser adoptada como un método útil para determinar el rendimiento térmico de los HPs ya que puede ser efectuada entre 10 y 15 minutos a diferencia de los 90 a 120 minutos de la prueba de estado estacionario.

El HP como una estructura contenedora de alta conductividad térmica fue estudiada por T.P. Cotter notando que esta es debida al flujo de las dos fases de un fluido transportador de calor a través de una estructura capilar o fuerza gravitacional [20], existen muchos usos obvios para este dispositivo con alta conductancia térmica.

El principio de operación del HP es en sí aplicable a una amplia gama de dispositivos con temperatura, texturas, materiales y tamaños variables, por lo que los HPs no pueden ser solamente caracterizados por su conductividad térmica equivalente en  $(W/m^*K)$  puesto que el rendimiento y las limitaciones son propiedades integrales del HP como un todo, incluso si el tamaño, textura y temperatura son propiedades específicas, la cantidad de fluido de trabajo, la fracción de vapor, el flujo de calor son propiedades que el diseñador del HP tiene que tomar en cuenta para su aplicación.



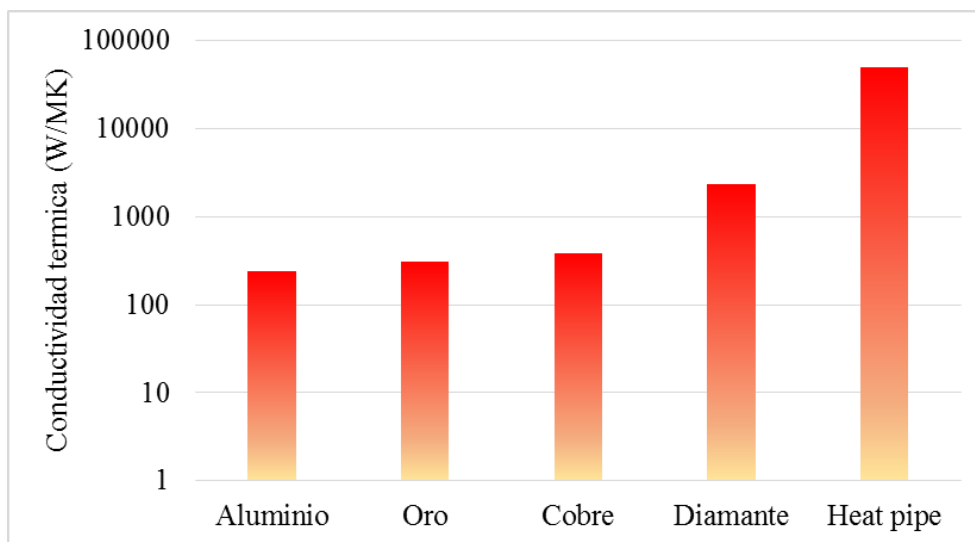
*Ilustración 6 HP convencionales*

Como dispositivo capaz de transportar calor entre sus secciones teniendo una resistencia térmica muy baja ( $0.07 \text{ }^\circ\text{C/W}$ ) [28], el HP presenta amplias aplicaciones en el sector de disipación de calor teniendo como ventaja la miniaturización de los intercambiadores de calor como el de una simple laptop ilustración 6, como ejemplo de esto es la manufactura de millones de HPs [29] para ese uso con diferentes mejoras como; núcleo interior con aletas, ranuras, arterias o mallas como en la ilustración 7, HPs en forma de vueltas cíclicas para aumentar la capilaridad, nuevos fluidos de trabajo (Therminol VP-1, Iodine Sulfur al 5%, Agua ultra pura). El HP puede tener aletas en el exterior de la zona llamada condensador, con lo que aumenta considerablemente la eficiencia del mismo como un todo [30], Si es utilizado para condensar vapor se puede colocar vertical u horizontalmente el HP [31] siendo mejor colocarlo verticalmente.



*Ilustración 7 Pared interior de los HPs "wick"*

Como un dispositivo de alta conductividad térmica el HP está siendo ampliamente usado en intercambiadores de calor, aire-aire, agua-aire, agua-agua, intercambiadores con cambio de fase, intercambiadores de calor para aplicaciones espaciales en ausencia de gravedad, para aplicaciones supersónicas en bordes de ataque de alas u nariz, y algunas poco reportadas como aplicaciones militares. Como puede verse en la ilustración 8 el HP presenta mejor conductividad térmica respecto a una comparación de materiales solidos que son común mente utilizados en intercambiadores, aunque algunos de ellos pueden ser más caros o más pesados al ser barras o aletas, respecto a materiales que presentan una alta conductividad térmica como el cobre o diamante el HP tiene la ventaja de ser menos másico y más económico, obteniendo su ventaja del propio ciclo interno que transporta calor.

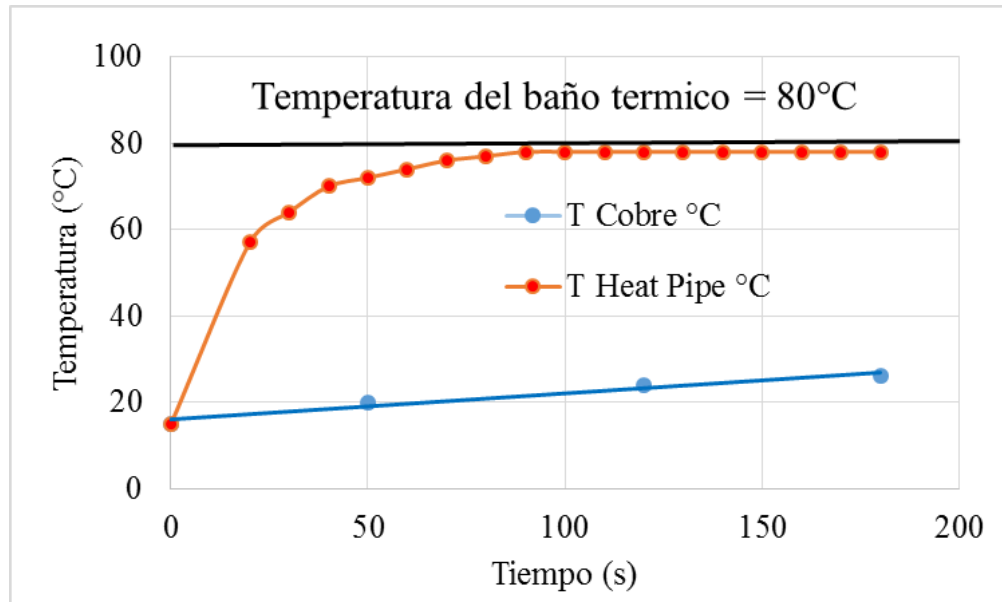


*Ilustración 8 Conductividad del HP vs materiales solidos conductores de calor*

### **2.3 El HP como un recuperador de energía**

Por su simple estructura, flexibilidad, y alta eficiencia los HP son utilizados en una amplia gama de sistemas que reciclan energía de gases de escape en chimeneas industriales, escapes de turbinas [32] Rashidian, 2006 o algunos otras fuentes de calor de desecho, teniendo una ventaja respecto a medios solidos de transporte, como se puede apreciar en la ilustración 9 el HP tiene menor tiempo de

respuesta en cuanto a la homogeneidad de temperatura en su superficie respecto a una comparación realizada en el laboratorio, siendo su tiempo de respuesta cercano a los 25 segundos, haciéndolo atractivo por ser una superficie isotérmica dentro de un intercambiador de calor y su rápida respuesta.



*Ilustración 9 Respuesta térmica del HP*

## 2.4 Escenario de aplicación de HP en el transformador de calor (TCA)

Estudios teóricos de E. Azad [33] acerca de la construcción de intercambiadores (HPHE) sugieren que aparte de minimizar área en el intercambiador también se reducen las resistencias térmicas en el intercambiador, aumentan el coeficiente de transferencia de calor y beneficia la eficiencia 13% del intercambiador por unidad de transferencia. El modelo propuesto por C. Han [34] se enfoca en la parte de transición del HP en sus capas interna y externa, para analizar como un todo el intercambiador de calor con HP, de lo cual detalla que importante es la cohesión de la parte interna y externa del HP en el HPHE.

Vasiliev [35] realizó un estudio para diseñar un HPHE considerando características de diseño y desarrollando un procedimiento para seleccionar los parámetros de un HP estandarizado para un intercambiador de calor. Obteniendo

como resultado que las relaciones dadas para el cálculo del intercambiador de calor permiten eficientemente seleccionar los parámetros de los HPs normalizados asegurando un coste mínimo para la construcción del intercambiador de calor.

Noie-Baghban y Majideian [36] diseñaron y construyeron un HPHE, con flujos aire-aire, para la recuperación de calor en hospitales y laboratorios. Investigando el diseño característico y las limitaciones de transferencia de calor de los HPs para tres tipos de estructura interna capilar y tres fluidos de trabajo (acetona, agua y metanol).

Yang y Yuan [37] realizaron un estudio para utilizar HPHE para la calefacción aplicando gases de escape de automóviles, desarrollando un método de cálculo y realizando experimentos para examinar el rendimiento del intercambiador de calor.

Meyer y Dobson [38] diseñaron y realizaron un ensayo experimental de un HPHE para un mini-secador disponible en el comercio, con el propósito de recuperar calor de la corriente de aire residual húmedo para precalentar el aire entrante fresco. Propusieron correlaciones para el evaporador y el condensador dentro de los coeficientes de transferencia de calor, así como para la tasa máxima de transferencia de calor utilizando R134a como fluido de trabajo. Comprobaron que el modelo teórico que ellos propusieron predijo con precisión el rendimiento térmico del intercambiador. Obteniendo un ahorro de energía del 32% en un año y una recuperación de costos en 3.2 años.

Ying-cai y Yun-feng [39] realizaron una simulación de un HPHE en un sistema de refrigeración por absorción para predecir su rendimiento, desarrollando un programa para las propiedades físicas de la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O para predecir el rendimiento de la unidad de refrigeración. Obteniendo como resultado un incremento del COP, una mejora de la eficiencia superior al ciclo básico y una miniaturización del sistema de refrigeración.

Mroue y Ramos [40] llevaron a cabo una investigación experimental y analítica en un intercambiador de calor de aire-agua equipado con seis HPs llenos de agua como fluido de trabajo. Los seis HP fueron hechos de acero al carbono, de 2 m de longitud y fueron instalados en una posición escalonada, analizando el efecto de múltiples pasadas de aire a diferentes temperaturas de entrada de 100 a 250 °C y caudales máxicos de aire de 0.05 a 0.14 kg/s sobre el rendimiento térmico del HPHE. Realizaron un modelo numérico computacional “CFD” que supuso que los HP eran barras sólidas con una alta conductividad constante. Alcanzando una eficacia máxima del 29% con el caudal de aire más bajo y la temperatura máxima de entrada, además se observó una diferencia de temperatura media del 3% y 5% en la sección del evaporador y del condensador respectivamente entre los resultados experimentales y numéricos.

## **Capítulo 3**

### **Simulación de la aplicación de HP en un TCA**

El buen manejo de energía que se transmite entre los componentes de un TCA es de importancia para un buen rendimiento del ciclo termodinámico que se lleva a cabo en el interior y al cual debe su capacidad de reciclar calor el TCA. Por lo que el análisis de cada componente en cuanto a su potencia térmica, coeficientes de transferencia de calor, condiciones de operación y la interacción con cada uno de los componentes que le precede o antecede en el ciclo requiere de una simulación del TCA y de la interacción de los HP dentro del ciclo. La coexistencia de diferentes tecnologías de transferencia de calor dentro del TCA que al integrarse mejoran el rendimiento del equipo, así como la mejora que se presenta es la implementación de HP entre el condensador y el evaporador del TCA con beneficios de 10% de reciclado de calor entre condensador y evaporador, por lo que en general beneficia a el TCA como un dispositivo de recuperación de energía con las consecuentes ventajas y desventajas que se explicaran en el presente capítulo de análisis y propuesta de la aplicación.

### **3.1 Contexto de la incorporación de HP**

La reutilización de energía de desecho de turbinas o gases de escape de autos, o de cualquier fuente de calor de desecho de la industria de la transformación es de sumo interés para los investigadores, porque esta reutilización contribuye considerablemente a minimizar el cambio climático [41]. Varias investigaciones formales se han realizado acerca de cómo reciclar este calor de desecho para así minimizar la quema de combustibles fósiles y al mismo tiempo tener un menor impacto en las emisiones contaminantes. Dado que las bombas de calor por absorción son utilizadas para calentar o enfriar espacios accionadas por una fuente de calor residual son una de las tecnologías óptimas para esta aplicación. El TCA incrementa una parte del calor suministrado a temperatura baja a un nivel secundario de temperatura para una posterior aplicación, al mismo tiempo que el HP por sus características propias de alto conductor y bajo volumen lo acercan a una aplicación pasiva de ambas tecnologías una inmersa en la otra .

### **3.2 Propuesta de acoplamiento de HP entre componentes condensador y evaporador**

Un TCA tiene comúnmente cuatro puntos de intercambio de calor con el exterior, que son los circuitos externos que alimentan de calor al generador GEN y evaporador EVA, al mismo tiempo que retiran calor del condensador CON y absorbedor ABS, por lo que estas zonas de intercambio nos dan las condiciones termodinámicas que no pueden ser ignoradas al momento de plantear un nuevo arreglo en el que el TCA opere usando HPs.

La principal hipótesis del uso de HP es que se puede reducir el calor que se suministra al GEN y EVA, si se logra enviar por medio de HP una parte del calor del vapor que se va a condensar después de salir del GEN al EVA, el proceso de condensado ocurre en una región de baja presión mientras que el proceso de evaporación se lleva a mayor presión, lo que implica que el calor que se puede



ceder por medio de HP servirá en un precalentamiento del líquido de trabajo que entrara al evaporador para después completar su calor hasta evaporarlo.

El funcionamiento del HP dentro del HPHE que se acoplara en el TCA se puede entender en la ilustración 12 donde se ve el funcionamiento interno del HP así como el funcionamiento externo de las secciones que rodean al HP en cada una de las dos cámaras que tiene el HPHE.

Diferentes estudios se han llevado a cabo para mejorar el rendimiento (COP) del TCA, [42] [43] [11], como por ejemplo el trabajo de Hamidi [9] de que utiliza el calor latente del sistema de purificación de agua en los componentes generador y evaporador para incrementar el COP a razón de 50% en un TCA abierto y continuo con un incremento de 12% en la tasa de destilado, otro estudio de Sozen & Yecezu [44] incorporo un eyector a la entrada de vapor del absorbedor obteniendo una mejora de 14 y 30 % en el COP, Horuz and Kurt [45] demostraron que el COP incrementa cuando se disminuye la temperatura de salida del condensador.

En base a una exhaustiva búsqueda en literatura de investigaciones novedosas acerca de la mejora del rendimiento del TCA y no encontrar una aplicación de los HP experimental como un medio recuperador de energía entre sus componentes principales, se puede establecer como una opción viable la aplicación de HP, algunos de las investigaciones que se encontraron son con respecto a una simulación de la utilización de HPHE como la propuesta de Zhang [39] donde se minimiza 26% el área de los intercambiadores de calor.

Los HP no son los elementos más baratos para transferir energía [46], pero son los que transmiten más efectivamente calor entre sus dos secciones y tienen un alto potencial de transferencia en una área pequeña o alta conductividad térmica a razón de 70000 W/m K, por ello se acoplaron a una capacidad de transporte de calor nominal de 100 W por pieza.

### 3.3 Consideraciones para el acoplamiento

Para realizar el análisis térmico de la interacción de los HP dentro del ciclo del TCA es necesario realizar algunas consideraciones a razón de entender la dinámica de la transferencia de calor entre cada uno de los componentes.

#### *Para los HPs*

- La resistencia térmica del HP modelo es de 0.07 °C/W de acuerdo a los datos reportados por el fabricante Enertron “sintered powder” metal en su tabla de caracterización.
- Coexisten tres regiones de intercambio de calor; evaporador del HP, pared intermedia, condensador del HP.
- Datos de resistencia térmica y transporte de energía por cada HP son dados por el fabricante como constantes a una temperatura dada, 100W a 52.15°C con un ángulo  $\beta=90^\circ$  respecto de la horizontal.
- La zona intermedia de cada HP es considerada adiabática.
- Cada una de las dos regiones de intercambio de calor del HP está envuelta por la región que le corresponde condensación o calentamiento de fluido.
- Las pérdidas de calor en la coraza del intercambiador son despreciables respecto del intercambio de calor por medio de HPs.
- Las regiones externas de cada HP están en contacto con su medio conductor ya sea vapor o líquido para el caso de condensación o precalentamiento.

#### *Para el TCA*

- El vapor que sale del GEN y entra al CON-HP está saturado.
- Las pérdidas de calor y cambios de presión en los componentes del TCA son despreciables.
- Existe equilibrio termodinámico y estabilidad en las dos regiones del TCA.
- La solución y el fluido de trabajo en cada salida de los componentes del TCA están saturadas.
- El flujo másico a través de la válvula de expansión es isoentálpico.

- El fluido de trabajo que fluye entre CON, EVA y HPHE no tiene rastros de LiBr.

### 3.4 Modelo matemático

El modelo que se realizó para poder entender las razones de cambio de cada uno de los parámetros variables dentro del TCA toma en cuenta análisis de masa y energía, en este modelo la interpretación de los flujos de operación de solución diluida y concentrada juegan un papel central en cuanto a la determinación de las energías internas de cada uno de los componentes del TCA. Para este modelo se consideró que las temperaturas de salida de los componentes y las cargas térmicas están definidas, usando la ilustración 11 se puede observar cada una de las líneas que interconectan los componentes, logrando así determinar las incógnitas termodinámicas para la correcta operación del ciclo del TCA, en subsecuentes puntos se desglosan las consideraciones para el modelo térmico del TCA.

- Las presiones alta y baja del sistema ( $P_2$  y  $P_4$ ) son obtenidas a partir de las temperaturas de salida en el condensador y evaporador. Por lo que se consideran las demás secciones entre esas dos secciones de tal manera que  $P_3=P_4=P_5=P_6=P_7=P_8=P_9=P_{10}$  y  $P_1=P_2=P_{11}=P_{12}$ .
- Si la temperatura y la presión en el generador ( $P_{12}$ ,  $T_{12}$ ) son conocidas, la concentración  $X_{GEN}$  puede estimarse ( $X_6=X_8=X_{10}=X_{12}$ ). Así también ( $P_5$ ,  $T_5$ ) puede ser estimadas para obtener la concentración del absorbedor  $X_{ABS}$ , y  $X_{ABS} = X_5 = X_7 = X_9 = X_{11}$ .
- En cada uno de los puntos del sistema, las entalpías de salida del condensado y del vapor se pueden ( $h_2$ ,  $h_4$ ), pueden ser estimadas a partir de las temperaturas ( $T_2$ ,  $T_4$ ), la entalpía del vapor a la salida del generador ( $h_1$ ) se puede estimar a partir de ( $T_1$ ,  $P_1$ ), y las entalpías de la solución diluida ( $h_5$  y  $h_{12}$ ) y concentrada pueden ser estimadas con la temperatura y concentración ( $T$  y  $X$ ) respectivamente.

- Los rangos en los parámetros de operación que se consideraron para simular las condiciones del transformador de calor fueron los siguientes;  $T_{GEN}=50-100^{\circ}C$ ,  $T_{CON}=20-50^{\circ}C$ ,  $T_{ABS}=90-150^{\circ}C$  y  $\dot{Q}_{EVA}=0.7kW$ .

Para corroborar que esta simulación estuviera acorde con lo reportado en la literatura de acuerdo a simulaciones de TCA se realizó una comparación con algunos datos reportados en la literatura, que se muestran en la tabla 2. La validación fue realizada con par fluido de trabajo LiBr-H<sub>2</sub>O, con las mismas entradas y salidas de la configuración del TCA convencional o de simple etapa, sin economizador (ECO).

*Tabla 2 Validación del simulador termodinámico del TCA*

	Sin ECO			ECO		
	Actual	Eisa et al. [47]	%	Actual	Rivera et al. [48]	%
$T_{GEN} = T_{EVA}$	80	80	0	80	80	0
$T_{CON}$	40	40	0	35	36	0
$T_{ABS}$	110	110	0	115	115	0
COP	0.459	0.454	1.1	0.477	0.480	0.6

Tomando en cuenta las suposiciones de equilibrio termodinámico, y de entradas isoentálicas en el TCA, la cantidad de calor que el condensador retira se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{ref}(h_{vap,ssat} - h_{l,sat}) \quad (1)$$

El rendimiento del HP depende del fluido de trabajo interno, la resistencia térmica, así como de las capacidades de la fuente de calor y del sumidero de calor donde estará inmerso el HP. Para este análisis se tomaron en cuenta las propiedades reportadas por un tubo comercial de la marca Enertron con capacidades que se muestran en la tabla 3.

Tabla 3 Características del HP comercial

Material	Cobre TU1
Refrigerante	Agua pura (99.8%)
Diámetro	0.01 m
Longitud	0.4 m
$\dot{Q}_{HP}$	80 W(50 °C) - 140W (80 °C)
Fr ( $V_{wf}/V_{EVA,HP}$ )	30%
Ar ( $L_{EVA,HP}/D$ )	94

Para calcular el número de HPs requerido para efectuar la condensación y retirar el calor  $\dot{Q}_{CON,TCA}$  es necesario considerar el calor que cada uno es capaz de transportar  $\dot{Q}_{HP}$  a la correspondiente temperatura de operación, que será la temperatura del vapor que viaja del GEN al CON, por lo que se puede expresar esta relación como:

$$N_{O_{HP}} = \frac{\dot{Q}_{CON,TCA}}{\dot{Q}_{HP}} \quad (2)$$

Donde él  $\dot{Q}_{HP}$  es función de la resistencia térmica del HP y de la temperatura de activación que envuelve el evaporador del HP, que a su vez contribuye a alcanzar un cierto nivel térmico en el condensador del HP. Esta diferencia de temperatura  $\Delta T_{HP}$  (entre los dos extremos) es la que favorece el flujo de calor entre las regiones que el intercambiador de HP estará envuelto AHT-HP y HP-AHT,  $\dot{Q}_{HP} = f(T_{act,HP}, R_{HP}, \Delta T_{HP})$ .

El HP que se utilizó para el desarrollo del trabajo es uno con interior sinterizado que favorece el transporte de calor incluso con limitante viscosa por lo que opera en las regiones bajas de temperatura ( $CON_{HP}$ ), al mismo tiempo es capaz de transportar  $Q_{HP}$  más de 150W ( $\Delta T_{HP} = 2^\circ C$ ) en su punto máximo de transferencia, por lo que el  $\Delta T_{HP}$  que este tiene al transportar 100W es aproximado a 12 °C, lo que favorece el efecto de condensado del vapor que viene del generador del transformador térmico  $GEN_{TCA}$ . El HP se considera isotérmico en su región máxima

de transporte de calor pero si opera por debajo de esa región transportando menos calor favorece el  $\Delta T_{HP}$  y nos lleva a aumentar el número de tubos (7) necesarios para realizar el efecto de condensado de vapor, por otro lado el  $EVA_{HP}$  tiene que tener la capacidad de ceder este calor en el lado de precalentado del  $EVA_{TCA}$  lo cual se logra manteniendo  $4^{\circ}C$  por debajo de la temperatura de saturación en el  $EVA_{TCA}$ .

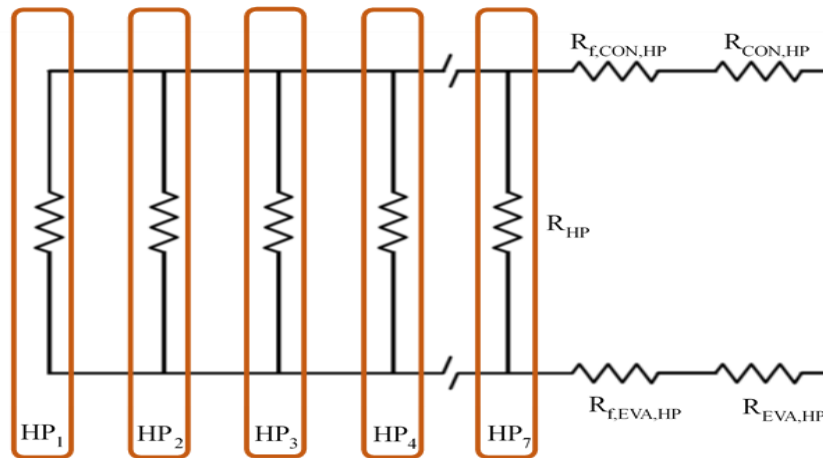
Dado que se colocan varios HPs en paralelo para así transportar la cantidad de calor que el vapor tiene se incrementa la resistencia térmica que cada HP presenta en una analogía al modelo eléctrico de resistencias en paralelo, por lo que la resistencia del arreglo de HPs se puede calcular con la siguiente ecuación de acuerdo a Q. Cheng [49].

$$\frac{1}{R_{HP's}} = \sum_1^{n_{HP}} \frac{1}{R_{1HP}} \quad (3)$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador con puede ser calculado por la ecuación 4, donde el arreglo de cada una de las regiones de transferencia de calor representa una resistencia térmica y se considera el factor de incrustamiento de las superficies que están expuestas a el fluido, el arreglo se puede apreciar en la ilustración 8.

$$\left(\frac{1}{UA}\right)_{HP-HE} = \left(\frac{1}{\eta \alpha A}\right)_{CON-HP} + R_{fHPCON} + R_{HP's} + R_{fHPEVA} + \left(\frac{1}{\eta \alpha A}\right)_{EVA-HP} \quad (4)$$

El factor de incrustamiento  $R_{f,CON,EVA}$  aumenta la resistencia térmica de la zona de contacto del HP con respecto del tiempo y de la suciedad que se pudiera adherir al cobre, con respecto a diferentes autores se puede considerar que aumenta en un 10% la resistencia disminuyendo en consecuencia la transferencia de calor.



*Ilustración 10 Arreglo resistivo del set de HPs*

El coeficiente local de transferencia de calor para la sección de condensación del HP es calculado con ayuda de la teoría de Nusselt como Fagrhi [50] propone en su libro así como para el coeficiente por convección en el tubo, este coeficiente puede ocuparse para ambas zonas exteriores al tubo en las dos regiones del tubo, con una pequeña variación en cuanto a cambio de fase y el precalentamiento ecuación 5 y 6 respectivamente, para el caso de la condensación el ancho de la película exterior del HP aumenta con forme su longitud  $L$ , mientras que en el lado de precalentamiento el espesor disminuye mientras el condensado baja por el EVA<sub>HP</sub> en su longitud  $L$ , por lo que en estas regiones el coeficiente local puede calcularse con la ecuación 7, donde  $L$  corresponde a la longitud de cada región del HP.

$$\alpha = \frac{Nu K}{L} \quad (5)$$

Para determinar el coeficiente local de transferencia de calor de la sección del EVA, HP se utilizó la correlación 6 reportada en la literatura por varios autores,

en concordancia con la teoría de Nusselt y resultados experimentales que reportan [51],[52].

$$Nu_{EVA,HP} = \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_{vap})gh_{lvap}L_{EVA,HP}^3}{4\mu_l k_l \Delta T_{r1}} \right]^{1/4} \quad (6)$$

Donde el gradiente de temperatura  $\Delta T_{r1}$  se determinó de la diferencia de temperaturas que el HP causa en el vapor que entra y el líquido condensado que sale de esta región de intercambio  $\Delta T_{r1} = T_{vapor} - T_{liquido}$ . Este gradiente se pudo obtener de una previa caracterización del fabricante a diferentes flujos de calor y diferentes gradientes de temperatura por debajo del límite viscoso del HP.

Dado que el líquido de trabajo o condensado por condiciones térmicas en la sección del evaporador del TCA solo puede ser precalentado, se consideró el modelo de película descendente en tubos verticales y para poder calcular su coeficiente de transferencia de calor se utilizó la correlación 7, que fue reportada [29] como parte de la teoría de Nusselt para diferentes geometrías de intercambio de calor.

$$Nu_{CON,HP} = 0.943 \left[ \frac{\rho_{lfrio}(\rho_{lfrio} - \rho_{lcal})g\Delta h_l L_{CON,HP}^3}{\mu_l k_l \Delta T_{r2}} \right]^{1/4} \quad (7)$$

La región de precalentamiento  $\Delta T_{r2} = T_{salida, liquido} - T_{entrada, liquido}$ , y engloba la cantidad de temperatura que el fluido de trabajo ha adquirido mediante el reciclado de calor  $\dot{Q}_{rec}$  con HP.

El calor que se puede reciclar en este pre-calentador de HPs y favorecer un menor consumo de energía en el evaporador del TCA, está en función del coeficiente global ( $U_{HPHE-TCA}$ ) de transferencia de calor del propio intercambiador con HPs por lo que se puede calcular como la ecuación 8:

$$\dot{Q}_{rec} = U_{HPHE-TCA} A_{HP's} \Delta T_{HP's} \quad (8)$$

El rendimiento COP del TCA convencional se puede determinar como la ecuación 9, definiéndolo como la razón de calor útil en el ABS y el calor suministrado en el EVA y GEN como Huicochea y Siqueiros [7] proponen.



$$COP_{AHT} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{(\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{GEN})} \quad (9)$$

Si los HPs recuperan una cantidad de calor entre el CON y el EVA  $\dot{Q}_{rec}$  la demanda inicial de calor necesario para el ciclo se minimiza reciclando calor con los HP's por lo que el rendimiento del TCA ahora se puede calcular como la ecuación 12, con un beneficio de la aplicación.

$$COP_{HP-TCA} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{(\dot{Q}_{EVA} - \dot{Q}_{REC}) + \dot{Q}_{GEN}} \quad (10)$$

Por otro lado se puede obtener de manera análoga con las cantidades de energía que los otros dos componentes del TCA; ABS y CON, así como la eficiencia de los HPs en un conjunto agrupado para transferir calor.

$$COP_{HP-TCA} = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON}(1-\eta)} \quad (11)$$

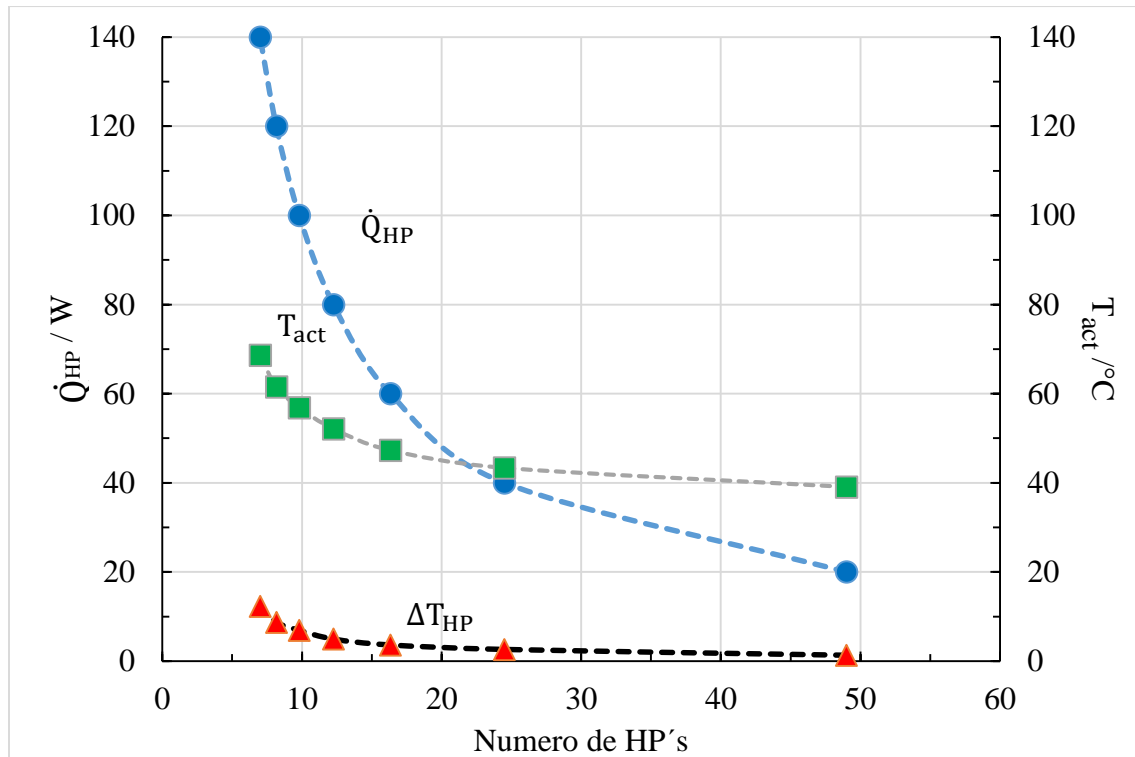
Para evaluar el beneficio de utilizar HPs como un elemento recuperador de energía, se puede establecer un rendimiento de calor reciclado por los HP al calcularse como la ecuación 12, considerando el calor necesario para un sistema tradicional TCA y uno sistema con HPs reciclando calor.

$$COP_{HP} = \frac{(COP_{HP-TCA} - COP_{TCA}) * 1000}{\dot{Q}_{rec}} \quad (12)$$

### 3.5 Resultado de la propuesta

La ilustración 11 detalla los datos proporcionados por el fabricante del HP a diferentes condiciones de operación, por lo que de estos datos se puede seleccionar el número de tubos necesarios para HPHE en la aplicación propuesta, considerando la transferencia de calor  $\dot{Q}_{\text{CON,AHT}} = 0.714 \text{ kW}$  con  $\dot{m}_{\text{ce,TCA}} = 0.00028 \text{ kg/s}$  de flujo de condensado, que circula entre el EVA y CON del TCA, el fluido de trabajo dentro del HP es agua ultra pura que alcanza una temperatura de saturación baja por estar en condiciones de baja presión absoluta a 0.013 Bar. De acuerdo al modelo termodinámico descrito en la sección 3.4, el vapor que entra al condensador con HPs proveniente del TCA oscila en temperatura entre 50 a 60°C siendo vapor saturado a baja presión. Por lo que el condensador del TCA tradicional requeriría transferir 0.714 kW a razón de mantener el equilibrio termodinámico del sistema completo, por lo que es necesario incrementar el número de tubos a medida que la temperatura del vapor disminuye  $T_{\text{act}}$  por que el transporte de calor del HP se ve afectado por la diferencia de presiones dentro de las dos regiones, por consecuencia el  $\Delta T_{\text{HP}}$  de las dos regiones del tubo se ve afectado en su eficiencia de transporte de calor dado que la masa de fluido de trabajo dentro del HP depende de la inclinación  $\beta$ , la capilaridad interna y las características físicas del refrigerante.

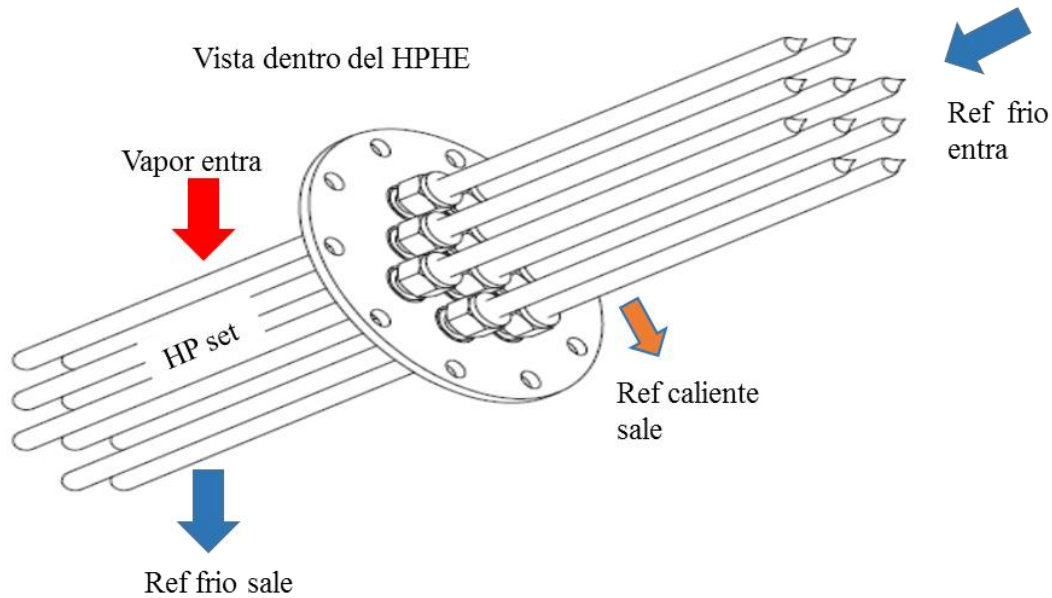
Cuando el  $\Delta T_{\text{HP}}$  es alto el HP puede transportar más cantidad de calor, por lo que se requiere una mejor cantidad de tubos para recuperar el calor del vapor, por otro lado la temperatura que se alcanza en el CON TCA es baja lo que favorece el ciclo del TCA. Para esta investigación fue necesaria el armado de un ser de 7 HPs a razón de transportar los 0.714 kW a un flujo de calor constante y un contacto constante de los medios de transferencia.



*Ilustración 11 Transporte de calor del set de HPs*

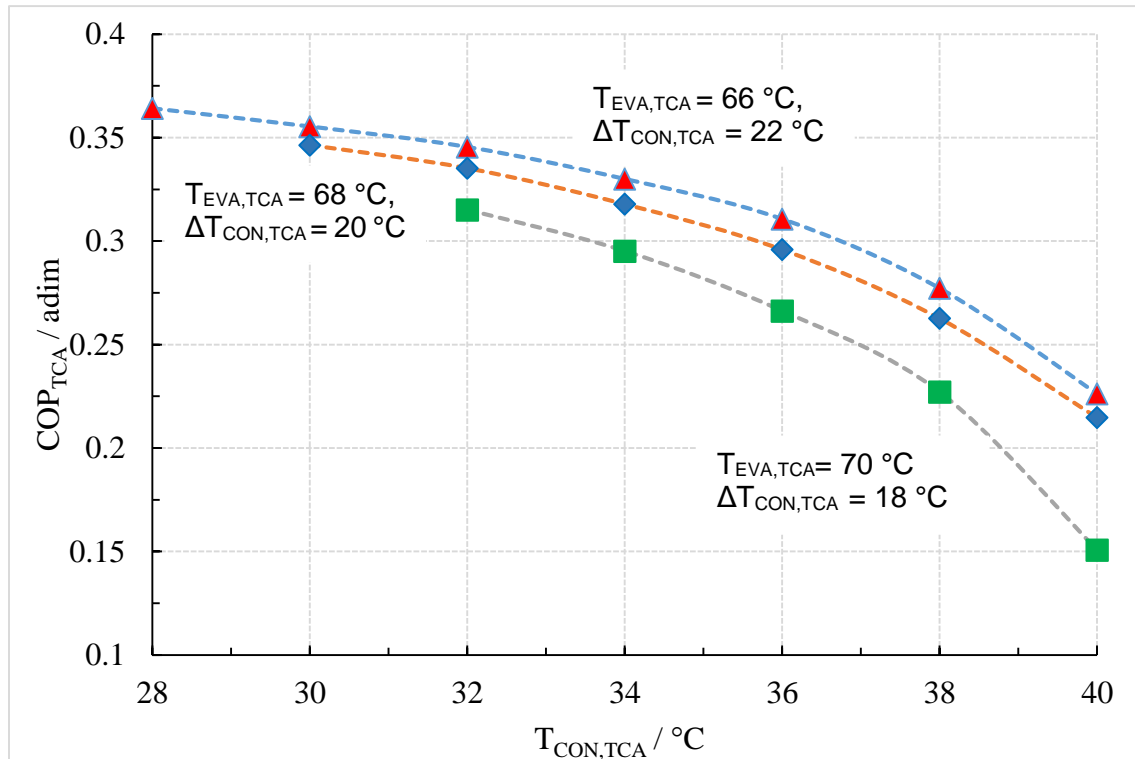
Como resultado de las propiedades del set de HPs en cuanto a su transferencia de calor como se ve en la ilustración 12 se propone un arreglo del set para su implementación dentro de un intercambiador de calor con 7 HPs, que serán colocados dentro de dos corazas de acero inoxidable aisladas térmicamente, conexiones de entrada y salida de fluido serán colocadas en cada uno de las respectivas corazas así como una placa aislante de ambas regiones con una transferencia mínima, esta placa nos ayudara a separar las dos regiones de presión del TCA y las dos regiones de transporte de calor.

Se colocaron sellos de neopreno entre los HPs y la placa de metal para así disminuir en contacto entre ellas, al mismo tiempo que se restringe la transferencia de calor que la placa pudiera tener con el tubo. La distribución de los tubos es uniforme así como del distribuidor de gota a manera de regadera, que suspende sobre cada uno de los tubos una gota que recorre el exterior del tubo para reciclar calor.



*Ilustración 12 Arreglo del set de HPs y sus secciones*

La ilustración 13 muestra el comportamiento del rendimiento  $COP_{TCA}$  bajo la influencia de la temperatura del condensado  $T_{CON,TCA}$  con las  $T_{EVA,TCA}$ ,  $\Delta T_{CON,TCA}$  y  $T_{ABS,TCA}$  constantes. La diferencia de temperaturas  $\Delta T_{CON,TCA}$  es la de la entrada y salida del vapor y el condensado, como puede observarse para todas la temperaturas mostradas de  $T_{CON,TCA}$  existe un impacto en el rendimiento puesto que las bajas presiones afectan la concentración de la solución de trabajo que viaja al absorbedor, el calor útil en el absorbedor se incrementa un 97% si la temperatura  $T_{CON,AHT}$  decrece en 12 °C, manteniendo un diferencia entre vapor y condensado  $\Delta T_{CON,AHT} = 22$  °C y  $T_{EVA,TCA} = 66$  °C constante, similares escenarios se ven con menor decremento de temperatura en el condensador.



*Ilustración 13 COP<sub>TCA</sub> sin HPs vs T<sub>CON,TCA</sub>*

La influencia de la diferencia de presión entre las dos zonas del TCA se presenta en la ilustración 14, donde el refrigerante es el único fluido que cambia de fase en las dos regiones, cambiando la concentración de la solución de trabajo (LiBr-H<sub>2</sub>O) por lo que se le llama fluido de trabajo. De acuerdo a la ilustración 11, la presión que existe entre el CON y GEN es la misma por lo que sí existe un cambio en las temperaturas de salida de fluido afecta la presión. El líquido saturado entre más frío salga del condensador también afecta la condición de presión, el rendimiento COP<sub>TCA</sub> se incrementa cuando el  $\Delta P_{TCA}$  se hace más grande, manteniendo una temperatura constante el en EVA y un  $\Delta T_{CON,TCA}$  similar, dado que la solución se concentra. Se aprecia de tal manera que un pequeño cambio en la diferencia de presión del TCA afecta considerablemente el COP<sub>TCA</sub>. El análisis del acoplamiento de HPs dentro del TCA en sus regiones del CON y EVA, es analizado con  $\Delta T_{CON,TCA} = 22^\circ C$  y  $T_{EVA,TCA}$  es  $66^\circ C$ , puesto que se tiene el mejor rendimiento COP<sub>TCA</sub> en esta región.

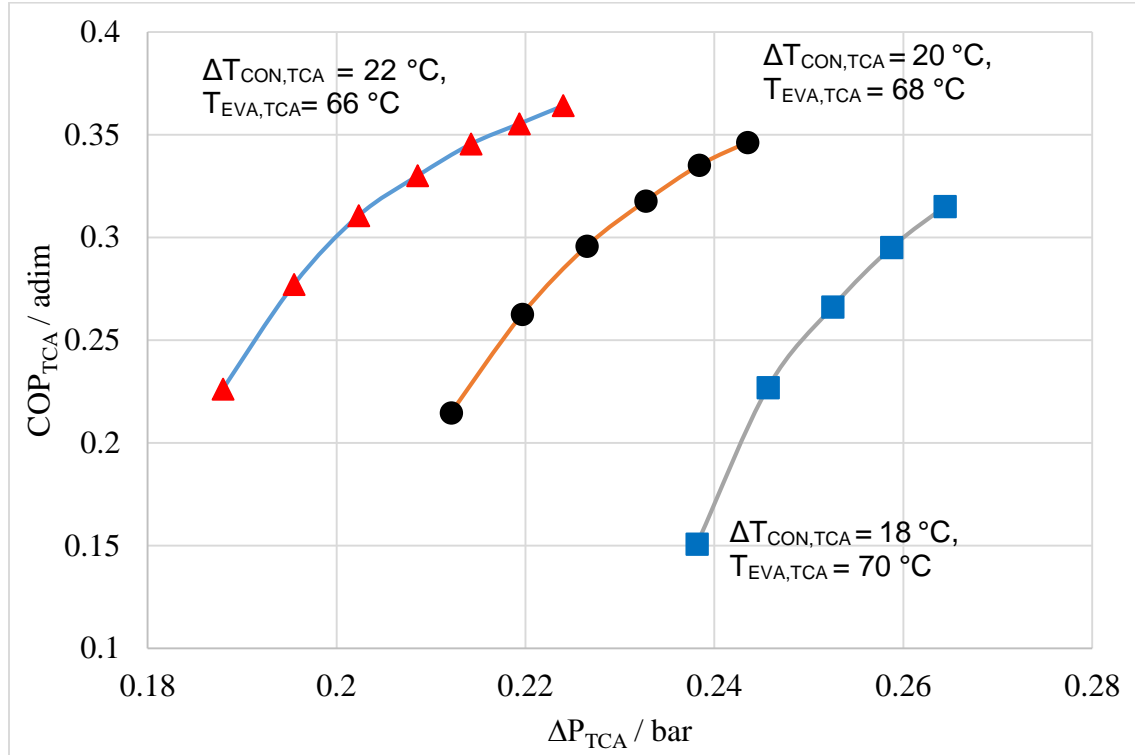
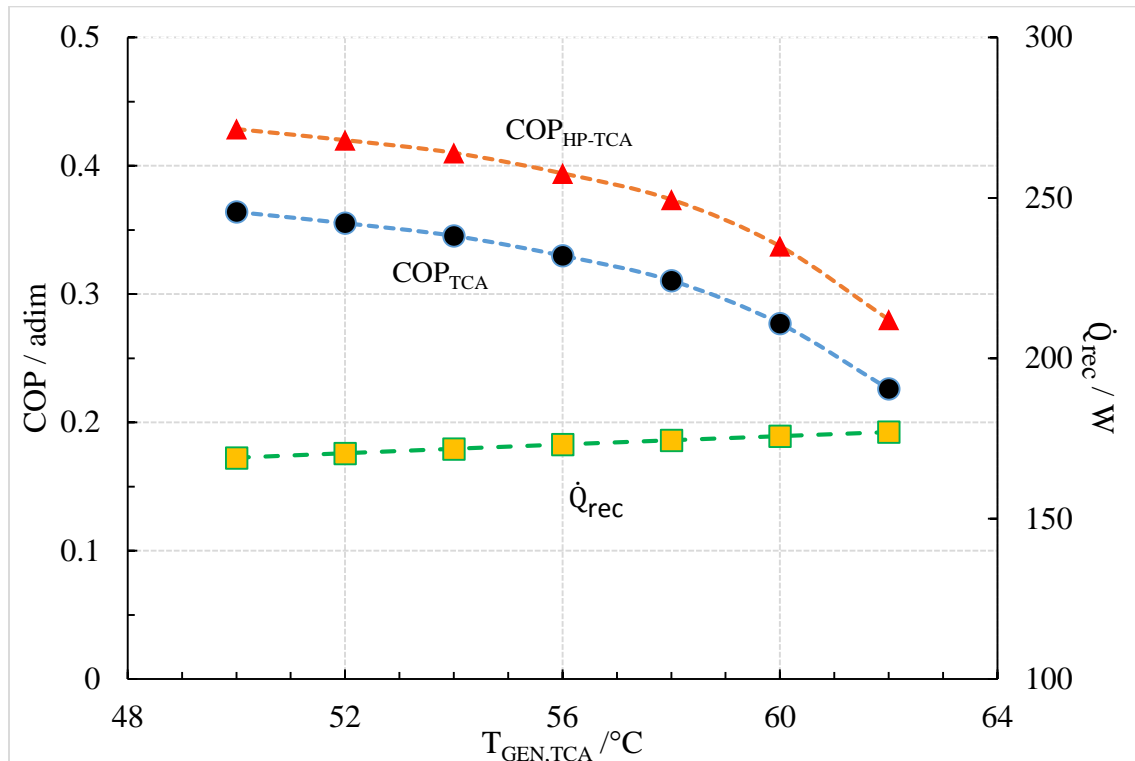


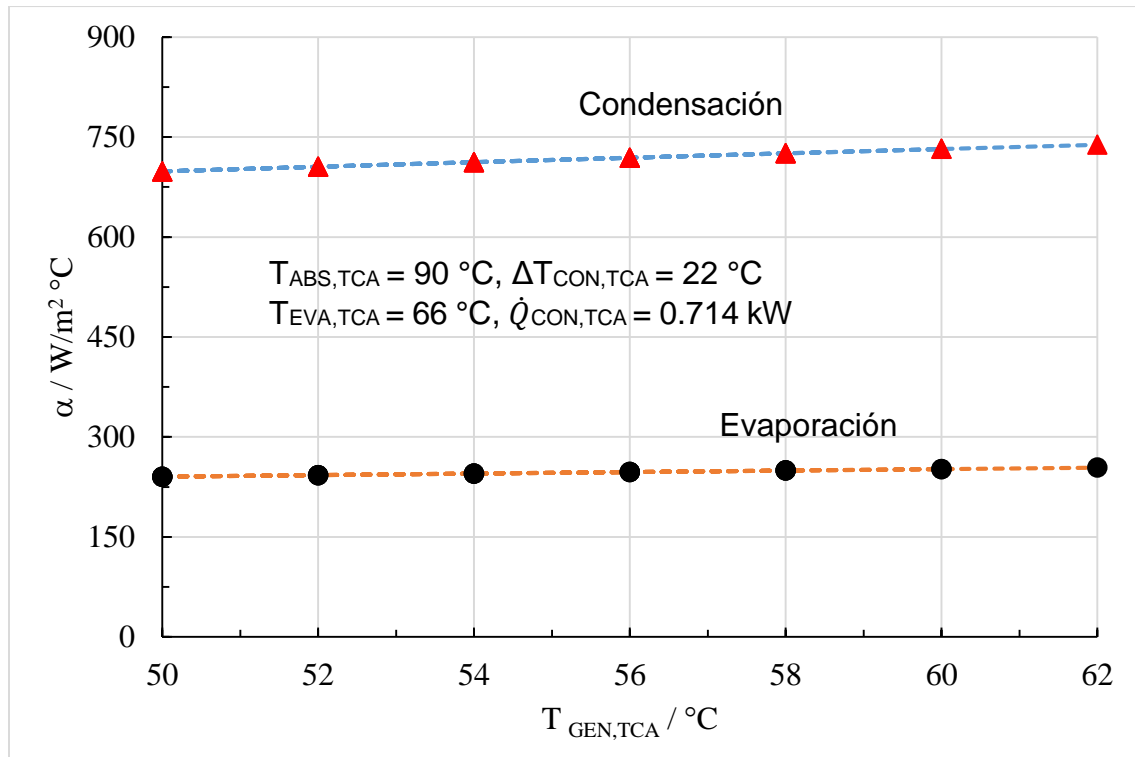
Ilustración 14 Rendimiento del TCA sin HPs, considerando  $T_{ABS,TCA}$  y  $T_{EVA,TCA}$  y  $\Delta T_{CON,TCA}$  variables

El rendimiento  $COP_{TCA}$  es comúnmente un resultado de las mediciones de la cantidad de calor útil que el sistema logra, la ilustración 15 presenta el  $COP_{TCA}$  con y sin la aplicación de HPs a una temperatura de  $T_{ACT}$  fiable donde los tubos podría operar ( $T_{GEN,TCA}$ ) = 50 - 62 °C. Con el uso de los HP dentro del TCA se reduce el sumidero de calor que el CON envía al ambiente y se puede reciclar una parte de calor  $\dot{Q}_{rec}$  para precalentar el líquido refrigerante como se aprecia en la ilustración 18b, este nuevo escenario de transferencia de calor disminuye la cantidad de energía que se requiere para el ciclo, lo que entrega un mejor rendimiento  $COP_{TCA}$  como se puede ver en la ecuación 12, ambos escenarios son estudiados en el mismo rango de operación con la consideración del uso de HP y un TCA convencional y se aprecia la ventaja en el COP, siendo factible un beneficio de 20% a menores  $T_{act}$ , dado que el requerimiento de calor para el ciclo TCA va de 0.7 a 0.491 kW cuando todo el calor del  $CON_{TCA}$  es transferido por los HPs.



*Ilustración 15 Comparación del COPTCA con y sin HPs*

La ilustración 16 muestra los coeficientes locales de transferencia de calor para la simulación de la aplicación de HPs dentro del TCA y sus condiciones de operación, estos coeficientes son los externos al tubo en sus dos regiones  $HP_{eva}$  y  $HP_{con}$  con la consideración de condiciones constantes del HP en su interior. Ambos comportamientos varían ligeramente a lo largo de una región de temperaturas que el TCA podría tener de comportamiento, los datos presentados son similares a los reportados para aplicaciones semejantes de HP en la literatura como las de [53],[54], donde los valores de  $\alpha_{EVA}$  y  $\alpha_{CON}$  rondan los  $720$  y  $250 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  respectivamente. Se puede ver claramente que el proceso de condensación restringe la transferencia de calor por que la presión del vapor y la temperatura de saturación causan flujos internos en el tubo que podrían obstaculizar su ciclo interno, en función de estos coeficientes locales se puede establecer un coeficiente global de transferencia  $U_{HPHE}$  de calor para el intercambiador con HP que rondaría valores de  $158$  a  $162 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  de acuerdo con la ecuación 6.



*Ilustración 16 Coeficientes locales de transferencia de calor para el arreglo de HPs*

Los parámetros internos y externos de este nuevo diseño con HP afectan la propia eficiencia del HP  $\eta_{HP}$ , que puede ser medida como la razón de calor reciclado y el calor suministrado. La  $\eta_{HP}$  se ve incrementada cuando la  $T_{act} = T_{vap,GEN}$  incrementa, manteniendo  $T_{ABS,TCA}$ ,  $T_{EVA,TCA}$  y  $\dot{Q}_{CON,TCA}$ , puesto que el HP reduce su resistencia térmica  $R_{HP}$  el beneficio de usar HPs dentro de las regiones mencionadas del TCA es de 0.3W ganados en el absorbedor por cada 1W reciclado en el precalentado, por otro lado se reduce completamente el uso de una fuente de enfriamiento en el CON,TCA. Por lo que la  $R_{HP}$  puede incrementar significativamente el rendimiento del TCA si se recicla calor en los componentes que requieren como el EVA y GEN, para el caso particular de esta investigación se reciclo calor en el EVA. La concentración de la solución en el TCA varía significativamente una vez que las condiciones de presión se alcanzan en el TCA por lo que es muy difícil mantener constante este parámetro, pero si la concentración es mayor le corresponde un mayor  $FR_{TCA}$  con lo que las condiciones de saturación se alcanzarían a menor temperatura afectando la  $T_{CON,TCA}$  y reduciendo la eficiencia de los tubos como se aprecia en la ilustración 17.



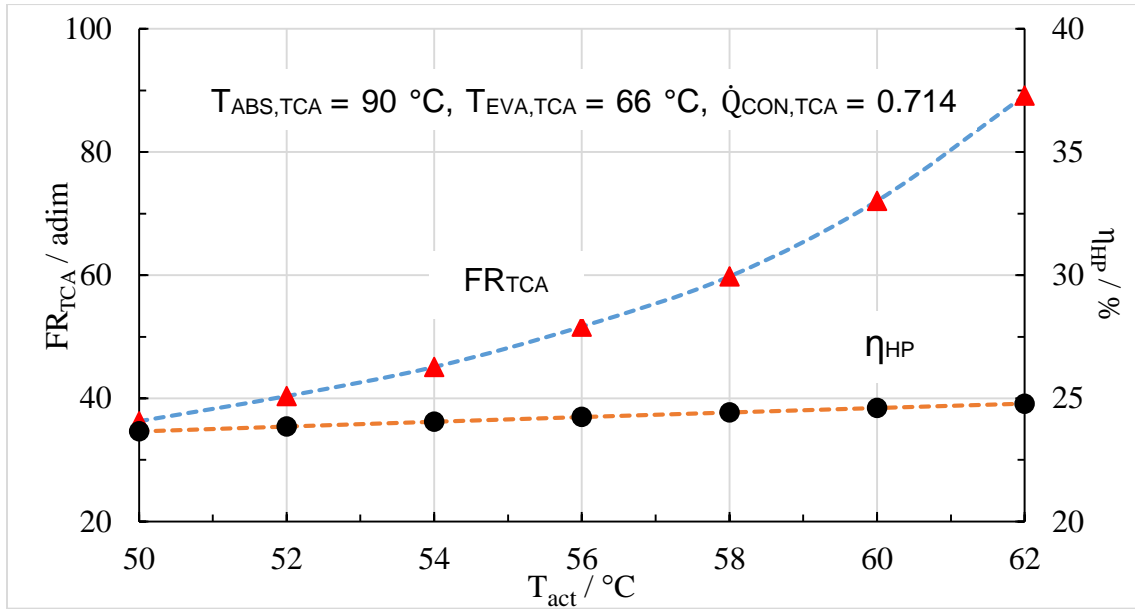


Ilustración 17  $\eta_{HP}$  en función del  $FR$  y  $T_{act}$ , manteniendo constante  $\Delta T_{CON}$ ,  $T_{ABS,TCA}$ ,  $T_{EVA,TCA}$  y  $Q_{CON,TCA}$ .

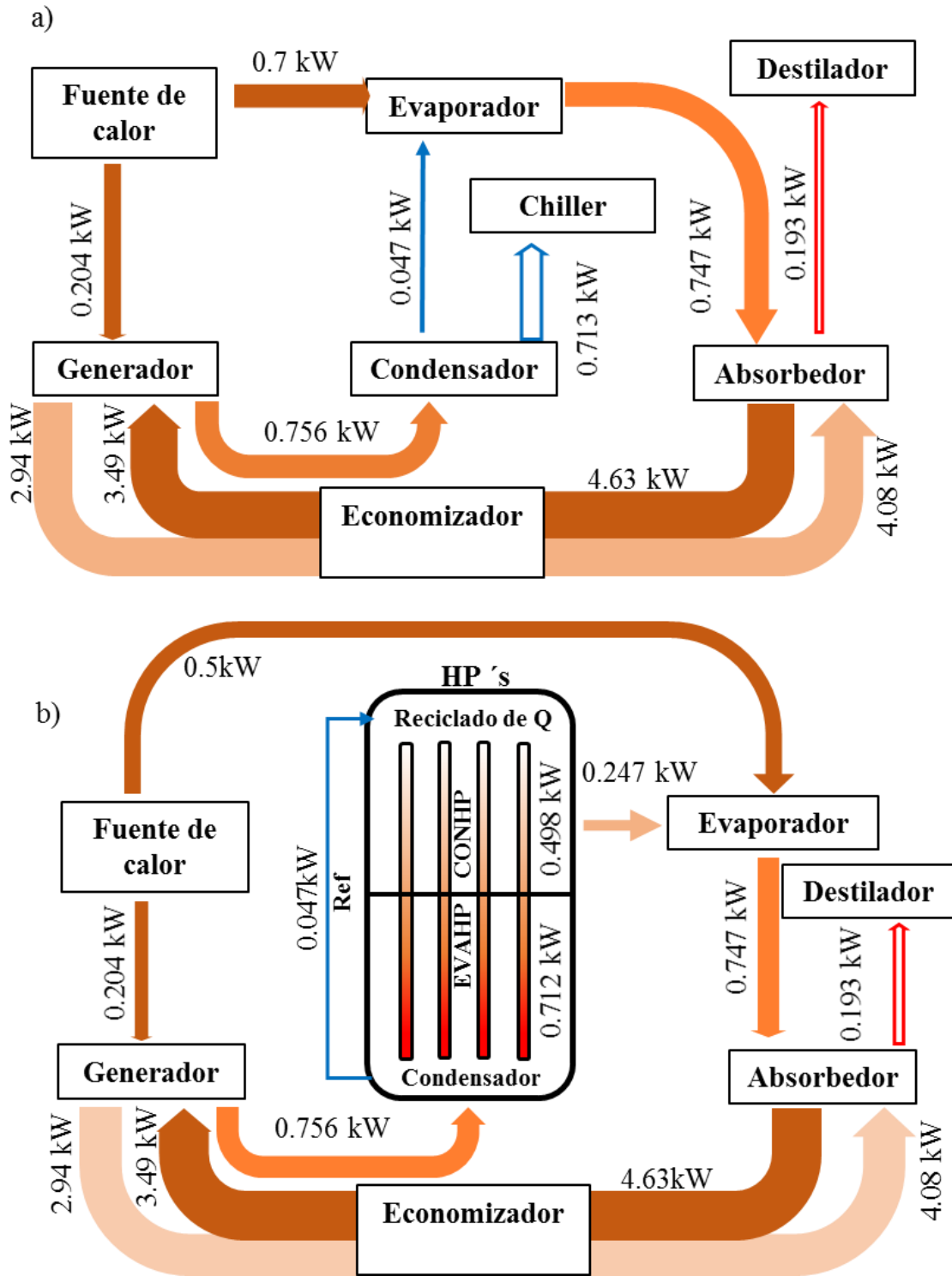


Ilustración 18 Propuesta de acoplamiento de HP en un TCA a) TCA sin HPs b) TCA con HPs

## Capítulo 4

### Metodología Experimental

El siguiente capítulo presenta los resultados de la aplicación e interacción de las dos tecnologías, TCA y HP. Se estudia la configuración armada en función del estudio previo de simulación de la interacción, con el objetivo condensar experimentalmente con los HPs y precalentar el fluido de trabajo en la sección del evaporador, se analiza desde el punto de vista termodinámico cada una de las variables que afectaron el transporte de calor entre los cuatro componentes principales del TCA (CON, EVA, ABS, GEN,) y los componente recuperadores de energía ECO y HP-HE, se usa una metodología previamente utilizada por el LITA en las secciones de calor interno de componente y calor externo por componente. En función de la operación se obtiene un rango de operación del componente nuevo a acoplar, así como el nivel energético de los cuatro componentes primarios del TCA conjunto los HP.

## **4.1 Descripción del equipo**

El TCA estudiado, está constituido por seis intercambiadores principales, los cuales son: un GEN de vapor de 2.2 kW, un ABS 0.5 kW, un CON de 1.5 kW, un EVA de 1.5 kW, un intercambiador de soluciones o ECO de 1 kW y un HPHE de 700 W en la sección de condensación y 200 W en la sección de evaporación. Los cuales se describirán en las subsecuentes secciones de este texto así como en el apéndice A.

### **4.1.1 Los componentes del TCA y su detalle de funcionamiento**

El GEN tiene la función de concentrar la mezcla de trabajo, éste proceso ocurre cuando parte del fluido de trabajo o refrigerante ( $H_2O$ ) es separado parcialmente de la mezcla de trabajo ( $LiBr-H_2O$ ), mediante evaporación. La coraza es de acero inoxidable 316l y su estructura interna está formada por un cilindro macizo de grafito tipo GM, resistente a la corrosión del LiBr a una temperatura máxima de  $430^{\circ}C$  y una conductividad térmica de  $15 W/m.K$  [55]. Dicha estructura está constituida por 18 discos de grafito colocados superpuestos unos encima de otro, cada uno de 10 cm de diámetro y espesor de 1.9 cm con un orificio central de 1.86 cm de diámetro. Cada uno consta con dos ángulos de inclinación de  $4.5^{\circ}$  y  $17^{\circ}$  en la parte superior e inferior respectivamente. Cada disco está separado por un empaque de neopreno (Junta-tórica) que soporta temperaturas superiores a los  $100^{\circ}C$ , esto impide que la mezcla de trabajo se mezcle con el fluido de calentamiento además de separar las dos regiones de presión. El apéndice A.1.1 muestra los discos de grafito así como la coraza del generador.

El ABS tiene la función de liberar el calor útil, esto ocurre hasta que se lleva a cabo la reacción exotérmica, dicha reacción ocurre cuando la mezcla de trabajo concentrada proveniente del generador se pone en contacto con el vapor del refrigerante proveniente del EVA.

Al igual que el GEN su coraza está construida de acero inoxidable 316l, la estructura interna está formada por un cilindro macizo de bronce. Dicha estructura

está constituida por 17 discos de bronce colocados superpuestos unos encima de otro, cada uno de 7 cm de diámetro y espesor de 1 cm, con un orificio central de 2 cm de diámetro y 6 orificios de 8 mm de diámetro. Cada disco está separado por un empaque de neopreno (Junta tórica) que soporta temperaturas superiores a los 100 °C, esto impide que la mezcla de trabajo se mezcle con el fluido de enfriamiento además de separar las dos regiones de presión. El apéndice A.1.2 muestra los discos de bronce así como su diseño y la coraza del absorbedor.

El CON tiene la función de condensar el vapor proveniente del GEN y aunque no se usó en el modo experimental expuesto si está conectado como medida de contención por si el ciclo no se llevaba a cabo en el TCA, retirando el calor mediante el suministro de agua fría en contra corriente por la sección anular, ya que es un intercambiador de calor de contra flujo tipo helicoidal. El tubo interno es de 3/8" y el externo de 3/4" ambos cedula 10 de acero inoxidable 316l. El apéndice A.1.5 muestra al condensador utilizado.

El EVA tiene la función de realizar el cambio de fase del líquido proveniente del HPHE, mediante el suministro agua caliente a contra corriente en la sección anular, ya que es un intercambiador de calor de contraflujo tipo helicoidal. El tubo interno es de 3/8" y el externo de 3/4" ambos cedula 10 de acero inoxidable 316l. El apéndice A.1.4 muestra al evaporador utilizado.

El ECO tiene la función de precalentar de la mezcla de trabajo concentrada proveniente del GEN por medio de la mezcla de trabajo diluida del ABS. Esto se realiza gracias a que es un intercambiador de calor de contra flujo tipo helicoidal. La tubería interna es de 3/8" y la externa de 3/4" ambos cedula 10 de acero inoxidable 316l. El apéndice A.1.3 muestra al economizador utilizado.

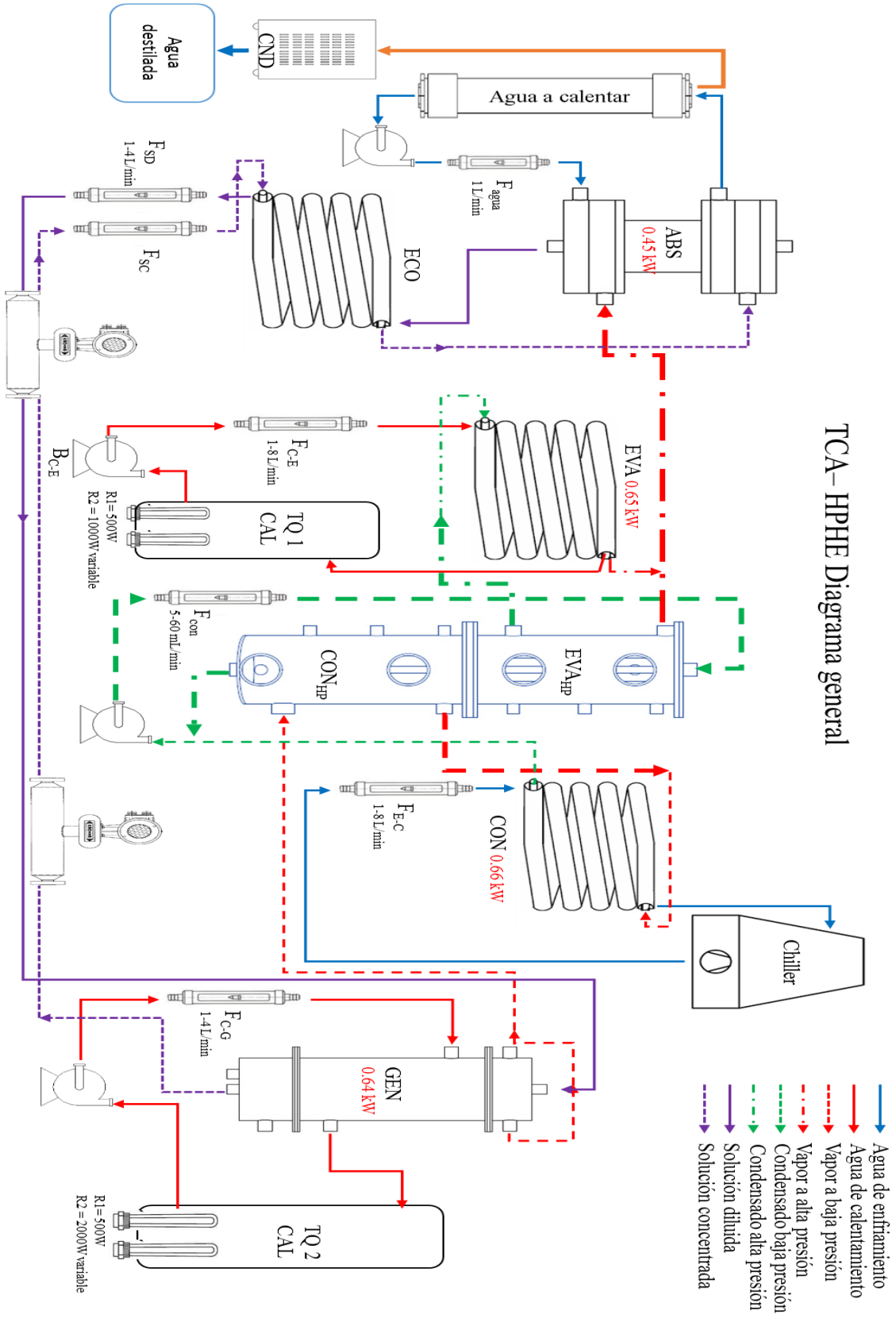
El HPHE tiene la función de mejorar la transferencia de calor entre el CON-EVA del TCA y al condensar el vapor poder suplir al condensador y disminuir la temperatura residual que se le suministra al evaporador al precalentar el refrigerante (H<sub>2</sub>O), esto gracias al uso de nueve HPs. Los 9 HP están situados en una placa de separación sellada, la cual separa la sección de condensación y precalentamiento del HPHE. Tanto la coraza y la placa separadora están contruidos de acero

inoxidable 316L como se puede ver en el apéndice A.1.4 de los planos de construcción del HPHE. El apéndice A.1.5 muestra los HPs colocados en su placa separadora y la coraza del HPHE.

La compañía Enertron proporciona en su catálogo de productos una gran variedad de HPs en diferentes dimensiones de acuerdo a las necesidades de los clientes al mismo tiempo que nos brinda literatura respecto de cada producto que es capaz de vender, por lo cual fue requerido de esta compañía un HP de diámetro exterior 10mm y longitud 400mm con fluido de trabajo agua, en el interior este HP presenta la estructura interna llamada Sintered (polvo metálico comprimido) con una amplia área interna de transferencia, esta estructura brinda alta capilaridad, como se puede apreciar el apéndice A.1.5 muestra los tubos Enertron y sus especificaciones. La característica favorable de este HP es que se puede obtener un diferente gradiente de temperatura entre sus zonas al variar la inclinación y la cantidad de calor  $\dot{Q}_{HP}$  por unidad.

Como quedo construido el TCA en base a la ubicación de cada componente se puede apreciar en el diagrama esquemático del TCA del cual se partió para colocar dentro del LITA al TCA con el nuevo componente HPHE, como se contaba con un espacio limitado se decidió configurar el quipo para que la gravedad ayudara en el traslado del LiBr-H<sub>2</sub>O y el refrigerante, la colocación crítica de cada entrada y salida de vapor en el ABS y GEN a razón de beneficiar el flujo de vapor y su posterior condensación o evaporación sin que se obstruyera por acción de sub enfriamientos en las líneas, que a su vez fueron mejoradas en cuanto a las distancias que recorrían cada uno de los fluidos para dejar espacio mínimo necesario entre componente y componente, se colocó el HPHE en la región intermedia del TCA para así lograr las menores distancias entre las entradas y salidas de vapor o refrigerante, el CON del TCA quedo conectado para asegurar el ciclo en las regiones donde los HPs no condensaban, dada su posición frontal se anexo un control de la parte eléctrica en la región baja del HPHE.

#### 4.2 Diagrama esquemático del TCA Experimental



### 4.3 Cálculo de las potencias de los componentes

Para el cálculo de las potencias de cada uno de los componentes es necesario el diagrama de cada una de las líneas de flujo de fluido del TCA así como la interacción de estas líneas (ilustración 19) con las secciones del HPHE y los HP.

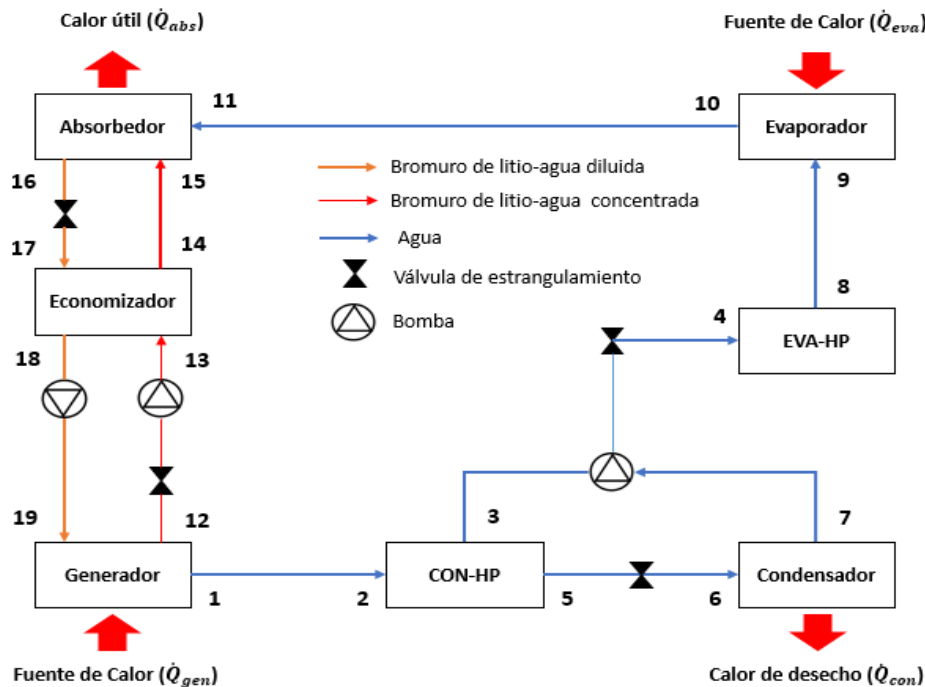


Ilustración 19 Diagrama esquemático de las líneas del TCA

Para el cálculo de las potencias externas que simulan la inyección de calor al TCA, mediante un flujo de calentamiento o enfriamiento de agua respectivo sea el caso se toma en cuenta el  $\Delta T$  entre la entrada y salida del flujo en el componente que está evaluando, como se toma en cuenta agua se usaron las propiedades del Nist12 como referencia en el cálculo del  $C_p$ , el flujo másico se tomó de la relación al flujómetro que media el flujo en LPM.

Potencia externa del Generador:

$$\dot{Q}_{GEN,ext} = \dot{m}_{H_2O} * C_{p_{H_2O}} * \Delta T \quad (13)$$

Potencia externa del Condensador:



$$\dot{Q}_{CON.rext} = \dot{m}_{H_2O} * Cp_{H_2O} * \Delta T \quad (14)$$

Potencia externa del Evaporador:

$$\dot{Q}_{EVA.rext} = \dot{m}_{H_2O} * Cp_{H_2O} * \Delta T \quad (15)$$

Potencia externa del Absorbedor

$$\dot{Q}_{ABS.rext} = \dot{m}_{H_2O} * Cp_{H_2O} * \Delta T \quad (16)$$

Para el cálculo de las potencias internas se tomó en cuenta las propiedades termodinámicas del LiBr-H<sub>2</sub>O de Mcnelly [56 ], en base a la concentración y la temperatura del componente que se analizaba.

Potencia interna del GEN

$$\dot{Q}_{GEN.rint} = \dot{m}_1 H_1 + \dot{m}_{12} H_{12} - \dot{m}_{19} H_{19} \quad (17)$$

Potencia para el absorbedor

$$\dot{Q}_{ABS.rint} = \dot{m}_{11} H_{11} + \dot{m}_{15} H_{15} - \dot{m}_{16} H_{16} \quad (18)$$

Potencia para el condensador

$$\dot{Q}_{CON.rint} = \dot{m}_{6,7} * (H_6 - H_7) \quad (19)$$

Potencia para el evaporador

$$\dot{Q}_{EVA.rint} = \dot{m}_{9,10} * (H_{10} - H_9) \quad (20)$$

Potencia para el economizador

$$\dot{Q}_{ECO} = \dot{m}_{14} H_{14} + \dot{m}_{17} H_{17} - \dot{m}_{13} H_{13} - \dot{m}_{18} H_{18} \quad (21)$$

Potencia de la sección de precalentamiento del HPHE, también se puede definir como el calor reciclado por los tubos HP, y las dos secciones externas fueron evaluadas en función de sus temperaturas de entrada y salida para el refrigerante bombeado:

$$\dot{Q}_{EVA-HP} = \dot{m}_{4,8} * (H_8 - H_4) \quad (22)$$

Potencia Para la sección de condensación del HPHE

$$\dot{Q}_{CON-HP} = \dot{m}_2 H_2 - \dot{m}_3 H_3 - \dot{m}_5 H_5 \quad (23)$$

#### 4.4 Calculo del rendimiento

COP externo:

$$COP_{ext} = \dot{Q}_{ABS.rext} / (\dot{Q}_{GEN.rext} + \dot{Q}_{EVA.rext}) \quad (24)$$

COP interno:

$$COP_{int} = \dot{Q}_{ABS.rint} / (\dot{Q}_{GEN.rint} + \dot{Q}_{EVA.rint}) \quad (25)$$

#### 4.5 Calculo del Aumento Bruto de Temperatura

$$GTL = T_{sol.dil,ABS} - T_{sal,EVA} \quad (26)$$

#### 4.6 Calculo de la Relación de Flujo

$$FR = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_1} = \frac{X_{12} - X_{19}}{X_{12}} \quad (27)$$

#### 4.7 Cálculos de parámetros del HP

Los parámetros internos y externos del HP están previamente descritos en la sección 3.2 a 3.4 de esta tesis, algunos otros parámetros necesarios para la comprensión del HPHE en base al modelo de Tent Tsai [57] que fue necesario calcular son los siguientes:

Potencia de la sección de evaporación del tubo calórico:

$$\dot{Q}_{seHP} = \dot{Q}_{CON-HP} / 9 - \dot{Q}_e \quad (28)$$

Potencia de la sección de condensación del tubo calórico:

$$\dot{Q}_{scHP} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{EVA-HP} / 9 \quad (29)$$

Potencia de evaporación del tubo calórico:

$$\dot{Q}_{eHP} = \frac{K_{eff}}{\delta} * A_{se} * (T_{se} - T_{s,l}) \quad (30)$$

Potencia de Condensación del tubo calórico

$$\dot{Q}_{cHP} = \frac{K_{eff}}{\delta} * A_{sc} * (T_{s,l} - T_{sc}) \quad (31)$$

Conductividad térmica efectiva de la estructura capilar:

$$K_{eff} = (1 - \varepsilon) * K_{ec} + \varepsilon * K_l \quad (32)$$

**4.8 Para el cálculo de los coeficientes de convección del agua se utilizaron las siguientes ecuaciones:**

Diámetro equivalente:

$$De = \frac{D_{i,te}^2 - D_{e,ti}^2}{D_{e,ti}} \quad (33)$$

Numero de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V De}{\mu} \quad (34)$$

Numero de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} \quad (35)$$

Número de Nusselt: Para  $Re > 10,000$ , turbulento, correlación Dittus-Boelter [58] usado en los circuitos externos del TCA.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (36)$$

Dónde:

- Para calentamiento de un fluido  $n=0.4$

- Para enfriamiento de un fluido  $n=0.3$

Para  $Re < 2100$ , laminar, correlación Pollhausen [59] usado en las secciones internas del TCA.

$$Nu = 0.664Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (37)$$

Coefficiente de convección del agua

$$h = \frac{NuK}{De} \quad (38)$$

Para el Coeficiente de Convección del Aire se utilizó la Siguiete Formula:

Para Flujo Laminar:

$$\alpha_{aire} = 1.18 \sqrt[4]{\frac{\Delta T}{d}} \left( \frac{W}{m^2 \circ K} \right) \quad (39)$$

Flujo Turbulento:

$$\alpha_{aire} = 1.165 \sqrt[3]{\Delta T} \left( \frac{W}{m^2 \circ K} \right) \quad (40)$$

## Capítulo 5

### Resultados experimentales

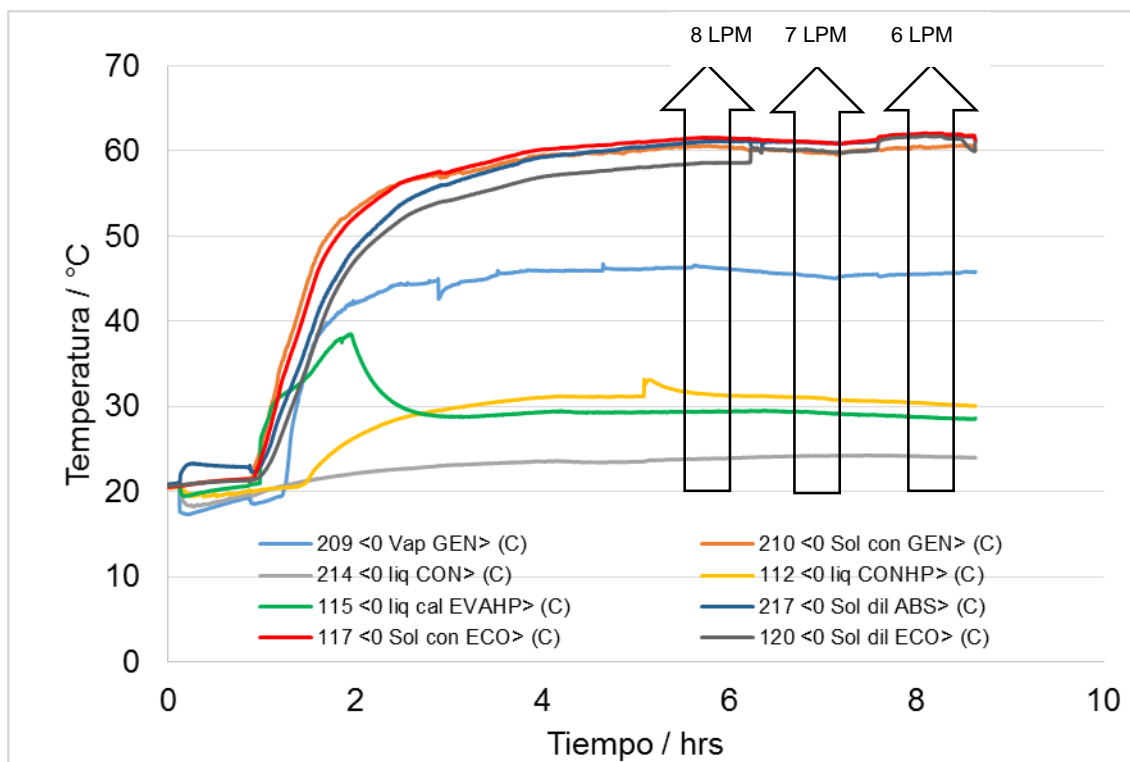
Se realizaron un total de 104 pruebas de estado en el TCA experimental con una concentración del 50% a 54% de LiBr-H<sub>2</sub>O a diferentes temperaturas del calor residual, la cuales fueron a 60 °C y 85°C, donde 11 pruebas coincidieron en no usar el CON del TCA. Se comprobó experimentalmente que a temperaturas menores de 75 °C del calor residual no se requiere un condensador en el TCA para realizar el ciclo, ya que todo es condensado por el HPHE. Se logró condensar la cantidad de 700W en el HPHE al implementar 9 tubos, los tiempos de estabilidad rondaron las 4 horas, en este capítulo se presentan los resultados para estas condiciones donde se suprime el uso del condensador con temperaturas menores a los 75 °C. Se pudieron cuantificar los coeficientes  $\alpha$  y U de transporte de calor del HPHE para un bajo flujo de condensado  $\dot{m}_{ref}$  los HP, así como las características térmicas del ECO, elemento que no tenía el TCA previo a él este estudio.

## 5.1 Estabilidad durante las mediciones de las pruebas

El presente capítulo presenta las pruebas experimentales realizadas al TCA con el recuperador de calor fabricado con HP, utilizando LiBr-H<sub>2</sub>O como solución de trabajo, para las concentraciones en peso de 50 a 54 % de LiBr-H<sub>2</sub>O, analizando las pruebas donde se presentó el estado estable del equipo como un conjunto, se muestra un análisis de las variables que afectan la transferencia de calor en cada uno de los componentes y la interacción de componentes con respecto al funcionamiento global de TCA-HP, se presenta también un análisis de las condiciones de operación donde se puede obtener un mejor desempeño del TCA.

El estado estable o estacionario se cumple cuando las variables que intervienen en el comportamiento no cambian en razón del tiempo, es decir se mantiene una condición constante de transferencia de masa y energía en el TCA durante un tiempo de operación a unas condiciones dadas de funcionamiento, dado que mantener estas condiciones es algo muy complicado por la sensibilidad de los instrumentos y de las variables del equipo se establece una región o consideración para la estabilidad que se considera como: el intervalo donde el equipo es capaz de mantener las temperaturas de cada componente por debajo de una variación no mayor a 2 °C durante 20 min.

La ilustración 20 muestra una de las pruebas donde se alcanzó la estabilidad después de 4 horas de iniciada la prueba y donde se pudieron obtener estados estables, los flujos de calentamiento en los componentes externos fue de 8, 7 y 6 LPM en el GEN, 6 LPM en el EVA, 0.5 LPM en el ABS, mientras que en los componentes internos se tenían los flujos de solución de 1.009 LPM entre generador-absorbedor y 1.112 LPM entre absorbedor-generador, las concentraciones  $X_{GEN}=52.14\%$  y  $X_{ABS}=51.75\%$  en peso de LiBr-H<sub>2</sub>O, como se puede observar la salida de vapor en el evaporador está limitada por el bajo flujo de líquido de trabajo  $M_{ref}$  0.0017 kg/s, lo que hace a esta variable la más difícil de controlar durante la estabilidad del sistema.



*Ilustración 20 Estado estable en la salida de las líneas del TCA*

Se realizaron un total de 104 pruebas del TCA experimental con una concentración del 50% a 54% de LiBr- H<sub>2</sub>O a diferentes temperaturas del calor residual, de las cuales 13 fueron temperaturas menores a los 75 °C y 7 mayores a los 80 °C. Se comprobó experimentalmente que a temperaturas menores de 75 °C del calor residual no se requiere un CON en el TCA para realizar el ciclo, ya que todo es condensado por el CON-HP, mientras que a temperaturas mayores a los 80 °C se requiere del CON para condensar el vapor generado y así poder realizar el ciclo, dado que las presiones internas en el TCA exceden los 30 kPa (absoluta) y el HP solo es capaz de sub enfriar el vapor al no generar un  $\Delta T_{HP}$  de 12°C.

## 5.2 Resultados del intercambiador con HPHE dentro del TCA

Dentro del análisis del comportamiento del nuevo intercambiador HPHE se comprobó que este fuera capaz de condensar el vapor que viaja del generador al nuevo componente, como se aprecia en la ilustración 21, donde se tienen temperaturas de entrada de vapor desde 36 a 68 °C, con presiones internas en el GEN de 9.6 a 22.4 kPa, para flujos máscicos de líquido de trabajo de 0.0001 a 0.0003 kg/s de condensado. Al mismo tiempo que se logró mediante la colocación de la entrada de vapor en la sección baja del HP donde ocurre la evaporación del fluido del trabajo, que estos fueran impregnados en su totalidad y que el proceso de retirar calor del vapor se lograra hasta la cantidad que viajaba del GEN, una vez que el condensado era observado en la mirilla de la parte baja del intercambiador se podía iniciar el proceso de enviarlo a la sección de calentamiento mediante la bomba de engranes, cambiando este entre las dos regiones de presión un promedio de 3 kPa con lo que se garantizaba que este seguía en estado líquido, para ser precalentado en la siguiente sección.

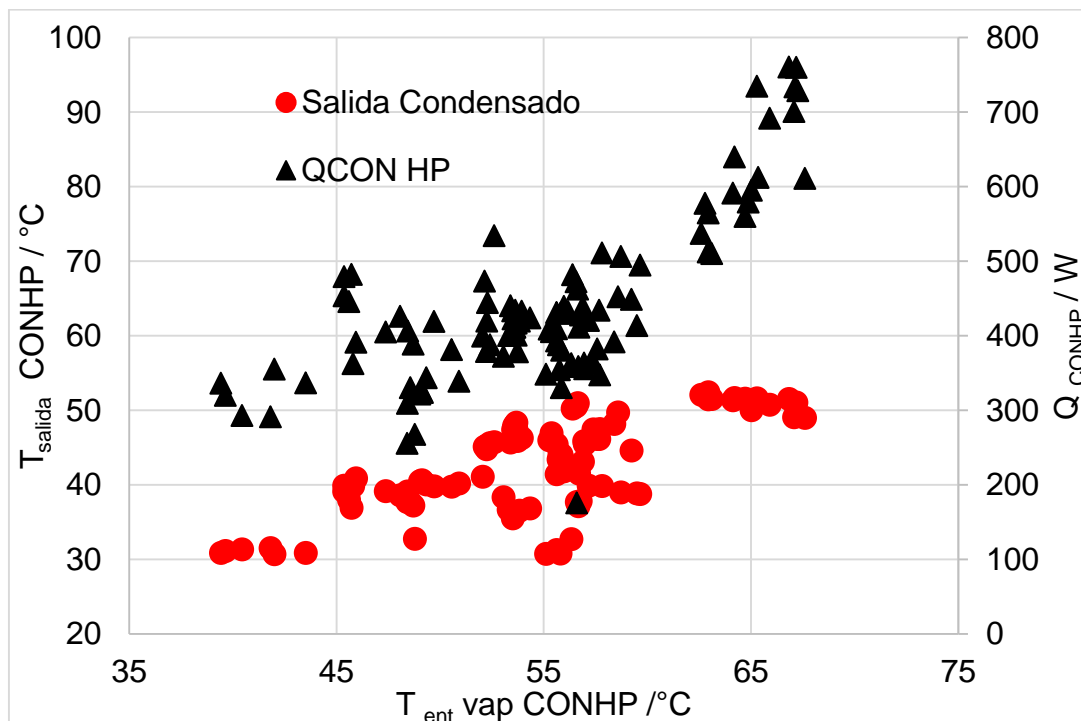
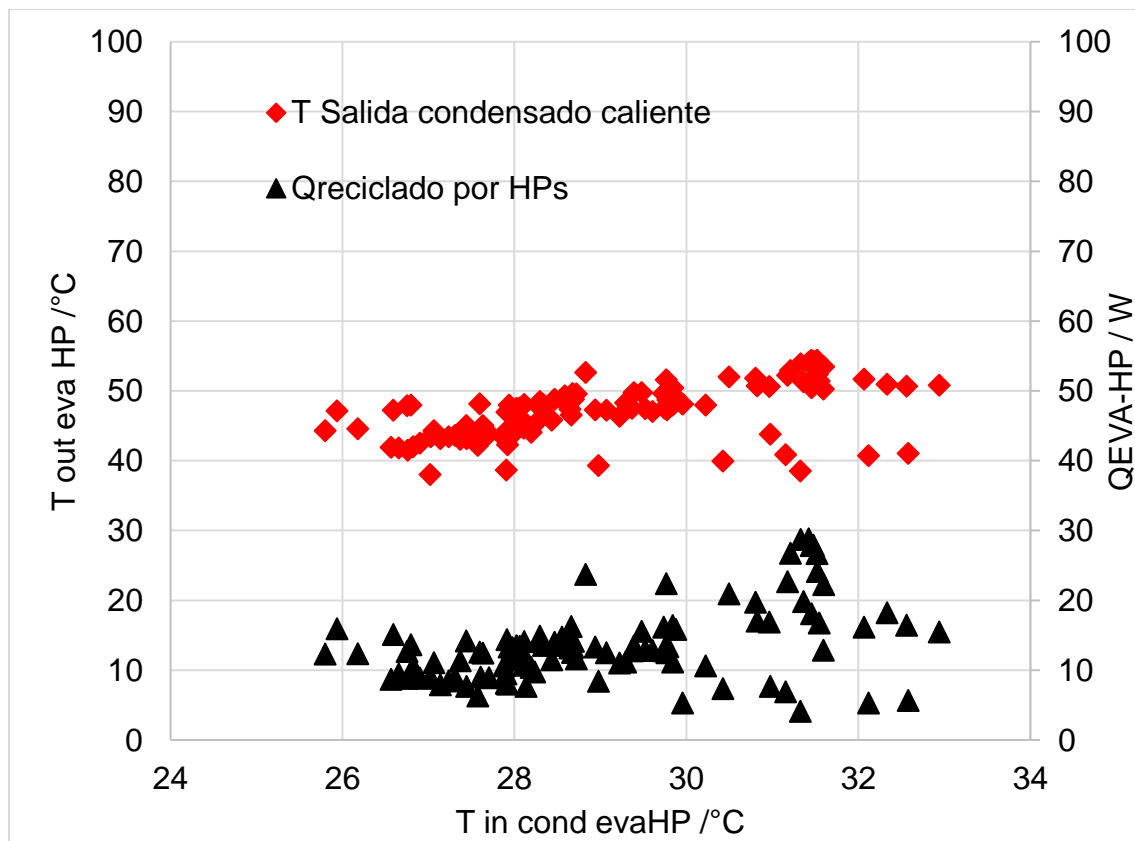


Ilustración 21 Temp salida  $\dot{m}_{ref}$  & potencia CON-HP

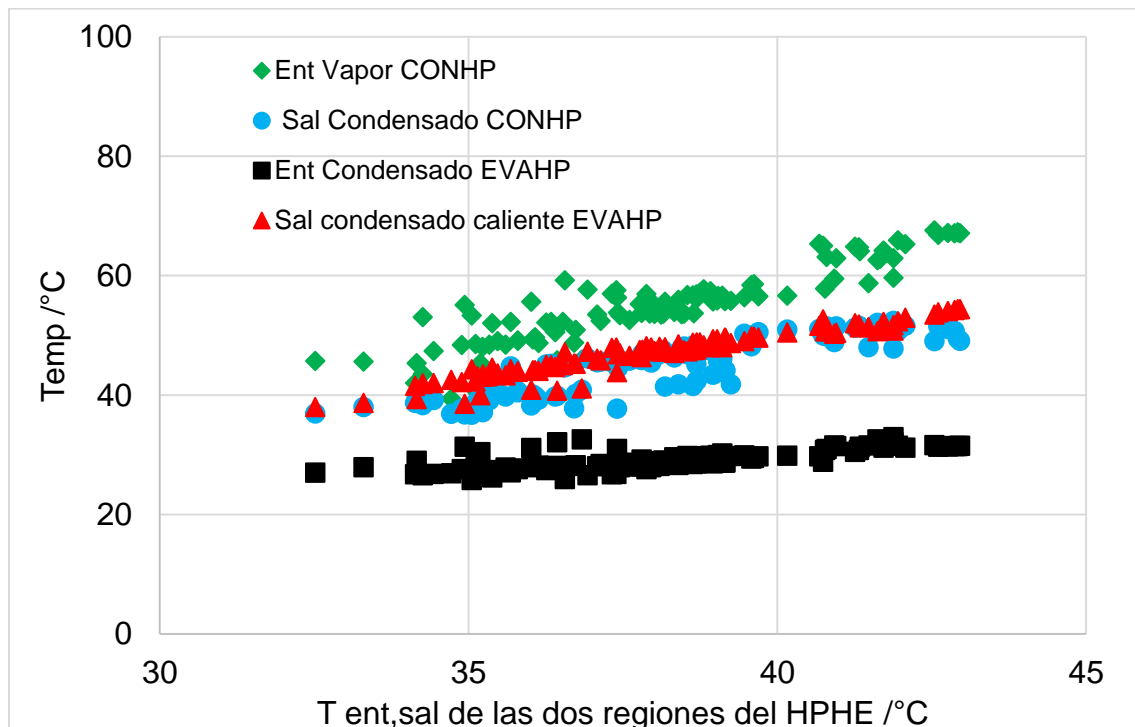


Por otro lado se puede apreciar la cantidad de calor que el HPHE es capaz de ceder en la sección de CON-HP donde los HP son impregnados por el goteo del condensado y este se precalienta, al ver la ilustración 22 se puede apreciar que al aumentar la temperatura de entrada en el HPHE lado EVA-HP este aumenta la cantidad de calor que puede reciclar proveniente de los HPs, la temperatura de salida una vez que el refrigerante ha recibido calor ronda los 50°C si la comparamos con la temperatura simulada 60 °C para las mismas condiciones de transporte de la sección 3 de este tesis donde se logra el condensado de 0.7 kW como variable fija de simulación, se puede apreciar también que esta sería la condición mínima del simulador y que si se logró representar en el experimento usando HPHE, al mismo tiempo que se comprueba que los flujos de refrigerante son bajos del experimento hasta 0.0003 kg/s y del simulador 0.0028 kg/s, que aunque tiene una incertidumbre alta esta medición rondando el 20%, no refleja un salto abrupto en las observaciones pues se refiere a diez milésimas de kg.



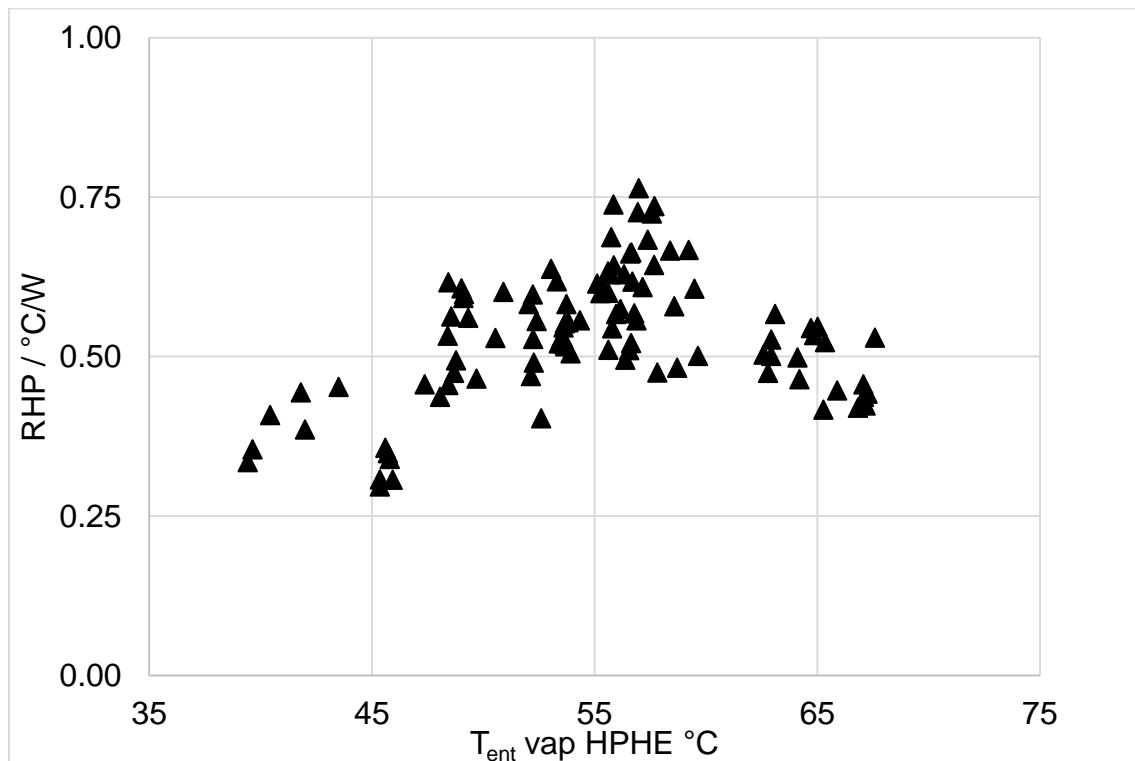
*Ilustración 22 Temp salida condensado & potencia de reciclado de calor*

El nivel térmico que el HPHE presenta en cada una de las regiones de entrada y salida de refrigerante en su estado gaseoso o líquido se pueden apreciar en la ilustración 23, donde a mayor temperatura en la entrada de vapor del HPHE se tiene un mayor nivel de temperatura de las otras regiones por donde pasa el refrigerante, esto es congruente con las caracterizaciones que el fabricante del HP presenta y se ve reflejado el nivel térmico que en la simulación se tenía en cuenta para las regiones del HP considerando un  $\Delta T$  entre evaporador-HP y condensador-HP de  $12^{\circ}\text{C}$ , siendo en el experimento el  $\Delta T$  de  $10^{\circ}\text{C}$  promedio. Estas temperaturas reflejan el calor que el HPHE en su lado EVAHP pudo extraer del vapor condensándolo y se relacionan con la simulación del TCA a las condiciones reportadas por Márquez [10] donde el  $\dot{Q}_{GEN}$  aumentaba a medida que se incrementaba el calor  $\dot{Q}_{ABS}$  en  $200\text{W}$  que fue el punto donde empezamos a caracterizar el funcionamiento del HPHE, el apéndice A.1.5 muestra la gráfica de  $\Delta T_{HP}$  durante su caracterización a  $120$  y  $140\text{W}$  nominales.



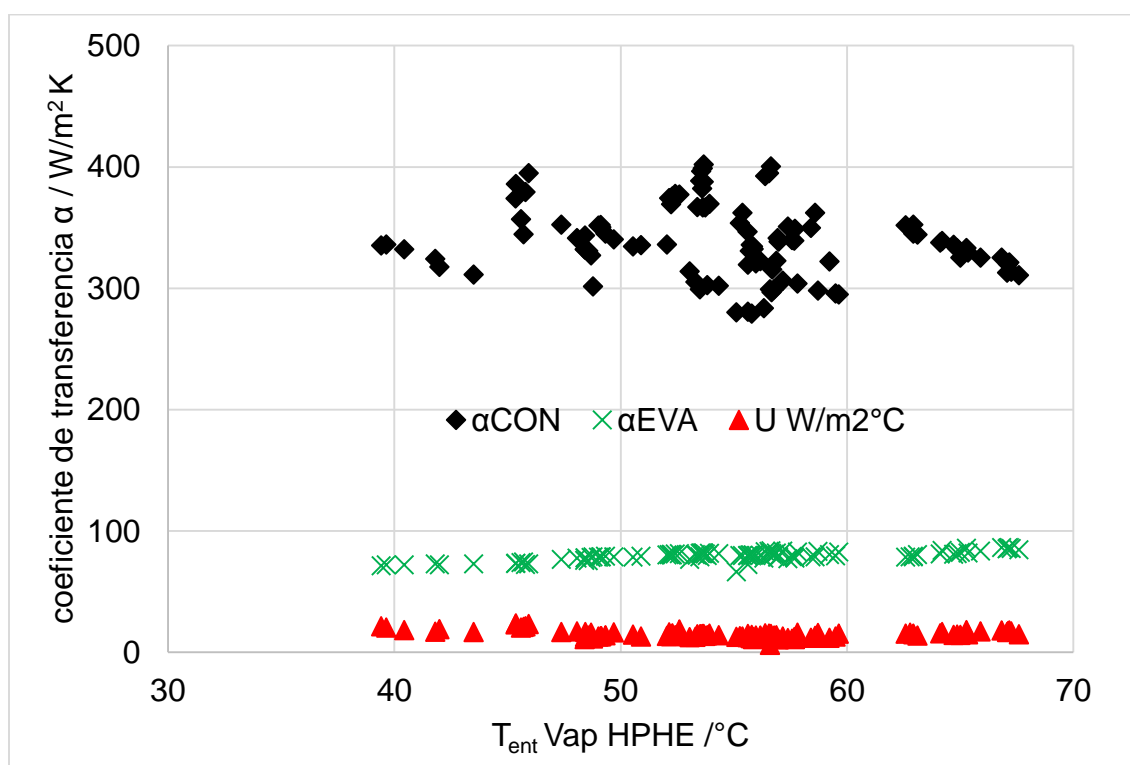
*Ilustración 23 Temperaturas en el HPHE*

La ilustración 24 muestra el comportamiento de la resistencia del HP dentro del HPHE integrado en el TCA, como se puede apreciar existe una resistencia máxima para el propio HP de 0.75 °C/W que se relaciona con la peor condición de producción de vapor del TCA en el GEN con condiciones externas de 7LPM de flujo de agua caliente,  $\dot{m}_{ref} = 6$  mL/min y un  $\Delta X$  de 2% consistente con lo reportado por anteriores trabajos [43] y [10], puesto a altos flujos de calentamiento y bajos flujos de refrigerante existía un bajo intercambio de calor con  $U_{GEN}=150$  W/m<sup>2</sup>C y calor de 50W, por lo que el incremento de RHP y del set de HP se debe a el bajo flujo de refrigerante que pudiera retirar calor de la sección CONHP. El bajo nivel de resistencia del HP a bajas temperaturas de entrada de vapor se debe en gran parte al incremento de refrigerante, y por otro lado el bajo nivel de RHP a altas temperaturas de entrada se debe al flujo de vapor algo y un alto nivel de calor reciclado, siendo la mejor región de aplicación del HP en la parte baja de temperatura del TCA puesto que se alcanza condensar y se mejora el COP sin que los incremento de presión sean determinantes para un paro en el ciclo.



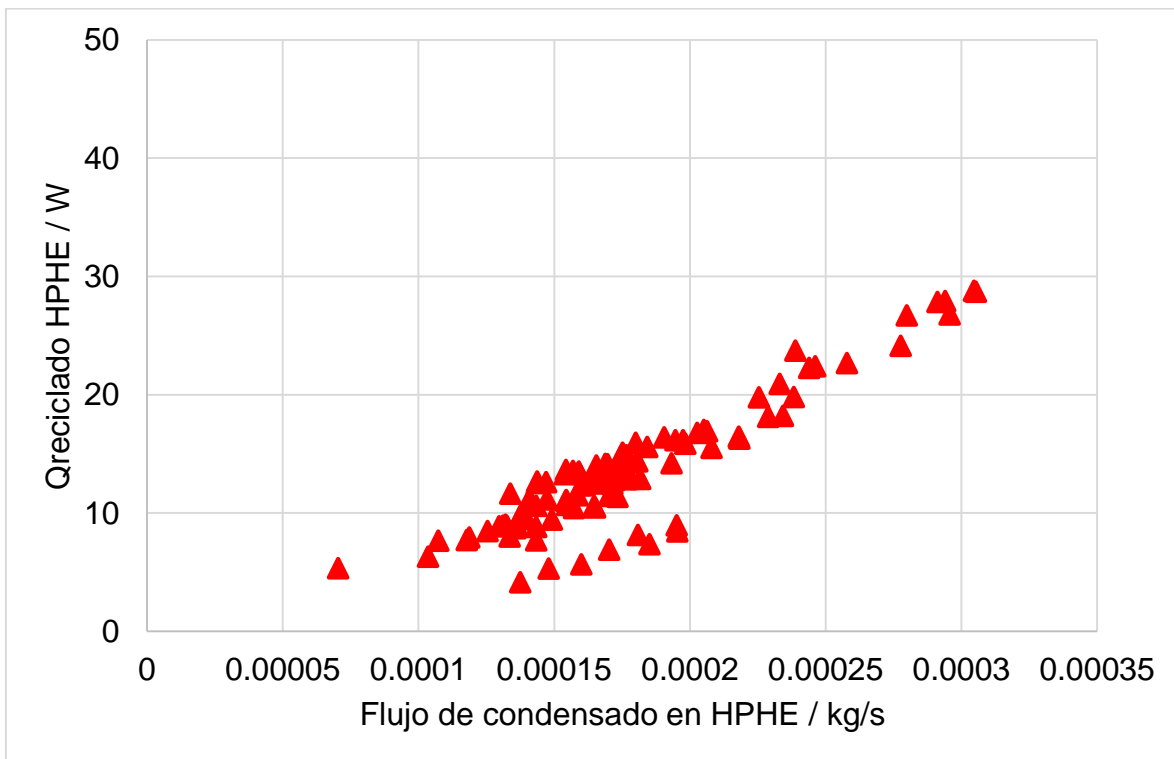
*Ilustración 24 Resistencia térmica del arreglo de HPs*

Para entender el funcionamiento del HPHE y su cantidad de  $\dot{Q}_{rec}$  es necesario graficar cada uno de los coeficientes locales de transferencia de calor  $\alpha$  para las dos secciones del intercambiador como se aprecia en la ilustración 25, previo a lo simulado en la sección 3 de esta investigación donde bajo las consideraciones planteadas se tiene  $\alpha$  de 732 W/m<sup>2</sup> K y 248 W/m<sup>2</sup> K para el con-HP y eva-HP, en la experimentación se encontraron de 350 W/m<sup>2</sup> K y 90 W/m<sup>2</sup> K respectivamente, esta discrepancia se debe a la consideración de impregnación del refrigerante sobre los HPs, es de suma importancia esta comparación para que se pueda entender el planteamiento que se tiene que tomar para futuras investigaciones del TCA, puesto que se cumple que a mayores temperaturas de calentamiento beneficia el GTL pero no así el COP que se ve beneficiado a bajas temperaturas donde el HP tiene más baja resistencia térmica.



*Ilustración 25 Coeficientes de transferencia del HPHE*

Como se puede apreciar en la ilustración 26 es claro que al incrementar el flujo de refrigerante el HPHE tiene mayor  $\dot{Q}_{rec}$  aunque la región de operación sea por debajo de los 70 °C de salida de vapor del GEN, esto conlleva a mantener bajas presiones en el equipo, esto es concordante con lo simulado, pues se puede apreciar en la sección 3 de esta investigación que el mismo efecto para  $\dot{Q}_{rec}$  ocurre, en la experimentación se logró determinar que para temperaturas de calentamiento externas del GEN de 70°C y flujos por debajo de los 6 LPM se logran las condiciones para generar más refrigerante, por otro lado el componente crítico es el ABS pues este tiene que tener bajos flujos de solución con alta temperatura de entrada de vapor, lo que reduce la zona de operación del HPHE a una zona limitada a bajos GTL, dado un difícil control de los niveles de solución en el TCA parte GEN y ABS no se concentró en demasía la solución  $X_{GEN}$  para incrementar estas capacidades del TCA, Nolasco [10] reporta que a  $\Delta X$  mayores a 7% tenía sus mejores COPs, pero la configuración que tenía el equipo le permitía controlar mejor el nivel en el ABS. La configuración que se requería para la aplicación del HPHE véase diagrama esquemático sección 4.2, imponía la posición del EVA y ABS del TCA a un nivel bajo del HPHE sección condensador HP.



*Ilustración 26 Calor reciclado por HPHE*

## 5.3 Resultados de los componentes del TCA acoplados al HPHE

### 5.3.1 Resultado del GEN

En la ilustración 27 se puede observar el aumento del calor que el GEN necesita para concentrar la solución que por sus discos de grafito fluye causa un decremento en el rendimiento COP del TCA, esto se debe principalmente a la disminución de la cantidad de calor que el ABS puede ceder al circuito de enfriamiento, también una de las causales de este merma en el rendimiento es el poco refrigerante que fluye por el sistema, y la necesidad de mayor temperatura en el EVA, el impacto que el HPHE tiene al reciclar calor es sustancialmente mejor en la zona donde la temperatura de vapor es menor a  $55^{\circ}\text{C}$ , internamente esto coincide con lo reportado previamente en el laboratorio por los investigadores [10], donde los flujos bajos de solución a bajas temperaturas y bajas presiones generaban mayor rendimiento COP, pues la película descendente a lo largo de los discos de grafico era capaz de aceptar más calor y producir más vapor  $\dot{m}_{ref}$ .

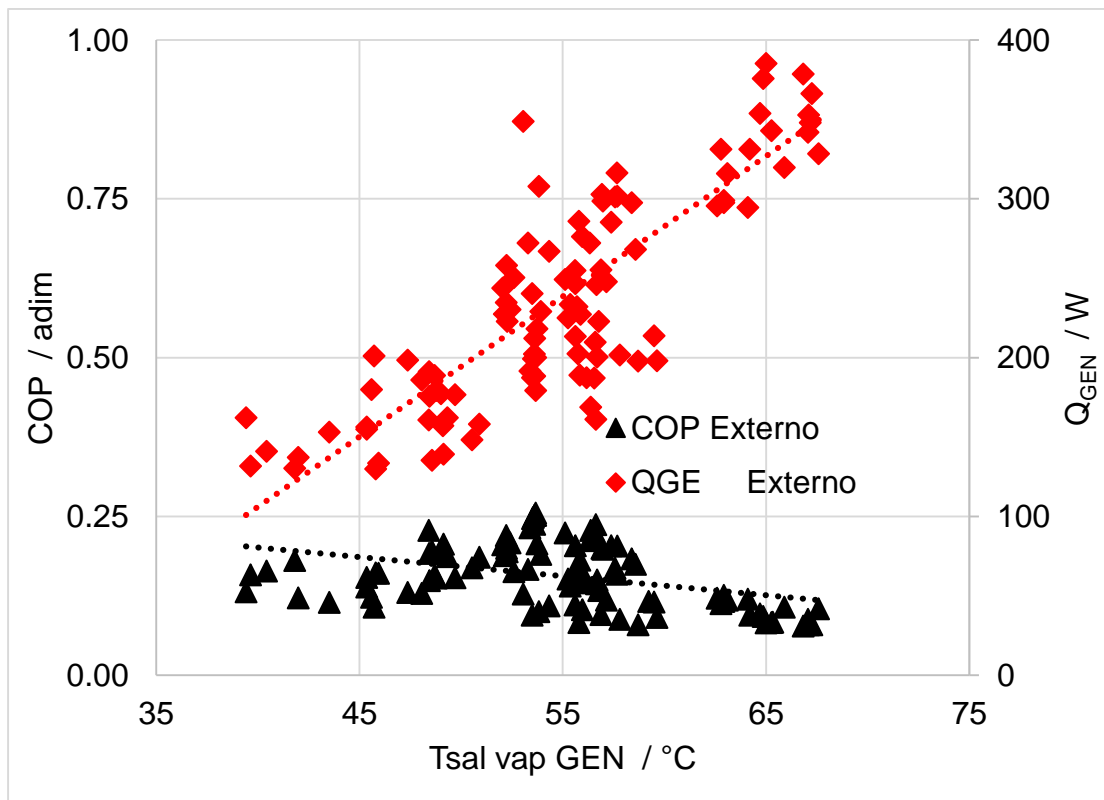


Ilustración 27 Rendimiento del GEN con HPHE

### 5.3.2 Resultados del EVA

El evaporador es el elemento del TCA que más se beneficia de la aplicación de los HPs pues necesita menor cantidad de calor para evaporar, esto se puede apreciar en la ilustración 28 donde el COP interno es mayor a bajas temperaturas de entrada de líquido precalentado  $\dot{m}_{ref}$  por HPHE, si la temperatura de entrada del refrigerante aumenta el rendimiento disminuye al necesitar mayor temperatura para continuar el ciclo en el ABS, se puede apreciar también que respecto a la simulación del HPHE esta tiene concordancia con lo experimentalmente obtenido del trabajo, pues estas cantidades de calor en la simulación representaban un 20% de  $\dot{Q}_{rec}$ , aunque experimentalmente solo llegamos a un 5% de  $\dot{Q}_{rec}$ , pero esto nos indica que solo es necesario mejorar el flujo de refrigerante a condiciones de temperatura y presión bajas en el GEN.

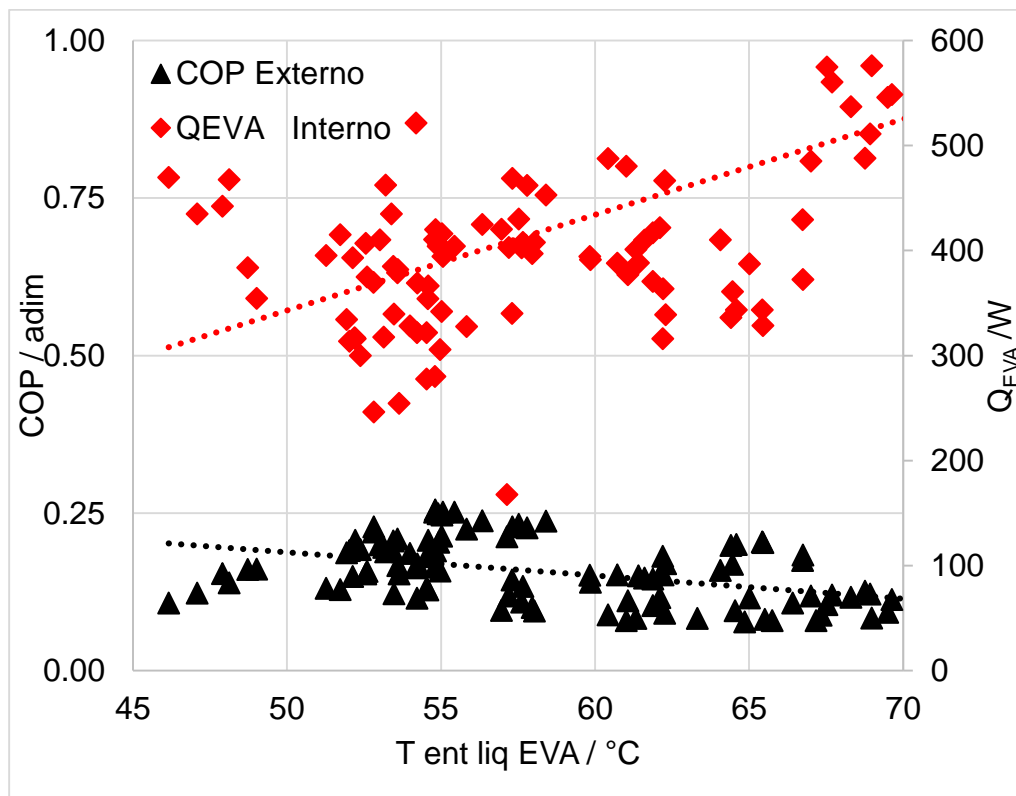
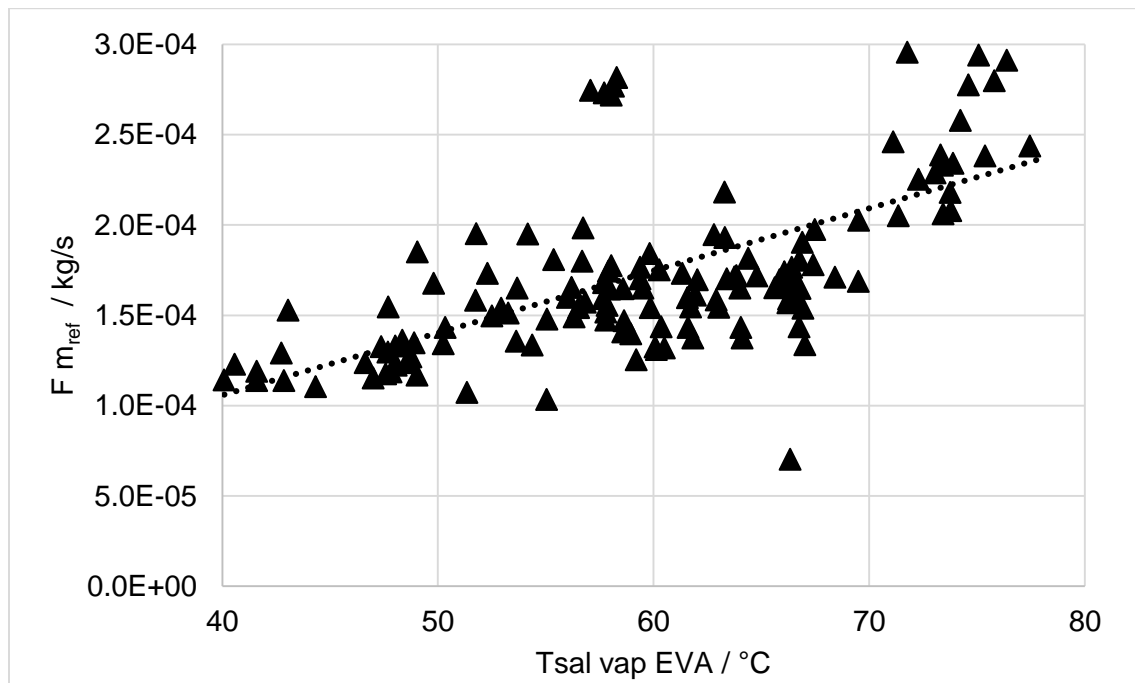


Ilustración 28 EVA del TCA con HPHE

La ilustración 29 presenta el comportamiento al incrementar la temperatura de salida del vapor en EVA se incrementa la cantidad de refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ , este incremento de refrigerante representa un mejor  $\dot{Q}_{rec}$  ya que mejora el goteo del distribuidor superior a los HPS pero representa un mayor nivel de líquido dentro del EVA que es un intercambiador de tipo tubos helicoidales con flujo a contra corriente, teniendo 13mm en el diámetro interno por donde viaja el vapor hacia el ABS implicaría que este tubo sea de mayor diámetro para mejorar el paso de vapor. El EVA del TCA surgió como una modificación de un intercambiador de 3 kW a un intercambiador de 1.5 kW donde en la experimentación logramos alcanzar los 700 W, aún tiene capacidad para producir vapor, sim embargo se tienen que valorar que requerimos aumentar GTL o COP. Como características resultado de esta experimentación el EVA presento una particularidad al ser el elemento del TCA con menos influencia a las condiciones de operación, pero como los circuitos internos requieren de colocar en la parte superior al ABS el diámetro interior del EVA restringe el paso de vapor y requiere de un aislamiento térmico cuidadosamente armado, pues este vapor no debe disminuir su temperatura por perdidas convectivas al paso de la tubería, la reducción a 30 cm de longitud de este tubo disminuyo dichas perdidas.

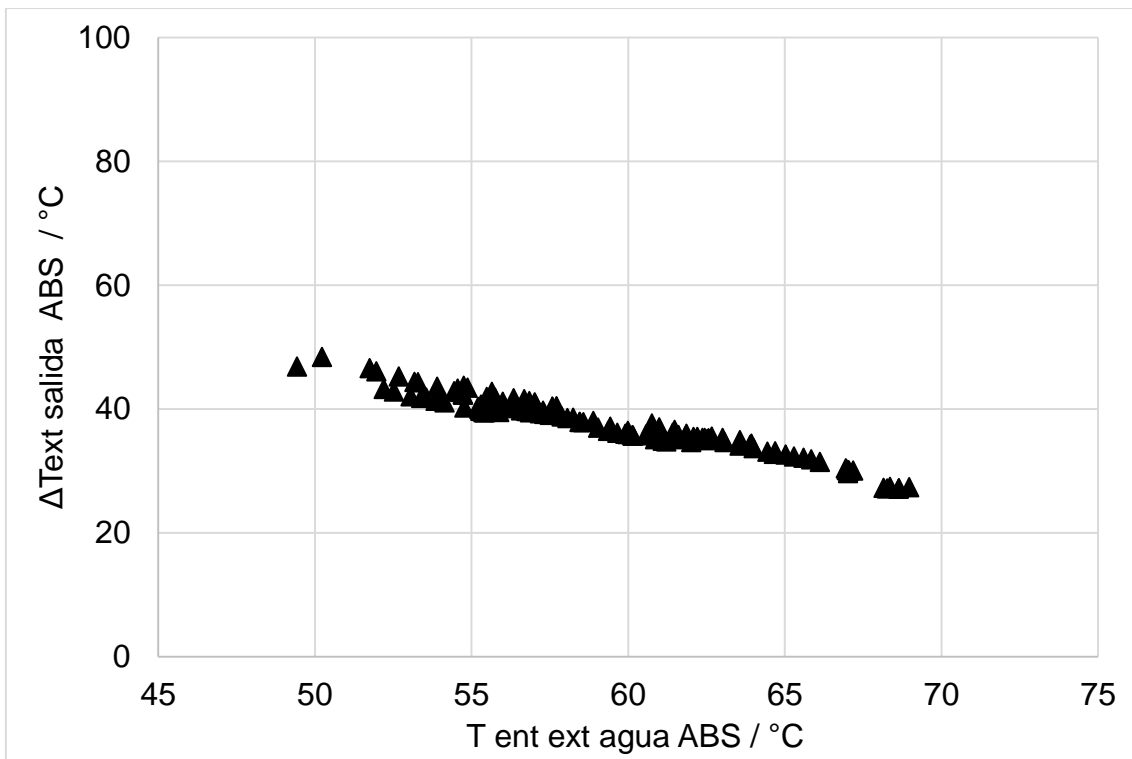


*Ilustración 29 Flujo de refrigerante & T sal Vap EVA*



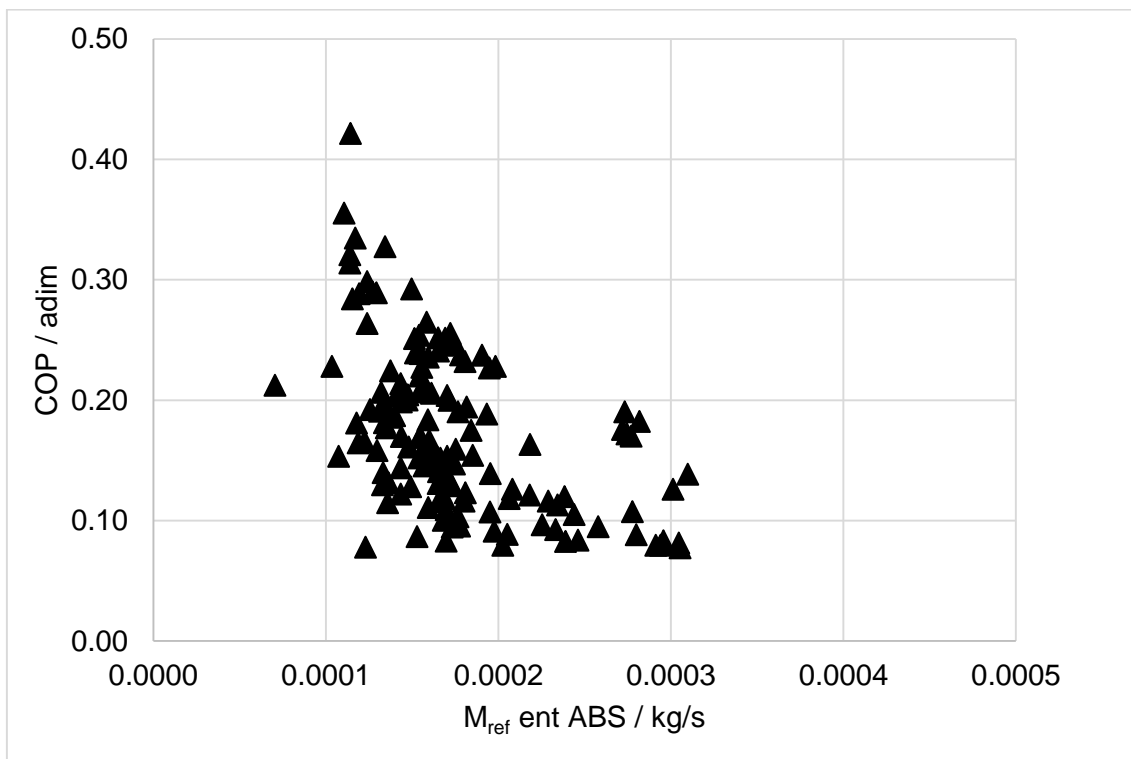
### 5.3.3 Resultados del ABS

En base a la simulación del reciclado de calor por parte de HPHE en el EVA del TCA el ABS donde se tiene que trabajar a bajos flujos de  $\dot{m}_{ref}$  lo que con lleva a bajas producciones de  $\dot{Q}_{ABS}$  útil para el sistema que retira calor (sistema destilador o enfriador para esta experimentación), la ilustración 30 muestra que el mayor  $\Delta T$  entre la posible aplicación de destilación de agua es poco factible donde las condiciones del HPHE son las mejores a bajas temperaturas, por lo que este recuperador de calor TCA en el circuito de enfriamiento que inicialmente se pensó como destilador, solo precalienta algún fluido que puede ser reutilizado posteriormente hasta los 70°C que es donde las temperaturas convergen para el GEN por debajo de los 70 °C, este  $\Delta T$  disminuye acercando la temperatura de 70 °C puesto que el GTL es cercano a los 10°C, y el ABS es donde experimenta menores flujos de solución concentrada capaz de aceptar vapor.



*Ilustración 30 Temperaturas en el ABS con discos de bronce*

El rendimiento claramente se ve disminuido al incrementar el flujo de refrigerante en el ABS del TCA, ya que no se tiene una película uniforme en su interior para aceptar el vapor que proviene del EVA, como se estudió en trabajos previos estos discos de bronce presenta alta conductividad térmica pero tienen una deficiencia en cuanto a las dimensiones internas que hacen fluir a la solución. Durante la experimentación también es notable recalcar que el nivel de este ABS es difícil de controlar pues al estar en la parte superior del arreglo TCA se ve influenciado por la acción de la gravedad combinada con la succión de la bomba y la baja presión del GEN, La ilustración 31 da muestra del COP externo que el ABS tiene como resultado de las variaciones en la cantidad de  $\dot{m}_{ref}$ .



*Ilustración 31 Rendimiento COP & M refrigerante*

### 5.3.4 Resultados de la evaluación del ECO

Como se puede apreciar en la ilustración 32, el ECO a mayor  $\Delta X$  de concentración incrementa la temperatura de salida de la solución concentrada por lo cual esta tiene más capacidad de aceptar el vapor para realizar la reacción exotérmica en el ABS, así también se observó que a mayor flujo de solución diluida esta incrementaba su cantidad de calor hasta en 151 W, del economizador en su mayor flujo de calor se obtuvo un  $U_{ECO}$  de  $190 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , los flujos de solución fueron de  $\dot{m}_{sol\ con}$  0.6 a 1.165 LPM y de  $\dot{m}_{sol\ dil}$  0.475 a 1.01 LPM, flujos mejor observados una vez que se utilizando los flujómetros Optimas coriolis, en particular se observó que a mayor flujo existe mayor velocidad del fluido al incrementar el Re hasta 2000 en el mayor flujo de solución concentrada, esto concuerda al ser el número  $Nu_{sol\ con}$  un valor bajo de no más de 50 como se aprecia en la ilustración 33, en mayores flujos se esperaba por lo tanto mayor calor transferido así como a mayores diferencias de concentración.

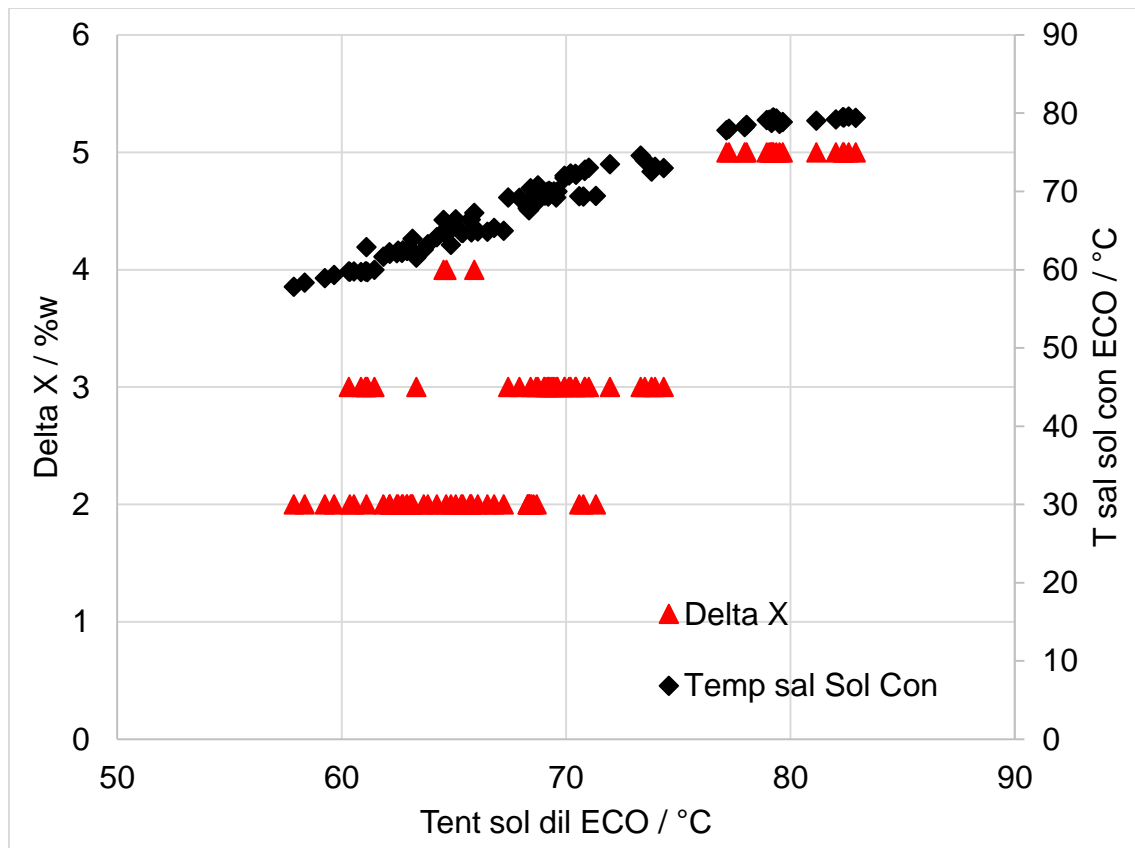
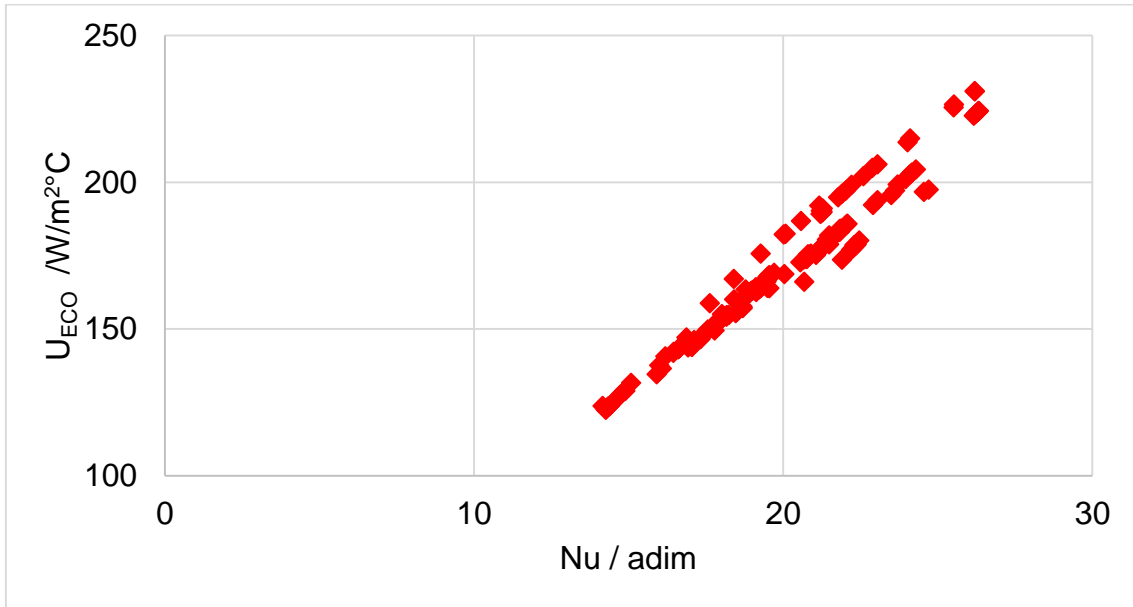


Ilustración 32 Temperaturas y Concentración del ECO



*Ilustración 33 Nu del ECO*

## 5.4 Resultados globales del TCA con HPHE

Analizando el comportamiento de los componentes particulares y sus variables que los afectan se puede entender que el TCA es un dispositivo tecnológico que tiene un grado de complejidad amplio respecto a la manipulación de las variables de entrada que afectan el rendimiento o el nivel térmico que se requiere en la aplicación final. Por lo que se presenta a continuación particulares relaciones entre las variables que se mencionan y se explican cómo estas pueden ser manipuladas a razón de mejorar el comportamiento del TCA con HPHE.

Como se puede apreciar en la ilustración 34 el incremento en  $\dot{m}_{ref}$  causa una disminución en el FR pues están directamente relacionadas a la producción del vapor en GEN y a la cantidad de  $\dot{m}_{ref}$  que ABS sea capaz de aceptar en función del flujo de solución diluida. Destacables son las condiciones en los otros elementos como se muestra.

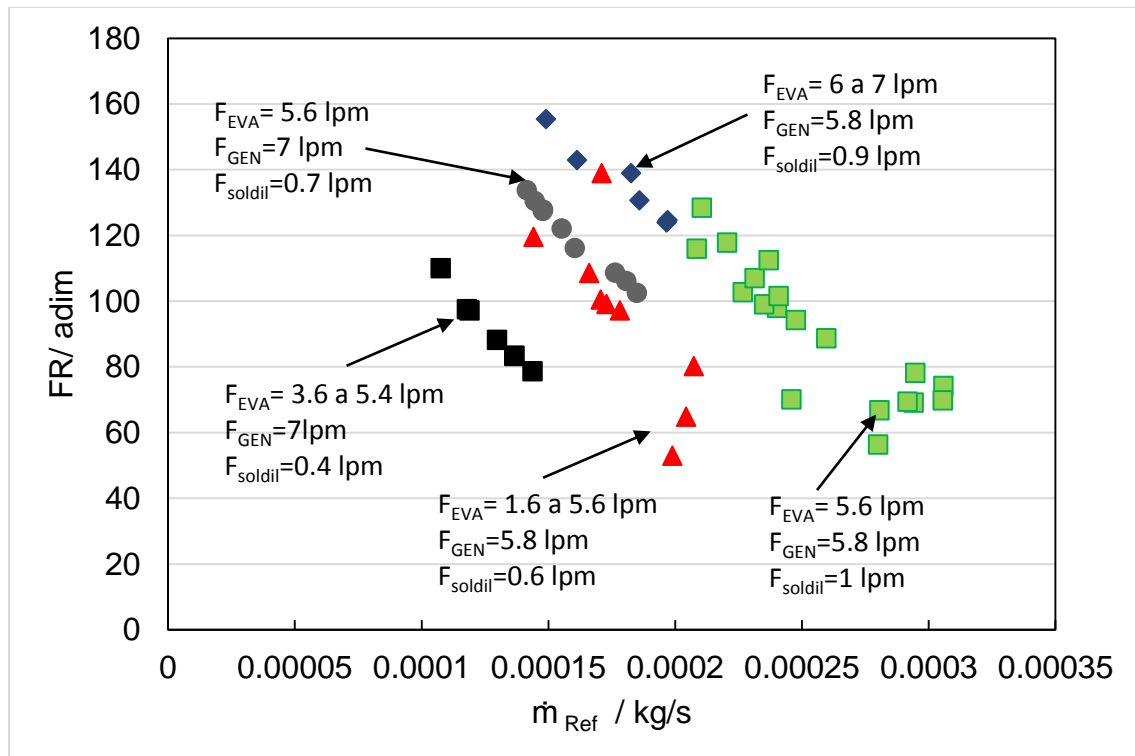


Ilustración 34 Entrada de Vapor ABS & FR

Como puede apreciarse en la ilustración 35 a mayor FR del TCA se incrementa el GTL respecto al incremento de  $\dot{m}_{ref}$  de 90 a 106 mL/min, en una de las pruebas donde el flujo del EVA es constante a 5.6 LPM y el flujo de solución diluida 0.7 LPM, el calor  $\dot{Q}_{EVA}$  se mantuvo en un rango de 300 a 470 W de calentamiento externo, mientras que la temperatura del vapor T ent vap ABS entre 52 a 58 °C, dado que el FR es la relación entre el refrigerante y la solución diluida y esta se mantuvo constante en 0.08 kg/s el cambio en FR para esta prueba se debió al incremento del refrigerante, lo cual nos indica que para mejorar la aplicación del TCA es necesario incrementar la cantidad de condensado que escurre en el HPHE lo que lo haría mejorar su rendimiento en el reciclado de calor al mojar todos los HPs e incrementar el  $\alpha$  del con HP.

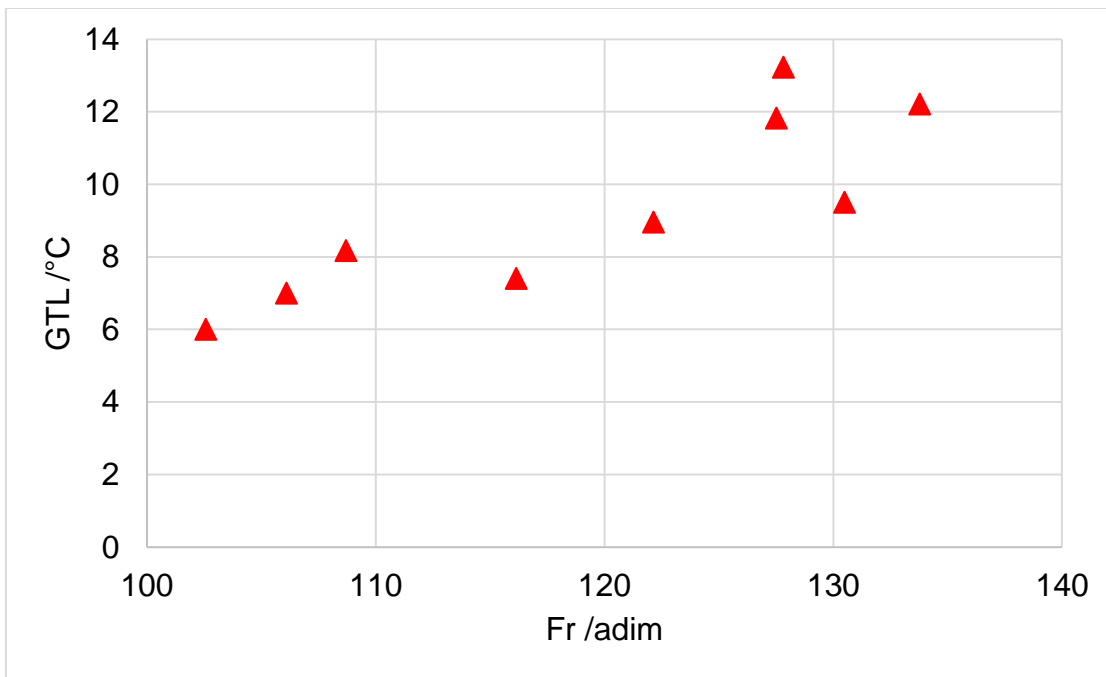


Ilustración 35 gradiente de temperatura FR vs GTL

#### 5.4.1 Condiciones de operación del TCA-HP

<b>Condiciones de Operación del TCA-HP</b>	
<b>Presión (kPa)</b>	
$P_{GEN}$	9.63 - 24.85
$P_{ABS}$	13.92 - 25.89
<b>Concentración de LiBr en H<sub>2</sub>O (% en peso)</b>	
$X_{GEN}$	50 - 55
$X_{ABS}$	48 - 50
<b>Temperaturas de los flujos de agua de calentamiento (°C)</b>	
$T_{GEN}$	61.73 - 88.22
$T_{EVA}$	57.92 - 84.64
$T_{CON}$	-
$T_{ABS}$	51.96 - 67.18
<b>Flujo de calor (W)</b>	
$Q_{GEN}$	129 - 403
$Q_{ABS}$	53 - 152
$Q_{EVA}$	167 - 723
$Q_{CON}$	-
$Q_{CON-HP}$	176 - 760
$Q_{REC}$	6.4 - 42.9
<b>Coefficiente de desempeño (adimensional)</b>	
<b>COP</b>	0.077 - 0.255
<b>Incremento bruto de temperatura (°C)</b>	
<b>GTL</b>	1.27 - 13.65
<b>Coefficiente global de transferencia de calor promedio (W/m<sup>2</sup>°C)</b>	
$U_{HPHE}$	15.27
$U_{ECO}$	162.26
<b>Resistencia experimental promedio de los HP (°C/W)</b>	
<b>RHP</b>	0.064
<b>RHP set (9HP)</b>	0.54

## Capítulo 6

### Conclusiones y Recomendaciones

Se simuló el uso de HPs en base a potencias nominales dadas por el fabricante y consideraciones termodinámicas de transporte de calor para transportar 700 W mediante un arreglo de 7 HPs, el lado CONHP si logró condensar el vapor que viajaba del GEN casi en su totalidad.

Se logró incorporar el HPHE al TCA entre los componentes CON y EVA fabricando un intercambiador de HPs con 9 piezas de potencia nominal 120W, separando las dos secciones de presión mediante una placa de acero inoxidable que a su vez funciona como base para la sujeción de la parte media de cada HP.

Pero debido a las pérdidas de transporte de calor en el lado EVAHP solo se pudo transportar hasta 50W de calor reciclado el refrigerante pues la impregnación de los HPs no fue total como se había planteado dado el bajo flujo de refrigerante 0.001 kg/s que representa casi una gota por segundo. La zona de aplicación esta debajo de los 75 °C de temperatura de vapor que los tubos logran condensar con ayuda de las pérdidas al medio ambiente del HPHE y la región superior a los 75°C de temperatura de vapor donde el HPHE sub enfría el vapor y requiere ayuda del CON (chiller), esta región aún queda pendiente de estudiar para futuros trabajos.



## 6.1 Conclusión de la propuesta teórica

Un mejor rendimiento  $COP_{TCA}$  es factible de obtener si se reduce la cantidad de calor a bajas presiones del sistema que necesita para operar, con la ayuda de un reciclado de calor con HP se puede precalentar el  $EVA_{TCA}$  por lo que las cantidades iniciales se disminuyen una vez que se ha estabilizado el ciclo;

- Como se ha demostrado con esta simulación de la aplicación de HPs el rendimiento  $COP_{TCA}$  se puede incrementar en un 20% usando 7 tubos como medio de reciclado de calor a una  $T_{act} = 62^{\circ}C$ , puesto que el calor necesario para el sistema se reduce en un 25% (177W).
- Si  $T_{act}$  es baja se requiere una mayor cantidad de tubos para transportar el calor del sistema, dado que el bajo gradiente de presión entre el líquido y vapor afectan la eficiencia del HP como dispositivo pasivo de transporte de calor.
- Un incremento en la temperatura de salida del condensado del TCA no beneficia el rendimiento  $COP_{TCA}$ , sin embargo los HPs es donde tienen más facilidad de reciclar calor dado las diferencias de temperatura de las dos regiones condensador y evaporador.
- El coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador con HP es bajo debido a los cambios de presión y temperatura así como los cambios de fase en las dos regiones de intercambio.
- La cantidad de calor que se puede reciclar no se ve favorecida con los incrementos de la  $T_{act}$  puesto que entre el GEN y ABS la diferencia de concentración se reduce dado un flujo constante de masa entre ambos incrementando la presión.
- El mejor rendimiento de set de tubos existe cuando la resistencia térmica es menor, al mismo tiempo que el flujo de calor es alto y su eficiencia puede variar en un rango de 23 24%, con coeficientes locales de transferencia  $\alpha$  de 720 y 250  $W/m^2^{\circ}C$  para el  $CON_{HP}$  y  $EVA_{HP}$  respectivamente.

## 6.2 Conclusiones de la experimentación

Con la implementación de HPs entre los componentes de condensador y precalentado del TCA, se logró disminuir en un porcentaje 5% la cantidad de calor que se necesita para el proceso de evaporación del refrigerante que se lleva a cabo en el evaporador de TCA, otra de las mejoras en cuanto a energía es que la cantidad que representaba enviar energía al medio ambiente en la torre de enfriamiento se suprime con el uso de HPs, pues esta energía es absorbida por los dispositivos pasivos y una parte de ella es la que se reintegra en el proceso de precalentamiento.

### 6.2.1 Conclusiones del TCA

El absorbedor mostró medianos resultados para el desempeño del mismo y de forma íntegra para el funcionamiento del TCA. Los valores alcanzados para el coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) fueron de hasta  $250 \text{ W/m}^2\text{°C}$ , siendo un valor por debajo del promedio de los valores reportados experimentalmente en trabajos previos [43]. Se alcanzó un  $GTL$  interno de hasta  $13.65 \text{ °C}$ . El calor del absorbedor depende principalmente de la concentración de la solución y para este estudio fueron bajas (no más del 55% en peso) con poca separación entre la solución diluida y la concentrada (2%), mientras que el  $GTL$  depende de las temperaturas y la cantidad de los flujos de solución y vapor que entran al absorbedor.

De acuerdo a las condiciones de operación, el  $COP$  mostró mayor sensibilidad al cambio de flujo externo del absorbedor y del generador. Se tuvo un incremento de  $COP$  de 5% con la ayuda del  $\dot{Q}_{rec}$  usando los 9 HP en el intercambiador HPHE, cuando el flujo volumétrico de agua del GEN incrementa de 6 a 8 LPM, y con el aumento de flujo de agua de calentamiento del EVA de 5 a 7 LPM el  $COP$  incrementa de 0.077 a 0.228. Con el cambio de flujo externo a partir del GEN o EVA se logró fijar las condiciones donde el HPHE condensaba sin la ayuda de el CON auxiliar. En el caso del  $GTL$ , el máximo valor alcanzado en el equipo fue de  $13.65 \text{ °C}$ , y este depende de la temperatura a la cual el refrigerante fue revalorado por el calor reciclado. También, en un análisis general se determina que el  $GTL$  incrementa

debido al aumento de concentración de la solución LiBr-H<sub>2</sub>O y a mayor  $T_{ABS}$ , mientras que el  $COP$  incrementa principalmente cuando aumenta el valor de  $\dot{Q}_{ABS}$

El uso de un recuperador de calor entre las soluciones “ECO” incremento el ruido térmico que se puede apreciar entre las diferentes líneas de calor del TCA, aunque representa una mejora para el propio sistema pues logro mantener una  $U_{ECO}$  promedio de 162 W/m<sup>2</sup>°C, recuperando en promedio  $\dot{Q}_{ECO}$  50 W entre las líneas de solución.

### **6.2.2 Conclusiones del recuperador HPHE**

El HPHE como un recuperador de energía entre las secciones de condensación y evaporación del TCA fue un buen planteamiento para recuperar energía, el uso de 9 HP en base a la simulación y factores de diseño que se contemplaron como las zonas de presión, las temperaturas de operación del TCA en cada componente y el flujo másico de refrigerante redujeron en un pequeño espacio de aplicación al uso del HPHE dentro del TCA, pero dado que el propio HP como dispositivo pasivo esta herméticamente sellado este puede ser manipulable a diferentes áreas de trabajo para cada sección. La consideración que se tomó en cuanto a la impregnación del lado del condensador HP (lado reciclador EVA-HP) no fue la mejor en base el poco flujo de refrigerante y el área de cada uno de los orificios del distribuidor. El HPHE como condensador es viable si se incrementa el área de ese lado del HP y el lado del evaporador debe de funcionar inundado para reciclar calor con el refrigerante que se enfría.

### **6.2.3 Conclusiones del HP**

Se tomó el mejor de los HP disponibles en el mercado en base a la relación *geometría interna - transporte de calor*, las prestaciones que el fabricante proporciono fueron acertadas en base a la resistencia interna del dispositivo 0.07 W/°C, la analogía de las suma de resistencias eléctricas en paralelo a la de resistencias térmicas al agregar HPs en paralelo al HPHE predijo una resistencia del set de HPs de 0.62 W/ °C. Por lo tanto como unidad elemental de transporte de

calor el HP tiene alta ventaja a dispositivos que usan energía para recircular fluidos o que ganan de la convección natural su flujo de calor, pero el entorno del HP al ceder o aceptar calor tiene que ser planteado con riguroso grado de meticulosidad.

### **6.3 Recomendaciones**

La principal recomendación previo a las modificaciones físicas que al TCA se le pueden hacer, es el re-planteamiento del área para cada una de las secciones del HP en su interacción con el fluido refrigerante, el uso de una aleta que propague el escurrimiento a lo largo y radial del HP en la zona del condensadorHP.

Incrementar el nivel de concentración entre las regiones de la solución diluida y concentrada para así obtener mejor COP y GTL, con la particular observación de revisar los niveles de GEN y ABS para no contaminar las zonas por donde pasa el refrigerante. En particular sería beneficioso la construcción en la línea de vapor de una trampa de solución al paso de vapor.

En cuanto a otras recomendaciones que se pueden plantear del equipo experimental están las relevantes al sistema de monitoreo de datos en tiempo real, pues se puede aún mejorar esta parte con la ayuda de instrumentos como los flujómetros-coriolis en todos los medidores de flujo tanto de las secciones externas como internas, estos dispositivos presentan la factibilidad de poder enviar señales mediante un puerto RS232 a un dispositivo de computo que a su vez puede estar programado con Labview para obtener datos en línea, a su vez este puede ser vinculado con Matlab para el pre-procesamiento en tiempo real de los valores intrínsecos del sistema TCA.

#### **6.3.1 Mejora en la operación.**

La operación del TCA puede ser mejorada si se tiene un monitor en tiempo real de los valores internos de energía y flujo en las líneas internas del TCA, para mejorar estas lecturas también hay que tomar en cuenta los volúmenes de control

de cada uno de los procesos equivalentes que se llevan a cabo en los intercambiadores de calor que están relacionados en la cadena de operación del TCA y en el rendimiento COP del mismo.

### **6.3.2 Mejora Física**

Es indispensable el uso de componentes de acero inoxidable en todas las líneas internas del TCA, al mismo tiempo que reducir el volumen que ocupan cada una de las líneas de transporte de fluido en las secciones internas y externas, con la debida precaución de mantener áreas de sección interna en las tuberías que favorezcan el transporte y la turbulencia de los fluidos.

## Referencias

- [1] Fatih Birol. (2015). *International Energy Agency*. Recuperado el 2016, de [www.iea.org](http://www.iea.org).
- [2] SENER. (2017). *balance nacional de energia*. Mexico: Secretaria Nacional de Energia.
- [3] Reporte 2017, Agencia Internacional de Energía, [www.iea.org](http://www.iea.org).
- [4] Alberto S. & Omar M. (2010). *Mexico ante el cambio climatico: Resolviendo necesidades locales con impactos globales*.
- [5] I. Horuz, B. K. (2009). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, 787-798.
- [6] P. Donnellan, K. C. (2015). Recycling waste heat energy using vapour absorption heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1290-1304.
- [7] Huicochea, A., & Siqueiros, J. (2010). Improved efficiency of energy use of a heat transformer using a water. *Desalination*, 8–15.
- [8] Huicochea, A., Rivera, W., Martinez, H., Siqueiros, J., & Cardenas, E. (2013). Analysis of the behavior of an experimental absorption heat transformer for water purification for different flux rates in the generator. *Applied Thermal Engineering*, 38-45.
- [9] Hamidi A., K. P. (2015). A parametric performance analysis of single and multi-effect distillation system integrated with open-cycle absorption heat transformers. *Desalination*, 37-45.
- [10] Marquez-Nolasco A., A. H.-M. (2016). Thermodynamic analysis into a heat exchanger for absorption at high temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 1014-1021.
- [11] Demesa N., J. A. (2015). improvement of the performance of an absorption heat transformer a single effect process to obtain freshwater. *Applied thermal engineering*, 162-171.

- [12] Zebbar D., S. K. (2012). thermodynamic optimization of an absorption heat transformer. *refrigeration*, 1393-1401.
- [13] Donnellan P., K. C. (2015). Recycling waste heat energy using vapor absorption heat transformers. *Renewable and sustainable energy reviews*, 1290-1304.
- [14] Parham K., M. Y. (2013). Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system. *Desalination*, 328-374.
- [15] Grover G.M.. (6 de June de 1944). *United States Patente n° 2,350,348*.
- [16] Trefethen, L. (2 de February de 1962). *On the surface tension pumping of liquids or a possible role of the Candlewick in space Exploration*.
- [17] Wyatt, T. (11 de june de 1963). *U.S. Patente n° 3152774*.
- [18] Groove G. M., Cotter, T. P., & Erikson, G. E. (1964). Structures of very high thermal. 35/6, 1990-1991.
- [19] Grover, G. M. (18 de January de 1966). *Patente n° 3229759*.
- [20] Cotter, T. P. (1965). Theory of heat pipes. *Physics*, 1-37.
- [21] Los Alamos Scientific report (June de 1967). Cryogenic Heat Pipe.
- [22] Babin R., Peterson G. & Wu D., (1990). Steady state Modeling and testing of micro heat pipe. *Journal of Heat Transfer*, 112, 595-601.
- [23] Kang S.W., Huang D. . (1994). Thermal Analysis of a micro heat pipe. *Journal of Heat Transfer*, 116, 189-198.
- [24] El-Nasr, A.A., El-Haggar, S.M (1996). Effective thermal conductivity of heat pipes. *Heat and Mass Transfer*, 32, 97-101.
- [26] Mozunder A.K., Abul F. F. A. & Sajal C.B.( 2010). Performance of heat pipe for different working fluids and fill ratios. *Journal of Mechanical Engineering*, 41(2), 96-102.
- [27] Te-En Tsai, Guan-Wei Wu, Chih-Chung Chang & Sih-Li Chen. (2010). Dynamic test method for determining the thermal performance of heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 4567-4578.

- [29] Faghri, A. (2014). Heat Pipes : Review, Opportunities and Challenges. *Frontiers in Heat Pipes*, 1-48.
- [30] C. Thing, C. C. (2011). Experimental analysis of heat transfer behaviour inside heat pipe integrated with cooling plates. *Engineering*, 959-964.
- [31] D. Papini, A. C. (2010). modeling of heat transfer phenomena for vertical and horizontal configurations of in pool condensers and comparison with experimental findings. *Science and technology of nuclear installations*, 1-16.
- [32] Rashidian, B. (2006). Modeling of the heat pipe heat exchangers for heat recovery. *International conference on engineering mechanics, structures and engineering geology* (págs. 1-6). Theran: Wseas.
- [33] E. Azad, F. G. (1984). A desing procedure for gravity-assisted heat pipes. *Heat Recovery Systems*, 101-111.
- [34] C. Han, L. Z. (2015). Study on the heat transfer characteristics of a moderate-temperature heat pipe heat exchanger. *heat and mass transfer*, 302-310.
- [35] Vasiliev, L. L., Kiselev, V. G., & Matveev, Y. N. (1988). Effect of heat pipe parameters on the efficiency of a heat exchanger. *Journal of Engineering Physics*, 863-866.
- [36] Noie-Baghban, S. H., & Majideian, G. R. (2000). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for sugery rooms in hospitals. *Applied Thermal Engineering*, 20, 1271-1282.
- [37] Yang, F., Yuan, X., & Lin, G. (2003). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas. *Applied Thermal Engineering*, 23, 367-372.
- [38] Meyer, A., & Dobson, R. (2006). A heat pipe heat recovery heat exchanger for a mini-drier. *Journal of Energy in Southerm Africa*, 17(1), 50-57.
- [39] Ying-cai, Z., & Yun-feng, Z. (2009). Simulation on the performance of lithium bromide absorption-refrigeration system using heat pipe exchangers.



*International Conference on Energy and Environment Technology*, (págs. 321-324).

- [40] Mroue, H., Ramos, J., Wroobel, L., & Jouhara, H. (2015). Experimental and numerical investigation of an air to water heat pipe based heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*.
- [41] Forman C., I. K. (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1568-1579.
- [42] Huicochea A., J. S. (2010). Improved efficiency of energy use of heat transformer using water purification system. *Desalination*, 8-15.
- [43] Meza, M., Marquez-Nolasco, A., Huicochea, A., Juarez-Romero, D., & Siqueiros, J. (2014). Experimental study of an absorption heat transformer with heat. *Experimental Thermal and Fluid Science*(53), 171-178.
- [44] Sozen A., H. S. (2007). Performance improvement of absorption heat transformer. *Renewable Energy*, 267-284.
- [45] Horuz I., B. K. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable energy*, 2175-2181.
- [49] Cheng Q., R. F. (2015). Electrical circuit analogy for heat transfer analysis and optimization in heat exchanger networks. *Applied Energy*, 81-92.
- [50] Fagrhi, A. (1995). *Heat Pipe Science and Technology*. Washington: Taylor and Francis.
- [53] Kyung K. Mo, J. S. (2010). Comparison of thermal performances of water filled, SiC nanofluid filled and SiC nanoparticles heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 862-871.
- [54] Meza, M., Marquez-Nolasco, A., Huicochea, A., Juarez-Romero, D., & Siqueiros, J. (2014). Experimental study of an absorption heat transformer with heat. *Experimental Thermal and Fluid Science*(53), 171-178.
- [55] McNelly, A. (s.f.). Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide. *ASHRAE Transactions* 85-1, 413-434.

- [56] Te-En, T., Guan-Wei, W., Chih-Chung, C., Wen-Pin, S., & Sih-Li, C. (2010).  
Dynamic test method for determining the thermal performance of heat pipes.  
*International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 4567-4578.
- [57] Incropera, F. P., & Witt, D. P. (1996). *Fundamentos de transferencia de calor*  
(Cuarta ed.). Pearson.

## Anexos B

### B.1. Instrumentación

Un sistema de medición extrae información acerca de la magnitud o cantidad de un medio de interés y lo transmite en forma de dato al observador de un experimento (Johnson, 2014). La medición de cualquier variable está ligada a una instrumentación compuesta principalmente de una señal y un interpretador. Se debe tener claro que el acto de obtener una medición involucra una transferencia de energía entre el medio a ser medido y el instrumento con que se está midiendo, por lo que cada medición no puede ser perfecta pero si realista del medio al estar modificada por una precisión de cada sistema de medición.

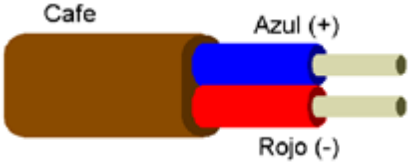

#### B.2.1 Calibración

La calibración es un proceso de caracterización de un instrumento de medición que involucra la obtención de valores de medición dentro de un rango conocido, para luego ser comparado con el valor acertado de medición y corregido mediante un ajuste de la toma de lectura del instrumento, para todos los instrumentos utilizados en esta presente tesis se realizó este proceso de calibración.

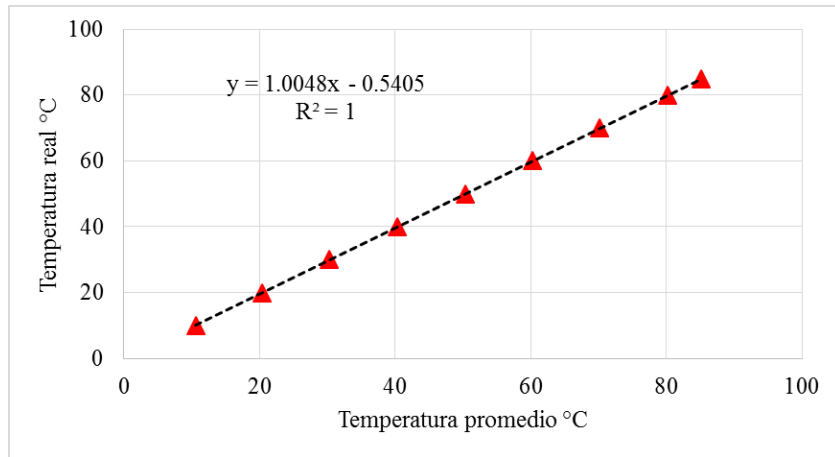
##### B.2.1.1 Calibración de termopares

Un termopar es un sensor para medir la temperatura, se compone principalmente de dos metales diferentes unidos en un extremo. Cuando la unión de los dos metales se calienta o enfría, se produce una tensión (diferencia de voltaje) que es proporcional a la temperatura. Las aleaciones de termopar están comúnmente disponibles como alambres, para elegir el termopar se tomaron en cuenta los siguientes criterios de aplicación en la tabla 3.

Tabla 3 Detalle en los termopares

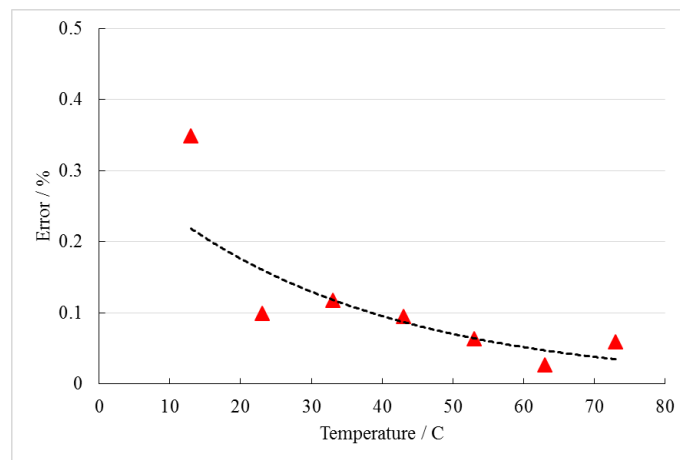
Tipo de termopar	T
Rango de temperatura	-200 a 350 °C
Resistencia del material protector	Polivinilo Temp. Max. 150 °C 
Resistencia a la vibración	Buena si se cubre la unión metálica con un térmopozo 

La calibración de cada uno de los puntos de temperatura se realizó mediante un baño termostático, cada lazo de temperatura se comparó con el estándar de calibración gracias al potenciómetro que regulaba la temperatura dentro del baño a las temperaturas antes indicadas cuando no había variación en estas y durante un lapso de 5 minutos. La ecuación de la recta se calculó con los promedios de cada punto de calibración y la temperatura del estándar respectivamente, en cada termopar. Los valores de ajuste obtenidos se introdujeron al adquisidor de datos para disminuir las diferencias iniciales. La pendiente que es la temperatura real del baño térmico y la ordenada al origen de la ecuación de la recta obtenida para cada termopar y su temperatura promedio de lectura se muestran en la ilustración 60 para uno de los termopares que están instrumentados en el TCA



*Ilustración 36 Ajuste de temperaturas para calibración*

Este ajuste se realizó para cada uno de los termopares que se instalaron en el equipo haciendo las correcciones pertinentes en el ajuste de la pendiente y el intercepto que se había de modificar en el programa del adquirente de datos para la corrección del error relativo del termopar como se muestra en la ilustración 61.

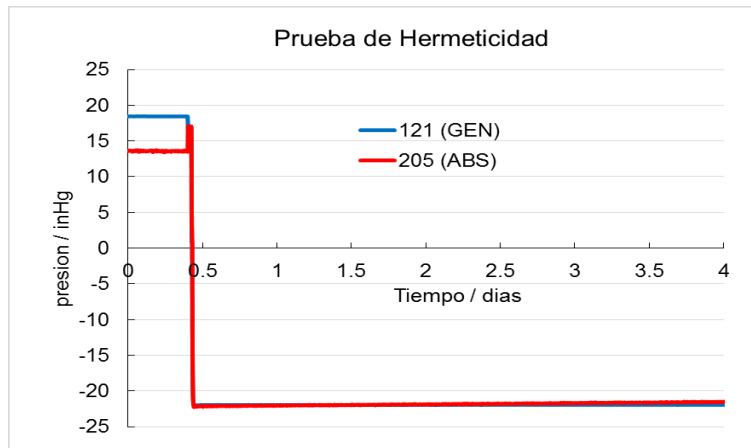


*Ilustración 37 Error en la medición del termopar*

El termopar produce una salida de tensión que puede ser correlacionada con la temperatura que el termopar está midiendo. El anexo 1 proporcionan el voltaje termoeléctrico y la temperatura correspondiente a un tipo de termopar determinado. También proporciona el intervalo de temperatura del termopar, los límites de error y las condiciones ambientales proporcionadas por el fabricante.

### B.2.1.2 Calibración de los transductores de presión

Dentro de la calibración de los transductores de presión se realizó una prueba de presión negativa o vacío para garantizar que el equipo esta hermético y no presenta fugas de vacío con el medio ambiente que lo rodea, para así tener definidas las presiones de operación internas al alcanzar la saturación de la solución, se puede apreciar que durante 4 días no presento fugas este equipo en la ilustración 62.



*Ilustración 38 Prueba de hermeticidad*

La diferencia de presión es medida con dos sensores de presión diferencial Cole Parmer que a la salida genera una señal eléctrica a partir de la cual se obtienen valores de voltaje y amperes para cada caso, con los cuales se puede comparar con un patrón de medición estándar que se cuenta en el laboratorio, la calibración consiste en obtener tablas de valores repetitivos para un rango de presión en el que operara nuestro sensor, obtener las gráficas ilustración 63 de la señal del sensor y el valor de medición real de la referencia para poder establecer la ecuación de ajuste que cada uno de los transductores posee en las condiciones del laboratorio, esta ecuación de ajuste contiene la pendiente e intercepto que se ha de corregir dentro del programa del adquisidor de datos.

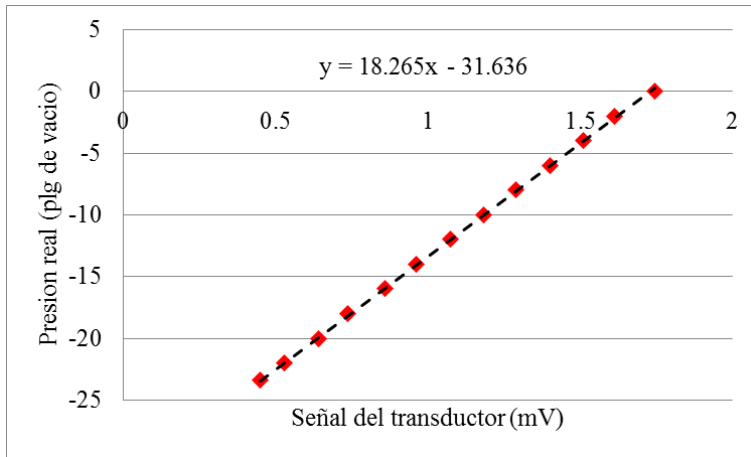


Ilustración 39 Ajuste de la señal del transductor de presión

La medición precisa de presión es fundamental para la operación del TCA así como para muchos otros procesos en sectores como la ingeniería, por lo que es de suma importancia también para este dispositivo poder cuantificar el error en la medición que este presenta por efectos físicos propios del dispositivo dentro del rango de medición que tendrá el dispositivo dentro de los procesos del TCA, véase la ilustración 64.

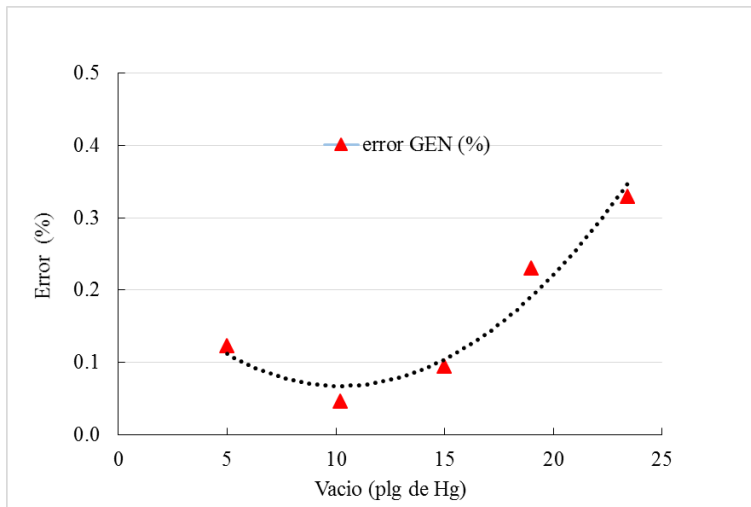
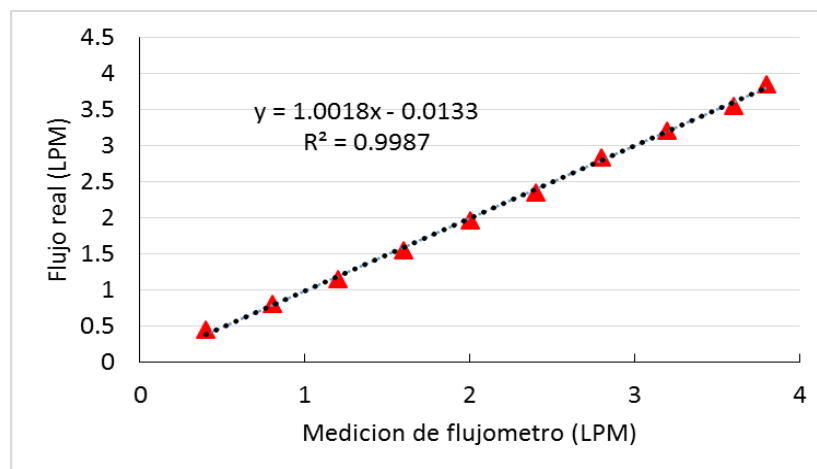


Ilustración 40 Error relativo del transductor de presión

### B.2.1.3 Calibración de los flujómetros

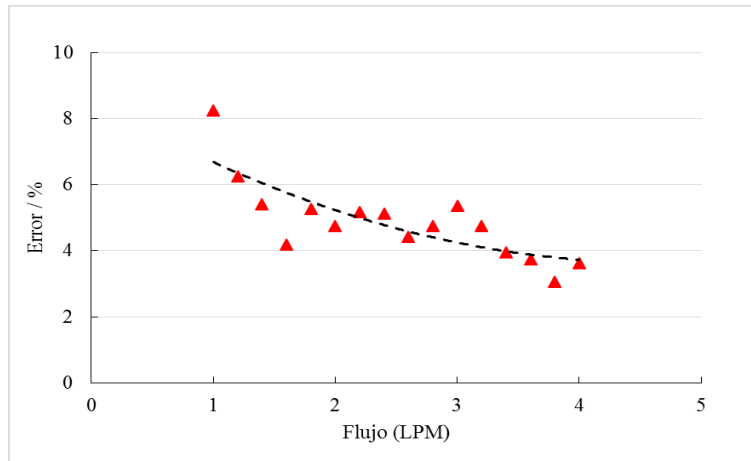
El procedimiento de calibración de los flujómetros es de suma importancia para la operación del TCA puesto que estos estarán relacionados con los cálculos de flujo másico entre los componentes externos e internos, el procedimiento de calibración consiste en tomar lecturas de medición de flujo en cada flujómetro utilizando agua como fluido con propiedades conocidas, estas lecturas son comparadas contra la tasa de incremento en peso por unidad de tiempo en un balde colocado al lado final de la toma de muestra, este proceso se repite a manera de tener repetitividad en la lectura y poder así tener un muestreo estadístico de cada uno de los instrumentos a calibrar, para poder establecer su propia grafica véase la ilustración 65, donde se puede apreciar el ajuste de la medición con la medición real del fenómeno de cambio de masa con respecto de tiempo.



*Ilustración 41 Ajuste en la calibración de flujómetro*

Una comprobación del error en la medición del flujómetro para establecer el mejor rango de operación dentro de las condiciones propias del TCA arroja como resultado la cuantificación del error del instrumento con respecto a la tasa de variación, véase la ilustración 66 para el cálculo del error en el flujómetro de 0-4 LPM.





*Ilustración 42 Error en la medición del flujómetro*

#### B.2.1.4 Calibración de los flujómetros coriolis

Para entender la calibración del Coriolis Krohne es necesario referir al principio de funcionamiento que el instrumento tiene, el cual fue descubierto por el científico francés Gaspard G. Coriolis, los flujómetros coriolis operan basados en el principio de las fuerzas inerciales que se generan cuando una partícula en un cuerpo rotatorio se mueve con respecto al cuerpo acercándose o alejándose del centro de rotación. Si una partícula de masa ( $m$ ) se mueve con velocidad constante en un tubo ( $T$ ) que está rotando con una velocidad angular ( $W$ ) con respecto a un punto fijo ( $P$ ) adquiere dos componentes de aceleración; una aceleración radial ( $AR$ ) igual a  $W^{2r}$ , en dirección a  $P$  y una aceleración transversal (coriolis) igual a  $2wv$  perpendicular a  $AR$  y en la dirección radial, para aplicar la aceleración coriolis a la partícula se requiere una fuerza de magnitud  $2wv dm$  en la dirección radial, esta fuerza se obtiene del tubo oscilante, por lo que se puede deducir que la medición de la fuerza coriolis producida por un flujo en movimiento en un tubo rotante entrega el flujo de masa en el tubo.

El propio instrumento Krohne cuenta con las relaciones de vibración para cada fluido en particular, respondiendo a la vibración de un fluido con propiedades conocidas se puede establecer puntos de calibración dentro del hardware del

instrumento, para estos puntos de calibración se utilizó agua destilada a dos condiciones de temperatura 20 y 50 °C, a presión atmosférica.

#### B.2.1.5 Concentración con refractómetro

La concentración de la solución se determina en porcentaje en peso del soluto con respecto al peso total de la solución de trabajo. El método utilizado para determinar la concentración en cada prueba experimental fue mediante la correlación de la concentración y el índice de refracción.

El índice de refracción de las concentraciones se midió con un refractómetro estándar marca ATAGO Abbe, modelo NAR-1T con un intervalo de operación de 1.3000 a 1.7000 IR, una resolución de 0.001 IR y una exactitud de  $\pm 0.0002\%$ . Este equipo posee una unidad independiente para medir la temperatura del sitio donde se coloca la muestra a medir, con un intervalo de 0 a 50°C y una exactitud de  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ . La alimentación eléctrica es de 115 V a una frecuencia de 50/60 Hz.

La correlación utilizada para determinar la concentración de la solución de trabajo LiBr-H<sub>2</sub>O fue la reportada por Huicochea (2002):

$$X_{\text{LiBr-H}_2\text{O}} = -1144.335 \cdot (\text{IR})^2 + 3647.354 \cdot \text{IR} - 2820.451$$

$$1.4218 < \text{IR} < 1.4536$$

$$50\% < X_{\text{LiBrH}_2\text{O}} < 60\% \text{ a una temperatura de } 40^\circ\text{C}$$

Las muestras de Carrol-Agua se tomaron en los depósitos del generador y absorbedor (puntos de muestreo) en forma simultánea, cuando la prueba cumplía el criterio de estabilidad.

### B.3. Procedimiento de marcha del TCA

Como un objetivo del laboratorio de ingeniería térmica aplicada se estableció un protocolo de puesta en marcha del equipo TCA (TCA-HPHE) para salvaguardar la integridad del operador así como de los componentes del transformador, este proceso asegura la habilidad de operar una vez que el equipo sufra modificaciones, cambio de fluidos o tiempo prolongado de paro. Las actividades pre-arranque del equipo deberán de ser cubiertas por el responsable del equipo en cuanto a la verificación de red eléctrica, suministro de agua externa así como condiciones no previstas por causas ajenas a la instalación del TCA.

La revisión pre arranque será en la cual se revisaran los siguientes puntos del TCA;

- 5 Condición del aislante en el equipo.
- 6 Verificar la hermeticidad del equipo.
- 7 Niveles de fluidos de transferencia de calor.
- 8 Inspección visual en busca de fugas de fluidos.
- 9 Inspección visual en busca de cables de corriente o de señal rotos o en falso.

La puesta en marcha del TCA contendrá las siguientes pautas para el arranque del equipo;

1. Realizar vacío a las dos secciones del TCA con la bomba de vacío Alcatel, se lograra 23 plg de Hg si la bomba tiene condiciones óptimas de operación, lo que equivale en presión absoluta a 4 kPa.
2. Encender el tablero de control de las resistencias eléctricas fijas y variables.
3. Encender el adquisidor de datos
4. Encender el flujómetro coriolis, y verificar las lecturas que este muestra en relación a la concentración y densidad, véase la referencia de Stankus (anexo) para la concentración.
5. Verificación de niveles de solución y agua de calentamiento en los tanques.
6. Encender los controladores de las bombas internas GEN y ABS.
7. Encender las bombas de los circuitos externos GEN y ABS.

8. Encender las resistencias fijas de 500 W en tanques de calentamiento externos.
9. Encender las resistencias variables de 1500 W en tanques de calentamiento externos, la potencias estará en función de la temperatura de calentamiento a la que se desee realizar la prueba en el generador y evaporador (de 3 a 6 Amps, otorgan temperaturas de calentamiento entre 50 y 80 °C)
10. Encender el Chiller (modo de operación con condensación parcial de los HP)
11. Ajustar válvulas externas de calentamiento en GEN y ABS (6 y 7) al flujo de observación.
12. Toma de muestra de la solución en GEN para medir la concentración inicial.
13. Calentar GEN hasta la temperatura de observación, mantener  $T_{GEN} > 2^{\circ}C > T_{EVA}$  en los externos.
14. Mantener el nivel en ABS con la finalidad de mantener constante el volumen de reacción dentro del mismo y así sostener la presión interna.
15. Encender la bomba de refrigerante entre CON-EVA.
16. Correr prueba una vez que se mantienen estables las temperaturas de los componentes ( $\pm 2^{\circ}C$  durante 20min), las variables a controlar son: flujo, temperatura y concentración.
17. Para el paro de la prueba, apagar las resistencias eléctricas.
18. Apagar las bombas externas.
19. Apagar la bomba interna del GEN, y cerrar la válvula de salida del generador (4).
20. Cerrar la válvula 1 entre CON-EVA.
21. Cerrar la válvula 5 a la salida de ABS y apagar la bomba de solución del ABS.
22. Apagar el Chiller.
23. Cerrar válvulas de externos.
24. Apagar coriolis y control eléctrico.

Una vez completada la verificación de cada uno de los pasos se puede proceder a analizar la prueba, es responsabilidad del operador seguir paso a paso cada uno de los puntos marcados dentro del proceso de puesta en marcha, el incumplimiento de alguno de los parámetros podría ocasionar un mal funcionamiento del equipo o

la inclusión de solución de trabajo LiBr-H<sub>2</sub>O en componentes como el evaporador lo que acarrearía un mantenimiento a los equipos que se contaminen.

#### B.4 Incertidumbre de los instrumentos de medición

	Incertidumbre máxima / %						
Variable	GEN	CON	CON-HP	HP-EVA	EVA	ABS	ECO
$\Delta T$	1.06						
$\Delta T_{log}$	1.30						
$\dot{Q}_{int}$	1.77	25.02				1.77	2.74
$\dot{Q}_{rext}$	15.04	8.32	-	-	15.04	12.05	-
X	0.50						
T	0.75						
P	0.33			0.29			
$\dot{m}_{sol}$	1.00	-	-	-	-	1.00	1.41
$\dot{m}_{ref}$	-	25.00				-	-
$\dot{m}_{ext}$	15.00	8.25	-	-	15.00	13.00	-
$C_p sol$	1.00	-	-	-	-	1.00	1.41
$C_p H_2O$	0.10						
H LiBr	0.20	-	-	-	-	0.20	0.28
H H <sub>2</sub> O	-	0.05			-	-	-
RHP	-	-	0.75		-	-	-
$\alpha_{sc-HP}$	-	-	1.06	-	-	-	-
$\alpha_{se-HP}$	-	-	-	1.46	-	-	-
$Nu_{eva}$	-	-	-	1.06	-	-	-
$Nu_{con}$	-	-	1.06	-	-	-	-
$Re_{con}$	-	-	-	25.00	-	-	-
Fr	1.41						
$COP_{ext}$	24.44						
$COP_{HP}$	25.04						
GTL	1.06						

Anexo C Transformación física del TCA en el laboratorio.





*Ilustración 43 Fotografía del TCA en su estado actual*



**Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada**

***GRACIAS AL CIICAp y su cuerpo académico por todo el apoyo brindado***





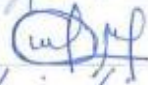




Cuernavaca, Morelos, a 02 de mayo de 2018.

**DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ  
COORDINADOR DE POSGRADO  
EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS  
P R E S E N T E**

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS “**Estudio teórico y experimental de la aplicación de caloritubos en un transformador de calor por absorción**” que presenta el alumno **MIGUEL ISRAEL HEREDIA GARCÍA**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS** con opción terminal en **TECNOLOGÍA MECÁNICA**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. DAVID JUÁREZ ROMERO	Aprobado	
DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA	Aprobado	
DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ GALLEGOS	Aprobado	
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ	Aprobado	
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ	Aprobado	
DR. JAVIER SIQUEIROS ALATORRE	Aprobado	
DR. FRANCISCO NOÉ DEMESA LÓPEZ	Aprobado	

**PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)**








**NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.**

ASUNTO: APROBACIÓN DE TESIS  
Cuernavaca, Morelos, 02 de mayo de 2018.

**C. MIGUEL ISRAEL HEREDIA GARCÍA  
PRESENTE**

Por este conducto le notifico que su tesis de Doctorado titulada **"Estudio teórico y experimental de la aplicación de caloritubos en un transformador de calor por absorción"**


Fue aprobada en su totalidad por el jurado revisor y examinador integrado por los ciudadanos

NOMBRE	FIRMA
DR. DAVID JUÁREZ ROMERO	
DRA. ARIANNA PARRALES BAHENA	
DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ GALLEGOS	
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ	
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ	
DR. JAVIER SIQUEIROS ALATORRE	
DR. FRANCISCO NOÉ DEMESA LÓPEZ	

Por consiguiente, se autoriza a editar la presentación definitiva de su trabajo de investigación para culminar en la defensa oral del mismo.

Sin otro particular aprovecho la ocasión para enviarle un cordial saludo.

Atentamente  
*Por una humanidad culta*  
*Una universidad de excelencia*

  
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ  
Coordinador de Posgrado  
En Ingeniería y Ciencias Aplicadas

JAHP\*RSU/nmc

Av. Universidad 1001 Col. Chamilpa, Cuernavaca Morelos, México, 62209  
Tel. (777) 329 70 00, ext. 6208 / raquel.sotelo@uaem.mx

**UA  
EM**

*Una universidad de excelencia*

RECTORÍA  
2017-2023

