



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE  
MORELOS**

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y  
APLICADAS**

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y  
CIENCIAS APLICADAS**

**“MEJORAMIENTO DE LA INTERACCIÓN  
DEL CONDENSADOR-EVAPORADOR  
USANDO TUBOS CALÓRICOS EN UN  
TCA”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:  
MAESTRÍA EN SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**

**PRESENTA:**

**ING. ÁNGEL SÁNCHEZ CRUZ**

**DIRECTOR:**

**DR. ARMANDO HUICOCHA RODRÍGUEZ**

**CODIRECTOR:**

**DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ**

**SINODALES:**

**DR. DAVID JUÁREZ ROMERO**

**DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN**

**DRA. SUSANA SILVA MARTÍNEZ**

**CUERNAVACA, MORELOS**

**DICIEMBRE 2020**

## **Agradecimientos**

Dr. Armando Huicochea Rodríguez. Investigador CIICAp-UAEM. Agradezco a usted permitirme ser su alumno, por compartir sus conocimientos, por el tiempo dedicado para aclarar cualquier duda que me surgiera, por sus consejos, por sus discursos y por permitirme desarrollar esta tesis.

Dr. José Alfredo Hernández Pérez. Investigador CIICAp-UAEM. Gracias Dr. por el apoyo brindado y sus comentarios para mejorar mi trabajo.

Dr. Juan Carlos García. Investigador CIICAp-UAEM. Gracias Dr. por el apoyo brindado, por sus consejos que me ayudaron a mejorar mi trabajo.

Dr. David Juárez Romero, Investigador CIICAp-UAEM. Gracias por sus comentarios, siempre me ayudaron a mejorar mi trabajo y el desarrollo de esta tesis, gracias por incluirme en sus actividades académicas como clases y visitas a laboratorios importantes en México, me enseñó que se aprende mucho más cuando se practica lo teórico.

Dra. Susana Silva Martínez, Investigadora CIICAp-UAEM. Gracias por sus comentarios, me ayudaron a mejorar mi trabajo y el desarrollo de esta tesis.

M.I.C.A Abisai Acevedo Quiroz y Karla Valera Martínez. No sólo fueron mis compañeros de laboratorio, fueron amigos. Gracias por el apoyo brindado, suspendieron sus actividades para explicarme muchas cosas, gracias por su paciencia.

Dra. Arianna Parrales Bahena, Dr. Rosenberg Romero Domínguez, Mtra. Merle García Estrada, Mtra. Margarita Bustos Figueroa, Dr. Jesús Cerezo Román y Dr. Burlak Genadii. No sólo fueron mis profesores, se convirtieron en grandes amigos, gracias por preocuparse tanto por mi mejora como profesional, hicieron que mi estancia en el CIICAp fuera muy placentera.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT-México) le agradezco por la beca recibida durante la maestría.

## **Dedicatoria**

A mi padre: Me educaste para que viera más allá de mi entorno, ¡Lo lograste!

A mi madre: porque siempre me llenas de admiración y orgullo, te amo, no existe manera de devolverte todo lo que me ofreces. He aquí un logro más que llevo a cabo, y sin lugar a duda ha sido gracias a ti, gracias por tu ayuda, tu compañía, y tu amor incondicional.

A mis hermanos y sobrinos: no ha sido sencillo el camino, pero siempre me apoyan en cada decisión, su amor me alienta a cumplir con excelencia este gran proyecto. Gracias por creer siempre en mí.

A Fidel: por toda tu comprensión. Gracias porque en todo momento eres un apoyo incondicional, eres mi todo, una persona que amo demasiado, por ti estoy dispuesto a enfrentar todo y en todo momento.

A Dios: por permitirme ver que la vida es hermosa, por darme la oportunidad de compartir y disfrutar con quienes amo.

## Resumen

Un Transformador de Calor por Absorción (*TCA*) es una máquina térmica que opera con un refrigerante ( $H_2O$ ) y absorbente (*LiBr*). Su objetivo es revalorizar el calor a un nivel de temperatura alta a través de un ciclo termodinámico. Este trabajo es continuación de una tesis doctoral ([Heredia, 2018](#)), donde se diseñó un intercambiador de calor pasivo con tubos calóricos (*ICTC*) para condensar y precalentar el refrigerante proveniente del generador, para disminuir el requerimiento energético del equipo e incrementar el coeficiente de operación térmico del sistema. Con base en los resultados previos, se analizan propuestas de mejoramiento tales como: reducir la distancia de transporte del refrigerante entre las secciones de los tubos calóricos, reducir el diámetro del tubo que transporta el refrigerante, incrementar la concentración de la solución de trabajo, así como cambiar el flujómetro por el que pasa refrigerante condensado para mejorar la medición y reducir incertidumbre. Cada propuesta fue llevada a cabo para: 1) mejorar la operación del equipo, 2) disminuir las pérdidas de calor y 3) reciclar mayor calor entre los procesos de condensación y evaporación. Se redujo en 50% el diámetro de la tubería del *ICTC* (de 1/2" a 1/4"), lo cual disminuyó en 75% el llenado de la tubería. El *ICTC* en conjunto con el condensador auxiliar (*CON – AUX*) favorecen el rápido envío de condensado al evaporador auxiliar (*EVA – AUX*). Se redujo el tiempo de generación de vapor en el generador (*GEN*), de 2.8 a 1h, gracias las modificaciones físicas y de operación realizadas.



# Índice de General

<b>Índice de General</b>	<b>I</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>IV</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>VI</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>VII</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Justificación . . . . .	2
1.2. Objetivo general . . . . .	2
1.3. Objetivos específicos . . . . .	2
1.4. Alcance . . . . .	2
1.5. Estado del arte . . . . .	3
1.5.1. Niveles de $CO_2$ en México y el mundo . . . . .	3
1.5.2. Contexto energético a nivel mundial . . . . .	3
1.5.3. Transformación de energía primaria en México . . . . .	4
1.5.4. Calor residual global . . . . .	5
1.5.5. Calor residual en México . . . . .	6
<b>2. Antecedentes</b>	<b>7</b>
2.1. Bombas de calor . . . . .	8
2.1.1. Soluciones de trabajo . . . . .	8
2.1.2. Bomba de Calor por Compresión . . . . .	9
2.1.3. Bomba de Calor por Absorción . . . . .	10
2.1.4. Transformador de Calor por Absorción . . . . .	11
2.1.5. Trabajos experimentales y teóricos en TCA . . . . .	13
2.2. Tubos calóricos . . . . .	18
2.2.1. Historia, trabajos experimentales y teóricos con Tubos Calóricos	21
<b>3. Descripción del equipo experimental</b>	<b>25</b>
3.1. Componentes del equipo experimental . . . . .	26
3.1.1. Generador . . . . .	26

3.1.2.	Condensador Auxiliar . . . . .	26
3.1.3.	Evaporador Auxiliar . . . . .	27
3.1.4.	Absorbedor . . . . .	27
3.1.5.	Intercambiador de calor de soluciones . . . . .	28
3.1.6.	Intercambiador de Calor con Tubos Calóricos . . . . .	28
3.2.	Circuitos auxiliares . . . . .	30
3.2.1.	Circuito de inducción de calor . . . . .	30
3.2.2.	Circuito de enfriamiento . . . . .	31
3.2.3.	Equipo de vacío . . . . .	31
3.2.4.	Circuito de extracción de calor del absorbedor . . . . .	32
3.3.	Medidores de flujo de área variable . . . . .	33
3.4.	Caudalímetro másico Coriolis . . . . .	36
3.5.	Refractómetro . . . . .	37
3.6.	Medidores de presión . . . . .	38
3.7.	Transductores de presión . . . . .	39
3.8.	Fuente de poder para transductores de presión . . . . .	39
3.9.	Medidores de temperatura . . . . .	40
3.10.	Bombas . . . . .	42
3.10.1.	Bombas del circuito interno . . . . .	42
3.10.2.	Bomba del circuito de inducción de calor . . . . .	42
3.10.3.	Bomba del circuito de enfriamiento . . . . .	43
3.11.	Adquisidor de datos . . . . .	43
3.12.	Válvulas, tuberías y conexiones . . . . .	44
3.12.1.	Válvulas, tuberías y conexiones del circuito interno . . . . .	44
3.12.2.	Válvulas, tuberías y conexiones del circuito externo . . . . .	44
3.13.	Indicadores de nivel . . . . .	45
3.14.	Puntos de muestreo . . . . .	46
3.15.	Aislante térmico . . . . .	46
<b>4.</b>	<b>Análisis termodinámico</b>	<b>47</b>
4.1.	Leyes de la termodinámica . . . . .	48
4.1.1.	Ley cero: equilibrio . . . . .	48
4.1.2.	Primera ley: conservación de la energía . . . . .	48
4.1.3.	Segunda ley: entropía . . . . .	49
4.2.	Consideraciones para el análisis termodinámico . . . . .	51
4.2.1.	Criterio de estabilidad . . . . .	52
4.2.2.	Potencias externas . . . . .	53
4.2.3.	Potencias internas . . . . .	53
4.2.4.	Cálculo de eficiencias . . . . .	55
4.2.5.	Cálculo de los coeficientes de rendimiento . . . . .	56
4.2.6.	Cálculo del aumento bruto de temperatura . . . . .	56
4.2.7.	Cálculo de la relación de flujo . . . . .	56

4.2.8. Cálculo de los coeficientes del TCA, usando TC . . . . .	57
<b>5. Metodología</b>	<b>59</b>
5.1. Estudios previos . . . . .	60
5.2. Mejoras físicas en el TCA-TC . . . . .	60
<b>6. Resultados y discusión</b>	<b>63</b>
6.1. Modificaciones físicas y operativas . . . . .	64
6.2. Potencia vs Diferencia de temperatura . . . . .	67
6.3. Coeficiente de operación vs Potencia . . . . .	70
6.4. Análisis del circuito externo de pruebas experimentales . . . . .	71
<b>7. Conclusiones</b>	<b>72</b>
<b>8. Recomendaciones</b>	<b>74</b>
<b>9. Anexos</b>	<b>76</b>
<b>A. Instructivo para operación del TCA-TC</b>	<b>77</b>
A.1. Condiciones previas para realización de prueba experimental . . . . .	77
A.1.1. Generar condensado antes de la prueba . . . . .	77
A.1.2. Comprobar el buen funcionamiento de los componentes . . . . .	78
A.2. Puesta en marcha del TCA-TC . . . . .	79
A.2.1. finalización de prueba . . . . .	81
A.3. Mantenimiento del equipo . . . . .	81
A.3.1. Filtración de solución de trabajo . . . . .	81
A.3.2. Limpieza de tubería del circuito interno . . . . .	82
A.3.3. Concentración de la solución . . . . .	82
A.3.4. Punto cero del caudalímetro másico Coriolis . . . . .	82
<b>B. Influencia del cambio de tubería y flujómetro en el circuito del ICTC</b>	<b>84</b>
<b>C. Cálculo del calor transferido de forma pasiva en el ABS</b>	<b>86</b>
<b>D. Congreso AMIDIQ 2020</b>	<b>88</b>
<b>E. Equipo experimental</b>	<b>90</b>
<b>F. Votos aprovatorios</b>	<b>91</b>
<b>Referencias</b>	<b>93</b>

# Índice de Figuras

1.1. Situación mundial de energía . . . . .	4
1.2. Distribuciones sectoriales de calor residual . . . . .	5
1.3. Balance energético nacional de México en el escenario NP . . . . .	6
2.1. Diagrama de bomba de calor por compresión . . . . .	9
2.2. Esquema de bomba de calor por absorción . . . . .	11
2.3. Esquema de un transformador de calor por absorción . . . . .	12
2.4. COP vs GTL para diferentes configuraciones de TCA . . . . .	16
2.5. Diagrama del tubo calórico . . . . .	18
2.6. Pared interior de algunos tubos calóricos . . . . .	19
2.7. Conductividad térmica de elementos puros vs TC del TCA . . . . .	21
3.1. Generador de discos de grafito . . . . .	26
3.2. Condensador Auxiliar . . . . .	27
3.3. Evaporador Auxiliar . . . . .	27
3.4. Absorbedor de discos de bronce . . . . .	28
3.5. Intercambiador de calor de soluciones . . . . .	28
3.6. Arreglo de TC e ICTC . . . . .	29
3.7. Circuito de inducción de calor . . . . .	31
3.8. Chiller y tablero de control . . . . .	31
3.9. Bomba de vacío Alcatel y tubo flexible . . . . .	32
3.10. Diagrama del circuito de extracción de calor del ABS . . . . .	32
3.11. Caudalímetro másico Coriolis . . . . .	37
3.12. Refractómetro ATAGO . . . . .	38
3.13. Manovacuómetros del TCA-TC . . . . .	38
3.14. Transductores de presión del TCA-TC . . . . .	39
3.15. Fuente de poder para transductores de presión . . . . .	40
3.16. Termopar y termopozos en el TCA-TC . . . . .	40
3.17. Micro bombas del circuito interno . . . . .	42
3.18. Bomba para agua caliente . . . . .	43
3.19. Bomba para el circuito de enfriamiento . . . . .	43
3.20. Adquisidor de datos . . . . .	44
3.21. Conexiones tubería de acero inoxidable . . . . .	44

3.22. Conexiones y tubería de cobre . . . . .	45
3.23. Válvula de compuerta y esfera . . . . .	45
3.24. Mangueras para visualización de niveles del TCA-TC . . . . .	46
3.25. Septas y Aislante térmico . . . . .	46
4.1. Ley cero de la termodinámica . . . . .	48
4.2. Primera ley de la termodinámica . . . . .	48
4.3. Ejemplo de la primera ley de la termodinámica . . . . .	49
4.4. Ejemplo de la segunda ley de la termodinámica . . . . .	50
4.5. Diagrama del TCA-TC . . . . .	52
4.6. Criterio de estabilidad en prueba experimental . . . . .	52
4.7. Diagrama de potencias externas en componentes del TCA-TC . . . . .	53
5.1. mejora física 1: calidad de la mezcla absorbente . . . . .	60
5.2. Sedimento recolectado del circuito interno y externo del TCA-TC . . . . .	61
5.3. Mejora física 2: calidad de la medición . . . . .	62
5.4. Mejora física 3: eliminación de tubería . . . . .	62
6.1. Prueba de operación inicial . . . . .	64
6.2. Prueba de mejora de operación: calentamiento por etapas . . . . .	65
6.3. Prueba de cambio de tubería y flujómetro del ICTC . . . . .	66
6.4. Prueba de cancelación de tubería de retorno de vapor al EVA-TC . . . . .	67
6.5. Calor suministrado vs Diferencia de temperatura, GEN . . . . .	67
6.6. Calor retirado vs Diferencia de temperatura, CON-AUX . . . . .	68
6.7. Calor suministrado vs Diferencia de temperatura, EVA-AUX . . . . .	69
6.8. Calor retirado vs Diferencia de temperatura, ABS . . . . .	69
6.9. Coeficiente de operación vs Calor en GEN, EVA-AUX y ABS . . . . .	70
6.10. Potencia externa en conjunto de pruebas experimentales . . . . .	71
A.1. Carátula de flujómetro másico Coriolis . . . . .	83
B.1. Condensado en tubería de 1/2 pulgada . . . . .	84
B.2. Condensado en tubería de 1/4 pulgada . . . . .	85
B.3. Mejora en cambio de tubería y flujómetro del ICTC . . . . .	85
C.1. Calor transferido en forma pasiva en el ABS . . . . .	86
C.2. Esquema de calor transferido en forma pasiva en el ABS . . . . .	86
C.3. Cálculo del calor transferido en forma pasiva en el ABS, parte 1 . . . . .	87
C.4. Cálculo del calor transferido en forma pasiva en el ABS, parte 2 . . . . .	87
D.1. Reconocimiento otorgado por la AMIDIQ, 2020 . . . . .	88
D.2. Póster presentado en el congreso AMIDIQ 2020 . . . . .	89
E.1. TCA-TC experimental . . . . .	90

# Índice de Tablas

1.1. Envío de energía primaria a centros de transformación . . . . .	4
2.1. Ventajas y desventajas de las combinaciones de soluciones de trabajo. . .	8
2.2. Ventajas y desventajas del uso de un TCA . . . . .	13
2.3. Resumen de trabajos experimentales y teóricos de TCA. . . . .	17
2.4. Estructuras capilares típicas de TC . . . . .	19
2.5. Temperaturas máximas y mínimas de fluidos de trabajo de los TC . . .	20
3.1. Especificaciones del tubo calórico utilizado . . . . .	29
3.2. Especificaciones térmicas del tubo calórico utilizado . . . . .	30
3.3. Especificaciones del rotámetro de 8 LPM . . . . .	33
3.4. Especificaciones del rotámetro de 2 LPM . . . . .	34
3.5. Especificaciones del rotámetro de 4 LPM . . . . .	34
3.6. Especificaciones del rotámetro de 3.8 LPM . . . . .	35
3.7. Especificaciones del rotámetro de 0.0587 LPM . . . . .	36
3.8. Especificaciones del caudalímetro másico Coriolis . . . . .	37
3.9. Ubicación de termopares . . . . .	41
A.1. Pasos para configurar el punto cero del flujómetro másico Coriolis . . .	83

# Nomenclatura

## siglas

*A* Área [ $m^2$ ]

*ABS* Absorbedor

*AUX* Auxiliar

*B* Bomba

*BCA* Bomba de Calor por Absorción

*BCC* Bomba de Calor por Compresión

$C_p$  Calor específico [ $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

*CON* Condensador

*COP* Coeficiente de rendimiento [*adim*]

*CO<sub>2</sub>* Dióxido de carbono

*CL* Calor latente [ $J \cdot kg^{-1}$ ]

*ECO* Intercambiador de calor de soluciones

*ECOP* Coeficiente de rendimiento exergético [*adim*]

*EVA* Evaporador

$F_{cyl}$  Conductividad térmica efectiva en cilindros [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]

*FR* Relación de flujo [*adim*]

*g* Aceleración gravitacional [ $m \cdot s^{-2}$ ]

*GEN* Generador

*GTL* Ascenso bruto de temperatura [ $^\circ C$ ]

*h* Hora

*H* Entalpía [ $kJ \cdot kg^{-1}$ ]

*H<sub>2</sub>O* Agua

*ICTC* Intercambiador de Calor con Tubos Calóricos  
*k* Conductividad térmica [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]  
*K<sub>eff</sub>* Conductividad efectiva en cilindros [ $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ ]  
*kW* Kilowatts  
*L* Longitud [*m*]  
*L<sub>c</sub>* Longitud característica [*m*]  
*LiBr* Bromuro de litio  
*LITA* Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada  
*LPM* Litros por minuto  
*m* Flujo másico [ $kg \cdot s^{-1}$ ]  
*min* Minuto(s)  
*ml* Mililitro(s)  
*Nu* Número de Nusselt [*adim*]  
*NH<sub>3</sub>O* Amoníaco  
*P* Presión [*kPa*]  
*Pr* Número de Prandtl [*adim*]  
*Q̇* Potencia, Calor [*W*]  
*R* Resistencia térmica [ $^\circ C \cdot W^{-1}$ ]  
*Ra* Número de Rayleigh [*adim*]  
*Re* Número de Reynolds [*adim*]  
*s* Segundo(s)  
*T* Temperatura [ $^\circ C$ ]  
*TC* Tubo(s) calórico(s)  
*TCA* Transformador de Calor por Absorción  
*TCADA* Transformador de Calor por Absorción de Doble Absorción  
*TCADE* Transformador de Calor por Absorción de Doble Etapa  
*TCATA* Transformador de Calor por Absorción de Triple Absorción  
*TCATE* Transformador de Calor por Absorción de Triple Etapa  
*v̇* Flujo volumétrico [*LPM*]  
*V* Volumen [ $m^3$ ]  
*W* Trabajo mecánico [*J*]  
*X* Concentración porcentual [% en peso]



## subíndices

*amb* Ambiente  
*atm* Atmosférica  
*cal* Calentamiento  
*COMP* Compresor  
*enf* Enfriamiento  
*ent* Entrada  
*ext* Externo(a)  
*int* Interno(a)  
*prom* Promedio  
*rec* Recuperación  
*sal* Salida  
*sol* Solución de trabajo  
*vap* Vapor

## letras griegas

$\beta$  Coeficiente de expansión térmica [ $1 \cdot K^{-1}$ ]  
 $\Delta$  Incremento  
 $\eta$  Eficiencia térmica [%]  
 $\theta$  Ángulo de inclinación del tubo calórico respecto a la horizontal [ $^{\circ}$ ]  
 $\mu$  Viscosidad dinámica [ $Pa \cdot s$ ]  
 $\nu$  Viscosidad cinemática [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]  
 $\rho$  Densidad [ $kg/m^3$ ]

# Capítulo 1

## Introducción

En este capítulo se presenta la justificación, objetivos y alcance de este documento, así como el estado del arte de los transformadores de calor por absorción con el fin de presentar el panorama actual. El calor residual es uno de los principales causantes de la contaminación atmosférica debido a que genera gases de efecto invernadero. Los sistemas industriales forman parte de las principales fuentes de consumo energético y desperdicio de energía en México y el mundo, este calor liberado al ambiente puede ser utilizado para activar un ciclo termodinámico denominado Transformador de Calor por Absorción (*TCA*), dicho dispositivo revaloriza la energía que se le suministra a la entrada, para obtener una temperatura mayor a la salida y de esta forma usarse en un proceso secundario. Otra forma de mitigar el problema de generación de gases de efecto invernadero es el uso de energías renovables para suministro en el *TCA* ([Balderas-Sánchez et al., 2019](#)).

## 1.1 — **Justificación**

El uso de energía residual es de gran interés, ya que contribuye a reducir los cambios de temperatura global. Una gran cantidad de energía térmica se emite al medio ambiente en grandes cantidades cada año, misma que podría ser captada y transformada para llevar a cabo otros procesos. Se han desarrollado diferentes estudios sobre el calor residual, su uso para reducir el uso de combustibles fósiles y mitigar la contaminación ambiental. Los *TCA* pueden elevar la temperatura de una fuente de calor a una temperatura más alta, resultando calor útil, pueden activarse con calor residual o recursos renovables. Algunos beneficios de su uso son: reducción de emisiones de gases del efecto invernadero, incremento del uso eficiente de los combustibles, disminución de la contaminación térmica y suministro de energía para procesos secundarios. Por lo tanto, se propone continuar con el estudio de un *TCA* experimental que tiene un intercambiador de calor con tubos calóricos, con el fin de mejorar su operación mediante modificaciones físicas.

## 1.2 — **Objetivo general**

Mejorar el funcionamiento de un Transformador de Calor por Absorción, acoplado a un Intercambiador de Calor con Tubos Calóricos, con la finalidad de reducir el tiempo de alcance del estado estable.

## 1.3 — **Objetivos específicos**

1. Mejorar el rendimiento del condensador- evaporador con tubos calóricos mediante cambios en el método de operación y de algunos componentes del Transformador de Calor por Absorción.
2. Evaluar experimentalmente las mejoras obtenidas por los cambios en el método de operación y arreglo físico del Transformador de Calor por Absorción con Tubos Calóricos.
3. Determinar las condiciones de operación para el Transformador de Calor con Tubos Calóricos de acuerdo con las modificaciones de los componentes.

## 1.4 — **Alcance**

Al final del proyecto, se tendrá un transformador de calor con tubos calóricos, experimental, activado con calor residual, el cual estará integrado por un condensador- evaporador de tubos calóricos. Se realizarán mejoras físicas y operacionales, además se tendrán identificadas las variables críticas que influyen en su comportamiento.

## 1.5 — Estado del arte

### 1.5.1 Niveles de $CO_2$ en México y el mundo

México emitió 683 millones de toneladas de dióxido de carbono equivalente (Mt- $CO_2e$ ) y gases de efecto invernadero (GEI) en el 2015. El gas mayormente emitido en nuestro país es el dióxido de carbono con 71 % de las emisiones totales, seguido del metano con 21 %. Del total de las emisiones, 64 % correspondieron al consumo de combustibles fósiles, 10 % se originaron por los sistemas de producción pecuaria, 8 % provinieron de los procesos industriales, 7 % se emitieron por el manejo de residuos, 6 % por las emisiones en la extracción de petróleo, gas y minerías y 5 % se generaron por actividades agrícolas. En 1990, las emisiones de GEI en México fueron 445 Mt- $CO_2e$ . Es decir, entre 1990 y el 2015 las emisiones en México aumentaron en 54 %, con una tasa de crecimiento media anual de 1.7 % (INECC, 2018).

En el año 2013, el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) reportó que las emisiones de  $CO_2$  generadas por México, retenidas en la atmósfera de 1990 a 2011 fueron de 4,624,457 Gigagramos (Gg), mayores que las emisiones de España y Argentina juntas, y 1/12 de las de Estados Unidos (Mendoza et al., 2015).

### 1.5.2 Contexto energético a nivel mundial

De acuerdo con cifras del documento “*World Energy Balances*” de la Agencia Internacional de Energía (IEA), la producción mundial de energía primaria en 2016 disminuyó 0.3 % respecto al año anterior, alcanzando 13,760.817 millones de toneladas equivalentes de petróleo (MMtep), Figura 1.1a). Los países con mayor producción fueron: China, Estados Unidos, Rusia, Arabia Saudita e India, con 17.2 %, 13.9 %, 10.0 %, 4.9 % y 4.1 %, respectivamente, mientras que México se colocó en el decimosexto puesto con 1.3 % de la energía que se produce en el mundo (SENER, 2018).

El esfuerzo colectivo de las naciones por disminuir las emisiones y promover la sostenibilidad del sector energético provocó que la producción de energía renovables incrementara 3.6 %, mientras que la del carbón disminuyó 5.9 % respecto al año 2015. Sin embargo, la producción de crudo sobresalió con 32.5 % de participación, 0.6 % más que el año anterior, y el gas natural sobrepasó por primera vez los 3,000 MMtep, lo que representó el 22.0 % de la producción mundial. El componente de energía nuclear aportó el 4.9 % de la producción con 679.65 MMtep. El total del consumo mundial de energía fue de 9,555.27 MMtep, lo que representó un aumento de 1.4 %, en comparación con el año anterior, como se muestra en la Figura 1.1b). El carbón mineral y sus productos fueron los únicos componentes que presentaron descenso, de 4.2 % (SENER, 2018).

Los países que registraron mayor consumo energético fueron: China con 20.7 %,

Estados Unidos con 15.9%, India con 6.0%, Rusia con 4.9% y Japón con 3.1%. De igual forma que el año anterior, México se posicionó en el lugar décimo sexto de este ranking internacional. El sector económico industrial fue en donde se reflejó mayor consumo a nivel mundial, con 2,752.60 MMtep, seguido por el sector transporte con, 2,747.87 MMtep. Estos dos sectores presentaron una participación de 28.9% y 28.8% respectivamente del total como se muestra en la Figura 1.1c) (SENER, 2018).

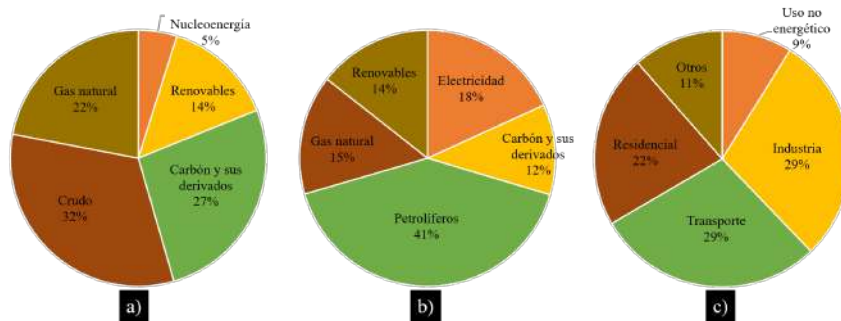


Figura 1.1: Situación mundial de energía

a) producción de energía, b) consumo por energético, c) consumo por sector.

### 1.5.3 Transformación de energía primaria en México

La mayor parte de la oferta de energía primaria fue enviada a centros de transformación. En el transcurso del año 2017, se enviaron 4,051.14 Petajoules (PJ) de energía primaria a estos centros (Tabla 1.1). Las refinerías y despuntadoras fueron las instalaciones que recibieron el mayor porcentaje de energía primaria. Las plantas de gas y fraccionadoras presentaron una reducción de 9.9%, sin embargo, ocupan el segundo puesto con el 37.0% del total de los envíos a centros de transformación, siendo el gas natural la principal corriente de energía (SENER, 2018).

Tabla 1.1: Envío de energía primaria a centros de transformación

	2016	2017	Variación porcentual (%) 2017/2016	Estructura porcentual (%) 2017
<b>Total</b>	<b>4,651.19</b>	<b>4,051.14</b>	<b>-12.90</b>	<b>100.00</b>
Coquizadoras y hornos	54.66	50.82	-7.03	1.25
Refinerías y despuntadoras	2,097.58	1,720.75	-17.96	42.48
Plantas de gas y fraccionadoras	1,662.46	1,497.21	-9.94	36.96
Centrales eléctricas Púlicas	718.53	662.63	-7.78	16.36
Centrales eléctricas PIE	8.19	6.74	-17.73	0.17
Centrales eléctricas autogeneración	107.24	107.04	-0.19	2.64
Centrales eléctricas generadoras	2.54	5.96	134.47	0.15

### 1.5.4 Calor residual global

Firth et al. (2019) presentan una proyección al año 2030 para las emisiones globales de calor residual de los sectores de energía industria, transporte y edificación, así mismo evalúan sus efectos ambientales, se estima que en el año 2030 del 49.3% al 51.5% de la energía global podría presentarse como energía residual. Por otro lado, se simularon cuatro panoramas energéticos proyectados en el documento “World Energy Outlook, 2016” (Agency, 2016b) con las siguientes características: 1. Políticas actuales (CP); 2. Políticas nuevas (NP); 3. Escenario 450 (450). 4. Utilización de energía renovable al 100% (Aggressive) para evaluar la cantidad de calor residual producido en diferentes subsectores. Figura 1.2 a) y b).

En los tres escenarios principales del 49 al 53% de la energía de entrada se libera como calor residual, mientras que solo del 11 al 12% es recuperable termodinámicamente, como puede verse en el gráfico de distribución de temperatura (Figura 1.2 c) y d)), esto se debe a que del 64 al 65% del calor residual es de baja temperatura ( $\leq 100^{\circ}\text{C}$ ). El calor residual de alta temperatura ( $\geq 300^{\circ}\text{C}$ ) será mucho más concentrado y, por lo tanto, de recuperación práctica.

La cantidad de calor residual, especialmente el calor residual a baja temperatura por debajo de  $200^{\circ}\text{C}$ , es enorme en todo el mundo, lo que ofrece un gran potencial para la recuperación y la reutilización (Xu et al., 2019).

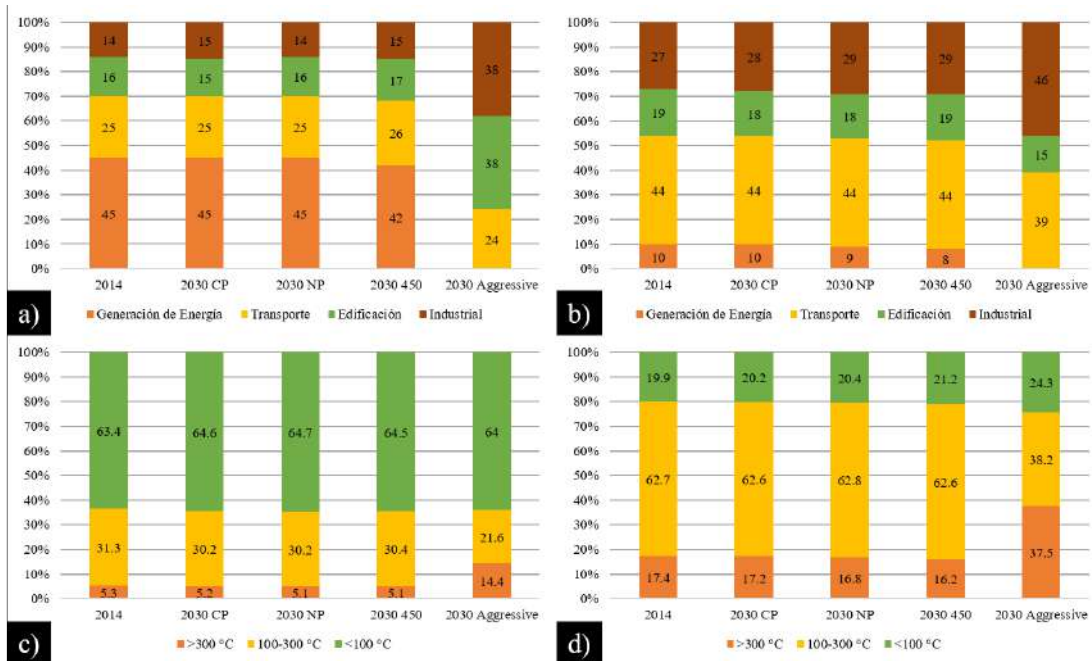


Figura 1.2: Distribuciones sectoriales de calor residual

a) pérdidas de escape global, b) potencial teórico global, c) temperatura del calor residual global, d) potencial teórico global

### 1.5.5 Calor residual en México

Agency (2016a) presenta un diagramas Sankey del balance energético en megatone-ladas equivalentes de petróleo (Mteo) utilizadas en México en el año 2014 y proyectado al año 2040 de acuerdo con el escenario de las nuevas políticas (NP); en el cual se pre-sentan las fuentes de energía primaria y su transformación para que pueda ser utilizada en los sectores consumidores finales. Figura 1.3

\* Transformación de combustibles fósiles (por ejemplo, refinación de petróleo) en una forma que se puede utilizar en los sectores consumidores finales. \*\* Incluye el combustible consumido en la producción de petróleo y gas, las pérdidas de transformación y uso propio, la generación perdida o consumida en el proceso de producción de elec-tricidad y las pérdidas de transmisión y distribución.

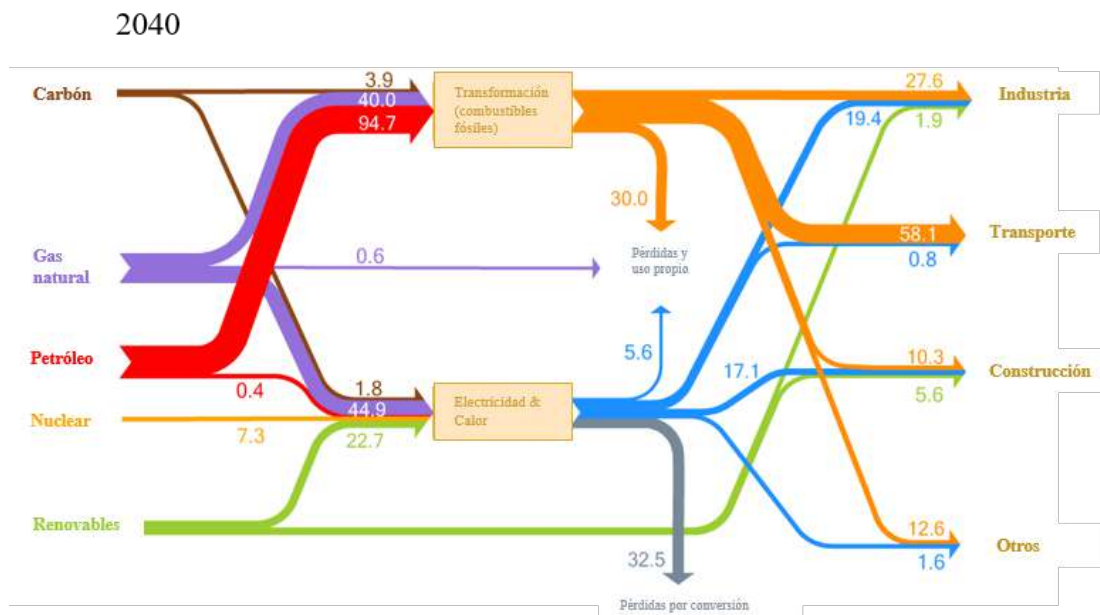


Figura 1.3: Balance energético nacional de México en el escenario NP

# Capítulo 2

## Antecedentes

A continuación, se presentan los antecedentes de las bombas de calor por absorción, compresión y transformadores de calor por absorción, los estudios teóricos y experimentales más sobresalientes de las últimas décadas. Así mismo, se presenta información del uso de diferentes soluciones de trabajo y el uso de tubos calóricos (*TC*) como dispositivos para intercambiar calor.

Un transformador de calor por absorción (*TCA*) es un dispositivo que puede suministrar calor a una temperatura más alta que la temperatura del fluido por el cual se alimenta. Los (*TCA*) son atractivos porque utilizan calor residual, el cual puede ser proveniente de procesos industriales y fuentes de energía renovables como la solar y la geotérmica. Este calor producido de mayor temperatura puede ser utilizado para un proceso secundario (Parham et al., 2014).

Existen numerosos procesos industriales que emiten al entorno una gran cantidad de calor residual, la temperatura varía de 60 a 100°C. Horuz y Kurt (2010) informan que el principio de funcionamiento del *TCA* es similar al sistema de refrigeración por absorción de vapor, desde el punto de vista de la conservación de la energía y el medio ambiente. Se puede recuperar de manera efectiva el 50% del calor residual por medio de un *TCA* para la implementación en procesos secundarios.



## 2.1 — Bombas de calor

El calor residual emitido al ambiente, ya sea en forma de gases de escape, agua de enfriamiento, o superficies calientes, puede ser aprovechado para implementar sistemas de recuperación de calor, como son las bombas de calor, pueden ser por compresión mecánica (*BCC*), por absorción convencional (*BCA*) o transformadores de calor por absorción (*TCA*). Las *BCA* son máquinas capaces de elevar la temperatura de una fuente de calor suministrada a baja temperatura. El proceso de absorción está basado en las propiedades tanto físico químicas, como termodinámicas de las soluciones. En las últimas décadas, se ha incrementado la popularidad de estos equipos debido a sus ventajas en el uso de energías renovables y la recuperación de calor residual (Wu et al., 2014). En general, pueden dividirse en dos categorías principales, *BCC* y *TCA*. Las *BCC* pueden lograr *GTL* grandes, sin embargo, requieren cantidades significativas de energía eléctrica. Los *TCA*, reducen este requisito eléctrico. Dichos sistemas utilizan un par de fluido de trabajo que consiste en un refrigerante y un absorbente, y utilizan energía calorífica a media y alta temperatura para lograr su acción de bombeo de calor (Donnellan et al., 2015).

### 2.1.1 Soluciones de trabajo

Los ciclos de absorción generalmente utilizan fluidos naturales tales como bromuro de litio - agua ( $LiBr - H_2O$ ), amoníaco - agua ( $NH_3O - H_2O$ ), carrol - agua y otras combinaciones de sales como fluido de trabajo, debido a que algunas no dañan la capa de ozono, ni contribuyen al calentamiento global (Abdullah y Hieng, 2010). La Tabla 2.1 presentada por Donnellan et al. (2015) muestra las ventajas y desventajas de las soluciones de trabajo en los *TCA*.

Tabla 2.1: Ventajas y desventajas de las combinaciones de soluciones de trabajo.

Solución	Ventajas	Desventajas
$LiBr - H_2O$	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Excelente rendimiento termodinámico</li> <li>■ Baja toxicidad</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta corrosividad</li> <li>■ Baja solubilidad</li> </ul>
$NH_3 - H_2O$	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Baja corrosividad</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta toxicidad</li> <li>■ Alta presión</li> <li>■ Requiere equipo rectificador</li> </ul>
Fluidos refrigerantes <i>TFE</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta estabilidad térmica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta toxicidad</li> <li>■ Bajo rendimiento</li> </ul>
Agua-Carrol	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Rendimiento termodinámico similar al <math>LiBr - H_2O</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta solubilidad</li> </ul>
$LiBr - H_2O$ aditivos	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Mejor rendimiento termodinámico comparado con la mezcla <math>LiBr - H_2O</math></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Alta corrosividad</li> <li>■ Baja solubilidad</li> </ul>

## 2.1.2 Bomba de Calor por Compresión

En una bomba de calor por compresión, como se muestra en la Figura 2.1, 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. El calor  $\dot{Q}_{EVA}$  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  $\dot{Q}_{CON}$  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 (Heredia, 2018).

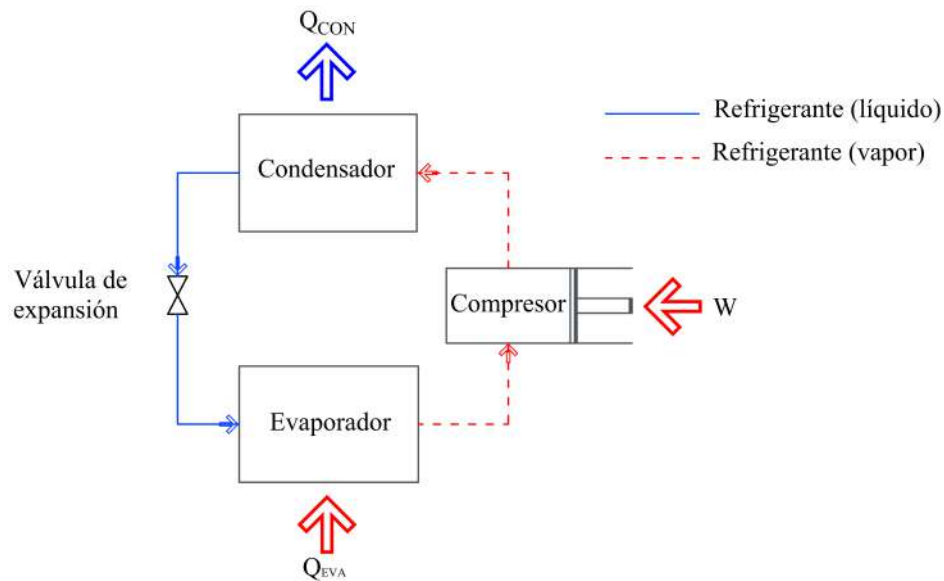


Figura 2.1: Diagrama de bomba de calor por compresión

Zhang et al. (2019) en su artículo relacionado con el uso de bombas de calor por compresión, presentan la formula general para el cálculo del  $COP$ , y lo define como la relación entre la potencia de calentamiento o enfriamiento  $\dot{Q}$  y el trabajo suministrado en el compresor  $W_{COMP}$ .

Potencia de calentamiento

$$\dot{Q}_{cal} = \dot{m}_{ref}(H_{ent,CON} - H_{sal,CON})$$

Potencia de enfriamiento

$$\dot{Q}_{enf} = \dot{m}_{ref}(H_{sal,EVA} - H_{ent,EVA})$$

Trabajo del compresor

$$W_{COMP} = \dot{m}_{ref}(H_{sal,COMP} - H_{ent,COMP})$$

Coefficiente de rendimiento.

$$COP_{cal/enf} = \frac{\dot{Q}_{cal/enf}}{W_{COMP}}$$

### 2.1.3 Bomba de Calor por Absorción

El diagrama mostrado en la Figura 2.2 representa el esquema de una bomba de calor por absorción. La fuente de alimentación es diversa, desde combustibles de hidrocarburos, energía solar, energía geotérmica, red de calefacción de distrito o calor residual (Li et al., 2012).

Utilizando una fuente de calor suministrada al generador para separar el componente más volátil, (el refrigerante del absorbente, generalmente solución de  $LiBr - H_2O$ ) por evaporación a una temperatura intermedia ( $\sim 100^\circ C$ ). El vapor del refrigerante luego se dirige al condensador, donde se condensa al reducir su temperatura, descargando su calor latente ( $CL$ ) a un disipador de calor a baja temperatura ( $\sim 30 - 40^\circ C$ , generalmente a la atmósfera). El refrigerante condensado se bombea a una presión más alta antes de ingresar al evaporador, donde se evapora una vez más ( $\sim 100^\circ C$ ) utilizando una fuente de calor externa (generalmente la misma fuente de calor utilizada por el generador). Este vapor de refrigerante se absorbe en el absorbedor en la solución concentrada absorbente que sale del generador. Parte del calor de absorción liberado se utiliza para mantener el absorbente a una temperatura más alta que la del evaporador y el generador (aproximadamente  $30 - 60^\circ C$  más caliente), mientras que el resto de la energía térmica es liberada como producto térmico de alta temperatura.

Li et al. (2012) , presenta la ecuación para calcular el  $COP$  de dicho equipo:

Coefficiente de rendimiento de  $BCA$ .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{GEN}}$$

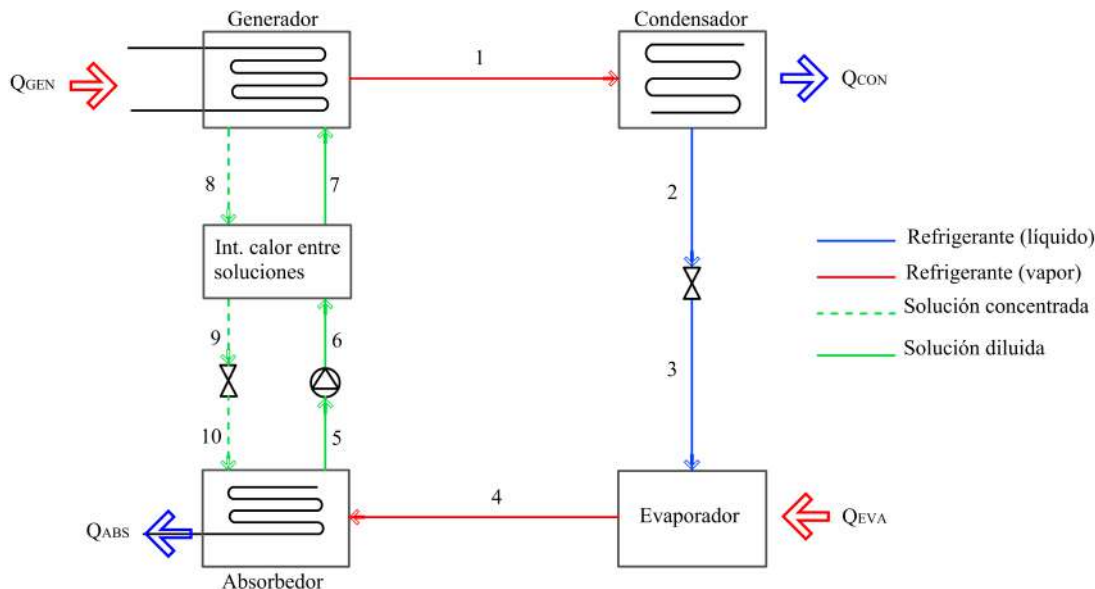


Figura 2.2: Esquema de bomba de calor por absorción

### 2.1.4 Transformador de Calor por Absorción

El diagrama mostrado en la Figura 2.3 representa el esquema de un *TCA*. Consta primordialmente de cinco componentes, Generador, Condensador, Evaporador, Absorbedor e Intercambiador de calor de soluciones. En esta configuración, el generador y el condensador están ubicados en el lado de baja presión, mientras que el absorbedor y el evaporador están ubicados en el lado de alta presión. La energía entra al sistema en el generador y el evaporador a una temperatura intermedia, en el generador se lleva a cabo la separación de una parte del fluido de trabajo del absorbente a baja presión, el vapor retirado es transformado a líquido por el condensador, retirando una cantidad de calor al medio ambiente, luego el refrigerante viaja al evaporador pasando por un cambio de presión, siendo evaporado a la misma temperatura que el generador. El vapor se reintegra a la mezcla absorbente que viene del generador el cual por causa de una reacción exotérmica entrega una cantidad de calor a mayo temperatura. Finalmente, la mezcla regresa al generador, reiniciando el ciclo. Entre el absorbedor y el generador, el intercambiador de calor entre soluciones, tiene como función precalentar la mezcla que viaja entre ellos para mejorar la reacción exotérmica generada en el absorbedor (Donnellan et al., 2015).

El *TCA* puede elevar la temperatura de la fuente de calor a una temperatura alta, convirtiéndola en energía útil, a costa de un *COP* más bajo que el ciclo de la *BCA* (Yin et al., 2000).

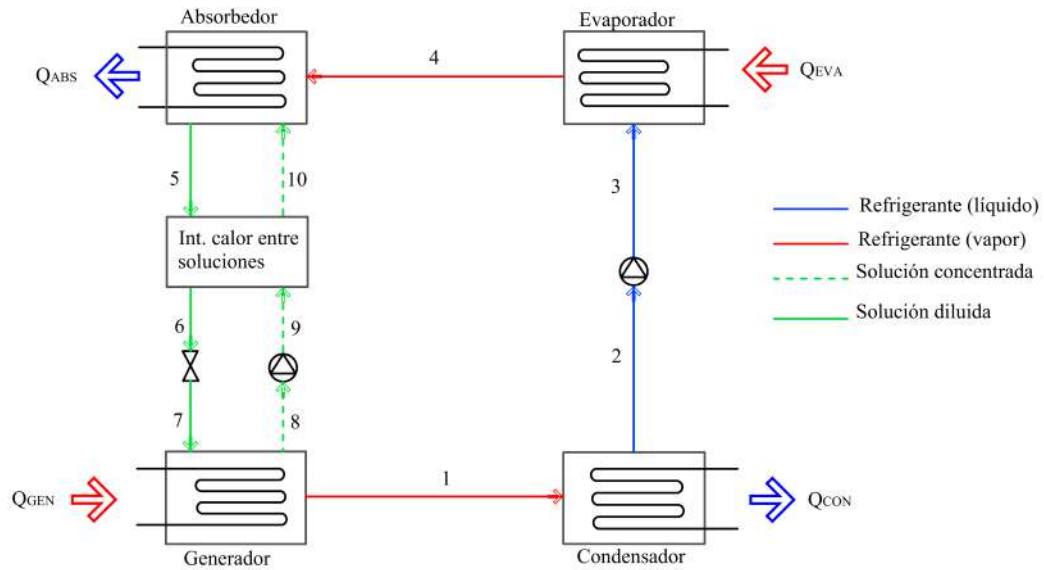


Figura 2.3: Esquema de un transformador de calor por absorción

Los parámetros de la primera ley de la termodinámica son el coeficiente de rendimiento del sistema ( $COP$ ) y la tasa de flujo o también llamada relación de flujo ( $FR$ ), mientras que los parámetros de la segunda ley son el coeficiente exergético de rendimiento ( $ECOP$ ) y la destrucción de la exergía total ( $DE$ ). El  $COP$  del sistema se define como la relación del producto térmico útil que abandona el sistema con respecto a sus entradas de energía. En general, se puede considerar como el parámetro más importante que cuantifica el funcionamiento del sistema y el objetivo es tenerlo en el valor máximo posible.

La exergía se define como el trabajo mecánico máximo que se puede extraer de una fuente de calor a su temperatura y presión actuales. La exergía se conserva en un proceso ideal, pero se destruye en procesos reales (Martínez y Rivera, 2009).

El  $ECOP$  del sistema representa la eficiencia del sistema con respecto a la retención de la exergía. Se define como la relación entre la exergía máxima útil disponible del sistema y la exergía total que ingresa al sistema, y también debe maximizarse. La relación de flujo ( $FR$ ) se define como la relación entre el índice de flujo de masa total de la solución diluida que ingresa al generador y el flujo de masa de vapor de refrigerante que sale del generador, el objetivo general es minimizar su valor (Donnellan et al., 2015).

Coefficiente de rendimiento.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} + \sum W_B}$$

Coficiente de exergía.

$$ECOP = \frac{(\dot{Q}_{ABS})(1 - \frac{T_{amb}}{T_{ABS}})}{(\dot{Q}_{EVA})(1 - \frac{T_{amb}}{T_{EVA}}) + (\dot{Q}_{GEN})(1 - \frac{T_{amb}}{T_{GEN}}) + \sum W_B}$$

Aumento bruto de temperatura.

$$GTL = T_{ABS} - T_{EVA}$$

Relación de flujo.

$$FR = \frac{\dot{m}_{sol,ent,GEN}}{\dot{m}_{vap,sal,GEN}} = \frac{X_{GEN}}{X_{GEN} - X_{ABS}}$$

La Tabla 2.2 muestra las ventajas y desventajas más importantes del uso de los TCA.

Tabla 2.2: Ventajas y desventajas del uso de un TCA

Ventajas	Desventajas
Capaz de reciclar 50% de la energía	Tecnología relativamente poco estudiada y nula producción industrializada
Mínimo suministro de energía eléctrica para su operación	Tiempo de pruebas relativamente largas debido a la dificultad de llegar a un estado “estacionario”
Bajo mantenimiento para componentes antioxidables	Soluciones de trabajo con alto índice de corrosividad

### 2.1.5 Trabajos experimentales y teóricos en TCA

Varios estudios han demostrado que el *COP* de un TCA aumenta con un aumento en las temperaturas tanto del generador como del evaporador, mientras que disminuye con un aumento en la temperatura del condensador, así mismo, también puede aumentarse, aumentando la eficiencia del intercambiador de calor de soluciones (Sekar y Saravanan, 2011).

El rendimiento termodinámico de un TCA aumenta con un aumento de la temperatura del evaporador y una disminución de las temperaturas del condensador y del absorbedor (Donnellan et al., 2015).

Los TCA han sido ampliamente estudiados a nivel mundial, se ha comprobado que se pueden activar con energías residuales y/o renovables de 60° a 80°C (Demasa et al., 2015).

Sözen y Yücesu (2007) realizaron un modelo matemático de un TCA que opera con  $NH_3 - H_2O$  como solución de trabajo, acoplado a un sistema de almacenamiento de energía solar para incrementar el calor útil, examinaron los beneficios de instalar un eyector en el ciclo a la entrada del absorbedor, de esta forma el absorbedor tendrá una

presión mayor a la del evaporador y así trabajar con tres niveles de presión. El eyector tuvo dos funciones: ayudar a la recuperación de la presión del evaporador y mejora el proceso de mezcla y la preabsorción de solución diluida de amoníaco que proviene del evaporador. La otra ventaja del sistema con eyector es el aumento de la temperatura del absorbedor. Por lo tanto, la recuperación de presión y la preabsorción en el eyector mejoran la eficiencia del *TCA*. En las mismas condiciones, la comparación de un *TCA* con y sin eyector, el *COP* del sistema y el coeficiente de rendimiento exergético (*ECOP*) mejoraron en un 14% y un 30%, respectivamente, y la relación de flujo (*FR*) se redujo en un 57% en la condición de eficiencia máxima. La mejora de la temperatura del tanque solar por el *TCA* se obtuvo a  $57.5^{\circ}\text{C}$  y el aumento bruto de temperatura (*GTL*) se elevó a  $97.5^{\circ}\text{C}$  con coeficiente de rendimiento de aproximadamente 0.5. La temperatura máxima del calor útil producido por el *TCA* fue de  $\sim 150^{\circ}\text{C}$ .

Romero y Rodríguez-Martínez (2008) desarrollaron un modelo numérico de un *TCA* para la purificación de agua, con el fin de optimizar su rendimiento. Se encontró que con temperaturas de fuente de calor entre  $65$  y  $80^{\circ}\text{C}$  era posible obtener temperaturas en el *ABS* superiores a  $105^{\circ}\text{C}$  para la destilación de agua, logrando *COP's* de 0.30 a 0.43.

Horuz y Kurt (2009) concluyeron que las temperaturas del absorbedor de hasta  $130$  y  $160^{\circ}\text{C}$ , pueden obtenerse con un *TCA* y *TCADÉ*, respectivamente, cuando se suministra calor al *EVA* y *GEN* a  $90^{\circ}\text{C}$ . Los *COP's* máximos fueron 0.482 y 0.377 con el *TCA* y el *TCADÉ*, respectivamente.

Gomri (2009) estudió la combinación de colectores solares de placa plana, un sistema de desalinización y un *TCA* que tienen como solución de trabajo  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ . Se reporta que en la ciudad de Skikda el panel solar tiene su mejor producción de energía después del medio día, al mismo tiempo que la eficiencia del *TCA* reduce de 0.493 a 0.485, esto se debe que hay una ligera variación entre  $Q_{\text{ABS}}$  y  $Q_{\text{GEN}}$ .

Gomri (2010) realizó un estudio comparativo de la primera y segunda ley de la termodinámica entre *TCA* y *TCADA* que operan con  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  para la desalinización de agua de mar. Los resultados mostraron que cuando la temperatura de la fuente de calor intermedia se suministró de  $74$  a  $96^{\circ}\text{C}$ , las eficiencias energéticas máximas estuvieron entre 0.799 y 0.833, y de 1.276 a 1.308 para *TCA* y *TCADA*, respectivamente, mientras que las eficiencias de exergía variaron de 46.9% a 54.1% para el *TCA* y de 58.5% a 60.8% para el *TCADA*.

Huicochea y Siqueiros (2010) investigaron y simularon 3 diferentes configuraciones de *TCA* de un efecto, para purificación de agua mediante la evaporación, usando  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  como solución de trabajo en diferentes condiciones de operación en un *TCA* experimental de 700W. Al aplicar el calor reciclado al *EVA* o al *GEN*, o ambos, bajo las mismas condiciones de desempeño, reportaron un aumento considerable en el *COP* de 110.3%, 61.5% y 79.3% respectivamente. La combinación de *TCA* con sistemas de purificación de agua ha demostrado ser altamente efectiva y permitir el reciclado de grandes cantidades de energía.

Rivera et al. (2010) realizaron los análisis de energía y exergía de un *TCA* experimental

de 500W de capacidad que funciona con la mezcla  $LiBr - H_2O$ . Los  $GTL$  variaron de 22 a 27°C y el  $COP$  más alto de 0.45 se logró a la concentración de solución más alta del 59%.

[Sekar y Saravanan \(2011\)](#) realizaron estudios de un  $TCA$  acoplado a un sistema de destilación de agua de 5kg/h, la solución de trabajo fue  $LiBr - H_2O$ , se obtuvo un  $COP$  de 0.29 con una temperatura de 60°C y  $GTL$  de 20°C, el  $COP$  máximo fue de 0.38 con una temperatura de 80°C y  $GTL$  de 15°C, reportan que para alcanzar el estado estable se requirieron más de 3h.

[Meza et al. \(2014\)](#) llevaron a cabo un estudio experimental de un sistema de purificación de agua en un  $TCA$  este proceso de destilación fue capaz de recuperar calor para utilizar en el  $GEN$  y así, mejorar el rendimiento del equipo. La solución de trabajo fue  $LiBr - H_2O$ , dicha solución se concentró en un intervalo de 54.9% a 55.8%. El calor máximo recuperado del proceso de destilación fue de 541W con un flujo de agua destilada de 888ml/h y un  $COP$  de 0.391, alcanzando un calor útil de 1157W.

[Ma et al. \(2014\)](#) estudiaron la transferencia de calor y el rendimiento termodinámico de un  $TCA$  con solución de trabajo  $LiBr - H_2O$  con absorción de vapor dentro de tubos espirales verticales. El  $COP$  resultado de los experimentos fue superior a 0.4. Los coeficientes de transferencia de calor y masa del absorbedor aumentaron con el aumento del caudal de solución, hasta 400W/m<sup>2</sup>K y 0.013kg/m<sup>2</sup>s a una temperatura de calor residual de 90°C.

[Rivera et al. \(2015\)](#) presentaron una gráfica comparativa entre el  $GTL$  y el  $COP$  de diferentes transformadores de calor reportados en la literatura (Figura 2.4). Dicha gráfica es de gran interés, pues sirve como referencia para comparar los resultados obtenidos en los diferentes estudios experimentales y teóricos que aquí se presentan.

[Demesa et al. \(2015\)](#) utilizaron tres configuraciones diferentes de  $TCA$  con  $LiBr - H_2O$  como solución de trabajo y un sistema de destilación de agua, para aumentar su rendimiento. Bajo los parámetros operativos analizados, es posible reutilizar un 78.51% de calor del  $ABS$  para mejorar  $COP$ , hasta 16.38% y 7.95% con respecto a  $TCA$  convencionales y  $TCA$  con  $ECO$  respectivamente. Al usar calor sensible y latente del proceso de destilación, los valores del  $COP$  varían entre 0.473 y 0.532 con un incremento de temperatura en la línea directa de 6.48°C, debido a que la línea fría es más abaja, lo que favorece el intercambio de calor para mejorar el  $COP$ .

[Garone et al. \(2017\)](#) construyeron y probaron un prototipo de  $TCA$  que funciona con solución de trabajo  $NH_3 - H_2O$ . Observaron que, en comparación con las mezclas de sales de agua, el amoníaco-agua permite operar la máquina en un rango de temperatura más bajo, fomentando la recuperación de calor de bajo grado. Probaron temperaturas de conducción entre 60 y 64°C, con temperaturas del  $CON$  de 8 a 16°C. La unidad demostró poder operar de manera estable, confiable y repetible en este rango de trabajo, logrando  $GTL$  de hasta 25°C y  $COP$ 's térmicos en el rango de 0.400 a 0.475. Lograron calor útil de hasta 4.5kW, con un consumo eléctrico siempre inferior a 100W.

[Liu et al. \(2017\)](#) llevaron a cabo estudios de un  $TCA$  de generación de vapor directa, que se construyó con cuatro intercambiadores de calor verticales principales ( $GEN$ ,  $CON$ ,



*EVA*, *ABS*) y un intercambiador de calor de placas (*ECO*). Esta plataforma utiliza una solución de trabajo de  $LiBr - H_2O$  y es activado por agua caliente de bajo grado. Los resultados muestran que la caída de película bilateral facilitó que el absorbedor generara vapor directamente con un cambio de presión de  $190kPa$  a  $260kPa$ , que correspondía a una carga de calor del absorbedor de  $15.5$  a  $7.2kW$ , *COP* de  $0.38$  a  $0.20$ , y *ECOP* de  $0.48$  a  $0.27$ , respectivamente. La temperatura del *ABS* puede elevarse hasta  $124^\circ C$ , con un *GTL* de  $34.8K$  y un *GTL* externo de  $29.6K$ . El *ECO* fue un intercambiador de calor de placas convencional con una efectividad de alrededor de  $0.73$  en seis pruebas.

Conde-Gutiérrez et al. (2018) realizaron la optimización multivariable para aumentar el *COP* de un *TCA*, minimizando la energía que se suministra al equipo utilizando el software: *artificial neuronal network inverse*(ANNi) y *genetic algorithm* (GA). La temperatura en el *GEN* es la variable clave para aumentar el rendimiento, seguida por la del *EVA* y *CON*. Lograron maximizar el *COP* de  $0.26$  a  $0.43$ . La optimización de una variable tuvo  $0\%$  de error, mientras que la multivariable tuvo  $13.94\%$  de error. Determinaron que es necesario suministrar más energía en el *EVA* que en el *GEN* para aumentar el *COP* y para el *CON* la temperatura debe ser menor, para lograr un valor de *COP* de  $0.43$ .

Hong et al. (2018) realizaron un estudio experimental en un *TCA* y posteriormente fue validado por una simulación numérica, dicho *TCA* tiene como solución de trabajo  $LiBr - H_2O$ , la fuente de energía fue suministrada al *EVA* y *GEN* y después de forma inversa al *GEN* y *EVA*, la producción de vapor a la salida del *ABS* fue de  $120^\circ C$ , obtuvieron *COP's* de manera experimental de  $0.40$  a  $0.74$  y de manera teórica de  $0.45$  a  $0.48$ , las temperaturas de entrada variaron de  $80$  a  $95^\circ C$ .

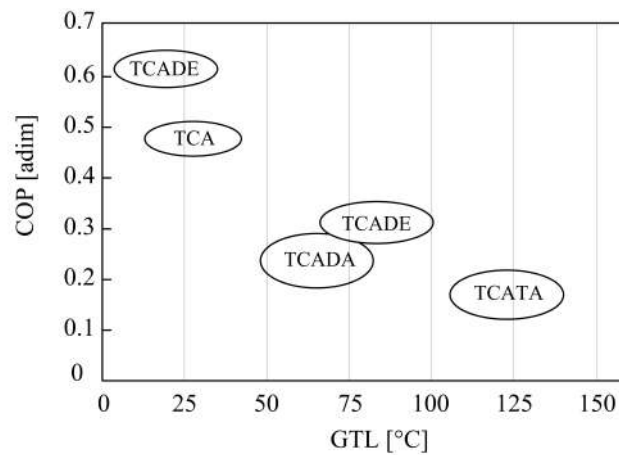


Figura 2.4: COP vs GTL para diferentes configuraciones de TCA

Tabla 2.3: Resumen de trabajos experimentales y teóricos de TCA.

Tipo	COP	GTL	Solución de trabajo	Acoplamiento	Observaciones	Referencia
<i>TCA</i>	0.50	6°C	$NH_3 - H_2O$	Eyector a la entrada del absorbedor	Calor útil ~150°C, aumentando el delta de concentración el <i>GTL</i> disminuye	Sözen y Yücesu (2007)
<i>TCA</i>	0.30-0.43	-	$LiBr - H_2O$	Sistema de purificación de agua	Fuente de calor 65 – 80°C, calor útil ~105°C	Romero y Rodríguez-Martínez (2008)
<i>TCA</i> y <i>TCAD</i> E	0.482 y 0.377	-	$LiBr - H_2O$	Calor residual de industria	Fuente de calor 90°C, calor útil ~120°C	Horuz y Kurt (2009)
<i>TCA</i>	0.485	-	$LiBr - H_2O$	Sistema de purificación de agua	Producción 0.64 a 0.62 l/h/m <sup>2</sup>	Gomri (2009)
<i>TCA</i> y <i>TCADA</i>	-	-	$LiBr - H_2O$	Calor residual de industria	Fuente de calor 74 – 96°C, producción [kg/s] 0.168-0.179 <i>TCADA</i> y 0.164-0.167 <i>TCA</i>	Gomri (2010)
<i>TCA</i>	0.203-0.425	-	$LiBr - H_2O$	Sistema de purificación de agua	Fuente de calor 70°C, calor útil ~120°C	Huicochea y Siqueiros (2010)
<i>TCA</i>	0.14 - 0.45	26°C	$LiBr - H_2O$	Calor residual de industria	Fuente de calor 52.6-99.6°C, calor útil ~101°C	Rivera et al. (2010)
<i>TCA</i>	0.30-0.38	20°C	$LiBr - H_2O$	Sistema de purificación de agua	Fuente de calor 60 – 80°C	Sekar y Saravanan (2011)
<i>TCA</i>	0.40	-	$LiBr - H_2O$	Calor recirculado al generador	Fuente de calor 79 – 88°C, calor útil ~94.6°C. Concentración de solución 54.9% a 55.8%.	Meza et al. (2014)
<i>TCA</i>	0.473-0.532	24 – 34°C	$LiBr - H_2O$	Tres arreglos distintos de <i>TCA</i>	Fuente de calor 68°C, calor útil ~96°C	Demesa et al. (2015)
<i>TCA</i>	0.400-0.475	25°C	$NH_3 - H_2O$	-	Fuente de calor 60 – 64°C, calor útil ~90°C	Garone et al. (2017)
<i>TCA</i>	0.20-0.38	43.8K (int) y 29.6K (ext)	$LiBr - H_2O$	Generación de vapor directa	Fuente de calor 60 – 64°C, calor útil ~124°C	Liu et al. (2017)
<i>TCA</i>	0.43	-	$LiBr - H_2O$	Simulación numérica	Fuente de calor 83 – 90°C	Conde-Gutiérrez et al. (2018)
<i>TCA</i>	0.40-0.47	-	$LiBr - H_2O$	-	Fuente de calor 95°C, calor útil ~120°C	Hong et al. (2018)
<i>TCA</i>	0.477	-	$LiBr - H_2O$	Tubos calóricos <i>TC</i>	Fuente de calor 50 a 62°C, calor útil ~110°C	Heredia et al. (2018)

## 2.2 — Tubos calóricos

El tubo calórico (*TC*) es un dispositivo de transferencia de calor pasiva de dos fases, capaz de transmitir grandes cantidades de calor con una caída de temperatura mínima. Un *TC* consiste en un evaporador (entrada de calor), un condensador (salida de calor) y una región adiabática (transporte de calor). Los *TC* pueden lograr altas tasas de transferencia de calor en comparación con los dispositivos tradicionales de transferencia de calor debido al cambio de fase del fluido de trabajo interno. En la sección del evaporador, el calor se conduce a través de la pared de la tubería con acabado sinterizado (*wick*), vaporizando el fluido de trabajo en la pared saturada. El vapor fluye hacia el condensador debido a un gradiente de presión, donde luego se condensa y vuelve al evaporador por acción capilar en la pared (Figura 2.5) (Poplaski et al., 2016). La Tabla 2.5 muestra algunos fluidos de trabajo, así como sus temperaturas máximas y mínimas de operación.

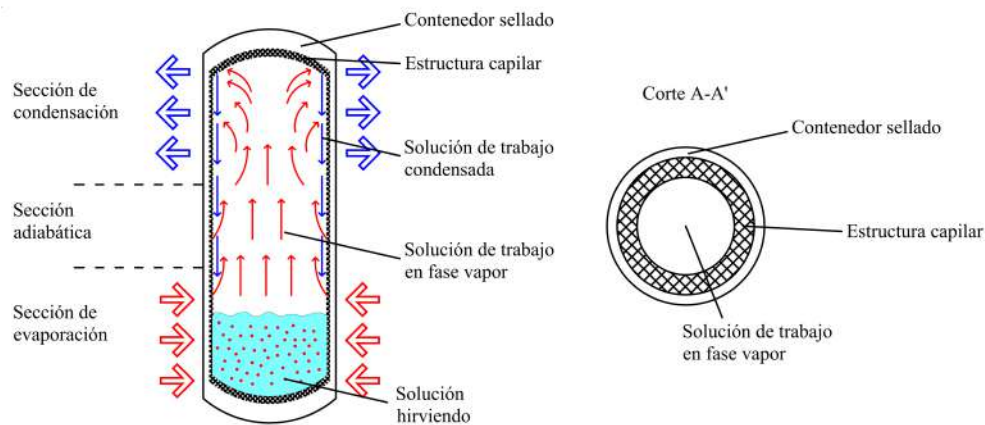


Figura 2.5: Diagrama del tubo calórico

(Yang et al., 2019) mencionan que los tipos de *TC* que se usan comúnmente en la actualidad son tubos calóricos separados, tubos calóricos capilares y tubos calóricos por gravedad.

Los *TC* también pueden categorizarse por la estructura de sus paredes internas, existen dentro del mercado *TC* de pared interna de mecha porosa (*porous wick*) Figura 2.6 a), de malla (*mesh*) Figura 2.6 b) y ranuras (*groove*) Figura 2.6 c) entre otras, las cuales actúan como bombas capilares que mueven el líquido condensado desde el condensador a la sección del evaporador. La presencia de la mecha porosa permite que un *TC* funcione incluso en entornos de gravedad cero (Shabgard et al., 2015). Generalmente su transferencia de calor en las zonas del evaporador y del condensador es de  $10^3 - 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$ , la resistencia térmica del tubo calórico es de  $0.01-0.03 \text{ K/W}$ , lo que lleva a una menor área y masa de intercambiadores de calor (Vasiliev, 2005). La Tabla 2.4 muestra las estructuras capilares típicas en los *TC*.

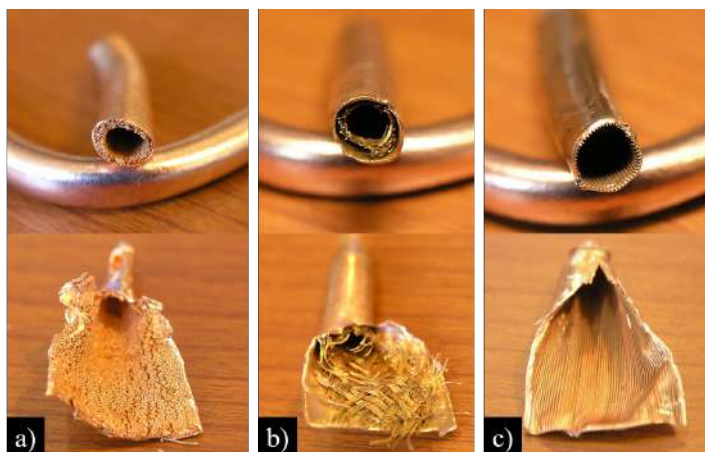


Figura 2.6: Pared interior de algunos tubos calóricos

Tabla 2.4: Estructuras capilares típicas de TC







Figura	Nombre	Bombeo capilar	Conductividad térmica	Permeabilidad	Comentarios
	Pantalla envuelta	Alto	Alta	Baja-Media	Envolturas simples, múltiples o estructura de malla metálica
	Metal sinterizado	Alto	Media	Baja-Media	Partículas esféricas empacadas, fibras de metal de fieltro o polvo
	Ranuras axiales	Bajo	Alta	Media-Alta	Ranuras rectangulares, triangulares, circulares o trapezoidales
	Anillo abierto	Bajo	Baja	Alta	Espacio desde la pared de la estructura capilar de malla de alambre
	Arteria abierta	Bajo	Alta	Alta	Estructura capilar de malla de alambre formada en la arteria y en el revestimiento de la pared
	Arteria integral	Alto	Alta	Media-Alta	Material homogéneo con arterias incorporadas

Tabla 2.5: Temperaturas máximas y mínimas de fluidos de trabajo de los TC

Temperatura mínima de operación [°C]	Temperatura máxima de operación [°C]	Solución de trabajo	Material de la coraza	Comentarios
-100	120	Pentano	Aluminio, Acero inoxidable	-
-80	50	R134a	Acero inoxidable	Usado para recuperación de energía
-65	100	Amoníaco	Aluminio, Acero inoxidable, Níquel	Cobre y titanio no son compatibles
-60	~ 100 a 125	Metanol	Cobre, Acero inoxidable	125°C, <i>Cu</i> a 140°C. Aluminio y titanio no son compatibles
-50	~ 100	Acetona	Aluminio, Acero inoxidable	Se descompone a altas temperaturas
-50	280	Tolueno	Al 140°C, Acero inoxidable, Titanio, <i>Cu – Ni</i>	Generación de gas a altas temperaturas
	280 a 300	Agua	Cobre, Monel, Níquel, Titanio	Aluminio, Acero inoxidable, y Níquel no son compatibles

Los *TC* de pared sinterizada (porosa), permiten una mejor distribución del líquido, en especial en la sección del evaporador. Una característica única de los *TC* es que las secciones del evaporador y del condensador pueden separarse una gran distancia y experimentar una diferencia mínima de temperatura. La construcción liviana y la simplicidad, así como los tamaños, formas y materiales ampliamente variados permiten que el rendimiento se optimice para una amplia gama de aplicaciones y temperaturas (Faghri, 1995).

El diseño de los *TC* debe tener en cuenta la compatibilidad de los materiales, ya que existen múltiples parámetros (pared, fluido de trabajo, y otros fluidos / sólidos en contacto con el *TC*). Si bien hay una gran cantidad de materiales disponibles para el diseño, los materiales comunes para los componentes son (i) pared del *TC* (o carcasa): cobre, acero inoxidable, níquel, aluminio y titanio (ii) fluido de trabajo: agua, helio, hidrógeno, tolueno, metanol, amoníaco, sodio y plata, y (iii) mecha: cobre, acero inoxidable, níquel, bronce, monel, titanio, fibras de carbono y telas (Faghri, 1995).

Existe una analogía entre el flujo de corriente eléctrica y la conducción térmica, donde tanto la resistencia eléctrica como la térmica pueden expresarse como la relación del potencial de conducción a la tasa de transferencia entre dos puntos. Suponiendo que la transferencia de calor es positiva desde el punto caliente al punto frío ubicado a una distancia  $L$ , la resistencia térmica,  $R$ , se define a partir de la forma integral de la ley de Fourier para una conducción unidimensional a través de un material homogéneo (Shabgard et al., 2015).

$$\dot{Q}_{TC} = kA \frac{T_{fría} - T_{caliente}}{L} = \frac{\Delta T}{L/kA} \Rightarrow R = \frac{L}{kA} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{TC}}$$

Donde  $\dot{Q}_{TC}$  es la tasa de transferencia de calor, y  $\Delta T$  es el potencial de conducción térmica para la transferencia de calor. La Figura 2.7 es una gráfica comparativa de la conductividad térmica de algunos elementos puros en comparación con los TC.

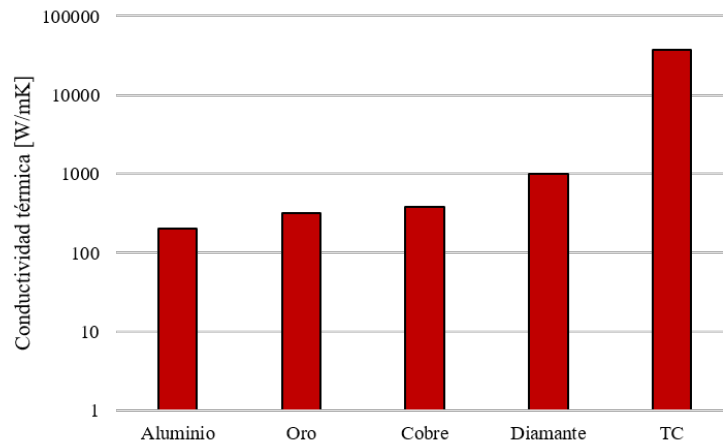


Figura 2.7: Conductividad térmica de elementos puros vs TC del TCA

### 2.2.1 Historia, trabajos experimentales y teóricos con Tubos Calóricos

Central (2019) menciona los tipos de TC que existen en la actualidad, tales como *TSs (thermosyphon)* cerrados de dos fases (denominados simplemente TS), TC de capilaridad (TC cilíndricos con una mecha), TC anulares, TC de cámara de vapor (en forma plana), TC rotativos, TC cargados con gas, TC de bucle bombeado por capilaridad, TC pulsantes, TC micro y en miniatura y TC de ménisco invertido.

ASME (2019) Informan que los micro TC han sido fabricados con dimensiones de sección transversal de hasta  $10\mu m$ , mientras que otros han sido del orden de  $100\mu m$ , el rango operacional de temperaturas varían desde valores criogénicos de  $-200^{\circ}C$  hasta altas temperaturas, cercanas a los  $2000^{\circ}C$ , la conductividad térmica de los TC es excelente, pues supera por noventa veces la conductividad térmica de una barra de cobre, son altamente confiables, ya que se ha demostrado que no muestra deterioro después de trece años de su utilización. Sin embargo, se observa que la capacidad de transferencia de calor está limitada por varios factores, como el punto de ebullición de la solución de trabajo o la capilaridad del material.

Zhang y Zhang (2009) realizaron una simulación de un intercambiador de calor de tubos calóricos en un sistema de refrigeración por absorción para calcular su rendimiento; desarrollaron un programa para las propiedades físicas de la solución de  $LiBr - H_2O$ .

Obtuvieron como resultado un incremento del *COP*, una mejora de la eficiencia superior al ciclo básico y una miniaturización del sistema de refrigeración.

[Mozumder et al. \(2011\)](#) diseñaron, fabricaron y probaron un tubo calórico de  $0.005m$  de diámetro y  $0.15m$  de longitud con una capacidad térmica de  $10W$ . Realizaron experimentos con y sin fluido de trabajo para diferentes cargas térmicas (2, 4, 6, 8 Y  $10W$ ) para evaluar el rendimiento del *TC*, los fluidos de trabajo elegidos para el estudio fueron agua, metanol y acetona. Sus resultados mostraron que el tubo calórico 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  $7.25^{\circ}C/W$  y  $10.5^{\circ}C/W$  respectivamente para una carga térmica de  $2W$ . También, mostraron que el coeficiente global de transferencia de calor del tubo calórico 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 global de transferencia de calor, disminución de la resistencia térmica y reducción de la diferencia de temperatura a través del evaporador y el condensador.

[Sharifi et al. \(2014\)](#) realizaron una investigación experimental y numérica de fusión y solidificación que involucra un *TC* que actúa en conjunto con láminas de metal. Las tasas de fusión (solidificación) asociadas con la configuración de *TC*-placa son aproximadamente un 300 % más altas que las de una barra de cobre desnuda de las mismas dimensiones físicas que las la de un *TC*. Las tasas de cambio de fase superiores se logran utilizando solo 1.21 % de fracción de volumen de lámina dentro del material de cambio de fase junto con el *TC*, permitiendo que casi la misma cantidad de energía latente se almacene dentro de un volumen de almacenamiento fijo. La integración de los *TC* con láminas puede ser una opción para mejorar de manera significativa las tasas de transferencia de calor en una amplia gama de aplicaciones que involucran fusión, solidificación y/o almacenamiento de energía térmica latente. No solo se considera que el rendimiento térmico es muy bueno, el concepto integrado de *TC*-placa implica el uso de menos metal que las superficies extendidas metálicas sólidas, siendo menos costoso y más liviano que configuraciones convencionales. [Hughes et al. \(2014\)](#) estudiaron numéricamente un arreglo de *TC* orientados horizontalmente, para el sistema de recuperación pasiva de energía en sistemas de ventilación de aire natural, reportaron que el aire podría ser previamente enfriado y precalentado por más de  $15$  y  $3^{\circ}C$ , respectivamente.

[Jung y Boo \(2014\)](#) desarrollaron un modelo analítico para predecir el comportamiento térmico transitorio de un sistema de almacenamiento de energía térmica latente (*LTES*). La energía térmica es almacenada o liberada por el intercambiador de calor del *TC*, y se asume la conducción pura para los modos de carga y descarga. Teniendo en cuenta, el entorno térmico requerido para la energía solar concentrada (*CSP*), se utiliza nitrato de potasio (*KNO*), que tiene una temperatura de cambio de fase de  $335^{\circ}C$ . Tanto la fusión como la solidificación se simulan bajo conducción pura. El modelo desarrollado también se evalúa comparando sus predicciones con los resultados experimentales de



un estudio anterior válido, las discrepancias observadas fueron del 8 %.

[Shabgard et al. \(2015\)](#) Reportaron que la aplicación más común de *TC*, como sumidero de energía, es para enfriar el *CPU* en computadoras portátiles, debido al espacio limitado. El enfriamiento directo de la *CPU* por un flujo de frío externo a menudo no es práctico, por lo tanto, se requiere algún tipo de medio intermedio, en este caso un *TC*, para transferir la energía térmica de la *CPU* a un intercambiador de calor ubicado de forma remota con una gran área de superficie. En esta aplicación, el *TC* es necesario debido a su resistencia térmica significativamente menor, en relación con los materiales sólidos. Se podría concluir que la resistencia térmica adicional del *TC* induce una mayor resistencia térmica general.

[Mroue et al. \(2015\)](#) llevaron a cabo una investigación experimental y analítica en un intercambiador de calor de aire a agua equipado con seis *TC* llenos de agua como fluido de trabajo, fueron hechos de acero al carbono de 2m de longitud y fueron instalados en posición escalonada. Analizaron 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 0.14kg/s sobre el rendimiento térmico del intercambiador de calor de tubos calóricos. Realizaron un modelo *CFD* (dinámica de fluidos computacional), que supuso que los tubos de calor eran barras sólidas con una 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.

[Tiari y Qiu \(2015\)](#) desarrollaron un modelo matemático tridimensional transitorio para investigar el proceso de carga de un sistema de almacenamiento de energía térmica de calor latente de alta temperatura, con diferentes configuraciones de *TC* incrustados. El *PCM* (material de cambio de fase) es una mezcla eutéctica de nitrato de sodio y nitrato de potasio con una temperatura de fusión de 220°C. Se encontró que el aumento de la cantidad de *TC* reduce la resistencia térmica entre las superficies calientes y el frente de fusión del *PCM*, lo que resulta en un proceso de carga más rápido y una menor temperatura de la pared base del contenedor, se demostró que la colocación óptima de los *TC* en un sistema puede mejorar significativamente el rendimiento térmico, la convección natural en el proceso de fusión aumenta significativamente la velocidad de fusión y reduce la temperatura de la pared base del recipiente.

[Heredia et al. \(2018\)](#) realizaron un estudio teórico de un *ICTC* entre los procesos de condensación y evaporación de un *TCA* con una capacidad térmica de 0.7kW. Este estudio demostró que el uso de *TC* mejora hasta en 20%, gracias a que ya no hay pérdida de calor al ambiente en el condensador, porque utiliza esta energía para activar el ciclo termodinámico del arreglo de *TC*, el arreglo constó de 7 *TC*, sin embargo, se comprueba que si se quiere utilizar menor temperatura de activación, es necesaria una mayor cantidad de tubos calóricos, la temperatura de trabajo para el arreglo de *TC* está en función de la temperatura del condensador, en este caso 50 a 80°C (según datos del fabricante), la temperatura del *GEN* varió de 50 a 62°C y la temperatura del *ABS* fue



de 110°C, obteniendo un *COP* de 0.477.

[Chen et al. \(2019\)](#) realizaron una investigación numérica para analizar el comportamiento de transferencia de calor a alta temperatura en un intercambiador de calor de doble tubo lleno de espuma porosa. El fluido frío fluye en el tubo interior, mientras que el fluido caliente en el hueco anular. Se pronosticó la distribución de la temperatura, la caída de presión, la efectividad del *ICTC* y el rendimiento general. Los resultados indican que la radiación térmica promueve el intercambio térmico entre los dos lados del fluido. La efectividad del intercambiador de calor se mejora al disminuir la porosidad o al aumentar la densidad de poros y la longitud del intercambiador.

[Xue et al. \(2019\)](#) estudiaron un *TC* de placa insertada, aire-aire para recuperar la energía del aire de escape. El *TC* se insertó a través de las placas onduladas y las dos corrientes con diferencia de temperatura fluyendo en sentido opuesto a lo largo de ambos lados de la placa. Los resultados mostraron que la tasa de transferencia de calor del *ICTC* aumentaron con el aumento de la diferencia de temperatura interior y exterior en las condiciones de invierno y verano. La máxima efectividad de temperatura alcanzó el 62% en condiciones de invierno y el 70% en condiciones de verano. Cuando el medio de trabajo de las tuberías de calor del bucle era *R32*, se mejoró el rendimiento del intercambiador de calor en las condiciones de invierno y verano.

## Capítulo 3

### Descripción del equipo experimental

En este capítulo se describe la configuración del equipo experimental utilizado, material del que están fabricados todos los componentes (*GEN, CON – AUX, CON – TC, EVA – TC, EVA – AUX, ABS, ECO*), función que llevan a cabo y tipo de solución de trabajo. De igual manera se describen los circuitos auxiliares indispensables para el ciclo, mencionando sus componentes y la función que tienen. También, se mencionan los instrumentos de medición como son: rotámetros, termopares, transductores de presión, manovacúómetros, caudalímetros máxicos y refractómetro utilizado. Del mismo modo se mencionan los instrumentos para el control y bombeo de los fluidos como son las bombas, microbombas y válvulas. Las tuberías con las que fue construido y el aislante que se utilizó. En el Anexo **E** se puede apreciar una fotografía actual del equipo experimental en el *LITA1 – UAEM*.

## 3.1 — Componentes del equipo experimental

El  $TCA - TC$ , está constituido por 6 intercambiadores principales, los cuales son: un generador de  $0.56kW$ , un absorbedor de  $0.4kW$ , un condensador auxiliar de  $1.50kW$ , un evaporador auxiliar de  $1.50kW$ , un intercambiador entre soluciones de  $1.00kW$  y un intercambiador de calor con tubos calóricos de  $0.713kW$  en la sección de condensación ( $CON - TC$ ) y  $0.180kW$  en la sección de precalentamiento ( $EVA - TC$ ).

### 3.1.1 Generador

El  $GEN$ , tienen como objetivo concentrar la solución de trabajo, esto ocurre cuando el refrigerante ( $H_2O$ ) es separado parcialmente de la solución de trabajo ( $LiBr - H_2O$ ), mediante la evaporación. La coraza está hecha de acero inoxidable tipo 316L y su estructura interna está formada por un cilindro de discos grafito tipo GM, resistente al  $LiBr - H_2O$  a una temperatura máxima de  $430^\circ C$ , un área de transferencia de  $0.180m^2$  y una conductividad térmica de  $15W/mK$ .

La estructura se constituye por 18 discos de grafito, apilados uno encima de otro, cada disco mide  $0.1m$  de diámetro y espesor de  $0.019m$  con un orificio central de  $0.0186m$  de diámetro. Cada uno consta con dos ángulos de inclinación de  $4.5$  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 solución de trabajo se mezcle con el fluido de calentamiento, además de separar las dos regiones de presión (Meza et al., 2014), la Figura 3.1 muestra una representación de la coraza y los discos de grafito que lo conforman (Salazar, 2018).



Figura 3.1: Generador de discos de grafito

### 3.1.2 Condensador Auxiliar

El  $CON - AUX$ , tiene la función de condensar refrigerante en fase vapor, que no fue capaz de condensar el  $ICTC$  en la sección del  $CON - TC$ , retira el calor mediante

el suministro de agua fría a contra corriente por la sección anular, es un intercambiador de calor con tubería interna de 3/8" y externa de 3/4", ambos hechos de cédula 10 de acero inoxidable 316L. La Figura 3.2 muestra dicho *CON – AUX*.

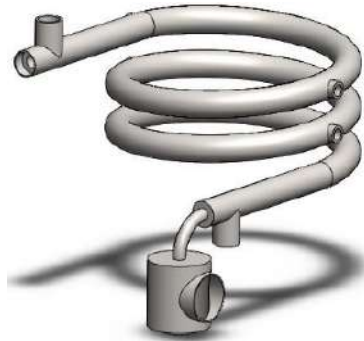


Figura 3.2: Condensador Auxiliar

### 3.1.3 Evaporador Auxiliar

El *EVA – AUX*, tienen la función de hacer el cambio de fase del líquido precalentado proveniente del *ICTC* (en la sección *EVA – TC*). Se suministra agua caliente por medio del circuito externo que va a contracorriente en la sección anular. El evaporador es un intercambiador de calor con tubería interna de 3/8" y externa de 3/4", ambas de cédula 10 de acero inoxidable tipo 316L. La Figura 3.3 muestra el condensador utilizado.

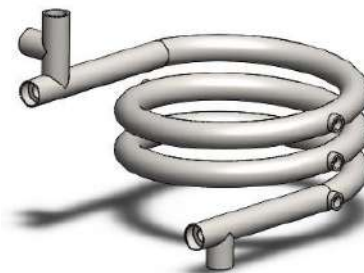


Figura 3.3: Evaporador Auxiliar

### 3.1.4 Absorbedor

El *ABS*, tiene la función de liberar el calor útil a una temperatura mayor que el calor suministrado en el *GEN* y el *EVA – AUX* debido a la reacción exotérmica que ahí ocurre cuando la solución de trabajo (*LiBr – H<sub>2</sub>O*) concentrada proveniente del *GEN* se pone en contacto con el vapor del refrigerante proveniente del *EVA – AUX*. (Parham et al., 2014).

De igual manera que el *GEN*, la coraza del *ABS* está construida de acero inoxidable

tipo 316L, la estructura interna está formada por un cilindro de discos bronce. Dicha estructura está constituida por 17 discos apilados uno encima de otro, cada disco mide  $0.07m$  de diámetro, tienen espesor de  $0.01m$ , un orificio central de  $0.02m$  de diámetro y 6 orificios periféricos de  $0.008m$  de diámetro. Cada disco está separado por un empaque de neopreno (junta tórica) que soporta temperaturas superiores a los  $100^{\circ}C$ , esto impide que la solución de trabajo se mezcle con el fluido que retira el calor en el circuito externo, además de separar las dos regiones de presión. La Figura 3.4 muestra la composición del absorbedor con discos de bronce.

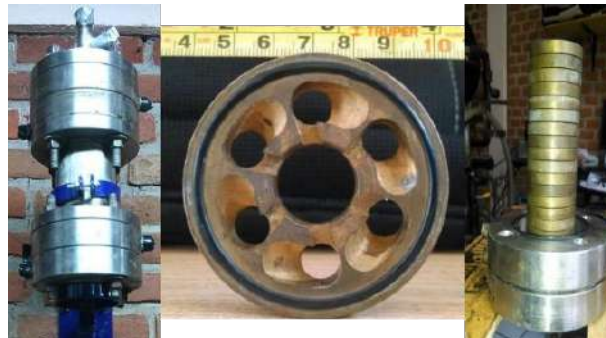


Figura 3.4: Absorbedor de discos de bronce

### 3.1.5 Intercambiador de calor de soluciones

El *ECO*, tiene la función de precalentar la solución de trabajo concentrada que proviene del *GEN* por medio de la solución de trabajo diluida que proviene del *ABS*, la cual sale a una temperatura alta. El precalentamiento se hace con el fin de lograr una mejor reacción exotérmica en el *ABS*. El intercambio se realiza gracias a la forma helicoidal y el contraflujo de las soluciones, la tubería interna de dicho intercambiador es de  $3/8''$  y la externa de  $3/4''$  ambas de cédula 10 de acero inoxidable tipo 316L. La Figura 3.5 muestra el intercambiador utilizado.

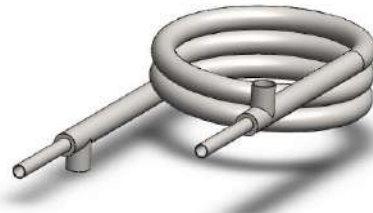


Figura 3.5: Intercambiador de calor de soluciones

### 3.1.6 Intercambiador de Calor con Tubos Calóricos

El *ICTC* tiene la función de condensar parte del refrigerante en fase vapor proveniente del *GEN*, en el *CON – TC* (parte inferior del componente), activar el ciclo

interno de los *TC* como se muestra en la Figura 2.5, y precalentar el refrigerante que entra al *EVA – TC* (parte superior del componente). Para éste proceso, se utiliza un arreglo de 9 *TC*, sujetos a una placa de separación sellada, la cual ambas secciones, como se muestra en la Figura 3.6 a). Tanto la coraza como la placa separadora están hechos de acero inoxidable 316L como se muestra en la Figura 3.6 b).

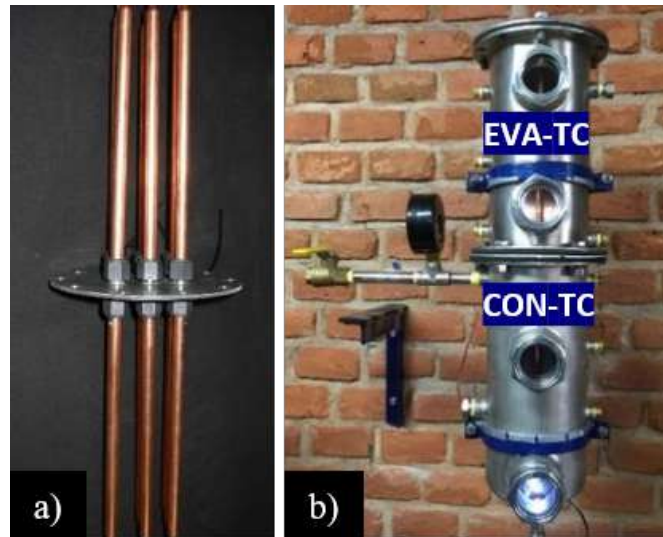


Figura 3.6: Arreglo de TC e ICTC

La Tabla 3.1 resume las especificaciones del *TC* utilizado en el arreglo y la Tabla 3.2 muestra los resultados de pruebas y características termodinámicas del tubo calórico proporcionadas por el fabricante (ENERTRON).

Tabla 3.1: Especificaciones del tubo calórico utilizado

Estructura capilar	Fluido de trabajo	Material de coraza	Espesor de pared	Longitud	Diámetro	$\dot{Q}_{TC}$
Polvo de metal sinterizado	Agua pura (99.8%)	Cobre	0.0003m	0.4m	0.01m	80W (50°C)-140W (80°C)

Tabla 3.2: Especificaciones térmicas del tubo calórico utilizado

Heat Pipe Test Report														
Manufacturer			Enertron			Test conditions			Test date			4/1/2014		
Wick structure/ Working fluid			Sintered Powder Metal/ Water			Effective area (m <sup>2</sup> )			7.85E-05			Nota:		
Pipe specification			C110 Copper 0.3mm wall thickness			Coolant temp (°C)			35			ev- Evaporator of heat pipe		
Diameter			±0.05 mm			Contact length of ev/cd (mm)			55			cd- Condenser of heat pipe		
Length			±0.10 mm			At 90° the evaporator is directly below the condenser; 0° is horizontal.						eb- Evaporator Block		
Flatten thickness			±0.05 mm									n/a		
Bend angle			±1 deg			n/a								
Inclination Angle (°)	Heat Load (W)	Heat Flux (W/cm <sup>2</sup> )	dT ev-cd (°C)	Thermal resistance ev-cd (°C/W)	Thermal conductivity ev-cd (W/mK)	dT eb-cb (°C)	Thermal resistance eb-cb (°C/W)	Thermal conductivity eb-cb (W/mK)	Measured Temperature T (°C)					
									ev	cd	eb1	eb2	cb1	cb2
90	20	25.46	1.30	0.07	67580	1.55	0.08	56680	39.08	37.78	36.20	39.20	37.60	37.70
	40	50.93	2.60	0.07	67580	3.05	0.08	57609	43.35	40.75	43.50	43.50	40.40	40.60
	60	76.39	3.60	0.06	73211	4.20	0.07	62753	47.30	43.70	47.50	47.50	43.20	43.40
	80	101.86	4.93	0.06	71353	5.55	0.07	63318	52.15	47.23	52.10	52.40	46.50	46.90
	100	127.32	6.90	0.07	63662	7.50	0.08	58569	56.88	49.98	56.50	57.20	48.70	50.00
	120	152.79	8.70	0.07	60589	9.40	0.08	56077	61.53	52.83	61.60	61.50	51.40	52.90
	140	178.25	12.28	0.09	50100	13.55	0.10	45386	68.65	56.38	70.00	68.00	54.50	56.40
60	20	25.46	1.15	0.06	76394	1.45	0.07	60589	39.33	38.18	39.50	39.50	38.00	38.10
	40	50.93	2.43	0.06	72457	2.90	0.07	60589	43.83	41.40	44.00	44.00	41.10	41.10
	60	76.39	3.50	0.06	75303	4.15	0.07	63509	47.70	44.20	47.90	47.90	43.70	43.80
	80	101.86	5.23	0.07	67256	5.85	0.07	60071	52.25	47.03	52.20	52.60	46.40	46.70
	100	127.32	6.70	0.07	65562	7.35	0.07	59764	55.90	49.20	55.70	56.20	48.40	48.80
	120	152.79	8.43	0.07	62566	9.10	0.08	57925	60.18	51.75	60.30	60.10	50.80	51.40
	140	178.25	11.20	0.08	54908	12.00	0.09	51248	66.43	55.23	67.00	66.00	54.20	54.80
30	20	25.46	1.05	0.05	83670	1.15	0.06	76394	39.23	38.18	39.30	39.10	38.10	38.00
	40	50.93	2.38	0.06	73982	2.75	0.07	63893	43.35	40.98	43.80	43.80	41.40	40.70
	60	76.39	4.10	0.07	64283	4.55	0.08	57925	47.95	43.85	48.00	48.10	43.50	43.50
	80	101.86	5.58	0.07	63034	6.05	0.08	58085	52.05	46.48	51.90	52.30	46.00	46.10
	100	127.32	7.40	0.07	59360	7.95	0.08	55254	56.65	49.25	57.00	56.40	48.70	48.80
	120	152.79	9.73	0.08	54203	10.30	0.09	51177	61.25	51.53	62.00	60.50	50.90	51.00
	140	178.25	12.65	0.09	48615	13.50	0.10	45564	67.68	55.03	70.00	65.60	54.30	54.30
0	20	25.46	1.13	0.06	78092	1.40	0.07	62753	39.40	38.28	39.40	39.60	38.10	38.10
	40	50.93	3.65	0.09	48139	4.00	0.10	43927	44.55	40.90	44.60	44.70	41.00	40.30
	60	76.39	23.33	0.39	11299	24.25	0.40	10868	65.93	42.60	70.00	63.00	42.80	41.70
-30	20	25.46	12.73	0.64	6904	13.25	0.66	6630	50.55	37.83	51.80	50.00	38.10	37.20
	-60	20	25.46	30.20	1.51	2909	30.95	1.55	2839	67.18	36.98	68.00	67.00	37.10

## 3.2 — Circuitos auxiliares

El equipo *TCA – TC* utiliza 4 circuitos auxiliares, los cuales son el circuito de inducción de calor (simula el suministro de calor residual al *GEN* y *EVA – AUX*), circuito de enfriamiento (suministra agua a baja temperatura en el *CON – AUX* para propiciar el efecto de condensación), equipo de vacío y extracción de calor del absorbedor. Todos estos componentes conforman lo que comúnmente se le denomina circuito externo.

### 3.2.1 Circuito de inducción de calor

La simulación del calor de desecho se lleva a cabo en dos tanques con capacidad de 7 litros con las siguientes dimensiones: 0.67m de altura, diámetro de 0.115m y espesor de 0.005m. Cada tanque tiene dos resistencias, una de 0.5kW y otra de 1.5kW, ambas de 120V. Cada resistencia de 0.5kW es accionada mediante una pastilla, mientras que cada resistencia de 1.5kW es controlada por un transformador variable. Un transformador variable es de la marca *AVYEESA*, de 140VCA, 60Hz y 10A de salida máxima por terminal. Mientras que el otro es de la marca *STACO* de 120VCA, salida de 0 – 140VCA, de 25A. La Figura 3.7 a) muestra los transformadores variables y el diseño de los tanques de calentamiento, b).



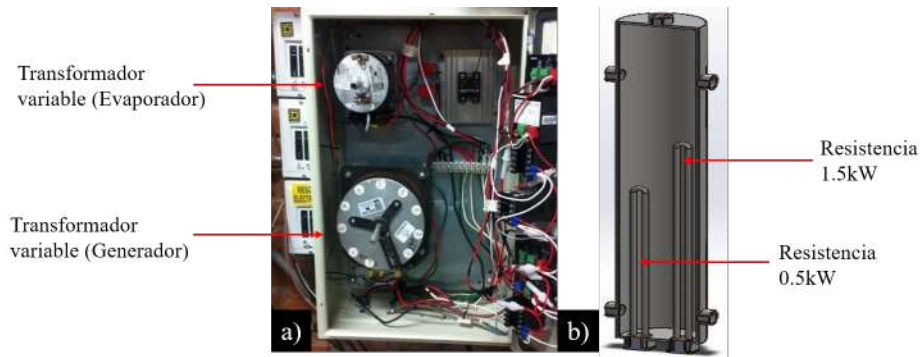


Figura 3.7: Circuito de inducción de calor

### 3.2.2 Circuito de enfriamiento

Éste circuito consta de un Chiller Marca Remcor, es capaz de retirar calor por medio del *CON – AUX*. El chiller es modelo CH3002A el cual tiene una capacidad de enfriamiento de  $9.97kW$ , con una clasificación eléctrica de 230/60/3 con 18A. Cuenta con una bomba centrífuga de acero inoxidable con un motor de  $1.47kW$  capaz de bombear  $45.43LPM$  a  $344.74kPa$  y un compresor de  $2.2kW$ . Tiene un rango de temperatura de  $4$  a  $38^{\circ}C$  utilizando R-134<sup>a</sup> como refrigerante, además cuenta con un reservorio de 378.5 litros de capacidad, ya que es de ciclo cerrado. También, cuenta con un control de temperatura y presión, el cual indica la temperatura y presión de trabajo. El chiller y su control se muestran en la Figura 3.8.



Figura 3.8: Chiller y tablero de control

### 3.2.3 Equipo de vacío

Para realizar el vacío necesario en el circuito interno del *TCA – TC* se utiliza una bomba de vacío marca Alcatel SD2010 I de paletas rotatorias. Dicha bomba de vacío puede alcanzar una presión de vacío de hasta  $0.00001kPa$ , generando un caudal de  $5.4m^3/h$  de aire. La bomba de vacío se conecta al *TCA – TC* por medio de un tubo



para vacío flexible reforzado con una espiral rígida de PVC, ligero y transparente de 0.0254m, con un rango de temperatura entre los  $-10$  a  $70^{\circ}\text{C}$ . La Figura 3.9 muestra la bomba de vacío y el tubo flexible.



Figura 3.9: Bomba de vacío Alcatel y tubo flexible

### 3.2.4 Circuito de extracción de calor del absorbedor

Para retirar el calor útil del *ABS* se instaló el circuito de destilación, el cual consiste de una bomba, un tanque de capacidad de 7 litros, un rotámetro y un radiador como se muestra en la Figura 3.10. Se retira el calor útil con el agua contenida en el tanque, la cual empieza a calentarse y llegar a su temperatura de saturación, el vapor de agua pasará al radiador en el cual se condensará en agua pura.

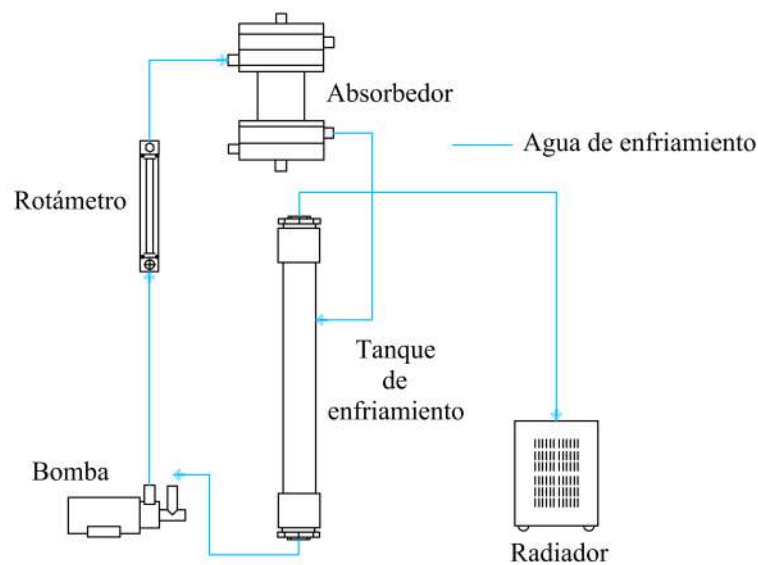


Figura 3.10: Diagrama del circuito de extracción de calor del ABS

### 3.3 — Medidores de flujo de área variable

Se utilizaron medidores de flujo de área variable (también conocidos como rotámetros), para las mediciones de flujo del circuito interno y externo del *TCA – TC*, se utilizaron en total de 7 rotámetros, 2 en el circuito de inducción de calor, uno en el circuito de destilación, otro en el circuito de enfriamiento y los otros 3 en el circuito interno.

Los rotámetros del circuito interno son de la marca Cole-Parmer, ambos se encuentran en la entrada de la sección anular del *GEN* y *EVA – AUX* respectivamente, para la medición del flujo volumétrico de agua caliente que se suministra al *TCA – TC* para simular el calor de desecho. Cada uno es capaz de medir velocidades de flujo máximo de *8LPM*. La Tabla 3.3 muestra el rotámetro utilizado y sus especificaciones.

Tabla 3.3: Especificaciones del rotámetro de 8 LPM



Especificaciones del rotámetro		
<b>Fluido</b>	Agua	
<b>Flujo máximo</b>	8LPM	
<b>Exactitud</b>	±3 %	
<b>Repetitividad</b>	±5 %	
<b>Velocidad del flujo mínimo</b>	10 % del flujo máximo	
<b>Presión máxima</b>	1.3kPa	
<b>Temperatura máxima</b>	93.3°C	
<b>Conexiones</b>	1/2" NPT	
<b>Tipo de flotador</b>	Acero inoxidable 316L	
<b>Material</b>	<b>Estructura</b>	Acero 304L
	<b>Sello hermético</b>	O-ring Viton
	<b>Carátula</b>	Policarbonato

El rotámetro marca Gilmont, del circuito de extracción de calor (destilación), es de *2LPM* como velocidad máxima de flujo y se ubica en la entrada del circuito externo del *ABS* para medir el flujo volumétrico de agua que retira el calor (calor útil). La Tabla 3.4 muestra el rotámetro y también se muestra la Tabla de especificaciones.

Tabla 3.4: Especificaciones del rotámetro de 2 LPM



<b>Especificaciones del rotámetro</b>		
<b>Dimensiones (largo, alto, ancho)</b>		0.0381, 0.321, 0.0445m
<b>Fluido</b>		Agua
<b>Exactitud</b>		±2 %
<b>Repetitividad</b>		±1 %
<b>Flujo máximo</b>		2LPM
<b>Válvula</b>		PCTFE
<b>Presión máxima</b>		1.3kPa
<b>Temperatura máxima</b>		93.3°C
<b>Conexiones</b>		1/4" NPT
<b>Tipo de flotador</b>		Acero inoxidable 316L
<b>Material</b>	<b>Tubo</b>	Vidrio de borosilicato
	<b>Sello hermético</b>	O-ring Viton
	<b>Carátula</b>	Policarbonato

El rotámetro del circuito de enfriamiento es de 4LPM como velocidad máxima de flujo. Este rotámetro se encuentra en la entrada de la sección anular del CON – AUX, para medir el flujo de agua suministrada por el chiller (con temperatura por debajo de la ambiental, este parámetro depende de las condiciones climáticas). La Tabla 3.5 muestra el rotámetro y también se muestra su Tabla de especificaciones.

Tabla 3.5: Especificaciones del rotámetro de 4 LPM



<b>Especificaciones del rotámetro</b>		
<b>Fluido</b>		Agua
<b>Flujo máximo</b>		4LPM
<b>Exactitud</b>		±5 %
<b>Presión máxima</b>		0.8kPa
<b>Temperatura máxima</b>		65.0°C
<b>Conexiones</b>		1/2" NPT
<b>Tipo de flotador</b>		316SS (Hastelloy-C)
<b>Material</b>	<b>Estructura</b>	Acrílico
	<b>Sello hermético</b>	O-ring FKM
	<b>Adaptadores</b>	Polipropileno

Dos rotámetros marca Cole-Parmer de 3.8LPM como velocidad máxima de flujo, se utilizaron para la medición de la solución, uno de ellos se encuentra en la entrada del *GEN* para medir la cantidad de solución diluida proveniente del *ABS* y, el otro se encuentra en la salida del *GEN* para medir la cantidad de solución concentrada que es bombeada al *ABS*. La Tabla 3.6 muestra el rotámetro utilizado y sus especificaciones.

Tabla 3.6: Especificaciones del rotámetro de 3.8 LPM



<b>Especificaciones del rotámetro</b>		
<b>Dimensiones (largo, alto, ancho)</b>		0.065, 0.301, 0.065m
<b>Fluido</b>		Agua
<b>Exactitud</b>		$\pm 3\%$
<b>Flujo máximo</b>		3.8LPM
<b>Presión máxima</b>		1.38kPa
<b>Temperatura máxima</b>		93.3°C
<b>Conexiones</b>		1/2" NPT
<b>Tipo de flotador</b>		Acero inoxidable 316L
<b>Material</b>	<b>Tubo</b>	Vidrio de borosilicato
	<b>Sello hermético</b>	O-ring Viton
	<b>Estructura</b>	Acero inoxidable 304

El último rotámetro aquí descrito es de 0.0587LPM como velocidad máxima de flujo, éste se encuentra entre la sección de condensación y evaporación del *ICTC*. Este mide el flujo de condensado que se envía a la sección *EVA – TC*, en la cual se precalienta el condensado, para posteriormente evaporar en *EVA – AUX*. La Tabla 3.7 muestra el rotámetro utilizado y también su Tabla de especificaciones.

Tabla 3.7: Especificaciones del rotámetro de 0.0587 LPM



Especificaciones del rotámetro		
<b>Dimensiones (largo, alto, ancho)</b>		0.0285, 0.0139, 0.0317m
<b>Fluido</b>		Agua
<b>Exactitud</b>		$\pm 2\%$ escala completa
<b>Flujo máximo de agua</b>		0.0587LPM
<b>Presión máxima</b>		1.38kPa
<b>Temperatura máxima</b>		121°C
<b>Conexiones</b>		1/8" NPT
<b>Tipo de flotador</b>		Acero inoxidable 316L
<b>Material</b>	<b>Tubo</b>	Vidrio de borosilicato
	<b>Sello hermético</b>	O-ring Viton
	<b>Estructura</b>	Acero inoxidable

### 3.4 — Caudalímetro másico Coriolis

Para mejorar las mediciones de flujo en los circuitos internos de flujo de solución  $LiBr - H_2O$  entre el ABS y el GEN se instalaron dos caudalímetros másicos Coriolis de la Marca KHRONE modelo 7050C-S06 (Figura 3.11), el cual tiene las siguientes características: El cilindro de medición y la parte superior (reborde y cara levantada) es de titanio, mientras que las bridas, el cilindro exterior y la carcasa electrónica del sensor son de acero inoxidable AISI 316L. Tiene una tasa de flujo nominal de 430,000kg/h con un rango de flujo de 15 a 430,000kg/h, un flujo máximo del 130% del flujo nominal y un flujo mínimo dependiendo del error de medición requerido. Tiene un error de precisión de  $\pm 0,1\%$  de tasa de flujo del líquido, un error de repetibilidad, linealidad e histéresis del  $\pm 0,05\%$  y un error de  $\pm 0,008\%$  de estabilidad del punto zero. Con respecto al agua (20°C, 100kPa) tiene un rango de medición de densidad de 500 a 2,000kg/m<sup>3</sup> con un error de  $\pm 2$  y  $\pm 0,5kg/m^3$  ya estabilizado a punto zero, un rango de temperatura de -40 a 150°C con un error de  $\pm 1^\circ C$  y un rango de presión nominal de -100 a 6,300kPa. La Tabla 3.8 presenta las especificaciones de dicho componente.



Figura 3.11: Caudalímetro másico Coriolis

Tabla 3.8: Especificaciones del caudalímetro másico Coriolis

<b>Especificaciones del caudalímetro másico Coriolis</b>		
	<b>Exactitud</b>	$\pm 0.1\%$
	<b>Repetitividad</b>	$\pm 0.05\%$
	<b>Flujo nominal</b>	$11,250\text{kg}/\text{h}$
	<b>Flujo máximo</b>	130 % del flujo nominal
	<b>Presión máxima</b>	$6.3\text{kPa}$
	<b>Temperatura máxima</b>	$100^{\circ}\text{C}$
	<b>Conexiones</b>	Brida ANSI 428
	<b>Tubo de medición</b>	Acero inoxidable 316L
	<b>Tubo de carcasa</b>	Acero inoxidable 316L
<b>Densidad</b>	<b>Rango de medición</b>	$500 \text{ a } 2,000\text{kg}/\text{m}^3$
	<b>Exactitud</b>	$\pm 2\text{kg}/\text{m}^3$
	<b>Exactitud de calibración en sitio</b>	$\pm 0.5\text{kg}/\text{m}^3$
<b>Temperatura</b>	<b>Rango de medición</b>	$-40 \text{ a } 150^{\circ}\text{C}$
	<b>Exactitud</b>	$\pm 1^{\circ}\text{C}$

### 3.5 — Refractómetro

Se utilizó un refractómetro marca ATAGO modelo NAR-1T para medir la concentración de la solución  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ . Cuenta con una alimentación 115VCA y una lámpara de tungsteno de 8V a 0.15A. Tiene un intervalo de medición de refracción de 1.3 a 1.7 con una exactitud de  $\pm 0.0002$ , un intervalo de grados Brix de 0 a 95 % con una exactitud  $\pm 0.01\%$  y control digital de temperatura de 0 a  $50^{\circ}\text{C}$  con una exactitud  $\pm 0.02^{\circ}\text{C}$ .



El refractómetro utilizado se muestra en la Figura 3.12.



Figura 3.12: Refractómetro ATAGO

### 3.6 — Medidores de presión

Las mediciones de presión se llevaron a cabo mediante 3 manovacuómetros y dos transductores de presión. Éstos miden la presión de vacío del *GEN* y *ABS* en el *TCA – TC* experimental. Siendo la presión atmosférica del laboratorio de  $81.85kPa$  aproximadamente. Se utilizaron 3 manovacuómetros para el circuito interno del *TCA – TC*, dos de ellos marca *ASHCROFT* tipo tubo Bourdon con conexión roscada de  $1/4''$  NPT de acero inoxidable 316L, sin glicerina. Sus intervalos de operación son de 0 a  $101.592kPa$  con una resolución de  $3.38kPa$  para mediciones de presión negativa y de 0 a  $206.843kPa$  con una resolución de  $3.38kPa$  para mediciones de presión positiva con una exactitud de  $\pm 5\%$ . Ambos están colocados en la parte superior del *GEN* y *ABS* respectivamente. El tercer manovacuómetro utilizado es de la marca *DEWIT* tipo tubo Bourdon, con conexión roscada de  $1/4''$  NPT sin glicerina, con intervalos de 0 a  $-101.59kPa$  con una resolución de  $0.27kPa$ , ambos para mediciones de presión negativa, está colocado en la sección de evaporación del *ICTC*. La Figura 3.13 muestra los manovacuómetros utilizados.



Figura 3.13: Manovacuómetros del TCA-TC

### 3.7 — Transductores de presión

Se utilizaron dos transductores de presión marca Cole-Parmer, ambos colocados en la parte superior del *GEN* y *ABS* respectivamente. El transductor del *GEN* es modelo 68073 de acero inoxidable 316L, con un rango de presión de  $-101.35$  a  $206.84kPa$  y una salida de  $4$  a  $20mA$ , requiere una fuente de poder de  $24VDC$ . Mientras que el transductor del *ABS* es modelo 68074 de acero inoxidable 316L, con un rango de presión de  $-101.35$  a  $206.84kPa$  y una salida de  $0.1$  a  $5.1VDC$ , el cual requiere una fuente de poder de  $12$  a  $28VDC$ . Ambos cuentan con conexiones de  $1/4''$  NPT y están conectados al adquisidor de datos para el almacenamiento de las mediciones. La Figura 3.14 muestra los transductores utilizados.



Figura 3.14: Transductores de presión del TCA-TC

### 3.8 — Fuente de poder para transductores de presión

Para excitar los transductores de presión se utilizó una fuente de poder controlada marca BK Precision, modelo 1671A (Figura 3.15), la cual posee modos de operación de voltaje constante (*CV*) y corriente constante (*CC*), tiene una salida de voltaje variable de  $0$  a  $30VDC$  y corriente de  $0$  a  $5A$ , cuenta con dos salidas de voltaje fijo, una de  $12VDC \pm 5\%$  a  $500mA$ , y otra de  $5VDC \pm 5\%$  a  $500mA$ , la precisión en voltaje y en corriente es de  $\pm 1\%$ , posee una pantalla LCD de 3 dígitos, tiene protección de corto circuito, sobretensión, limitación de corriente y polaridad inversa, el voltaje de alimentación o de entrada es  $115V - 230VAC$ ,  $50Hz/60Hz$  y consume  $265W$ .





Figura 3.15: Fuente de poder para transductores de presión

### 3.9 — Medidores de temperatura

Para las mediciones de temperatura del *TCA – TC* se utilizaron en total 36 termopares tipo T (cobre-constantán), calibre 24 con aislamiento de resina de propileno. Los termopares están instalados dentro de termopozos cortos de acero inoxidable para el circuito interno y largos de cobre para los circuitos de enfriamiento e inducción de calor. La Figura 3.16 muestra el termopar utilizado así como los termopozos y la Tabla 3.9 muestra el número asignado a cada uno de los termopares y su ubicación en el *TCA – TC*.



Figura 3.16: Termopar y termopozos en el TCA-TC

Tabla 3.9: Ubicación de termopares

<b>Termopares</b>	
<b>Número</b>	<b>Ubicación</b>
101	Entrada de vapor al <i>CON – AUX</i>
102	Entrada de condensado al <i>EVA – TC</i>
103	(ext) Salida de agua fría del <i>CON – AUX</i>
104	(ext) Salida de agua caliente del <i>EVA – AUX</i>
105	(ext) Salida de agua caliente del <i>GEN</i>
106	2da vuelta <i>CON – AUX</i>
107	Sección del <i>EVA – TC</i>
108	(ext) Entrada de agua fría al <i>CON – AUX</i>
109	Entrada de condensado al <i>EVA – AUX</i>
110	1er vuelta <i>CON – AUX</i>
111	Entrada de sol diluida al <i>GEN</i>
112	Salida de condensado del <i>CON – TC</i>
113	(ext) Entrada de agua caliente al <i>GEN</i>
114	Entrada de sol concentrada al <i>ECO</i>
115	Salida de condensado al <i>EVA – TC</i>
116	2da vuelta <i>EVA – AUX</i>
117	Salida de sol concentrada del <i>ECO</i>
118	(ext) Salida de vapor del <i>GEN</i>
119	Entrada de vapor al <i>ABS</i>
120	Salida de sol diluida del <i>ECO</i>
201	(ext) Entrada de agua fría al <i>ABS</i>
202	Sección del <i>CON – TC</i>
203	Entrada de vapor al <i>CON – TC</i>
204	(ext) Salida de agua fría del <i>ABS</i>
206	Sección del <i>EVA – TC</i>
207	Sección del <i>EVA – TC</i>
208	Temperatura ambiente
209	Salida de vapor del <i>GEN</i>
210	Salida de sol concentrada del <i>GEN</i>
211	Entrada de sol diluida al <i>ECO</i>
212	1er vuelta <i>EVA – AUX</i>
213	Sección del <i>CON – TC</i>
214	Salida de condensado del <i>CON – AUX</i>
215	Entrada de sol concentrada al <i>ABS</i>
216	Sección del <i>CON – TC</i>
217	Salida de sol diluida del <i>ABS</i>
218	Salida de vapor del <i>EVA – AUX</i>
219	(ext) Entrada de agua caliente al <i>EVA – AUX</i>

## 3.10 — Bombas

Se utilizaron un total de 6 bombas en el *TCA – TC*, tres en el circuito interno, dos en el circuito de inducción de calor y una en el circuito de extracción de calor. Estos componentes están distribuidos de manera estratégica, con el fin de utilizar la menor cantidad de energía eléctrica posible, se encargan de transportar la solución de trabajo entre el *GEN* y *ABS*, el refrigerante condensado por el *CON – TC* y *CON – AUX* hacia el *EVA – TC*, el agua de calentamiento que simula al calor residual en el *GEN* y *EVA – AUX* y retiro de calor en el *ABS*.

### 3.10.1 Bombas del circuito interno

Para el circuito interno se utilizaron 3 microbombas de desplazamiento positivo marca Cole-Parmer, de acero inoxidable 316L, con una velocidad variable de 0 a 5,000RPM. Cuentan con engranes PEEK (Polyetheretherketone) y sellos PTFE (Polytetrafluoroethylene) y pueden operar en un intervalo de temperatura de  $-10$  a  $176^{\circ}\text{C}$  a una presión máxima de  $2,068.43\text{ kPa}$  con un intervalo de viscosidad permitido de  $0.0002$  a  $1.5\text{ Pa}\cdot\text{s}$ . Cada bomba tiene un controlador manual de flujo volumétrico y un motor de  $0.07\text{ kW}$  de  $2.3\text{ A}$ ,  $115\text{ VCA}$  y  $50/60\text{ Hz}$ . La Figura 3.17 muestra el tipo de bomba utilizada así como su respectivo controlador.



Figura 3.17: Micro bombas del circuito interno

### 3.10.2 Bomba del circuito de inducción de calor

Para el circuito de calentamiento se utilizaron dos bombas o impulsores centrífugas marca Grundfos, modelo UPA-15-90, de  $127\text{ VCA}$ , de  $1\text{ A}$ , con una potencia de  $0.12\text{ kW}$ , una presión máxima de  $600\text{ kPa}$  y un rango de temperatura de  $2$  a  $60^{\circ}\text{C}$ . Ambas bombas están situadas a la salida de cada tanque calentamiento, las cuales suministran el agua caliente que simula el calor residual que entra al *GEN* y *EVA – AUX* respectivamente. La Figura 3.18 muestra el tipo de bomba utilizada.



Figura 3.18: Bomba para agua caliente

### 3.10.3 Bomba del circuito de enfriamiento

Para este circuito se utilizó una bomba centrífuga marca PEDROLLO con capacidad para suministrar un flujo de 5 a 40LPM. Tiene una potencia de 0.37kW, 5.3A, alimentación de 127VCA y frecuencia de 60Hz, con una velocidad angular y potencia máxima de 3450RPM y 550W respectivamente. La Figura 3.19 muestra el tipo de bomba utilizada.



Figura 3.19: Bomba para el circuito de enfriamiento

## 3.11 — Adquisidor de datos

Para registrar las mediciones hechas por los termopares y transductores de presión, se utilizó un adquisidor de datos de la marca Agilent Technologies de Hewlett-Packard, modelo 34970A, con alimentación de 127VCD a 60Hz, tiene la capacidad de tener tres módulos multiplexores, cada uno con 20 canales de señal de entrada en mV y dos canales con señal de entrada en mA, tiene interfaz de conexión a una computadora con sistema operativo Windows 7 premium, con procesador Intel Core i7, se controla por medio del software Agilent Bench Link Data Logger 3, versión 4.3. El adquisidor se muestra en la Figura 3.20.



Figura 3.20: Adquisidor de datos

### 3.12 — Válvulas, tuberías y conexiones

Para el circuito interno se utilizaron tuberías, conexiones y válvulas de acero inoxidable, y para el circuito externo (circuito de inducción de calor, enfriamiento y extracción de calor) se utilizaron tubería, conexiones y válvulas de cobre y bronce.

#### 3.12.1 Válvulas, tuberías y conexiones del circuito interno

Se utilizaron conexiones como tees, codos, tapones, niples, tuercas unión, cuatro vías y reducciones de diferentes medidas como son de: 1/8", 1/4", 1/2" y 1"; reducciones de 1" a 1/2", 1/2" a 1/4", 1/2" a 3/8" y 1/2" a 1/8" NPT, de acero inoxidable 316. Para la tubería se utilizó tubing de 1/4" y 1/2" tanto de calibre 18 y 16 de acero inoxidable 316L, capaz de soportar presiones 25510.60 a 70326.524kPa. Además de sus respectivas conexiones como son: conectores macho NPT, tees NPT, uniones, uniones reductoras, etc. Se utilizaron un total de 4 válvulas de acero inoxidable 316 tipo esfera roscada de dos piezas de 1/2" NPT. La Figura 3.21 muestra las conexiones y tubería utilizadas.



Figura 3.21: Conexiones tubería de acero inoxidable

#### 3.12.2 Válvulas, tuberías y conexiones del circuito externo

Para el circuito externo se utilizaron conexiones como tees, codos, uniones, tuercas unión de 1/2" de cuerda NPT soldables de cobre. Para la tubería se utilizó tubo de

cobre de 1/2". Se utilizó soldadura de plomo-estaño 50-50 para realizar las uniones. La Figura 3.22 muestra las conexiones y tubería utilizada.



Figura 3.22: Conexiones y tubería de cobre

Se utilizaron un total de 6 válvulas para el circuito externo, 2 válvulas de acero inoxidable 316 tipo bola roscada de dos piezas de 1/2" NPT en el circuito de extracción de calor, 2 válvulas de esfera soldable de bronce de 1/2" en el circuito de inducción de calor y 2 válvulas de compuerta soldable de 1/2" para el circuito de enfriamiento como se muestran en la Figura 3.23.



Figura 3.23: Válvula de compuerta y esfera

### 3.13 — Indicadores de nivel

Se colocaron un total de 5 indicadores de nivel, 4 de tubo de PTFE liso de teflón con un diámetro externo e interno de 0.012 y 0.010m respectivamente, para los dos tanques de calentamiento, *GEN* y *ABS*. El último es de manguera tramada transparente de 1/2" para el tanque del circuito de extracción de calor (Figura 3.24). Los niveles de los tanques de calentamiento permiten visualizar el nivel de agua que cubre las resistencias. El del *GEN* permite visualizar el nivel de la solución concentrada. El del *ABS* permite visualizar el nivel de solución diluida, y, por último, el del tanque del circuito de extracción de calor para visualizar la cantidad de agua que contiene. Para sujetar los indicadores de nivel se utilizaron abrazaderas de acero inoxidable de tornillo sin fin.





Figura 3.24: Mangueras para visualización de niveles del TCA-TC

### 3.14 — Puntos de muestreo

Para poder tomar una muestra de mezcla de solución se instalaron dos septas en la parte inferior del *GEN* y *ABS* respectivamente. Estas septas son de PTFE/silicona de diámetro de  $0.017m$  y espesor de  $0.003m$ . Las septas se muestran en la Figura 3.25 a).

### 3.15 — Aislante térmico

Se utilizó aislante térmico de elastómero expandido marca Armaflex (Figura 3.25 b)) para reducir las pérdidas de calor del *TCA – TC*, con un rango de temperaturas de operación de  $-57$  a  $105^{\circ}C$  y coeficiente de conductividad térmica de  $0.039W/mK$ . La tubería se cubrió con tubo de  $1/2''$  ( $3/4''$  de diámetro interno y espesor de  $3/4''$ ) para la tubería externa y para el tubing con tubo de  $1/2''$  de diámetro interno y espesor de  $3/8''$ . Los componentes se forraron con tramos de placa de  $3/4''$  de espesor. Se utilizó cinta de aislar para unir los tramos de aislante.

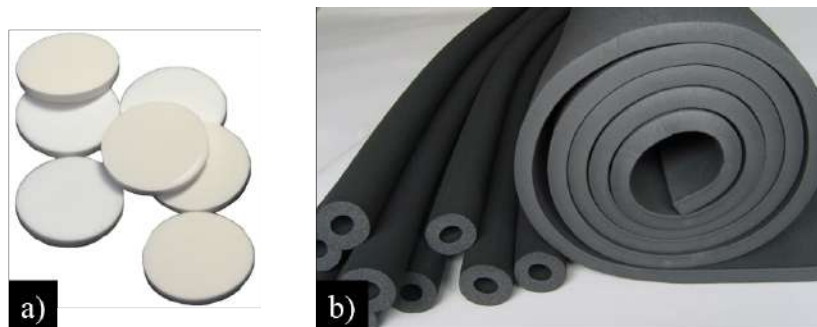


Figura 3.25: Septas y Aislante térmico

# Capítulo 4

## Análisis termodinámico

En este capítulo se explican las leyes de la termodinámica (ley cero, primera y segunda), así como el análisis termodinámico basado en la primera ley, aplicado al *TCA – TC* estudiado. Se muestran los balances de energía utilizados para calcular las potencias internas y externas, así como las eficiencias propuestas para cada uno de los componentes. Se presentan las ecuaciones utilizadas para el cálculo de los coeficientes de rendimiento interno y externo, así como el cálculo para el aumento bruto de temperatura y la relación de flujos. De igual forma se presenta la ecuación para el cálculo del calor reciclado por el *ICTC*. Por último, se presenta la ecuación para el cálculo de la resistencia térmica del tubo calórico.



## 4.1 — Leyes de la termodinámica

### 4.1.1 Ley cero: equilibrio

Si un cuerpo “A” y un cuerpo “B” están en equilibrio, y el cuerpo “B” a su vez está en equilibrio con un cuerpo “C” (Figura 4.1 a)), “A” y “C” están también en equilibrio entre ellos, como se muestra en la Figura 4.1 b) (Cepeda, 2015).

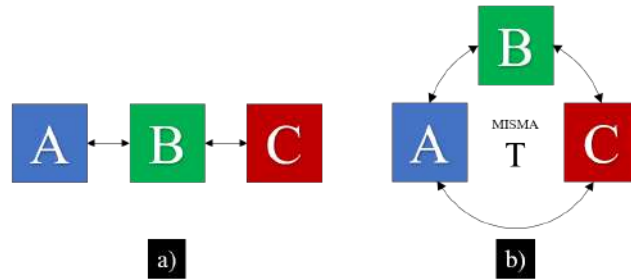


Figura 4.1: Ley cero de la termodinámica

### 4.1.2 Primera ley: conservación de la energía

La primera ley de la termodinámica establece una relación entre la energía interna del sistema ( $U$ ) y la energía que intercambia con el entorno en forma de calor ( $Q$ ) o trabajo ( $W$ ), ésta determina que la energía interna de un sistema aumenta cuando se le transfiere calor o se realiza un trabajo sobre él, Figura (4.2).

Se considera positivo aquello que aumenta la energía interna del sistema, o lo que es lo mismo, el trabajo recibido o el calor absorbido (Fernández y Coronado, 2013).

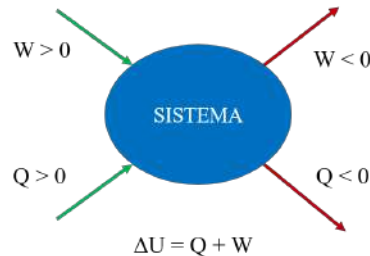


Figura 4.2: Primera ley de la termodinámica

Donde:

- $\Delta U$ : Incremento de energía interna del sistema ( $\Delta U = U_{final} - U_{inicial}$ ). Su unidad de medida en el Sistema Internacional es el Julio ( $J$ )

- $Q$ : Calor intercambiado por el sistema con el entorno. Su unidad de medida en el Sistema Internacional es el Julio ( $J$ ), aunque también se suele usar la caloría ( $cal$ ).  $1cal = 4.184J$
- $H$ : Trabajo intercambiado por el sistema con el entorno. Su unidad de medida en el Sistema Internacional es el Julio ( $J$ )

Cepeda (2015) muestra como ejemplo que, si se quiere que un gas se expanda para empujar un pistón (Figura 4.3 a)), esta energía debe tomarse de la energía interna del gas ( $U$ ) lo que reducirá su temperatura, como se muestra en la Figura 4.3 b) o bien, debe introducirse al gas en forma de calor ( $Q$ ), como se muestra en la Figura 4.3 c)

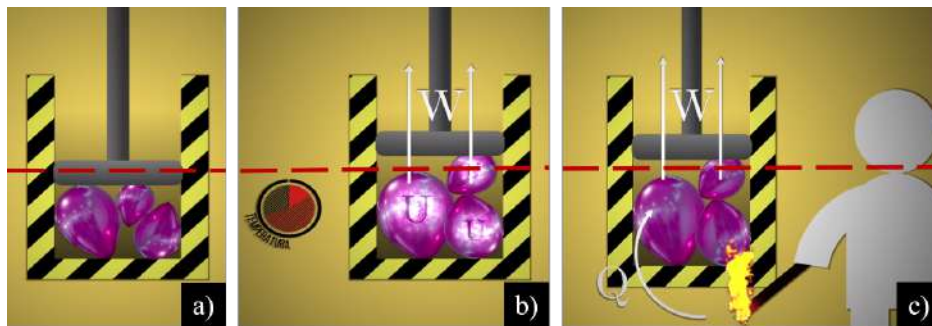


Figura 4.3: Ejemplo de la primera ley de la termodinámica

De la primera ley además de derivar la energía interna ( $U$ ), como función de estado, también se deriva otra de igual importancia que es la entalpía ( $H$ ), la cual es una magnitud termodinámica que equivale a la suma de la energía interna del cuerpo más la multiplicación del volumen del mismo por la presión exterior como se muestra en la siguiente expresión:  $H = U + PV$ .

Donde  $PV$  es el producto de la presión con el volumen del sistema (esto es aplicable sobre todo en sistemas gaseosos). Si el proceso se lleva a condiciones isobáricas (presión constante) entonces tenemos:  $\Delta H = Q$ .

Donde  $Q$  es el calor de dicho proceso. Por lo tanto, lo que hace la entalpía es reflejar la cantidad de energía que un cuerpo intercambia con el entorno. Sus fluctuaciones, de este modo, revelan el nivel energético que el cuerpo libera o absorbe.

### 4.1.3 Segunda ley: entropía

Restricciones a la primera ley: La primera ley de la termodinámica establece la relación que guardan el trabajo, el calor y la energía interna de un sistema. Según la expresión  $\Delta U = Q + W$  siempre que se mantenga constante la energía interna de un sistema es posible transformar el trabajo en calor. También sería, en teoría, posible transformar todo el calor en trabajo. Sin embargo, la experiencia nos dice que no es así.

La naturaleza impone una dirección en los procesos según la cual es posible transformar todo el trabajo de un sistema en calor, pero es imposible transformar todo el calor que tiene en trabajo ([Fernández y Coronado, 2013](#)).

*Una piedra que rueda convierte su energía potencial, cinética o elástica en trabajo o calor disipado. Sin embargo, una piedra en reposo no puede enfriarse de manera espontánea convirtiendo ese calor cedido en energía cinética que inicie un movimiento (Figura 4.4).*



Figura 4.4: Ejemplo de la segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica surge del estudio de las máquinas térmicas y se puede expresar de formas distintas. Kelvin-Planck en su enunciado establece que no es posible un proceso que convierta todo el calor absorbido en trabajo. Siempre es necesario intercambiar calor con un segundo foco (el foco frío), de forma que parte del calor absorbido se expulsa como calor de desecho al ambiente ([Fernández y Coronado, 2013](#)).

Clausius Clapeyron en su enunciado establece que no es posible ningún proceso cuyo único resultado sea la extracción de calor de un cuerpo frío a otro más caliente. (esta segunda ley no dice que no sea posible la extracción de calor de un foco frío a otro más caliente, simplemente dice que dicho proceso nunca será espontáneo), ([Fernández y Coronado, 2013](#)).

## 4.2 — Consideraciones para el análisis termodinámico

El análisis del *TCA* e *ICTC* se basa en las propiedades termodinámicas de las condiciones de funcionamiento de los fluidos en cada uno de los componentes del ciclo. Dado que puede ser difícil evaluar con precisión las condiciones operativas, generalmente se consideran los siguientes supuestos simplificadores (Wakim y Rivera-Tinoco, 2019):

- a) Todo el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico y en estado estable (estacionario).
- b) Las temperaturas en los intercambiadores (generador, condensador auxiliar, evaporador auxiliar y absorbedor) son uniformes en todo el volumen del componente considerado en la entrada y la salida.
- c) La solución de trabajo y refrigerante a la salida de cada componente se encuentra en estado de saturación.
- d) Todo el líquido en el evaporador auxiliar se evapora y solo pasa al absorbedor.
- e) Las pérdidas de calor y la caída de presión en las tuberías, así como en componentes se consideran despreciables.
- f) El flujo a través de las válvulas es isoentálpico (presión constante) entre el estado inicial y final, no se realiza trabajo,  $W = 0$ , y el proceso es adiabático,  $Q = 0$ .
- g) Las bombas se consideran adiabáticas (no intercambian calor con el entorno) e isoentrópicas (entropía constante)

Para el *ICTC*:

- h) Se consideraron 3 secciones en el tubo calórico: precalentamiento, intermedia y condensación, la sección intermedia se considera adiabática.
- i) El ángulo de inclinación ( $\theta$ ) para cada tubo calórico es de  $90^\circ$ .
- j) Cada región del tubo calórico está uniformemente rodeada por el fluido correspondiente, así como también están en contacto el 100% con los fluidos caliente y frío de cada sección del *ICTC*.
- k) Cada tubo calórico del arreglo se comporta de igual manera.

La Figura 4.5 muestra el diagrama del *TCA – TC* estudiado.

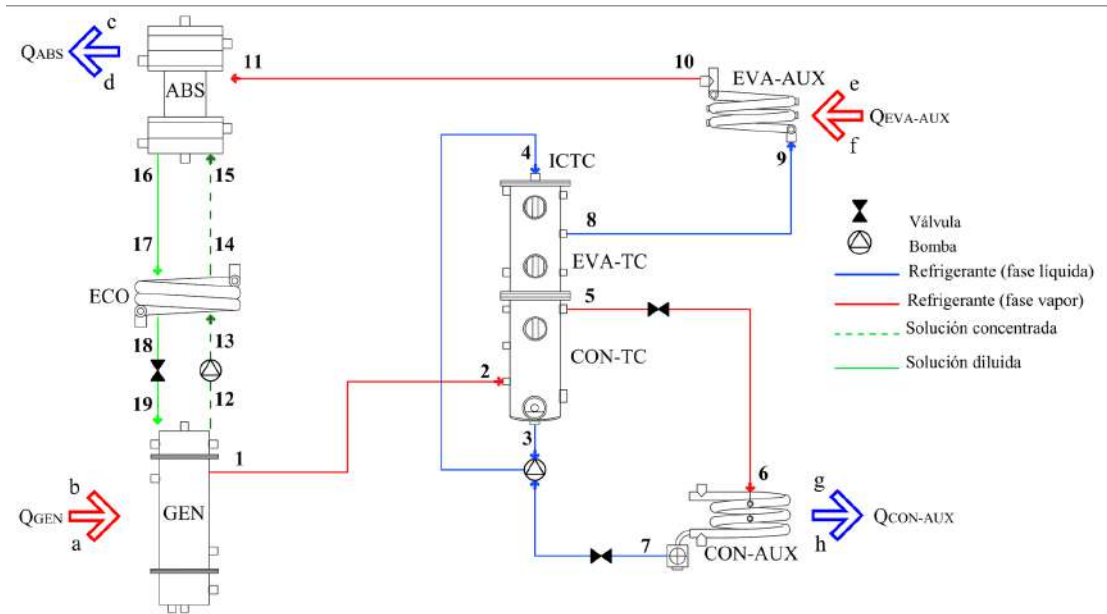


Figura 4.5: Diagrama del TCA-TC

#### 4.2.1 Criterio de estabilidad

El criterio de estabilidad de las pruebas experimentales es de  $\pm 2^\circ$  durante  $20min$ , en los circuitos externos de calentamiento y enfriamiento, debido a que son las variables que pueden ser controladas con mayor facilidad, Figura 4.6.

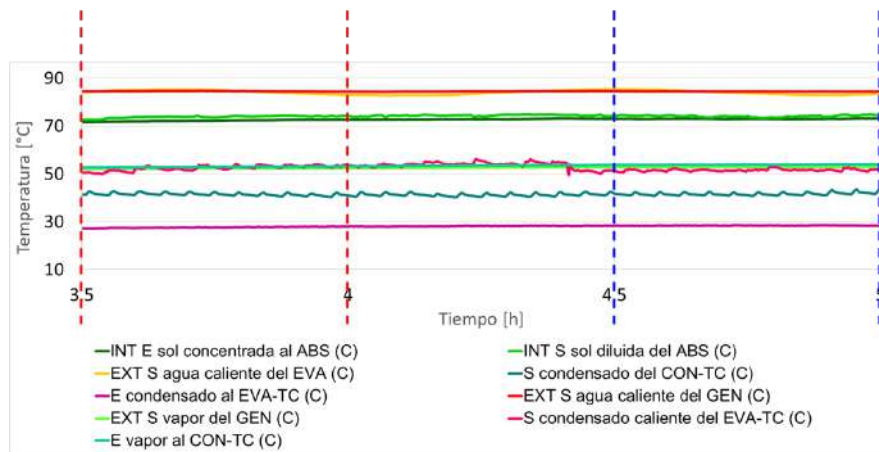


Figura 4.6: Criterio de estabilidad en prueba experimental

## 4.2.2 Potencias externas

La potencia externa de los componentes del *TCA – TC* es la energía suministrada al *GEN* y *EVA – AUX*, la energía que se extrae del sistema mediante los dispositivos de enfriamiento en el *CON – AUX* y *ABS*, dicha potencia está dada por la ecuación del flujo calor externo  $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ . La cantidad de calor es igual al producto del flujo másico que pasa por el componente, multiplicado por el calor específico del refrigerante ( $H_2O$ ), multiplicado por la diferencia de temperaturas en la entrada y la salida del componente (Cengel y Ghajar, 2011). La Figura 4.7 muestra un diagrama para comprender este fenómeno.

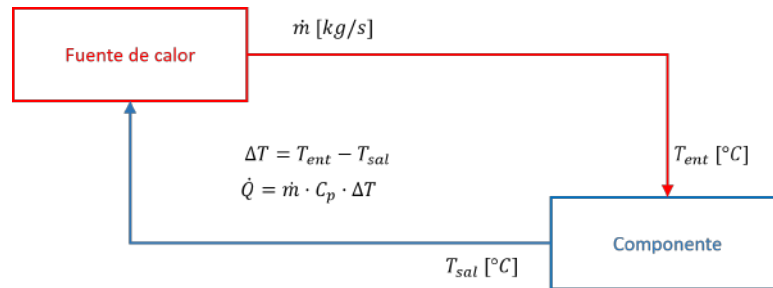


Figura 4.7: Diagrama de potencias externas en componentes del TCA-TC

Potencia externa del generador:

$$\dot{Q}_{GEN,ext} = \dot{m}_a \cdot C_{pH_2O} \cdot \Delta T_{ab} \quad (4.1)$$

Potencia externa del condensador auxiliar:

$$\dot{Q}_{CON-AUX,ext} = \dot{m}_g \cdot C_{pH_2O} \cdot \Delta T_{gh} \quad (4.2)$$

Potencia externa del evaporador auxiliar:

$$\dot{Q}_{EVA-AUX,ext} = \dot{m}_e \cdot C_{pH_2O} \cdot \Delta T_{ef} \quad (4.3)$$

Potencia externa del absorbedor:

$$\dot{Q}_{ABS,ext} = \dot{m}_c \cdot C_{pH_2O} \cdot \Delta T_{cd} \quad (4.4)$$

## 4.2.3 Potencias internas

La potencia interna de los componentes es la energía necesaria para llevar a cabo la concentración de la solución de trabajo (evaporación parcial del refrigerante) en el *GEN*, la potencia interna está íntimamente relacionado con la entalpía de vaporización, que describe los cambios físicos de un líquido a presión constante, y con el flujo másico, el cual tendrá signo positivo o negativo, dependiendo si entra o sale del

componente como se muestra en la siguiente ecuación  $\dot{Q} = \dot{m} \cdot H$ . Sus unidades son  $[kW=kg/s \cdot kJ/kg = kJ/s]$ . La Figura 4.5 muestra las entradas y salidas de flujo másico, de esta forma se puede hacer un balance de masa y energía por componente (Owen et al., 2009).

Balance de masa y potencia interna del generador:

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{12} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_{GEN,int} = \dot{m}_1 H_1 + \dot{m}_{12} H_{12} - \dot{m}_{19} H_{19} \quad (4.6)$$

Balance de masa y potencia interna para la sección de condensación del ICTC:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{CON-TC,int} = \dot{m}_2 H_2 - \dot{m}_3 H_3 - \dot{m}_5 H_5 \quad (4.8)$$

Balance de masa y potencia interna del condensador auxiliar:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{CON-AUX,int} = \dot{m}_6 \cdot (H_6 - H_7) \quad (4.10)$$

Balance de masa y potencia interna de la sección de precalentamiento del ICTC, también se puede definir como el calor reciclado por los tubos calóricos:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_{EVA-TC,int} = \dot{m}_4 \cdot (H_8 - H_4) \quad (4.12)$$

Balance de masa y potencia interna del evaporador auxiliar:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{EVA-AUX,int} = \dot{m}_9 \cdot (H_{10} - H_9) \quad (4.14)$$

Balance de masa y potencia interna del absorbedor:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{15} \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_{ABS,int} = \dot{m}_{11} H_{11} + \dot{m}_{15} H_{15} - \dot{m}_{16} H_{16} \quad (4.16)$$

Balance de masa y potencia interna del intercambiador de calor de soluciones o economizador:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \therefore \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{ECO,int} = -\dot{m}_{14} H_{14} + \dot{m}_{17} H_{17} - \dot{m}_{13} H_{13} + \dot{m}_{18} H_{18} \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{ECO,int} = \dot{m}_{13} \cdot (H_{14} - H_{13}) = \dot{m}_{17} \cdot (H_{17} - H_{18}) \quad (4.19)$$

Es posible determinar la entalpía de la solución de trabajo mediante el uso del diagrama *Enthalpy-Concentration Diagram for Water-Lithium Bromide Solutions*, utilizando como datos de entrada la concentración y la temperatura de la solución, o utilizando la correlación que ahí se propone, dicha correlación aplica para concentraciones de 40 a 70 % y temperaturas de 15 a 165°C (Owen et al., 2009).

#### 4.2.4 Cálculo de eficiencias

El rendimiento térmico o eficiencia de una máquina térmica es un coeficiente adimensional calculado como el cociente de la energía producida (en un ciclo de funcionamiento) y la energía suministrada a la máquina para que logre completar el ciclo termodinámico.

La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama eficiencia térmica. Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como: Eficiencia térmica = Salida de trabajo neto / Entrada de calor total, o bien,  $\eta = W_{neto,sal} / Q_{ent}$ . También es posible expresarla como  $\eta = 1 - (Q_{sal} / Q_{ent})$ , dado que  $W_{neto,sal} = Q_{ent} - Q_{sal}$  (Cengel y Boles, 2012)

Eficiencia del condensador auxiliar:

$$\eta_{CON-AUX} = \left( \frac{\dot{Q}_{CON-AUX,ext}}{\dot{Q}_{CON-AUX,int}} \right) \cdot 100 \quad (4.20)$$

Eficiencia del evaporador auxiliar:

$$\eta_{EVA-AUX} = \left( \frac{\dot{Q}_{EVA-AUX,int}}{\dot{Q}_{EVA-AUX,ext}} \right) \cdot 100 \quad (4.21)$$

Eficiencia del absorbedor:

$$\eta_{ABS} = \left( \frac{\dot{Q}_{ABS,ext}}{\dot{Q}_{ABS,int}} \right) \cdot 100 \quad (4.22)$$

Eficiencia del generador:

$$\eta_{GEN} = \left( \frac{\dot{Q}_{GEN,int}}{\dot{Q}_{GEN,ext}} \right) \cdot 100 \quad (4.23)$$

Eficiencia del CON – TC:



$$\eta_{CON-TC} = \left( \frac{\dot{Q}_{CON-TC}}{\dot{Q}_{GEN,int}} \right) \cdot 100 \quad (4.24)$$

Eficiencia del *EVA – TC*:

$$\eta_{EVA-TC} = \left( \frac{\dot{Q}_{EVA-TC}}{\dot{Q}_{CON-TC} + \dot{Q}_{CON-AUX,int}} \right) \cdot 100 \quad (4.25)$$

#### 4.2.5 Cálculo de los coeficientes de rendimiento

El coeficiente de rendimiento (*COP*) se define como la relación de la salida de calor útil del sistema respecto a las entradas de energía. Generalmente se puede considerar como el parámetro más importante que cuantifica el funcionamiento del sistema y el objetivo es tener el valor máximo posible (Wakim y Rivera-Tinoco, 2019).

*COP* externo:

$$COP_{ext} = \left( \frac{\dot{Q}_{ABS,ext}}{\dot{Q}_{GEN,ext} + \dot{Q}_{EVA-AUX,ext} + W_B} \right) \quad (4.26)$$

*COP* interno:

$$COP_{int} = \left( \frac{\dot{Q}_{ABS,int}}{\dot{Q}_{GEN,int} + \dot{Q}_{EVA-AUX,int} + W_B} \right) \quad (4.27)$$

#### 4.2.6 Cálculo del aumento bruto de temperatura

El propósito de un *TCA* es aumentar la temperatura de una fuente de calor residual. Por lo tanto, se introduce una variable denominada aumento bruto de temperatura (*GTL*) para cuantificar este aumento de temperatura. Se define como la diferencia de temperatura entre el *ABS* y *EVA – AUX* (Donnellan et al., 2015).

$$GTL = T_{sol\ dil,ABS} - T_{sal,EVA-AUX} \quad (4.28)$$

#### 4.2.7 Cálculo de la relación de flujo

La relación de flujo es una medida del tamaño aproximado de la unidad en función de los caudales. Se define como la relación de la tasa de flujo másico total de solución diluida que ingresa al generador y la tasa de flujo másico de vapor refrigerante que sale del generador. La relación de flujo da un indicio del tamaño del equipo por unidad de salida de calor, el objetivo general es minimizar su valor (Donnellan et al., 2015)

$$FR = \left( \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_1} \right) = \left( \frac{\dot{X}_{12}}{\dot{X}_{12} - \dot{X}_{19}} \right) \quad (4.29)$$

#### 4.2.8 Cálculo de los coeficientes del TCA, usando TC

El rendimiento del *TC* 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. 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 3.1 (Heredia, 2018).

Para calcular el número de *TC* requeridos para efectuar la condensación y retirar el mismo calor que retira el circuito interno del *CON – AUX*, fue necesario considerar el calor que es capaz de transportar cada *TC* a la correspondiente temperatura de operación, que será la temperatura del vapor que viaja del *GEN* al *CON – AUX*, por lo que se puede expresar esta relación como:

$$N_{TC} = \left( \frac{\dot{Q}_{CON-AUX,int}}{\dot{Q}_{TC}} \right) \quad (4.30)$$

Donde  $\dot{Q}_{TC}$  está en función de la resistencia térmica del *TC* y de la temperatura de activación que envuelve al evaporador del *TC*, que a su vez contribuye a alcanzar un cierto nivel térmico en el condensador *TC* (Figura 2.5). Esta diferencia de temperatura  $\Delta T_{TC}$  (entre los dos extremos) es la que favorece el flujo de calor entre las regiones del *ICTC* y el *TCA* (Heredia, 2018).

El *TC* que se utilizó para este trabajo fue con interior sinterizado, lo cual favorece el transporte de calor incluso con limitaciones viscosas, por lo que opera en las regiones de bajas temperaturas (*CON – TC*) y al mismo tiempo es capaz de transportar más de 1500W cuando existe un  $\Delta T_{TC} = 2^\circ C$  en su punto máximo de transferencia, por lo que el  $\Delta T_{TC}$  que este tienen al transportar 100W es de aproximadamente  $12^\circ C$ , lo que favorece el efecto de condensado del vapor proveniente del *GEN* (Heredia, 2018).

El arreglo de los *TC* en el *ICTC* es en forma paralela, se puede analizar de forma analógica como un modelo eléctrico de resistencias en paralelo, como propone Chen et al. (2015), por lo que la resistencia del arreglo de *TC* se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{R_{TC}} = \sum_{i=1}^{N_{TC}} \frac{1}{R_{1TC}} \quad (4.31)$$

Los  $TC$  recuperan una cantidad de calor entre el  $CON - AUX$  y  $EVA - AUX$  ( $\dot{Q}_{rec}$ ), así, la demanda inicial de calor necesario para el ciclo se minimiza reciclando calor con los  $TC$ , por lo que el rendimiento del  $TCA - TC$  ahora se puede calcular como se muestra en la ecuación 4.32, con un beneficio de la aplicación (Heredia, 2018).

$COP$  interno con  $TC$ :

$$COP_{TCA-TC} = \frac{\dot{Q}_{ABS,int}}{(\dot{Q}_{EVA-AUX,int} - \dot{Q}_{rec}) + \dot{Q}_{GEN,int}} \quad (4.32)$$

Para evaluar el beneficio de utilizar  $TC$  como un elemento recuperador de energía, se puede establecer un rendimiento de calor reciclado por los  $TC$  al calcularse como en la ecuación 4.33, considerando el calor necesario para un sistema tradicional  $TCA$  y uno sistema con  $TC$  reciclando calor (Heredia, 2018).

$$COP_{TC} = \frac{(COP_{TCA-TC} - COP_{int}) * 1000}{\dot{Q}_{rec}} \quad (4.33)$$

Donde  $\dot{Q}_{rec}$ , es el calor recuperado, que en lugar de emitirse al ambiente en el  $CON - AUX$ , se queda dentro del sistema para precalentar el refrigerante proveniente del  $CON - TC$ .

# Capítulo 5

## Metodología

En este capítulo se presenta la metodología experimental de la interacción de las tecnologías *TCA* y *TC* acopladas. Se estudia el *TCA – TC* con el objetivo de mejorar la interacción del componente *ICTC* el cual se encuentra entre el condensador auxiliar y evaporador auxiliar, se presentan propuestas de mejora y se describen las principales modificaciones en el equipo, se propone un análisis desde el punto de vista termodinámico para cada una de las variables que afectan el transporte de calor entre los cuatro componentes principales del *TCA – TC* (*GEN, CON – AUX, EVA – AUX* y *ABS*) y los componente recuperadores de energía *ECO* y *ICTC*.

## 5.1 — Estudios previos

Se tiene el *TCA* con el componente *ICTC* y pruebas experimentales con solución de  $LiBr - H_2O$ , donde las pruebas iniciales demostraron tener limitantes sobre el reciclamiento de calor.

## 5.2 — Mejoras físicas en el TCA-TC

Después de haber realizado pruebas experimentales iniciales, se llevaron a cabo análisis puntuales sobre los fenómenos que ocurren en el *ICTC*. Se estudió el proceso de condensación y precalentamiento con el fin de determinar las temperaturas y presiones que favorecen la condensación en el *CON - TC* y la recuperación de calor en el *EVA - TC*. Se realizaron tres actividades clave para mejorar la operación del equipo y propiciar el estado estable.

La primer actividad clave realizada al *TCA - TC*, está relacionada con la calidad de la solución absorbente, se realizó la filtración de la solución de trabajo ( $LiBr - H_2O$ ) que circula en el circuito interno (*GEN* al *ABS* y viceversa), debido a que dicha solución es corrosiva y contenía trazas que afectaban el funcionamiento de las bombas de desplazamiento, la Figura 5.1, incisos a) y b) muestran el sedimento resultado de la filtración, así mismo, se realizó limpieza de mangueras de medición de niveles, como se observa en la Figura 5.1 c), se realizó cambio de aceite como parte del mantenimiento preventivo de la bomba de vacío, Figura 5.1 d).

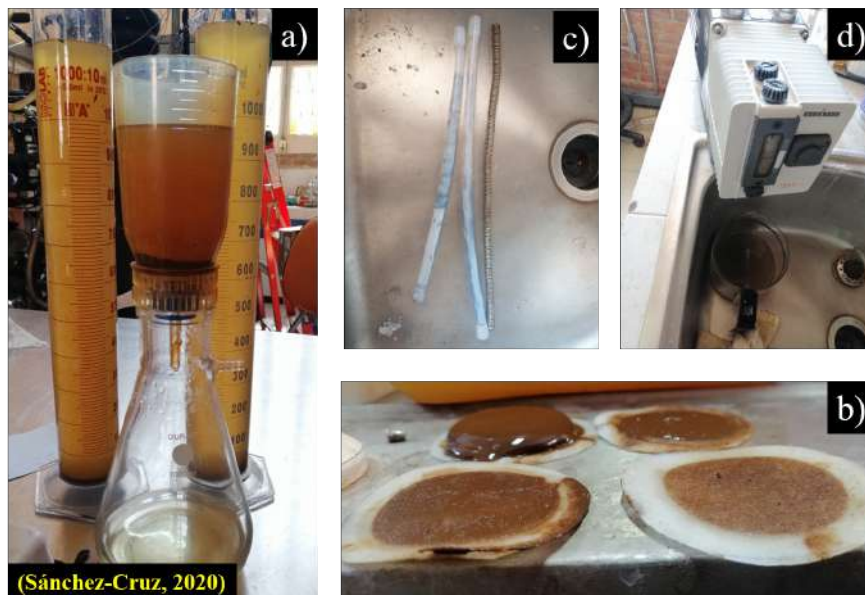


Figura 5.1: mejora física 1: calidad de la mezcla absorbente

Se observó que no solo existían trazas en el circuito donde viajaba la solución de trabajo, también existían trazas en el circuito del refrigerante, específicamente en el *ICTC*, ya que el flujómetro de paso del *CON – TC* al *EVA – TC* se tapaba, impidiendo el flujo constante del refrigerante. Se quitó la tubería del componente y se limpió con agua destilada (para evitar contaminar el componente). Se recolectó el sedimento de las filtraciones de la solución de *LiBr – H<sub>2</sub>O*, y del condensado existente en el *ICTC* para un futuro análisis de microscopía electrónica de barrido, Figura 5.2.



Figura 5.2: Sedimento recolectado del circuito interno y externo del TCA-TC

Se estudió la influencia de la tubería (longitud y diámetro) que transporta el refrigerante del *CON – TC* al *EVA – TC* para recuperar el máximo calor, tener una reacción exotérmica pronta y mantener el estado estable en el *TCA – TC*. Con base en este análisis (Anexo B), se llevó a cabo la segunda actividad clave para mejorar la operación del equipo. Se determinó que cambiar dicha tubería por una de diámetro más pequeño (de 1/2" a 1/4"), disminuiría el tiempo de generación de vapor a alta presión, así como cambiar el flujómetro por uno con menor escala para controlar flujos pequeños y reducir la incertidumbre de medición (0.15 a 0.0578LPM), dicha modificación puede observarse en la Figura 5.3.

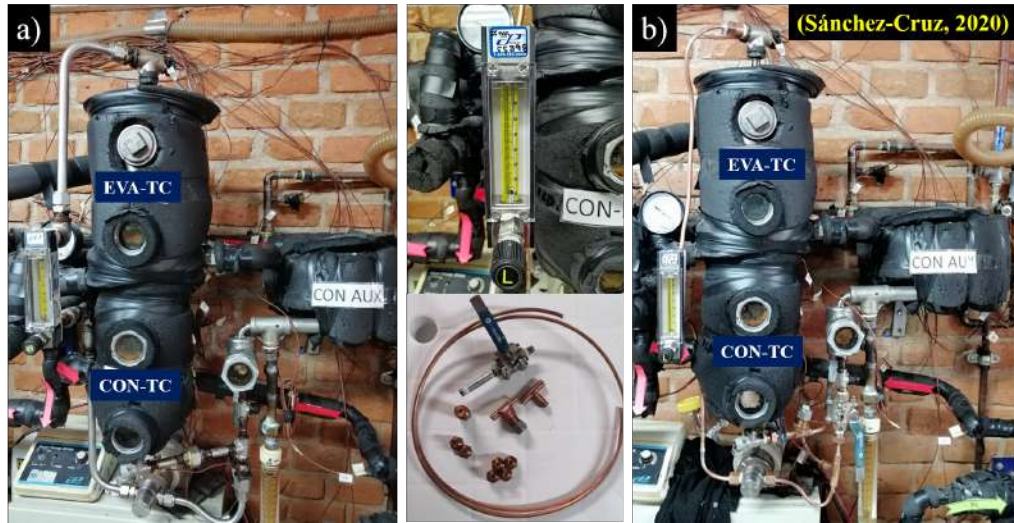


Figura 5.3: Mejora física 2: calidad de la medición

La tercer actividad clave para mejorar la operación del equipo y propiciar el estado estable, fue la cancelación de la línea de retorno de vapor al *EVA – TC* para evitar pérdidas de calor y caídas de presión (Figura 5.4). Dicha línea era parte del diseño original, su función era retornar parte del vapor proveniente del *EVA – AUX*, sin embargo, no se tenía control de la cantidad de refrigerante en fase vapor que se bifurcaba hacia *EVA – TC* y *ABS*.



Figura 5.4: Mejora física 3: eliminación de tubería



# Capítulo 6

## Resultados y discusión

Se realizaron un total de 11 pruebas experimentales en el  $TCA - TC$ , dichas pruebas parten de las condiciones iniciales establecidas en la tesis doctoral previamente realizada (Heredia, 2018). Las condiciones iniciales mencionadas son: intervalo de concentración de la solución de  $LiBr - H_2O$  del 50 a 54 %, intervalo de 60 a 85°C de temperatura de calor residual. Después de cada prueba se analizaron los resultados y se propusieron mejoras, tanto de operación, como físicas, con el fin de obtener un estado estable. Se le hicieron tres mejoras físicas al equipo. A continuación, se presentan cuatro pruebas representativas de dichas mejoras (sección 5.2), las cuales tuvieron resultados inmediatos en mejorar el ciclo termodinámico.



## 6.1 — Modificaciones físicas y operativas

Cuatro pruebas representativas experimentales, demuestran los resultados inmediatos de los cambios llevados a cabo en el *TCA*, tanto en la operación (Figuras 6.1 y 6.2), como en mejora física (Figuras 6.3 y 6.4). En cada una de las pruebas realizadas se tenía refrigerante condensado en el componente *ICTC*, debido a que el objetivo era comenzar a enviar refrigerante cuando los *TC* comenzaran a condensar, y de esta forma mantener un nivel estable en la mirilla del *CON – TC*.

En la Figura 6.1, se presenta una prueba representativa de operación inicial, la cual se realizó bajo las condiciones de operación que reporta Heredia (2018), para las pruebas donde no se usa el *CON – AUX*, la concentración inicial fue de 51.15 %, se aprecia que ocurrió una pequeña reacción exotérmica después de la hora 3.5, los *TC* estuvieron condensando desde la hora 1, que es cuando comenzó a entrar vapor al *CON – TC*, sin embargo, no se llega a un estado estable, debido a que el refrigerante condensado por los *TC* (7gotas/min, aproximadamente) no fue suficiente.

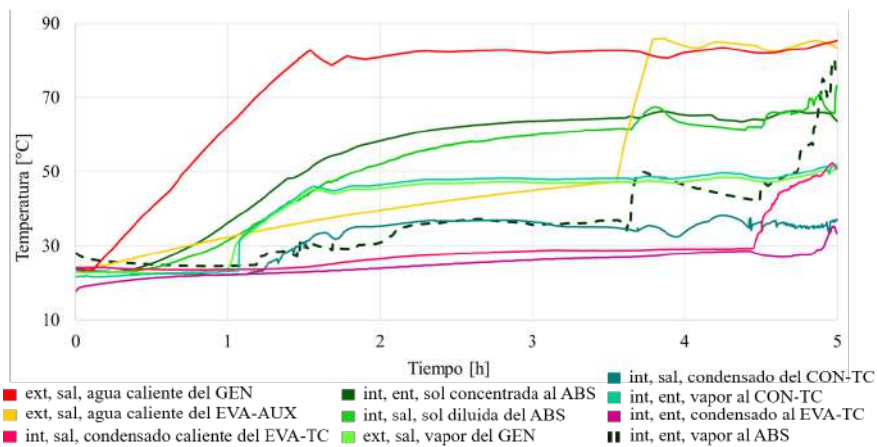


Figura 6.1: Prueba de operación inicial

En la Figura 6.2, se presenta una prueba representativa de mejora en la operación, realizada bajo las condiciones de operación que reporta Heredia (2018), para las pruebas donde no se usa el *CON – AUX*. En comparación con los resultados presentados en la Figura 6.1, la concentración inicial fue de 52.30 % (1.15 % más que en la Figura 6.1), también se observa gráficamente que el calentamiento de la Figura 6.1 tuvo un incremento constante, existiendo la posibilidad de generar vapor en el *GEN* sin necesidad de llegar a los 85°C, lo cual puede reducir el consumo energético en este componente, a la vez que se mejora el coeficiente de operación. En la prueba de la Figura 6.2, se hizo calentamiento del *GEN* y *EVA – AUX* por etapas, es decir, aumentando el calentamiento de ambos componentes en 5°C, se mantuvieron los estados por aproximadamente 40min (tiempo suficiente para estabilizar las variables de temperatura y presión



más pequeño, se hizo envío del condensado en intervalos de 10s, debido a que, a pesar de haber realizado la limpieza del circuito interno, aún quedaron trazas de material que taparon el flujómetro nuevo, impidiendo el flujo constante de condensado. El vapor que generó el *EVA – AUX* no fue suficiente para generar una reacción exotérmica, se observó que el  $\Delta T$  entre solución concentrada y diluida fue de  $0.1^{\circ}\text{C}$ , lo cual nos indicó dos cosas: faltó vapor para tener mejor absorción o se requería tener mayor concentración en el *LiBr – H<sub>2</sub>O*, esta condición mencionada se mantuvo por más de 2 horas. Se observó que cuando se generó vapor en el *EVA – AUX*, la temperatura en el *EVA – TC* también aumentó, esto sucedió porque parte del vapor que se generó en *EVA – AUX* se dirigió al *EVA – TC* por medio de una tubería que bifurcaba dicho vapor entre *EVA – TC* y *ABS*.

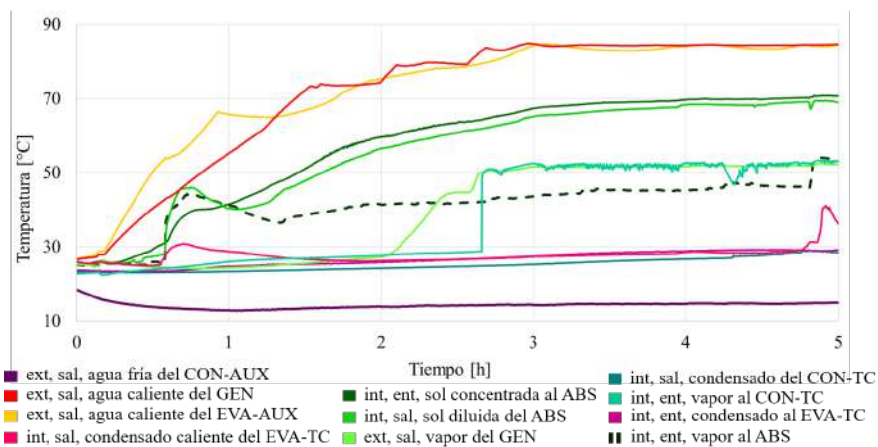


Figura 6.3: Prueba de cambio de tubería y flujómetro del ICTC

En la Figura 6.4 se presenta una prueba representativa de la tercera mejora física: cancelación de tubería de retorno de vapor al *EVA – TC* (descrito en la sección 5.2). Dicha modificación se realizó debido a los resultados obtenidos en la Figura 6.3. En esta nueva prueba la  $T_{enf}$  fue de  $13.5^{\circ}\text{C}$  en el *CON – AUX*, la concentración inicial fue de 49.03% (2.72% menor que en la Figura 6.3). Con base en los resultados de las Figuras 6.1 y 6.2, se estableció una temperatura de  $80^{\circ}\text{C}$  como punto de partida para el calentamiento del *GEN* y *EVA – AUX*, se generó vapor en el *GEN* de manera estable durante más de 1 hora, sin embargo, se requería de más vapor para condensar con los *TC*, se aumentó en  $5^{\circ}\text{C}$  ambas temperaturas de calentamiento (llegando a los  $85^{\circ}\text{C}$ ). Se observó que hubo una reacción exotérmica estable en la hora 3, sin embargo, el  $\Delta T$  entre la solución concentrada y diluida no sobrepasó los  $2^{\circ}\text{C}$ . En esta prueba se envió condensado a cada 2min, durante 40s, durante más de 2.0h (debido a las trazas que tapaban el flujómetro nuevo, Figura 5.2), razón por la cual se aprecian picos periódicos en la salida de condensando del *CON – TC*. Se terminó la prueba después de más de 5h, sin embargo, a diferencia de todas las pruebas anteriores, en esta prueba no se terminó el condensado, se mantuvo en el mismo nivel de la mirilla durante toda la prueba.

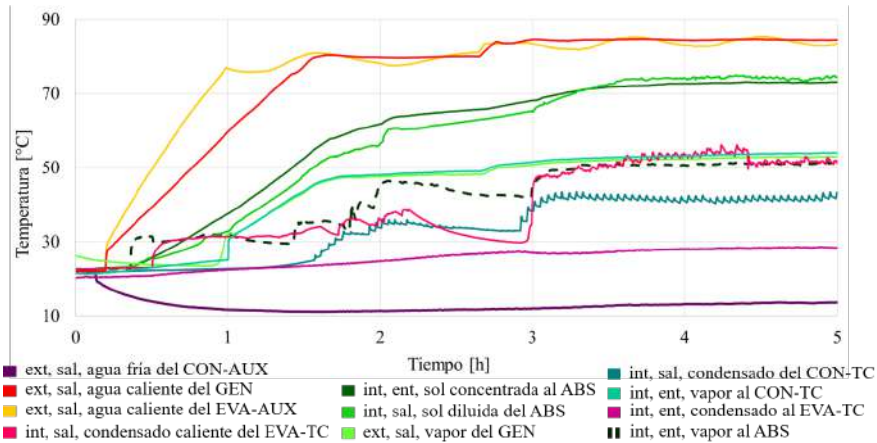


Figura 6.4: Prueba de cancelación de tubería de retorno de vapor al EVA-TC

## 6.2 — Potencia vs Diferencia de temperatura

En la Figura 6.5, comparativa de  $\dot{Q}_{GEN}$  vs  $\Delta T_{GEN}$ , se observa que la potencia más alta ( $0.45kW$ ), se presentó cuando se tuvo el  $\Delta T$  más grande ( $0.93^{\circ}C$ ) con flujo de  $7LPM$ , opuesto al caso cuando se tuvo el  $\Delta T$  más bajo ( $0.31^{\circ}C$ ) con el mismo flujo, dicha potencia fue de  $0.15kW$ . Esto se debió a que a pesar de tener el mismo flujo volumétrico, el  $\Delta H$  fue más grande para la prueba con el  $\dot{Q}_{GEN}$  más grande, evidenciando que la entalpía fue el factor que impactó más al calor transferido, nótese que  $\Delta H$  es independiente de  $T_{cal}$ , ya que para la prueba con  $\dot{Q}_{GEN}$  más grande, la temperatura de entrada fue de  $74.56^{\circ}C$  y salida de  $73.62^{\circ}C$  mientras que, para la prueba con el  $\dot{Q}_{GEN}$  más pequeño, la temperatura de entrada fue de  $80.72^{\circ}C$  y salida de  $80.41^{\circ}C$ . También se observó que el flujo másico en la prueba 1, fue más grande que en las otras tres pruebas, sin embargo, el  $\Delta T$  fue intermedio ( $0.40^{\circ}C$ ).

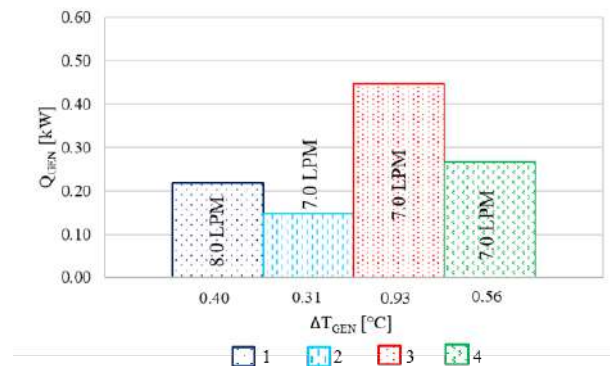


Figura 6.5: Calor suministrado vs Diferencia de temperatura, GEN

En la Figura 6.6, comparativa de  $\dot{Q}_{CON-AUX}$  vs  $\Delta T_{CON-AUX}$ , se observa que la po-

tencia más alta ( $0.05kW$ ), se presentó cuando tuvimos el  $\Delta T$  más grande ( $0.18^{\circ}C$ ), opuesto al caso cuando se tuvo el  $\Delta T$  más bajo ( $0.17^{\circ}C$ ), donde la potencia fue de  $0.04kW$ . Esto se debió a que, a pesar de tener el mismo flujo volumétrico ( $3.6LPM$ ), el  $\Delta H$  fue más grande para la prueba con el  $\dot{Q}_{CON-AUX}$  más grande, evidenciando que la entalpía fue el factor que impactó más al calor transferido (mismo caso que en la Figura 6.5), para la prueba con el  $\dot{Q}_{CON-AUX}$  más grande, la temperatura de entrada fue de  $13.76^{\circ}C$  y salida de  $13.71^{\circ}C$  mientras que, para la prueba con el  $\dot{Q}_{CON-AUX}$  más pequeño, la temperatura de entrada fue de  $13.56^{\circ}C$  y salida de  $13.39^{\circ}C$ . Hubo un  $\Delta T$  para los casos en los que no se usó el  $CON - AUX$  (pruebas 1 y 2), esto se debió a que el equipo sensa las temperaturas independientemente de que se use o no el componente, no se calculó la transferencia de calor pasiva en el componente como en el caso del  $ABS$ , debido a que la válvula de paso de vapor estaba cerrada, además, su geometría hace muy complejo el cálculo.

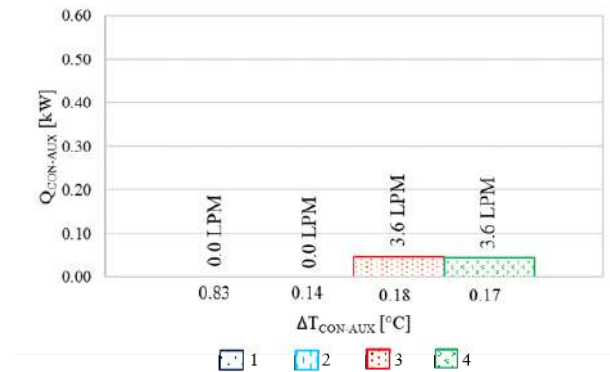


Figura 6.6: Calor retirado vs Diferencia de temperatura, CON-AUX

En la Figura 6.7, comparativa de  $\dot{Q}_{EVA-AUX}$  vs  $\Delta T_{EVA-AUX}$ , se observa que la potencia más alta ( $0.54kW$ ), se presentó cuando tuvimos el  $\Delta T$  más grande de  $1.33^{\circ}C$  (como en las Figuras 6.5 y 6.6), sin embargo, en este caso no se cumplió que al tener el  $\Delta T$  más bajo ( $0.96^{\circ}C$ ) tuvimos la potencia más baja, en este caso, el flujo volumétrico más bajo ( $5LPM$ ) fue el que generó la potencia más baja ( $0.40kW$ ), siendo en este caso, el factor que predominó para obtener el  $\dot{Q}_{EVA-AUX}$  más pequeño.

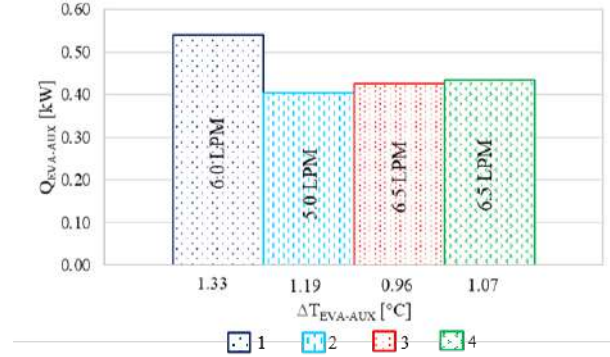


Figura 6.7: Calor suministrado vs Diferencia de temperatura, EVA-AUX

Para el caso de la Figura 6.8, en el que se analiza la transferencia de calor pasiva en el ABS (Anexo C), la mayor transferencia de  $0.57kW$  se dio cuando tuvimos la  $T_{prom}$  más grande ( $58.31^{\circ}C$ , prueba 4), mientras que el  $\dot{Q}_{ABS}$  más pequeño apareció con la  $T_{prom}$  más pequeña ( $40.51^{\circ}C$ , prueba 2), esto se debe a que el método requiere calcular la  $T_{prom}$  de entrada y salida del cilindro interno (discos de bronce) y cilindro externo (coraza), posteriormente se obtienen datos para el agua de enfriamiento ( $\beta$ ,  $\nu$ ,  $P_r$  y  $k$ ) a dicha  $T_{prom}$ , se calcula la  $L_c$  que es en donde se transfiere el calor de los discos al agua y se hace el análisis de transferencia de calor una vez calculados los parámetros  $R_a$ ,  $F_{cyl}$  y  $K_{eff}$ . Se observó que a medida que aumenta la  $T_{prom}$ , también aumenta  $\dot{Q}_{ABS}$ .

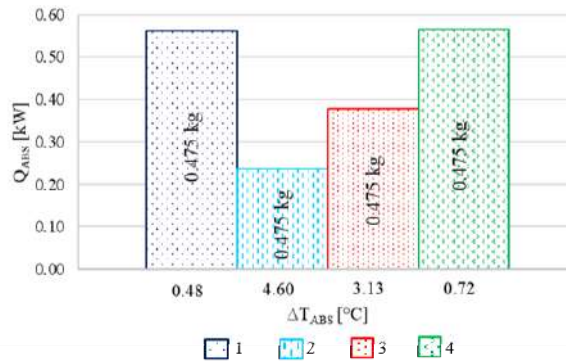


Figura 6.8: Calor retirado vs Diferencia de temperatura, ABS

Para las cuatro pruebas anteriores, en las que se compara la potencia ( $\dot{Q}$ ) vs diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) y flujo volumétrico ( $\dot{v}$ ), podemos observar que los parámetro que podemos variar para poder obtener potencias deseadas (más grandes o más chicas), son en principio el flujo másico, debido que tenemos una amplia escala en el flujómetro, y la temperatura de calentamiento, ya que podemos conocer con anticipación la cantidad de calor necesaria para poder concentrar, evaporar o condensar, contrario a la diferencia de entalpías, este fenómeno es intrínseco del intercambiador de calor (me-



canismo de transferencia, tipo de flujo, diámetro, longitud, conductividad térmica y geometría).

### 6.3 — Coeficiente de operación vs Potencia

Analizando en la Figura 6.9, comparativa de  $COP$  vs  $\dot{Q}$ , debido a que el  $COP$  está en función de los calores de los componentes  $ABS$ ,  $GEN$  y  $EVA - AUX$ , en el numerador  $\dot{Q}_{ABS}$  y en el denominador la suma de  $\dot{Q}_{GEN}$  y  $\dot{Q}_{EVA-AUX}$  (ver sección 4.2.5). Podemos observar que el  $COP$  más grande fue de 0.81 en la prueba 4 (única donde hubo estado estable), tuvo el calor más alto en el  $ABS$  (0.57kW), la suma de los calores del  $GEN$  y  $EVA - AUX$  fue de 0.7kW (0.27 y 0.44kW, respectivamente). En esta prueba ya se habían realizado todas las modificaciones físicas (ver sección 5.2) y mejora en la operación del equipo (Figuras 6.1 y 6.2). La modificación física de cancelación de tubería de retorno de vapor al  $EVA - TC$  fue la clave para aumentar la potencia en el  $ABS$ , debido a que todo el vapor generado se dirigió al  $ABS$  y no se bifurcó al  $EVA - TC$  como en las pruebas 1, 2 y 3. Como se mencionó en la sección 6.2, podemos controlar las variables de temperatura de calentamiento y flujo volumétrico para poder obtener calores más pequeños en  $GEN$  y  $EVA - AUX$  y aumentar el  $COP$ .

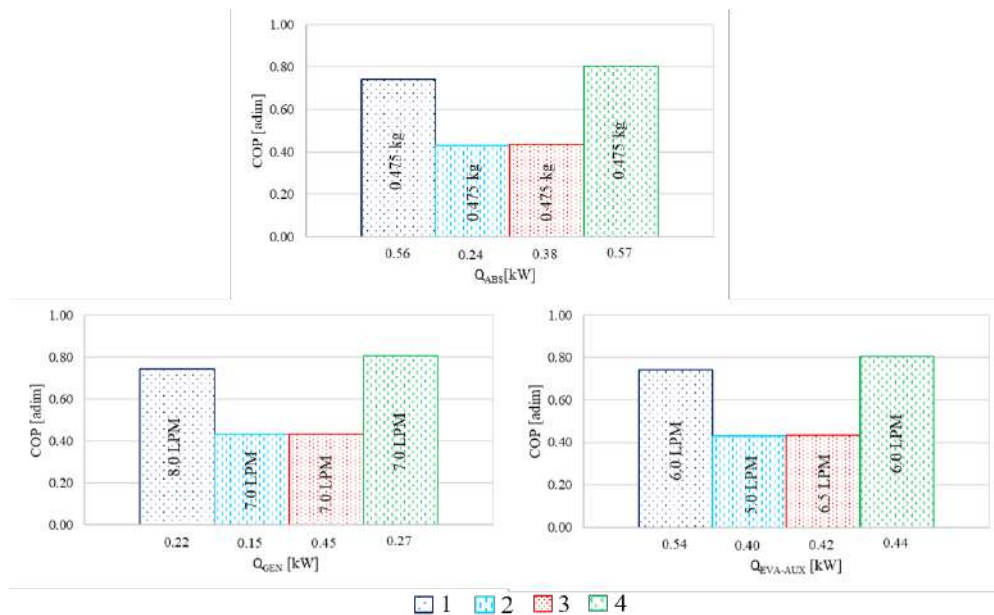


Figura 6.9: Coeficiente de operación vs Calor en GEN, EVA-AUX y ABS

## 6.4 — Análisis del circuito externo de pruebas experimentales

En la Figura 6.10 podemos observar el conjunto de las 4 pruebas representativas analizadas en la sección 6.1. Se hizo el análisis del circuito externo (suministro de calor en *GEN* y *EVA – AUX* y retiro de calor en *CON – AUX* y *ABS*). Se observó que para las pruebas 1 y 2 (Figuras 6.1 y 6.2), los flujos máscicos del agua de enfriamiento en el *CON – AUX* fueron 0LPM, esto se debe a que se tenía el supuesto de que los *TC* condensarían todo el vapor proveniente del *GEN*, en las pruebas 3 y 4 (Figuras 6.3 y 6.4), si se usó el *CON – AUX*. En el conjunto de las 4 pruebas, el flujo máscico en *ABS* es 0LPM, debido a que en las primeras 3 pruebas no se alcanzó un estado estable, en la última prueba si se llegó al estado estable, sin embargo, el  $\Delta T$  entre la solución concentrada y diluida no fue de más de 2°C, por lo que no se hizo retiro del calor. El cálculo del calor transferido de forma pasiva en el *ABS* se presenta en el Anexo C, se calculó como sugiere Cengel y Ghajar (2011) en el capítulo 9.

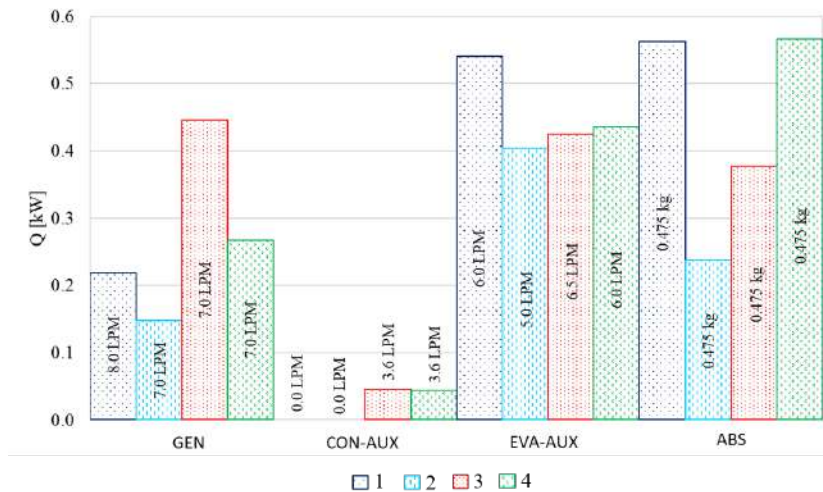


Figura 6.10: Potencia externa en conjunto de pruebas experimentales



# Capítulo 7

## Conclusiones

- Diferencia de transferencia de calor entre *GEN* y *EVA – AUX*.

La transferencia de calor en el *GEN*, entre el circuito externo e interno es baja, en comparación con la transferencia en *EVA – AUX*. Experimentalmente la solución que sale del *GEN* permanece aproximadamente  $12^{\circ}\text{C}$  por debajo de la temperatura de calentamiento. Mientras que para el caso del *EVA – AUX*, la diferencia de temperatura es de aproximadamente  $5^{\circ}\text{C}$  por debajo de la temperatura de calentamiento, se comprueba experimentalmente que esta condición no cambia en al menos un lapso de  $2.5h$  para diferentes condiciones de presión. El conocimiento de este factor es fundamental, ya que nos indica a qué temperatura debe estar nuestra fuente de calentamiento.

- Mayor acumulación de refrigerante después de cambio de tubería.

Para reducir el tiempo en que se llega a un estado estable, es necesario acumular lo más rápidamente posible condensado en el *CON – TC*, este factor es un punto crítico para poder generar suficiente vapor en el *EVA – AUX* y este se absorba en el *ABS*. Este problema fue resuelto reduciendo en  $50\%$  el diámetro de la tubería en que viaja y se acumula parte de dicho condensado (De  $1/2''$  a  $1/4''$ ), esta acción mejoró el llenado de la tubería en  $75\%$ .

- El calentamiento por etapas propicia el estado estable.

La pronta generación de vapor en el *GEN* propicia la acumulación de condensado en el *CON – TC*, por lo tanto, es necesario saber cuál es la temperatura de calentamiento necesaria y dominar perfectamente los circuitos de inducción de calor (resistencia variable y fija). Para adquirir la habilidad necesaria tanto para el manejo de la inducción de calor, como para saber la temperatura de calentamiento necesaria, se realizó el calentamiento por etapas (Figura 6.2). Concluyendo que operando el *TCA – TC* de esta manera, se redujo el tiempo de evaporación

del refrigerante de la solución de trabajo, de 2.8 a 1h, ya que no se excede en la temperatura de calentamiento y evita aumentar la presión (Figuras 6.3 y 6.4).

- La reducción de incertidumbres propicia el estado estable.

Se determinaron dos fuentes altas de incertidumbre: el flujómetro sobredimensionado por el que pasa el condensado del *CON – TC* al *EVA – TC* y la bifurcación de vapor que sale del *EVA – AUX* y se retornaba parte al *EVA – TC* y *ABS*. El cambio de flujómetro de menor escala y la cancelación de tubería de vapor de retorno al *EVA – TC*, permitieron realizar un estado estable, ya que se mejoró el control de envío de condensado y se utilizó el total del vapor para generar una reacción exotérmica, cumpliendo con el criterio de estabilidad de la sección 4.2.1, Figura 6.4

- El *EVA – TC* reduce la demanda de energía en el *EVA – AUX*.

Se comprueba que el componente *ICTC* mejora el ciclo de un *TCA* convencional, porque a pesar de que el *CON – TC* no genera el suficiente condensado para mantener un estado estable (7gotas/min, aproximadamente 0.35ml), el *EVA – TC* precalienta eficientemente el condensado antes de entrar al *EVA – AUX*, haciendo que el proceso de evaporación sea más rápido, por lo tanto se demande menor cantidad de energía suministrada en el componente, y esto a su vez, mejora el  $COP_{ext}$ , ya que dicho calor se encuentra en el denominador al calcular el coeficiente de rendimiento, ver sección 4.2.5.

- Variables manipulables para obtener potencias deseadas.

El control de las potencias externas ayuda a mejorar el  $COP_{ext}$ , dicho parámetro resulta del cociente de la potencia del *ABS* (calor retirado) y la suma de las potencias del *GEN* y *EVA – AUX* (calor suministrado), se puede modificar el resultado de dicho cociente con tres parámetros: flujo volumétrico del agua de calentamiento, diferencia de entalpías y diferencia de temperatura de calentamiento a la entrada y salida de cada componente, se concluyó que, para la obtención de potencias deseadas, las variables más fáciles de manipular son en primer lugar, el flujo volumétrico del agua de calentamiento, debido que tenemos una amplia escala en el flujómetro, y la temperatura de calentamiento, ya que podemos conocer con anticipación la cantidad de calor necesaria para poder concentrar la solución de trabajo, evaporar o condensar el refrigerante, contrario a la diferencia de entalpías, este fenómeno es intrínseco del intercambiador de calor (mecanismo de transferencia, tipo de flujo, diámetro, longitud, conductividad térmica y geometría).

# Capítulo 8

## Recomendaciones

De acuerdo con los resultados obtenidos y las conclusiones hechas, se presentan las siguientes recomendaciones:

- Realizar limpieza general del circuito interno del *TCA – TC*, ya a que existen trazas (aún sin identificar) en el componente *ICTC*, que afectan directamente al flujómetro, ya que no permiten que el balón se mueva libremente, dichas trazas también aumentan la resistencia térmica de los *TC* y afectan al transporte de calor a la zona del *EVA – TC*.
- Realizar mantenimiento preventivo de las bombas, al menos cada dos meses, ya que es importante que el flujo sea constante, para así, tener un comportamiento de las variables que no dependa del tiempo.
- Recalibrar los transductores de presión y termopares cada seis meses, debido a que, por las pruebas prolongadas, estos pueden llegar a descalibrarse y la confiabilidad disminuirá.
- Analizar los componentes del sedimento resultante de las filtraciones del circuito interno entre *GEN* y *ABS* y el *ICTC*, mediante microscopía electrónica de barrido, para determinar cuáles son los componentes minerales que ahí se encuentran, ya que es indispensable mitigar todas las fuentes que puedan generar alguna resistencia térmica (en los *TC*), obstrucciones que limiten el funcionamiento mecánico de los componentes (bombas) e incertidumbres (errores de medición en flujómetros).
- Iniciar las pruebas experimentales con refrigerante condensado en el componente *ICTC* en un nivel que se aprecie en la mirilla (la sección del *CON – TC* puede contener aproximadamente *400ml* de condensado, antes de que toque los *TC*), de esta forma se tendrá un punto de referencia y se facilitará el desarrollo del ciclo termodinámico.

- Para concentraciones de 50%, se recomienda llegar a una temperatura de calentamiento del circuito externo de 70°C, y, a partir de ese punto, ir aumentando la temperatura en intervalos de 5°C, de esta forma el tiempo para generar vapor en el *GEN*, será de manera controlada.
- Realizar pruebas con concentraciones mayores a 50 %, debido a que la reacción exotérmica que se tuvo con esa concentración fue débil. Al tener una solución de trabajo más concentrada, la liberación de energía en el *ABS* será más alta, sin embargo, se recomienda que la concentración inicial no sobrepase el 60%, debido a que se reporta que puede existir un  $\Delta X$  en el *GEN* de hasta 5 % (Heredia, 2018), y se debe evitar aproximarse al límite de cristalización de la solución de trabajo.
- Instalar válvulas para aislar los componentes individuales del *TCA – TC* y de esta forma identificar rápidamente zonas de pérdida de vacío (principal problema en equipos experimentales), dichas fugas pueden ser tan pequeñas, que muchas veces son difíciles de ubicar.
- Aumentar el área de transferencia de calor del *ICTC* en la zona de condensación, se proponen dos soluciones: la primera opción es recorrer los *TC* hacia abajo de la placa separadora, la segunda opción es poner aletas en los tubos de la zona *CON – TC*. El objetivo de aumentar el área de transferencia es generar mayor cantidad de refrigerante condensado y así reducir el uso del *CON – AUX*, y si es posible, prescindir de dicho componente.
- Instalar de guías en el *ICTC* que inicien en la regadera y terminen en la punta del tubo, para garantizar que el refrigerante condensado proveniente del *CON – TC* llegue directamente a la parte del *EVA – TC*, dichas guías deben ser de un material que no se corroa. Atendiendo esta mejora física, estaremos asegurando que el precalentamiento en la sección *EVA – TC* sea el máximo posible, de esta forma será aún menor la cantidad de energía necesaria en el *EVA – AUX* para generar vapor para ser absorbido en el *ABS*, esto además conlleva a mejorar el coeficiente de rendimiento, ya que la variable de ingreso de energía para calcular el  $COP_{ext}$  se encuentra en el numerador.

# Capítulo 9

## Anexos

A continuación, se presentan cinco anexos, el primero es un instructivo para la operación del Transformador de Calor por Absorción con Tubos Calóricos, este instructivo contiene información importante que se debe tomar en cuenta antes, durante y después de realizar pruebas experimentales en el equipo, contiene también información acerca del mantenimiento del equipo. El segundo anexo presenta los cálculos realizados para determinar la factibilidad del cambio de tubería y flujómetro del circuito del *ICTC*. El tercer anexo es la metodología que se siguió para determinar el calor transferido de forma pasiva en el componente *ABS*. El cuarto anexo contiene el póster presentado en el congreso anual de la Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química A. C. (AMIDIQ), que se llevó a cabo de manera virtual del 22 al 24 de octubre 2020. En el quinto anexo se presenta una fotografía del equipo experimental *TCA – TC*, ubicado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada (*LITA*) en la Universidad Autónoma del Estado de Morelos.

# Anexo A

## Instructivo para operación del TCA-TC

### A.1 — Condiciones previas para realización de prueba experimental

#### A.1.1 Generar condensado antes de la prueba

Tener condensado en el componente *ICTC* en la parte del *CON – TC* un día previo a la prueba (aproximadamente 200ml), ya que de esta manera aseguramos tener refrigerante suficiente para ver en la mirilla y poder mantener ese nivel para una reacción estable en el *ABS*. Para lograrlo es necesario realizar los siguientes pasos:

- Bombear toda la solución al *GEN* (Cerrar válvula *GEN-ABS* [válvula 4]), con bomba interna *ABS-GEN* bombear toda la solución, apoyarse con los flujómetros másicos Coriolis para asegurarse que pasó la mayor parte de la solución.
- Calentar con la resistencia  $R1_{GEN}$  el componente (usar igualmente la resistencia variable para aumentar rápidamente la temperatura), para generar vapor, apoyarse del diagrama de Dühring, para saber qué temperatura de calentamiento se necesita de acuerdo con la concentración y la presión, utilizar el software Agilent para monitorear las presiones y temperaturas en el *GEN*.
- Utilizar el *CON – AUX* para garantizar la condensación, (cerciorarse que la válvula que permite el paso del vapor esté abierta).
- Una vez que se acumuló condensado en el compartimiento del *CON – TC*, recircular la solución entre *GEN* y *ABS* para llenar nuevamente los tubos y recolectar la solución que no se concentró debido a que queda atrapada en el tubing.
- Tomar medida de la concentración de la solución, ésta será la concentración real con la que se comenzará a trabajar el día de la prueba.

- Apagar las resistencias y componentes que se utilizaron.

### A.1.2 Comprobar el buen funcionamiento de los componentes

Un día antes de realizar la prueba experimental, es necesario que se revisen ciertos parámetros, ya que, es muy importante que todo marche bien, dichos parámetros se enlistan a continuación:

- Verificar que la bomba de vacío esté funcionando correctamente, dejar el mayor vacío en el equipo, hasta  $24\text{inHg}$ , equivalente a  $3\text{kPa}$  en presión absoluta, esto se realiza con el siguiente procedimiento: cerrar válvulas 1,4,5 (*CON – TC-EVA – TC, GEN, ABS*), abrir válvula 2 (azul, *GEN*) y hacer vacío mientras la válvula 3 (azul, *ABS*) está cerrada, cerrar válvula 2 y abrir válvula 3 para hacer vacío en el otro componente. Se tienen que hacer vacío al *GEN* y *ABS* por separado, ya que, si se hace al mismo tiempo, es muy probable que la solución contamine otros componentes.
- Verificar que los flujómetros másicos Coriolis estén marcando correctamente el flujo. En caso contrario, calibrar el punto cero, como se explica en el apartado [A.3.4](#).
- Verificar que todas las bombas tengan buen funcionamiento, hacer pasar fluido en las bombas del circuito externo y bombas del *GEN-ABS*, no realizar este procedimiento para la bomba del *CON – TC*, debido a que se enviará el condensado al *EVA – AUX* y no podremos retornarlo al *CON – TC*.
- Verificar el estado físico del aislante. Es de gran importancia que el equipo esté bien aislado, de no ser así se estarán teniendo pérdidas de calor en esos puntos y tardaremos más tiempo en cumplir los criterios de estabilidad.
- Verificar la hermeticidad del equipo. Un día antes de la prueba es recomendable anotar la medida de vacío que tiene el equipo, esto para cerciorarse que no hay pérdidas de presión, de haber pérdidas de presión, el componente demandará cada vez más calor para realizar su función debido al aumento de presión. Si se identifica que hay pérdida de presión, es imprescindible ubicarla y sellarla. (No se debe hacer vacío cuando el equipo está caliente, esto debido a que una temperatura alta se genera vapor, y ese vapor se puede ir llegar por la manguera a la bomba de vacío).
- Verificar que los niveles de agua en los tanques de calentamiento y solución de *LiBr – H<sub>2</sub>O* sean los adecuados, (tener niveles bajos en los tanques de calentamiento puede ocasionar que se haga un corto circuito en las resistencias debido a que no hay agua para calentar o que no se genere el suficiente vapor en el generador).

- Verificar que no haya fugas de solución en el equipo.
- Verificar que no haya cables de corriente o de señal desconectados o rotos. La manera de tomar medida de las presiones y temperaturas es por medio de cables de señal (transductores de presión y termopares), los cuales deben estar correctamente instalados, de no ser así no se estaría tomando una medición real del fenómeno (presión o temperatura), y estaríamos teniendo resultados finales erróneos.

## A.2 — Puesta en marcha del TCA-TC

Durante este proceso se deben hacer anotaciones de las acciones que se llevan a cabo durante toda la prueba, se recomienda el uso de bitácora para evitar perder información, se recomienda hacer capturas de pantalla de las ventanas del Agilent para vincular con las notas por medio de los scans y poder realizar un análisis previo al análisis general con los datos exportados del Agilent.

- Encender el tablero de control de resistencias eléctricas fijas y variables (pastilla  $Q_r$ ).
- Encender la fuente de poder y adquisidor de datos.
- Encender los flujómetros másicos Coriolis. Calibrar el punto cero del flujómetro másico Coriolis (ver apartado de calibración de flujómetros másicos Coriolis [A.3.4](#)).
- Iniciar el software Agilent, verificar que se trabaje con la configuración deseada.
- Encender bombas de los circuitos externos (*EVA*, *GEN* y *ABS* válvulas 6, 7 y 8), establecer los flujos deseados.
- Encender las bombas del circuito interno con pastilla Bints, *ABS-GEN*, *GEN-ABS*, *CON – TC-EVA – TC*, válvulas 5,4,1, apagar en un principio la bomba del *CON – TC-EVA – TC*, porque aún no se está generando condensado, calibrar el flujo de las otras dos bombas poniendo a trabajar las bombas a potencia media y calibrando con las válvulas 4 y 5.
- Abrir las válvulas 4 y 5 (*GEN* y *ABS*). Usar las bombas del circuito interno para recircular la solución diluida y concentrada y así homogeneizar, mantener el nivel por debajo de la marca en la manguera del *ABS* para evitar que la solución concentrada pase al *EVA – AUX*, mantener niveles por aprox. *20min*. (No calibrar flujos internos con válvula de *ABS* toda abierta, ya que cuando haya reacción, el componente generará presión y mandará solución concentrada con mucha presión y sobrepasará al de la bomba *GEN-ABS*).



- Tomar muestra de solución en el generador para saber qué concentración se tiene inicialmente. Una vez que se recirculó la solución por  $20min$  nos aseguramos de que la concentración en todo el equipo es la misma en todo el circuito. (este paso se puede realizar desde el día anterior en el proceso de condensación, sección [A.1.1](#)).
- Revisar el diagrama de Dühring para saber qué temperatura de calentamiento necesitamos en la solución del *GEN* para comenzar a generar vapor. Las variables que intervienen en el diagrama son:  $X$  en %,  $P_{GEN}$  absoluta en  $kPa$  y  $T_{cal}$  en  $^{\circ}C$ . Ejemplo: con una concentración inicial  $X = 54\%$ ,  $P_{GEN} = 6.6kPa$   $\therefore T_{cal} = 65^{\circ}C$ .
- Encender las resistencias fijas ( $R_1$ ) de  $0.5kW$  en tanques de calentamiento externo. Verificar el incremento de la temperatura ya que el tiempo de activación de estas resistencias dependen de la temperatura de calor de desecho que se quiera simular, la resistencia  $R_2$ , es variable y va de 0 a  $1.5kW$ . ( $R_{1,GEN} = 0.5kW$  y  $R_{2,GEN} = 0$  a  $1.5kW$ ,  $V \cdot A = W$ ).
- Al iniciar el calentamiento se tiene que estar monitoreando constantemente en Agilent  $T_{GEN}$  (para evitar sobrepasar la temperatura requerida para evaporar la solución),  $P_{GEN}$  depende  $T_{GEN}$  en el diagrama de Dühring. (Cuando aumenta  $\Delta P$ , se requiere un  $\Delta T$  más grande),  $T_{EVA}$  está en función de  $T_{GEN}$  (se observa experimentalmente que la temperatura de calentamiento del generador debe estar  $15^{\circ}C$  por encima de la temperatura requerida).
- Mantener el nivel de solución en ABS con la finalidad de mantener constante el volumen de reacción dentro del mismo y así conservar la presión constante internamente. (Cuando la presión en el *ABS* sea baja y suba la presión en el *GEN*, se recomienda mandar condensado al *EVA – AUX* para generar reacción y ajustar las presiones, *ABS* sube, *GEN* baja).
- Encender la bomba del refrigerante entre *CON – TC-EVA – AUX*. Una vez que se genera vapor y se comienza a condensar por acción de los tubos calóricos y condensador auxiliar, se puede comenzar a enviar condensado a la parte de precalentamiento *EVA – TC* (parte superior del tubo calórico), la cantidad de condensado se tienen que enviar en función de la cantidad que se condensa (lo que se genera, se envía). Una vez precalentado pasa al componente *EVA – AUX*, en donde el condensado precalentado se evapora y se dirige al *ABS*.
- Retirar calor del *ABS*. Una vez que el vapor proveniente del *EVA – AUX* entra, y entra en contacto con la solución concentrada proveniente del *GEN*, se genera una reacción exotérmica, elevando la temperatura del componente, este calor debe ser retirado (Figura [3.10](#)), dicho calor es transferido al agua de enfriamiento, este calor se denomina “calor útil”, (este circuito debe estar en funcionamiento desde el inicio de la prueba).

- Estado estable. Una vez que se cumplieron todos los puntos anteriores se puede considerar un “estado estable” al conjunto de datos obtenidos mientras todos los componentes del *TCA – TC* están funcionando y no hay una variación de temperaturas de  $\pm$  de  $2^{\circ}\text{C}$  (más-menos dos grados centígrados durante aproximadamente  $30\text{min}$ ). Las variables dominantes del *ABS* son: temperatura (*T*), presión (*P*) y concentración (*X*), cuando una de estas variables cambia, es necesario ajustar los flujos internos para conseguir el equilibrio.
- Obtener el mayor número de estados estables en una misma prueba, ya que existen muchas variables que pueden hacer que una prueba no sea exitosa.

### A.2.1 finalización de prueba

Al terminar la prueba experimental, es necesario realizar los siguientes pasos:

- Bajar las resistencias hasta 0 y esperar  $0.5\text{h}$  aproximadamente antes de apagar bombas.
- Apagar flujos externos (pastilla  $B_{ext}$ ).
- Apagar bomba de flujo interno *CON – TC–EVA – TC*.
- Apagar bomba de flujo interno *GEN-ABS* (cerrar válvula 4).
- Apagar bomba de flujo interno *ABS-GEN* (cerrar válvula 5).
- Apagar Coriolis (esperar a que marque cero en el flujo).
- Apagar calor de resistencias (pastilla  $Q_r$  detrás de escritorio).
- Detener el programa Agilent y exportar resultados (stop scan, yes, export data, habilitar tab y period, volt, ampere, temperature).

## A.3 — Mantenimiento del equipo

### A.3.1 Filtración de solución de trabajo

- Material: filtro para líquido, papel filtro, Matraz Erlenmeyer, contenedor de plástico de más de 2 litros.
- Abrir tubería desde punto de muestreo en el generador. (tener listo un contenedor de más de 2 litros para evitar derramar solución al piso).
- Aumentar la presión, abrir válvulas azules 2 y 3 (*GEN* y *ABS*).

- Usar papel filtro para filtrar la solución, Figura 5.1 (generalmente este proceso es tardado debido a que la solución está muy sucia y su densidad es relativamente alta).

### A.3.2 Limpieza de tubería del circuito interno

- Material: agua destilada, filtro para líquido, papel filtro, Matraz Erlenmeyer, contenedor de plástico de más de 2 litros.
- Una vez que se vació la solución para concentrar, se limpia la tubería de corrosión por medio de la recirculación de agua destilada en el circuito interno (se sella el *GEN* con la septa puesta y se vierte aproximadamente 2 litros de agua destilada).
- Se recircula por aproximadamente 40min para asegurarnos que se arrastra la mayor cantidad de corrosión.
- Se filtra esta agua para reutilizarla.

### A.3.3 Concentración de la solución

- Material: parrilla de calentamiento con agitador magnético, vaso de precipitado, guantes de carnaza, embudo, cubrebocas y gafas de seguridad. (es necesario usar en todo momento el equipo de seguridad).
- Una vez filtrada la solución (sección A.3.1), vaciar en vaso de precipitado, introducir el agitador magnético, poner a calentar a una temperatura considerable, tener en cuenta que se está a presión de 1atm y se quiere llegar a una concentración relativamente alta, la parrilla no transfiere toda la energía a la solución, parte se pierde al ambiente.
- Se recomienda calentar a más de 330°C en parrilla y más de 100RPM
- Revisar la concentración con ayuda del refractómetro hasta tener la concentración deseada.
- Una vez alcanzada la concentración, vaciar la solución al *TCA – TC* debido a que cuando se enfría absorbe agua del ambiente y se diluye nuevamente. (se recomienda el uso de guantes de carnaza, embudo y tener previamente limpia la tubería del circuito interno *GEN-ABS*)

### A.3.4 Punto cero del caudalímetro másico Coriolis

El caudalímetro de flujo másico se programa por medio de tres sensores magnéticos los cuales están montados en el panel frontal del caudalímetro como se observa en la Figura A.1, para hacerlo se utiliza un lápiz magnético que activa dichos sensores al

acercarlo a ellos. Esta calibración es para asegurar que los flujómetros están midiendo correctamente el flujo a través de ellos.

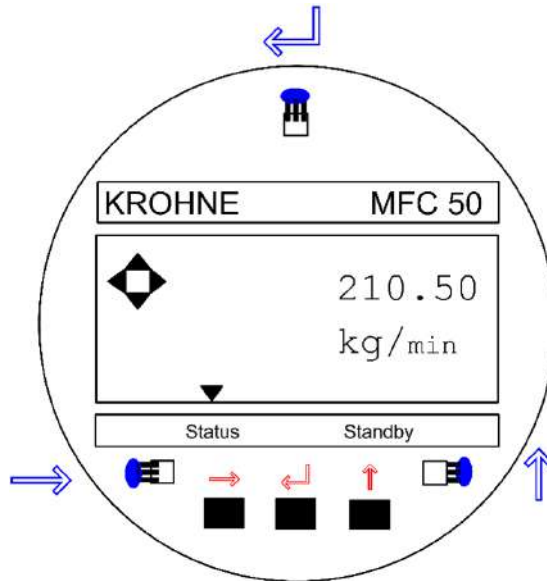


Figura A.1: Carátula de flujómetro másico Coriolis

- Hacer pasar el flujo a través de ellos, aproximadamente 2 minutos (Prender pastilla  $B_{int}$ , abrir válvulas 4 y 5)
- Apagar bombas y cerrar válvulas (No dejar pasar mucho tiempo entre el apagado de las bombas y el cierre de las válvulas, de esta forma nos aseguramos de tener líquido estancado sin burbujas de aire)
- Iniciar la calibración como se muestra en la Tabla A.1:

Tabla A.1: Pasos para configurar el punto cero del flujómetro másico Coriolis

Tecla	Pantalla	
	Línea 1	Línea 2
→	Fct. (1)	OPERATION
2x→ →	Fct. 1.1.(1)	AUTO CALIB. SURE (YES)
↵	X.X	PERCENT ACCEPT. (YES)
↵ 3x↵ ↵	Fct. 1.1.(1)	AUTO CALIB. CALIB. (YES) DISPAY

## Anexo B

# Influencia del cambio de tubería y flujómetro en el circuito del ICTC

Condensado en la tubería.

$$\Sigma \text{Longitud} = 191 \text{ cm} = 1.91 \text{ m}$$

$$\varnothing = \frac{1}{2} \text{ in} = \frac{2.54 \text{ cm}}{2} = 1.27 \text{ cm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$r = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Vol} = \pi r^2 L = \pi (6.35 \times 10^{-3} \text{ m})^2 (1.91 \text{ m}) = 2.42 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ l}$$

$$2.42 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 0.242 \text{ l}$$

$$1 \text{ l} = 1000 \text{ ml}$$

$$0.242 \text{ l} = 242 \text{ ml}$$

$$1 \text{ ml} = 20 \text{ gotas}$$

$$242 \text{ ml} = 4840 \text{ gotas}$$

Producción del CON-TC

7 gotas/min

Tiempo de llenado del tubing

$$\frac{4840 \text{ gotas}}{7 \text{ gotas/min}} = 692 \text{ min} = 11.5 \text{ h}$$

Figura B.1: Condensado en tubería de 1/2 pulgada

Condensado en la tubería.

$$\Sigma \text{Longitud} = 191\text{cm} = 1.91\text{m}$$

$$\varnothing = \frac{1}{4} \text{ in} = \frac{2.54 \text{ cm}}{4} = 0.635\text{cm} = 0.00635\text{m}$$

$$r = 3.175 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$\text{Vol} = \pi r^2 L = \pi (3.175 \times 10^{-3}\text{m})^2 (1.91\text{m}) = 6.0488 \times 10^{-5}\text{m}^3$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ m}^3 &= 1000 \text{ l} \\ 6.0488 \times 10^{-5} \text{ m}^3 &= 0.06048 \text{ l} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ l} &= 1000 \text{ ml} \\ 0.06048 \text{ l} &= 60.488 \text{ ml} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ ml} &= 20 \text{ gotas} \\ 60.488 \text{ ml} &= 1210 \text{ gotas} \end{aligned}$$

Producción del CON-TC

7 gotas/min

Tiempo de llenado del tubing

$$\frac{1210 \text{ gotas}}{7 \text{ gotas/min}} = 172 \text{ min} = 2.88 \text{ h}$$

Figura B.2: Condensado en tubería de 1/4 pulgada

Tiempo con diámetro de 1/2 = 11.5h  
Tiempo con diámetro de 1/4 = 2.88h

11.5h = 100%  
2.88h = 25% \*Mejora del 75%

De acuerdo con el cambio de flujómetro, el primero tenía una capacidad máxima de 150 ml/min y el segundo de 58.7 ml/min.

El tanque de almacenamiento de condensado tiene una capacidad de ≈ 400ml (antes de tocar los TC)

Flujómetro	Transporte de 400ml
150 ml/min	2.66 min
58.7 ml/min	6.81 min

$$\begin{aligned} 2.66 \text{ min} &= 1 \\ 6.81 \text{ min} &= 2.6 \end{aligned}$$

El transporte del refrigerante es 2.6 veces más lento con el nuevo flujómetro, lo cual significa que se tiene mejor control del envío al EVA-TC.

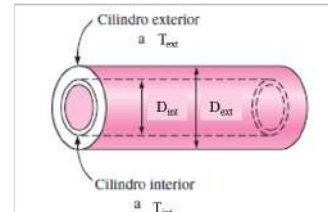
Figura B.3: Mejora en cambio de tubería y flujómetro del ICTC

# Anexo C

## Cálculo del calor transferido de forma pasiva en el ABS

Considere dos cilindros concéntricos mantenidos a temperaturas uniformes, pero diferentes, de  $T_{int}$  y  $T_{ext}$ . Los diámetros de los cilindros son  $D_{int}$  y  $D_{ext}$ , respectivamente, y la longitud característica es el espaciamiento entre los dos,  $L_c = (D_{ext} - D_{int})/2$ . La razón entre la transferencia de calor a través del espacio anular entre ellos y la unidad de convección natural se expresa como:

$$Q = \frac{2\pi K_{eff}}{L_n(D_{ext}/D_{int})} (T_{int} - T_{ext})(L) \quad [W]$$



Consideraciones para el cálculo:

- El agua se encuentra a 85.86kPa, presión del laboratorio
- La temperatura del los discos y de la coraza es constante
- Se considera que los discos y la coraza son cilindros perfectos
- Se considera que los discos de bronce están a temperatura promedio de la solución entre la entrada y la salida ( $T_{int}$ )
- Se considera que la coraza está a temperatura promedio del agua de enfriamiento entre la entrada y la salida ( $T_{ext}$ )

Figura C.1: Calor transferido en forma pasiva en el ABS

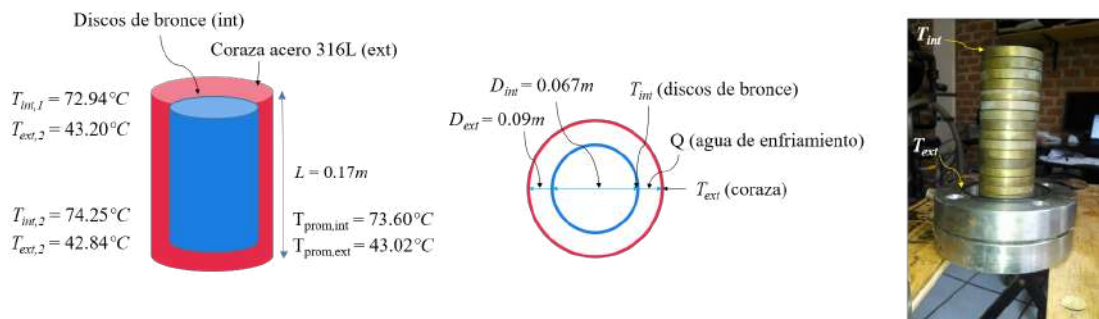


Figura C.2: Esquema de calor transferido en forma pasiva en el ABS

NIST12 - Fluid Properties Database															
File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help															
3: water: Specified state points															
	Temperature [°C]	Pressure [mmHg]	Density [kg/m³]	Volume [m³/kg]	Int. Energy [kJ/kg]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg·K]	Cp [kJ/kg·K]	Quality [kg/kg]	Therm. Cond. [W/m·K]	Viscosity [µPa·s]	Kin. Viscosity [cm²/s]	Therm. Diff. [cm²/s]	Prandtl	Vol. Expansivity [1/K]
1	73.600	644.00	975.67	0.0010249	308.11	308.20	0.99894	4.1923	Subcooled	0.66580	384.76	0.0039436	0.0016279	2.4227	0.00060495
2	43.020	644.00	991.02	0.0010091	180.14	180.23	0.61245	4.1798	Subcooled	0.63477	617.59	0.0062319	0.0015324	4.0667	0.00040818
3	58.310	644.00	984.05	0.0010162	244.08	244.16	0.80996	4.1843	Subcooled	0.65270	478.96	0.0048632	0.0015852	3.0679	0.00051258

Datos del problema:

$$T_{agua} = 58.310 \text{ } ^\circ\text{C}, P_{atm} = 85.86 \text{ kPa}, \beta = 0.0005126 \text{ 1/K}, v = 4.8632 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 3.0679, k = 0.6527 \text{ W/mK}$$

Cálculo de la longitud característica en cilindros

$$L_c = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} = \frac{0.09 - 0.067}{2} = 0.0115 \text{ m}$$

Cálculo de Rayleigh

$$Ra = \frac{g\beta(T_{int} - T_{ext})L_c^3}{\nu^2} Pr = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(0.0005126 \text{ 1/K})(73.60 - 43.02 \text{ K})(0.0115 \text{ m})^3}{(4.8632 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s})^2} (3.0679) = 3033602.021$$

Figura C.3: Cálculo del calor transferido en forma pasiva en el ABS, parte 1

Cálculo de la conductividad térmica efectiva en cilindros

$$F_{cyl} = \frac{\left[ L_n \frac{D_{ext}}{D_{int}} \right]^4}{L_c^3 (D_{int}^{-3/5} + D_{ext}^{-3/5})^5} = \frac{\left[ L_n \frac{0.09 \text{ m}}{0.067 \text{ m}} \right]^4}{(0.0115 \text{ m})^3 \left( (0.067)^{-3/5} + (0.09)^{-3/5} \right)^5} = 0.0716$$

Cálculo de  $K_{eff}$  para cilindros

$$K_{eff} = 0.386k \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} (F_{cyl} Ra)^{1/4} \\ = 0.386(0.6527 \text{ W/m } ^\circ\text{C}) \left( \frac{3.0679}{0.861 + 3.0679} \right)^{1/4} (0.0716(3033602.021))^{1/4} = 5.1128 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del calor cedido al agua de enfriamiento en una longitud de 0.17m del componente

$$Q = \frac{2\pi K_{eff}}{L_n(D_{ext}/D_{int})} (T_{int} - T_{ext}) = \frac{2\pi(5.1128 \text{ W/m } ^\circ\text{C})}{L_n(0.09/0.067)} (73.60 - 43.02 \text{ } ^\circ\text{C}) = 3328.7551 \text{ W/m (0.17m)} = \\ \mathbf{565.89 \text{ W} = 0.57 \text{ kW}}$$

Figura C.4: Cálculo del calor transferido en forma pasiva en el ABS, parte 2



# Anexo D

## Congreso AMIDIQ 2020

Debido a la pandemia declarada a nivel mundial por SARS-CoV-2 (Ainsworth et al., 2020), el congreso anual de la Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química A. C. (AMIDIQ), se llevó a cabo de manera virtual, en dicho evento se presentaron los resultados de este trabajo mediante la elaboración de un póster (Figura D.2).



Figura D.1: Reconocimiento otorgado por la AMIDIQ, 2020

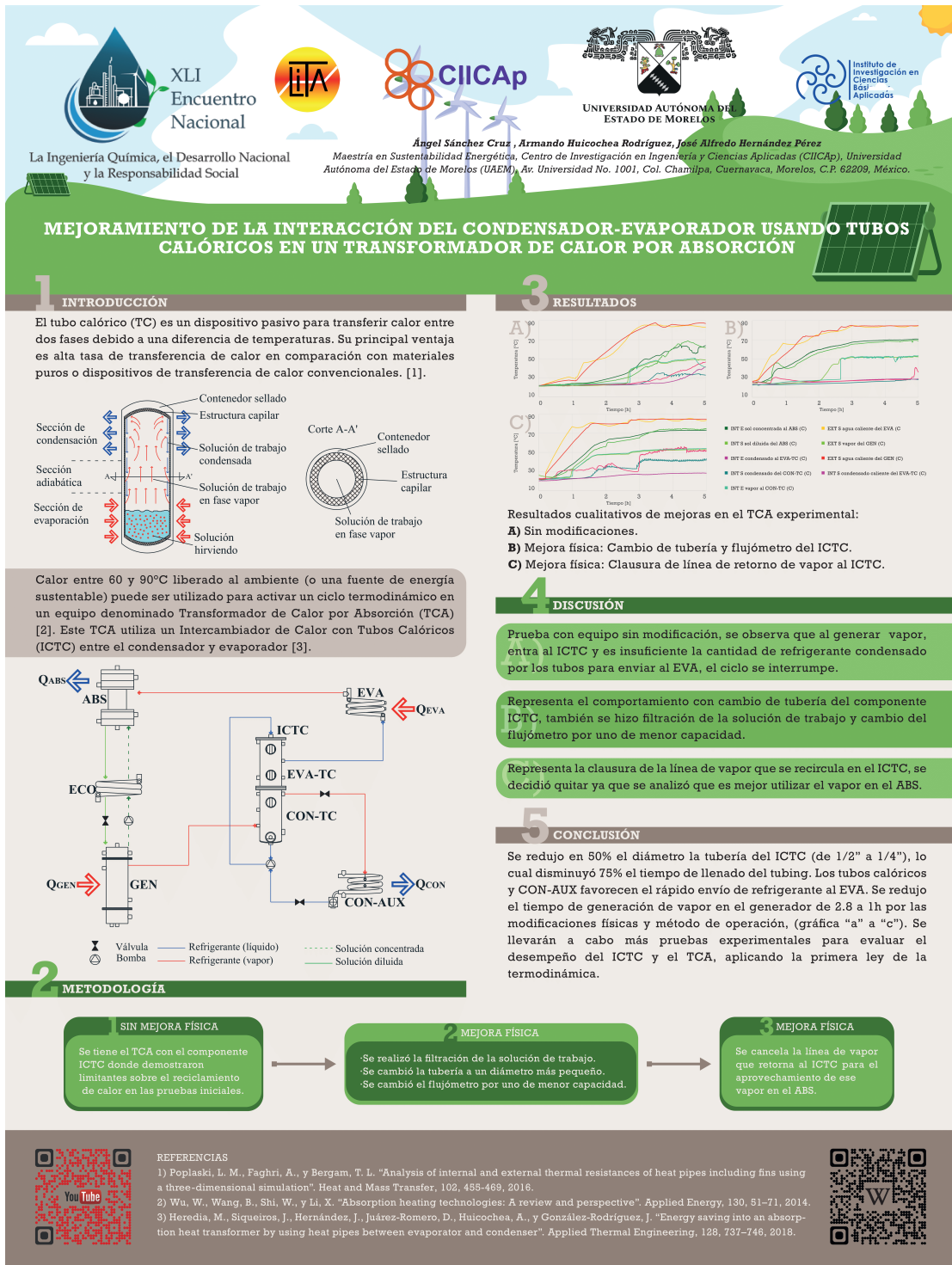


Figura D.2: Póster presentado en el congreso AMIDIQ 2020

## Anexo E

### Equipo experimental



Figura E.1: TCA-TC experimental

# Anexo F

## Votos aprovatorios



INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

Jefatura de Posgrado en Sustentabilidad Energética



Cuernavaca, Morelos, a 26 de noviembre de 2020

**DR. DIEGO SEURET JIMÉNEZ**  
**COORDINADOR DEL POSGRADO EN**  
**SUSTENTABILIDAD ENERGÉTICA**  
**P R E S E N T E**

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: "Mejoramiento de la interacción del condensador- evaporador usando tubos calóricos en un TCA", que presenta el alumno **Ángel Sánchez Cruz**, para obtener el título de la **Maestría en Sustentabilidad Energética**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. DAVID JUÁREZ ROMERO		
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN		
DRA. SUSANA SILVA MARTÍNEZ		
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ		
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ		

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.

DS3\*MLGE/nmc.

Av. Universidad 1901 Col. Chamipa, Cuernavaca Morelos, México, 62209.  
Tel. (777) 329 70 00, Ext. 6212 / correo: merle.garcia@uaem.mx



Una universidad de excelencia

RECTORÍA  
2017-2023



Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

**Sello electrónico**

**ARMANDO HUICOCHEA RODRIGUEZ** | Fecha:2020-11-27 08:56:15 | Firmante  
 pcApWtStu068zCCB6ymLXF4/TZE5CGy+02U/WfYyh179zCKPd1FQh81w3pFbpwaErUkPwMLy6NdZlcUaMCoXqTTrG75zjkBXCfWlxudi/RZ0UOMZ1cBlvjmXusn2vLiPlmYg  
 gwR140nmYTRye5z09UQ7NkSmJ05Fbh0O6AfrOfsg7KH7buo1C0l6nLmuy1KlJdT0M/nevc+qCjYzRuZQ4gURgWQDUBPuNeKTMnlI3aAhkRPh44NCTmWzwhPQb5qkLp  
 ASMyVgJlkMYr6bg3Siq7licOilsVvDGN8k9a34USz+FTwYNLaX+MwIAnZxIHHR7QHx6/cw==

**JOSE ALFREDO HERNANDEZ PEREZ** | Fecha:2020-11-30 15:55:24 | Firmante  
 nqEeG0uHVu8DKKvFYRgGtbm2DYf5b8vbSo6ZNX78HmZzTv6yHQwybv9TEidYFoYQYQj28Bs0jctbYhuxrrqGdEQBY9R+TixncuxW8SN0E/FxMONXo7Qmty/8z8iglbsNgkDg  
 ggUCCe+Zhcxl6vc25RJOEEANOJW1E0oAR/Uf8k2Vr6U4mlXSqRwVNi5WmFnSbM1LPIKjybbDlJNIXmVkcYoG4XyzSpXCQIwZrcf+kh6SxYC5I3CYQ7I2dyH3INC+Y2K3hqpJG  
 t7QuiE/bUXd87PtBz5qk4rkTZahFF301Xyotald9TBkClUnL.CgcFpzmQMm0mVsF+pVNqzW==

**SUSANA SILVA MARTINEZ** | Fecha:2020-12-08 11:24:25 | Firmante  
 4id0ftF+NuaDF1Ui+cQvCBKag1szCJ4JiEli8+ZBOP2UhmAZr6gJUR0lxFrdfYqEKCYabdTqgHFpiOXOSyWnHR4Lg1XjqPaNM0ZH+zCVTONfdI7x75puAlbKO23dPims+m3IXRI  
 HcUn6LrFkUCHQgOyBhefE/xh2IPOq4GKZBSHv+quGueLvnIPQJL5uJbdqp25m6BpuMjicrEPI0Y9dsVkf/ajjaYWRWDFI0Hps3f8QE9XYK/vpRHQCbcO/Z9U09q7B1oUFil1ktKdH  
 KOVlxGe+bMpYB8eQvFbfbENipwhCQEJzloIlszKOYSVy0AadyJYLXuaFW0acZAsgTXQ==

**JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON** | Fecha:2020-12-08 17:20:49 | Firmante  
 NWyB3ag6jBIWlthI/2S8VjT93y38q2xQD0GJT15qBupQmYkeGswS0yQHRPDIcD7dfro78TqHVQrycHS8mevzqwwOUYlh8TOesyQzppNP96XsAOQsQyqCata7vqJlSWP8lhty0nS8P  
 zveWx3TIP5zCuisDqdeohiNuDzxG3awSsUM+uEJ1ksOQf6EK2a/lx40U2wLcb/EQD9P0ndr4SHisiD1YHtlcRtbWSqdtCt8BxZZykVujh5u3j3g9IS9WcqqHBydP/UKGvRVK6Dygo  
 /EucXVU5QwKqSNsT6G0oXjDddUaApeACRTxXVzTtcS8kQd5XA1QJ7EnB2UvmUpCg==

**DAVID JUAREZ ROMERO** | Fecha:2020-12-22 22:56:36 | Firmante  
 PKU15nclA5Ezjb7D06GSBzzE9F97GLVplMmsh9atwqBx1vmCOvHmruGmq3+qW/1nvZ6sljns0/TcPmclxbxXOpVwEXu4Ihz1tpfINS6lleCPZgr3T/KOP3OmJ4N6QJwvsk9n8S  
 Nv5KQINaxz6JfIUgu5nFPXj3M1FLspFEXOLC3xe46vq8XQzOij2GfCISLlyQsdzoeKTFYyhdX4pQyqvxw1ja2idkORWOILkgHn5zKZPJcs7z3KmbKhuHDeoeKUIO+iyIzIVKXED1  
 QmCB0c6TgJWPTJrcAxnTN70KjewwmO3hWAIL67YXoSmQnDCe6TDUJ1a7YN7ME/ow==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o  
 escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



Uhp6Wg

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/lb0xlq7rLvatCk03xLYtB08ggGwFGeo>



Una universidad de excelencia

RECTORÍA  
 2017-2023



# Referencias

- Abdullah, M. O. y Hieng, T. C. (2010). Comparative analysis of performance and techno-economics for a  $h_2o-nh_3-h_2$  absorption refrigerator driven by different energy sources. Applied Energy, 87(5):1535 – 1545.
- Agency, I. E. (2016a). Mexico Energy Outlook 2016. IEA Publications, primera edición.
- Agency, I. E. (2016b). World Energy Outlook 2016. IEA Publications, primera edición.
- Ainsworth, M., Andersson, M., Auckland, K., Baillie, J. K., y Young, R. K. (2020). Performance characteristics of five immunoassays for SARS-CoV-2: a head-to-head benchmark comparison. The Lancet Infectious Diseases.
- ASME (2019). Heat Pipe the american society of mechanicals engineers. <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1660651>. Fecha de acceso: 14-06-2019.
- Balderas-Sánchez, I. N., Rivera, W., y Jiménez-García, J. C. (2019). Thermodynamic analysis of a novel absorption heat transformer. Applied Thermal Engineering, 162:114268.
- Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2012). Termodinámica. Mc Graw Hill, séptima edición.
- Cengel, Y. A. y Ghajar, A. J. (2011). Transferencia de calor y masa. Mc Graw Hill, cuarta edición.
- Central, T. F. (2019). Heat Pipe convecting the global thermal fluids community. [https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_pipes](https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_pipes). Fecha de acceso: 14-06-2019.
- Cepeda, J. L. C. (2015). Leyes de la termodinámica en 5 minutos. <https://www.youtube.com/watch?v=Bvfn6eUhUAc>. Fecha de acceso: 06-08-2019.
- Chen, Q., Fu, R.-H., y Xu, Y.-C. (2015). Electrical circuit analogy for heat transfer analysis and optimization in heat exchanger networks. Applied Energy, 139:81 – 92.

- Chen, X., Sun, C., Xia, X., Liu, R., y Wang, F. (2019). Conjugated heat transfer analysis of a foam filled double-pipe heat exchanger for high-temperature application. International Journal of Heat and Mass Transfer, 134:1003 – 1013.
- Conde-Gutiérrez, R., Cruz-Jacobo, U., Huicochea, A., Casolco, S., y Hernández, J. (2018). Optimal multivariable conditions in the operation of an absorption heat transformer with energy recycling solved by the genetic algorithm in artificial neural network inverse. Applied Soft Computing, 72:218 – 234.
- Demesa, N., Hernández, J., Siqueiros, J., Garcia, J., y Huicochea, A. (2015). Improvement of the performance of an absorption heat transformer through a single effect process to obtain freshwater. Applied Thermal Engineering, 78:162 – 171.
- Donnellan, P., Cronin, K., y Byrne, E. (2015). Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 42:1290 – 1304.
- Faghri, A. (1995). Heat Pipe Science and Technology. Taylor y Francis, primera edición.
- Fernández, J. L. y Coronado, G. (2013). Primera ley de la termodinámica. <https://www.fisicalab.com/apartado/primer-principio-termo#contenidos>. Fecha de acceso: 06-08-2019.
- Firth, A., Zhang, B., y Yang, A. (2019). Quantification of global waste heat and its environmental effects. Applied Energy, 235:1314 – 1334.
- Garone, S., Toppi, T., Guerra, M., y Motta, M. (2017). A water-ammonia heat transformer to upgrade low-temperature waste heat. Applied Thermal Engineering, 127:748 – 757.
- Gomri, R. (2009). Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer. Desalination, 249(1):188 – 196.
- Gomri, R. (2010). Thermal seawater desalination: Possibilities of using single effect and double effect absorption heat transformer systems. Desalination, 253(1):112 – 118.
- Heredia, M., Siqueiros, J., Hernández, J., Juárez-Romero, D., Huicochea, A., y González-Rodríguez, J. (2018). Energy saving into an absorption heat transformer by using heat pipes between evaporator and condenser. Applied Thermal Engineering, 128:737 – 746.
- Heredia, M. I. (2018). Estudio Teórico y Experimental de la Aplicación de Calorítubos en un Transformador de Calor por Absorción. PhD thesis, Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM).

- Hong, S. J., Lee, C. H., Kim, S. M., Kim, I. G., Kwon, O. K., y Park, C. W. (2018). Analysis of single stage steam generating absorption heat transformer. Applied Thermal Engineering, 144:1109 – 1116.
- Horuz, I. y Kurt, B. (2009). Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application. International Journal of Energy Research - INT J ENERG RES, 33:787–798.
- Horuz, I. y Kurt, B. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. Renewable Energy, 35(10):2175 – 2181.
- Hughes, B. R., Chaudhry, H. N., y Calautit, J. K. (2014). Passive energy recovery from natural ventilation air streams. Applied Energy, 113:127 – 140.
- Huicochea, A. y Siqueiros, J. (2010). Improved efficiency of energy use of a heat transformer using a water purification system. Desalination, 257(1):8 – 15.
- INECC (2018). Inventario de Emisiones de Gases y Compuestos de Efecto Invernadero 1990-2015. INECC, primera edición.
- Jung, E. G. y Boo, J. H. (2014). Thermal analytical model of latent thermal storage with heat pipe heat exchanger for concentrated solar power. Solar Energy, 102:318 – 332.
- Li, X., Wu, W., Zhang, X., Shi, W., y Wang, B. (2012). Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump. Applied Thermal Engineering, 48:317 – 324.
- Liu, F., Sui, J., Liu, H., y Jin, H. (2017). Experimental studies on a direct-steam-generation absorption heat transformer built with vertical falling-film heat exchangers. Experimental Thermal and Fluid Science, 83:9 – 18.
- Ma, X.-H., Lan, Z., Hao, Z., Wang, Q.-C., Bo, S., y Bai, T. (2014). Heat transfer and thermodynamic performance of  $LiBr-H_2O$  absorption heat transformer with vapor absorption inside vertical spiral tubes. Heat Transfer Engineering, 35:1130–1136.
- Martínez, H. y Rivera, W. (2009). Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide. International journal of energy research, 33:662–674.
- Mendoza, V. M., Garduño, R., y Villanueva, E. E. (2015). Mexico's contribution to global radiative forcing by major anthropogenic greenhouse gases:  $CO_2$ ,  $CH_4$ , and  $N_2O$ . Atmósfera, 28:219–227.
- Meza, M., Márquez-Nolasco, A., Huicochea, A., Juárez-Romero, D., y Siqueiros, J. (2014). Experimental study of an absorption heat transformer with heat recycling to the generator. Experimental Thermal and Fluid Science, 53:171 – 178.



- Mozumder, A., Akon, A. F., Chowdhury, M., y Banik, S. (2011). Performance of heat pipe for different working fluids and fill ratios. Journal of Mechanical Engineering, 41:96–102.
- Mroue, H., Ramos, J., Wrobel, L., y Jouhara, H. (2015). Experimental and numerical investigation of an air-to-water heat pipe-based heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 78:339 – 350.
- Owen, M., American Society of Heating, R., y Engineers, A.-C. (2009). 2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals. 2009 Ashrae Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, décima edición.
- Parham, K., Khamooshi, M., Tematio, D. B. K., Yari, M., y Atikol, U. (2014). Absorption heat transformers – a comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 34:430 – 452.
- Poplaski, L. M., Faghri, A., y Bergman, T. L. (2016). Analysis of internal and external thermal resistances of heat pipes including fins using a three-dimensional numerical simulation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 102:455 – 469.
- Rivera, W., Best, R., Cardoso, M., y Romero, R. (2015). A review of absorption heat transformers. Applied Thermal Engineering, 91:654 – 670.
- Rivera, W., Cerezo, J., y Martínez, H. (2010). Energy and exergy analysis of an experimental single stage heat transformer operating with the water/lithium bromide mixture. International Journal of Energy Research, 34:1121–1131.
- Romero, R. J. y Rodríguez-Martínez, A. (2008). Optimal water purification using low grade waste heat in an absorption heat transformer. Desalination, 220(1):506 – 513. European Desalination Society and Center for Research and Technology Hellas (CERTH), Sani Resort 22 –25 April 2007, Halkidiki, Greece.
- Salazar, R. L. (2018). Estudio experimental de tubos calóricos en un transformador de calor por absorción.
- Sekar, S. y Saravanan, R. (2011). Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system. Desalination, 274(1):292 – 301.
- SENER (2018). Balance Nacional de Energía 2017. SENER, primera edición.
- Shabgard, H., Allen, M. J., Sharifi, N., Benn, S. P., Faghri, A., y Bergman, T. L. (2015). Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. International Journal of Heat and Mass Transfer, 89:138 – 158.

- Sharifi, N., Bergman, T. L., Allen, M. J., y Faghri, A. (2014). Melting and solidification enhancement using a combined heat pipe, foil approach. International Journal of Heat and Mass Transfer, 78:930 – 941.
- Sözen, A. y Yücesu, H. S. (2007). Performance improvement of absorption heat transformer. Renewable Energy, 32(2):267 – 284.
- Tiari, S. y Qiu, S. (2015). Three-dimensional simulation of high temperature latent heat thermal energy storage system assisted by finned heat pipes. Energy Conversion and Management, 105:260 – 271.
- Vasiliev, L. L. (2005). Heat pipes in modern heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 25(1):1 – 19.
- Wakim, M. y Rivera-Tinoco, R. (2019). Absorption heat transformers: Sensitivity study to answer existing discrepancies. Renewable Energy, 130:881 – 890.
- Wu, W., Wang, B., Shi, W., y Li, X. (2014). Absorption heating technologies: A review and perspective. Applied Energy, 130:51 – 71.
- Xu, Z., Wang, R., y Yang, C. (2019). Perspectives for low-temperature waste heat recovery. Energy, 176:1037 – 1043.
- Xue, L., Ma, G., Zhou, F., y Wang, L. (2019). Operation characteristics of air–air heat pipe inserted plate heat exchanger for heat recovery. Energy and Buildings, 185:66 – 75.
- Yang, H., Wang, J., Wang, N., y Yang, F. (2019). Experimental study on a pulsating heat pipe heat exchanger for energy saving in air-conditioning system in summer. Energy and Buildings, 197:1 – 6.
- Yin, J., Shi, L., Zhu, M.-S., y Han, L.-Z. (2000). Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations. Applied Energy, 67(3):281 – 292.
- Zhang, L., Zhao, J.-X., fang Yue, L., xing Zhou, H., y Ren, C.-L. (2019). Cycle performance evaluation of various r134a/hydrocarbon blend refrigerants applied in vapor-compression heat pumps. Advances in Mechanical Engineering, 1:1 – 14.
- Zhang, Y.-C. y Zhang, Y.-F. (2009). Simulation of the performance of lithium bromide absorption-refrigeration. International Conference on Energy and Environment Technology, 78:930–941.