



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA
PARA UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR
ABSORCIÓN EXPERIMENTAL**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

MICA. ABISAI ACEVEDO QUIROZ

Director:

Dr. Armando Huicochea Rodríguez

Sinodales:

Dr. David Juárez Romero

Dr. José Alfredo Hernández Pérez

Dra. Susana Silva Martínez

Dr. Juan Carlos García Castrejón

Dr. José Jasson Flores Prieto

Dr. Francisco Noé Demesa López

CUERNAVACA, MORELOS

MAYO 2021

Cuernavaca, Morelos, a 26 de mayo de 2020.

DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ
COORDINADOR DEL POSGRADO EN
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA PARA UN TRANSFORMADOR TÉRMICO POR ABSORCIÓN EXPERIMENTAL que presenta el alumno **ABISAI ACEVEDO QUIROZ**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta
Una universidad de excelencia

DR. DAVID JUÁREZ ROMERO
DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ
DR. FRANCISCO NOÉ DEMESA LÓPEZ (UACAM)
DR. JOSÉ JASSON FLORES PRIETO (CENIDET)
DRA. SUSANA SILVA MARTÍNEZ
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ

Se adiciona efirma UAEM



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS

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

DAVID JUAREZ ROMERO | Fecha:2020-10-07 22:30:36 | Firmante

JPGcNldYz8kMbx1XkQiiied6ychWVr3l4Vum6R174ZcGdTamWAnTC16Cw2r6/SbRwhcL+RQit+gwYedhsk2m25PzEN/3Kad+7mEJw++EygWKpt2f2diTgVQN0yYbmWxoTVG+uTKarQYVCvChveKd+KpX5r5MzuUha2dqs3n8emrL107jTWIRGBaXkdAMo+KF73/+8W+ylZTVtyip30G1dRl3GP7U/A3kbN9XcHAL3N6SnLaXCS/1nHVkT0VHP22IHdCzqzCml15fjK1yWRAuNVX5dVG1158aHynuk83Q+DcoNoiMmZn1/mHYGOeDF4ylhUd1ecjyCtSQUHJhRC7pOrA==

ARMANDO HUICOCHEA RODRIGUEZ | Fecha:2020-11-23 09:10:09 | Firmante

tXL7kSjzHAX/BGbr/cQUT00EtpuCEpW410c/mxrCjdfKOroeoHsE2LJmLi8H1sk976o0bCYv2ozvoiz2Fu6Ppm0q59eaIXVDwPj5D97tDBEH8UgDTrr0/SArem51TU6B7SoyolqYenffhsmPjdfMA8fxWDjn3+Rr7+68yDlIt2khFGCMQ7QredHWvtFchdd1pkmVf6DGdrZFHRmdpvBALuaw0pdLDDn4C1AD6h6zPjxgLh+WmeQitIDua5XetGI8xHQ1fkn6Tz/G9x/sPc3EZY9qWoKGI8mWcwwXWXdeGRG5EKgJsv6VAOKnKUZr3okV9tZeuLBOi3AsjsYa2Pjg==

JOSE ALFREDO HERNANDEZ PEREZ | Fecha:2020-11-30 15:56:07 | Firmante

JFUBdrfKQEiIH5SuS/yBZtwXK5C577RamiDAFyT8299UKCa+7DrK38Deh3VxYk4QNnJsalwN/euizYSr7B/UP28Ncv5B6TYk3PxFPRihqkktrc1cOckJRrwt6npiOWzjpGpk81GtfW0WtMNuQvDCNPGRqbtXywhuXqAWt5P2VvugF47wTZlZVu3a6FbKOC8p3YImxFSKYeqIMMCIIMMH/ryWQK5pSYsdgXStU44qWrdFokqpTdBTYj0UxhGOMO2asobMNKYnqwdh//WIS1tgDQdfjUYWEXC8jRg2GMF40slbUWcZswBAGJntslzly1wKnUv8bF5eNriVdl2khQ==

SUSANA SILVA MARTINEZ | Fecha:2020-12-07 10:11:19 | Firmante

kGCU0mNbyXO3/We/NuDiTGpa4xCP3L4B/YfubtJxoSDKE5bpcslV90uBXDXSXXS1y05yPTmnoZ+Sgh8A72gl8a/cCxOunjtnTtLMzjW1v7qrDnEAp2Oc1ohWTYUebuzu1dbKNgFcoWbvxYUD5f6ldma3Wz+Wn/uxkiw83CQmqT9eFY93bQwiMxGYnmR4BIHCRf4wX6TD8xu2ol+qcV/vt0mt12T/32M4Mii5MH1ref7e/xwaPUPEaskJaaABO2giAiEzmhzZ769E3deyBkeUrES2WwlvDvuuWw9lqVklwL7QqqptOSWwPphzBoX+ujc4HQGnqix6BaLuJ34WGuzQ==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2020-12-14 11:21:29 | Firmante

cvkaEAGM6r8f40f/Av8tYeXrTvetkMdGoE6AcOnsrVygA4g9vmpGR3+rDxqonB3mzEVRtOOZZQOIJumPbWY1qviKHewRnudkHc/qhDamDRGgVVPQLgDf8YoMLpPEAUqqI+zsNnHQGh7KjULnJm7+to5KXewphpe05EX6vw7/TFI0h6mFnObioSn6PHtOKm2gGMOF61dppdtF7Fen5pJKMgQLSA+gF476ii4JLN1+ni8Q+Fl6FEye0P0poqJ1wlg15A24IXVgwTZOxOIG61XKMj4J1FoZm3t4FmiEvl6yuKilK3UbQpl1L8IRWwpl+tvfao++5byT48My6EPcAhw==

DEMESA LÓPEZ FRANCISCO NOÉ | Fecha:2021-04-16 15:15:46 | Firmante

c9e3MudrGsyq8Yq/mE3pXsRBbSeenu1dUCEEQ2uqjV7hRUQXGfGenqeCqgNZtFRdFGJGUUsr7eMqj3XEZzAv+s5+Aq2yBk84Vl4rLnGHszfszMO0PkpwwcFZqmKlJH+G6B1yacVcW7ptcw2H12xeKXVHnLJou45NPISnpRB/vYyTOL37wV6JyYZUQqezc1RUA5bM95sOvcc42Z1SHhEFA07LIAVh1xDMs2KvSG2N9nWR0H7tnRomJfn1VRzN5PhzYVjPezFzjwZqbY/iZ7ZqYINIB8Fk1c0PNBOvKsJdGAsB5zgp6DQERbQQV9nVBLnnaP/a4Eww08XCMhzinUA==

JOSE JASSON FLORES PRIETO | Fecha:2021-04-16 15:39:04 | Firmante

kUL3BghaE3qwiaFvAfHyQ/c0cmeHkPSN57eJVvuisOgZnclqLvMAz0C40VjvnFHpqj1h1e/Y100OH4Lv96V+F0YtMk43DiZCt3bo/IJbM9Q72uTECMY7ORcQVlxEaGx7cHF3PA7lagH2mqUabsha+Zpe6+EggwZn9GQGIRWjBgJOCyG9CQP4eZLjDSKqeHb0bta0XrCNvy+/4diCeGw5dxs7THYNEYy3qQmT1enSjeaTqO+3C5ipJ8ayCXWZu0KanN9N/YJW4j8IRUOoxMjzbzqwpCSzD8O65pLfiATSP3395xEKAchKAPBiFvAVSm6HFfNol2iRo5QNTXcFCM06A==

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



3ngEte

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/PmVplahV5IKK4PNYbeJ0w8SWjRCboDM5>



RESUMEN

El transformador de calor por absorción (TCA), tiene como función principal la revalorización de la energía hasta un 50% de la cantidad de la energía con la que se abastece. En este trabajo se presenta un estudio experimental de un TCA simple, que está construido por dos componentes duales; generador/condensador y evaporador/absorbedor, los cuales, están constituidos por intercambiadores de calor de tipo helicoidal anidados. Se utilizó el fluido de trabajo bromuro de litio – agua (LiBr/H₂O) en un análisis de película descendiente. El estudio se dividió en tres etapas; la primera etapa consistió en realizar pruebas experimentales para la obtención de las mejores condiciones de operación de los parámetros externos, como: las temperaturas y los flujos volumétricos de calentamiento del generador y evaporador, los flujos volumétricos de enfriamiento en el condensador y absorbedor. Donde se obtuvieron potencias térmicas de 2.21, 2.57, 2.20 y 2.62 kW en el evaporador, generador, absorbedor y condensador, respectivamente; a una temperatura y flujos volumétricos de calentamiento en el generador y evaporador de 85°C y de 8 LPM, permitiendo obtener coeficientes de operación (COP) de 0.37 a 0.47. Se procedió a la segunda etapa, que consistió en evaluar los diferentes flujos máscos de la solución LiBr/H₂O a diferentes concentraciones en peso, temperaturas y presiones a la entrada del generador y absorbedor. A las condiciones de operación establecidas en las pruebas experimentales se obtuvieron coeficientes globales de transferencia de calor de 301, 784, 932 y 176 W/m²°C y potencias térmicas de 2.6, 2.4, 2.3 y 2.1 en el generador, condensador, evaporador y absorbedor, respectivamente. Por último, se llevó a cabo un estudio de sensibilidad de las variables de operación involucradas en el proceso de absorción, para analizar el coeficiente de transferencia de masa. Estos parámetros son: la carga térmica, el flujo de vapor absorbido, la diferencia de concentraciones y el flujo máscico de solución de LiBr/H₂O entre la entrada y salida del absorbedor. Los coeficientes de masa obtenidos varían de 1.9×10^{-7} hasta 3.3×10^{-7} m/s, en un rango de flujo de vapor absorbido de 0.0028 a 0.0045 kg/m²s y en términos de coeficiente de transferencia de masa adimensional al número de Sherwood varia de 15 a 26, cuando el flujo máscico de la solución entra a 54% en peso de bromuro de litio.

ABSTRACT

The Absorption Heat Transformer (AHT), has as its main function the revaluation of energy up to 50% of the amount of energy with which it is supplied. In this work an experimental study of a simple AHT is presented, which is built by two dual components; generator / condenser and evaporator / absorber, which are made up of nested helical type heat exchangers. Lithium bromide-water (LiBr/H₂O) working fluid was used in falling film analysis. The study was divided into three stages; the first stage consisted of carrying out experimental tests to obtain the best operating conditions for external parameters, such as: temperatures and volumetric heating flows of the generator and evaporator, volumetric cooling flows in the condenser and absorber. Where thermal powers of 2.21, 2.57, 2.20 and 2.62 kW were obtained in the evaporator, generator, absorber and condenser, respectively; at a temperature and volumetric heating flows in the generator and evaporator of 85 ° C and 8 LPM, allowing to obtain operating coefficients (COP) of 0.37 to 0.47. The second stage was carried out, which consisted of evaluating the different mass flows of the LiBr/H₂O solution at different concentrations in weight, temperatures and pressures at the inlet of the generator and absorber. At the operating conditions established in the experimental tests, global heat transfer coefficients of 301, 784, 932 and 176 W/m²°C and thermal powers of 2.6, 2.4, 2.3 and 2.1 were obtained in the generator, condenser, evaporator and absorber, respectively. Finally, a sensitivity study of the operating variables involved in the absorption process was carried out to analyze the mass transfer coefficient. These parameters are: the thermal load, the absorbed vapor flow, the difference in concentrations and the mass flow of the LiBr/H₂O solution between the inlet and outlet of the absorber. The mass coefficients obtained vary from 1.9×10^{-7} to 3.3×10^{-7} m/s, in a range of absorbed vapor flow from 0.0028 to 0.0045 kg/m²s and in terms of dimensionless mass transfer coefficient to the Sherwood number it varies from 15 to 26, when the mass flow of the solution enters 54% by weight of lithium bromide.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por todo lo que me ha dado.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico otorgado durante el desarrollo de este trabajo.

Al centro de investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas por permitirme realizar los estudios de doctorado en sus instalaciones.

Al Dr. Armando Huicochea, gracias por su apoyo durante mi tiempo como tesista, por su entusiasmo brindado al proyecto y por darme la oportunidad de haberme integrado a su grupo de trabajo.

Gracias a mi comité revisor:

Dr. David Juárez Romero

Dr. José Alfredo Hernández Pérez

Dra. Susana Silva Martínez

Dr. Juan Carlos García Castrejón

Dr. José Jasson Flores Prieto

Dr. Francisco Noé Demesa López

Por su tiempo invertido en la revisión de este trabajo, por sus sugerencias y correcciones que le dieron más calidad al proyecto.

A los compañeros del centro de investigación, a los del laboratorio de LITA, a todos mis amigos y en general a todas aquellas personas que de una u otra manera fueron coparticipes durante mi formación profesional y desarrollo de esta tesis.

ÍNDICE

RESUMEN	I
ABSTRACT	II
AGRADECIMIENTOS	III
ÍNDICE	IV
LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABLAS	VII
NOMENCLATURA	VIII
INTRODUCCIÓN	1
JUSTIFICACIÓN	2
OBJETIVO GENERAL	3
ESTRUCTURA DE LA TESIS	3
CAPÍTULO 1. ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO	5
1.1 TRANSFORMADOR DE CALOR POR ABSORCIÓN	5
1.2 DESCRIPCIÓN DEL CICLO	7
1.3 CONFIGURACIONES ALTERNATIVAS EN UN TCA	8
1.4 INTEGRACIÓN DE COMPONENTES	9
1.5 COMPONENTES DUALES	9
1.6 CICLOS COMBINADOS.....	10
1.7 SISTEMAS HÍBRIDOS.....	11
1.8 FLUIDOS DE TRABAJO EN UN TCA	12
1.8.1 Combinación de sales	12
1.8.2 Carrol – Agua	13
1.8.3 Amoniacó – Agua (NH ₃ /H ₂ O).....	13
1.8.4 Bromuro de litio – Agua (LiBr/H ₂ O)	14
1.9 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN ABSORBEDORES	15
CAPÍTULO 2. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN TRANSFORMADOR DE CALOR POR ABSORCIÓN DE TUBOS HELICOIDALES ANIDADOS CON LIBR/H₂O	21
2.1 INTRODUCCIÓN.....	21
2.2 DESCRIPCIÓN DEL TRANSFORMADOR DE CALOR POR ABSORCIÓN.....	23
2.3 VARIABLES MEDIBLES.....	25
2.4 CRITERIOS DE ESTABILIDAD	26
2.5 ANÁLISIS TERMODINÁMICO	27
2.6 PARÁMETROS DE ESTUDIO.....	28
2.6.1 Coeficiente de operación (COP)	28
2.6.2 Ascenso bruto de temperatura (GTL).....	28
2.6.3 Relación de flujo (RF).....	29
2.7 RESULTADOS Y DISCUSIONES	30
2.8 CONCLUSIONES.....	36

CAPÍTULO 3. COMPONENTE DUAL GENERADOR/CONDENSADOR	38
3.1 INTRODUCCIÓN.....	38
3.2 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DUAL GENERADOR/CONDENSADOR.....	39
3.3 ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN EL GENERADOR.....	41
3.4 ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN EL CONDENSADOR	42
3.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES	44
3.6 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	44
3.7 CONCLUSIONES.....	54
CAPÍTULO 4. COMPONENTE DUAL EVAPORADOR/ABSORBEDOR	57
4.1 INTRODUCCIÓN.....	57
4.2 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DUAL EVAPORADOR/ABSORBEDOR	58
4.3 ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN EL EVAPORADOR.....	60
4.4 ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN EL ABSORBEDOR.....	61
4.5 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES	62
4.6 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	63
4.7 CONCLUSIONES.....	72
CAPÍTULO 5. PROCESO DE ABSORCIÓN EN UN ABSORBEDOR DE PELÍCULA DESCENDENTE SOBRE TUBOS HELICOIDALES CON LIBR/H₂O	75
5.1 INTRODUCCIÓN.....	75
5.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE ABSORCIÓN	77
5.3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE TRASFERENCIA DE MASA.....	78
5.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES	81
5.5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	81
5.6 CONCLUSIONES.....	88
5.7 REFERENCIAS.....	91
Participación en el área científica.....	101

Lista de figuras

Figura 1. Diagrama esquemático de un AHT simple	8
Figura 2. Equipo experimental	24
Figura 3. Diagrama esquemático de un AHT con componentes duales	25
Figura 4. Comportamiento de estabilidad de una prueba experimental	27
Figura 5. Efecto de la temperatura de calentamiento en el generador en COP	32
Figura 6. Comportamiento del RF en función del flujo másico de vapor Generado	33
Figura 7. Comportamiento del COP y GTL en función del RF	34
Figura 8. Efecto del U_{GE} y COP en función del $\dot{m}_{GE, VAP}$	35
Figura 9. Comportamiento de los calores obtenidos en los componentes que integran el AHT en función de la temperatura de activación	36
Figura 10. Diagrama esquemático del componente dual	40
Figura 11. Diagrama de descripción del proceso en el componente dual	41
Figura 12. Comportamiento de \dot{Q}_{GE} en función del $\dot{m}_{SOL, GE}$.	45
Figura 13. Comportamiento de U_{GE} en función del $\dot{m}_{SOL, GE}$	46
Figura 14. Comparación de Nu_{CAL} y α_{CAL} en función del Re_{CAL}	47
Figura 15. Comportamiento del α_{SOL} en función del Γ_{SOL}	48
Figura 16. Efecto de la generación del flujo de refrigerante en función de Γ_{SOL}	49
Figura 17. Comparación del RF y U_{GE} en función de $\dot{m}_{VAP, GE}$	50
Figura 18. Comparación de \dot{Q}_{CO} y U_{CO} en función de $\dot{m}_{VAP, GE}$	51
Figura 19. Comportamiento del α_{ENF} y α_{REF} en función de Re_{ENF}	52
Figura 20. Comparación del Nu_{ENF} y Nu_{REF} en función de Re_{ENF}	53
Figura 21. Efecto del Re_{REF} y ϵ_{CO} en función del $\dot{m}_{VAP, GE}$	54
Figura 22. Diagrama esquemático del componente dual	58
Figura 23. Diagrama de descripción del proceso en el componente dual	59
Figura 24. Comparación de \dot{Q}_{EV} y U_{EV} en función del \dot{m}_{CO}	63
Figura 25. Comportamiento de α_{CAL} y α_{REF} y en función de Re_{REF}	64
Figura 26. Comparación de Nu_{VAP} y Nu_{VAP} en función de Re_{REF}	65

Figura 27. Comparación de $\dot{m}_{VAP, EV}$ y ϵ_{EV} en función de Re_{CAL}	66
Figura 28. Comportamiento de \dot{Q}_{AB} en función del $\dot{m}_{SOL, AB}$	67
Figura 29. Comportamiento de U_{AB} en función del $\dot{m}_{SOL, AB}$	68
Figura 30. Variación de α_{ENF} en función de Γ_{SOL}	69
Figura 31. Comportamiento de α_{SOL} con respecto al Γ_{SOL}	70
Figura 32. Comportamiento de Nu_{SOL} con respecto al Γ_{SOL}	71
Figura 33. Comportamiento del RF y U_{AB} sobre el $\dot{m}_{VAP, EV}$	72
Figura 34. Diagrama esquemático del proceso de absorción	78
Figura 35. Variación de la carga térmica del absorbedor en función del flujo másico de solución	83
Figura 36. Comportamiento del vapor absorbido a diferentes flujos másicos de solución	84
Figura 37. Efecto del vapor absorbido sobre el coeficiente de transferencia de masa.	85
Figura 38. Comportamiento del número de Sherwood en función del coeficiente de transferencia de masa.	86
Figura 39. Efecto de la concentración sobre el número de Sherwood	87
Figura 40. Efecto del Reynolds de solución sobre el número de Sherwood y numero de Nusselt de solución	88

Lista de tablas

Tabla 1. Rangos de operación utilizados en el AHT experimental	31
Tabla 2. Diseño y características de los intercambiadores de calor	40
Tabla 3. Condiciones de operación en el componente dual Generador/Condensador	44
Tabla 4. Diseño y características de los intercambiadores de calor	59
Tabla 5. Condiciones de operación para el estudio del componente dual Evaporador/Absorbedor	63
Tabla 6. Condiciones de operación para las pruebas experimentales	81

NOMENCLATURA

A	Área (m ²)
TCA	Transformador de calor por Absorción
COP	Coefficiente de Operación (-)
C_p	Calor específico (J/kg°C)
D	Difusividad (m ² /s)
d	Diámetro (m)
DTML	Diferencia de temperatura media logarítmica (°C)
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²)
GTL	Ascenso bruto de temperatura (°C)
h	Entalpia específica (J/kg)
L	Longitud (m)
Nu	Número de Nusselt (-)
P	Presión (kPa)
Pr	Número de Prandtl (-)
Re	Número de Reynolds (-)
RF	Relación de flujo (-)
S	Serpentín
Sh	Número de Sherwood
T	Temperatura (°C)
U	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C)
LiBr	Bromuro de litio
X	Concentración (% en peso)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
\dot{Q}	Flujo de calor (kW)
\dot{W}	Flujo de trabajo (kW)

Símbolos griegos

Δ	Incremento (-)
Γ	Flujo másico por unidad de longitud (kg/sm)
α	Coefficiente de transferencia de calor (W/m ² °C)
β	Coefficiente de transferencia de masa (m/s)
δ	Espesor de la película (m)
ε	Eficiencia térmica (-)
κ	Conductividad térmica (W/m°C)
μ	Viscosidad dinámica (kg/ms)
π	Numero de Pi
ρ	Densidad (kg/m ³)

Subíndices

AB	Absorbedor
----	------------

B	Bomba
CAL	Calentamiento
CO	Condensador
COR	Coraza
ENF	Enfriamiento
ENT	Entrada
EV	Evaporador
EX	Externo
F	Fluido
GE	Generador
H	Alta
HE	Helicoidal
HI	Hidráulico
IN	Interno
i	Inicial
L	Baja
LIQ	Líquido
M	Mediana
REF	Refrigerante
SAL	Salida
SAT	Saturada
SOL	Solución
TRA	Transversal
VAP	Vapor
w	Pared

Introducción

El uso y la eficiencia del consumo energético están cambiando gracias a las nuevas tecnologías que se enfocan en el ahorro y aprovechamiento de la energía. Uno de estos desarrollos tecnológicos es el Transformador de Calor por Absorción (TCA), que está diseñado para propósitos de calentamiento y su función principal es la revalorización de la energía hasta un 50% de la cantidad de la energía con la que se abastece [1]. Por esta razón este tipo de dispositivos han sido estudiados ampliamente en las últimas décadas. Sin embargo, se han realizado algunos estudios económicos que muestran uno de los puntos negativos de este tipo de tecnología, que sigue siendo un producto caro y por lo tanto, poco utilizado [2].

En literatura se encuentra ampliamente estudiado a los TCA de forma teórica y experimental, donde en la mayoría de estas investigaciones se centran en las condiciones óptimas de operación para la obtención de mayores rendimientos de operación. Con la finalidad de promover este tipo de tecnologías, los futuros trabajos deberán enfocarse en estudios o análisis de un desarrollo adicional que además de mejorar su rendimiento, se empleen nuevos materiales, diseños más compactos, reducción de costos y finalmente conseguir una factibilidad económica para facilitar la aplicación industrial y doméstica [3]. Por otra parte, la mayoría de los estudios que se han realizado utilizan el fluido de trabajo convencional bromuro de litio – agua (LiBr/H₂O), por lo tanto, es importante realizar investigaciones para identificar un mejor posible fluido de trabajo que pueda operar en este tipo de dispositivos [4]. El presente trabajo se enfoca en determinar experimental los coeficientes de transferencia de calor y masa, utilizando la solución de LiBr/H₂O en intercambiadores de calor tipo serpentín integrados en un AHT. Los procesos de transferencia de calor y masa que están involucrados en un AHT, están estrechamente ligados a las propiedades termofísicas de los fluidos, las características geométricas y temperaturas de las superficies. Por lo que resulta establecer difícilmente modelos matemáticos que contribuyan a mejorar el diseño, a tener equipos mucho más eficientes y fáciles de operar [5]. Es por eso, que en el campo de la ingeniería se tenga que recurrir a la investigación experimental, de la

cual se derivan formulas empíricas para la evaluación de los coeficientes de transferencia de calor y masa, que son necesarios para la solución de este tipo de problemas.

Justificación

En la actualidad los Transformadores de Calor por Absorción son usados como alternativa para incrementar la eficiencia del uso de la energía térmica residual de los procesos industriales. Sin embargo, se debe considerar que este tipo de dispositivos, tienen un método muy complejo de operación; por una parte, la gran cantidad de variables a controlar por el número de componentes que lo integran y por la inestabilidad térmica que se puede presentar durante el proceso. Razón por la cual se estudiará un transformador térmico por absorción acoplado a 4 intercambiadores de calor tipo serpentín, con un diseño compacto para mejorar su desempeño y reducción de costos. El análisis y la evaluación del intercambio de calor serán para observar pérdidas, fallas y puntos de mejora que este pueda tener en el sistema.

Con la finalidad de hacer aportaciones al desarrollo de los TCA con este tipo de componentes y en general, a equipos térmicos que utilicen fluidos con cambio de fase (líquido-vapor). Surge la necesidad de aplicar un estudio experimental donde se analice la transferencia de calor y masa, para el desarrollo de nuevas metodologías, arreglos/diseños y técnicas que permitan aumentar la eficiencia energética de estos equipos; así, como un análisis en el proceso de absorción, ya que en literatura existe información limitada sobre este tipo de análisis en los TCA, que así mismo, puedan contribuir a trabajos futuros para la búsqueda de nuevos absorbentes, que tengan la posibilidad de aumentar el aprovechamiento de la fuente de calor, sin descuidar la estabilidad térmica a alta temperatura y que sea amigable con el medio ambiente.

Objetivo General

Analizar experimentalmente los coeficientes de transferencia de calor y masa en un transformador de calor por absorción acoplado a 4 intercambiadores de calor de tubos helicoidales anidados.

Específicos:

- 1.- Diseño de pruebas experimentales a diferentes parámetros de operación a fin de alcanzar el mayor rendimiento térmico.
- 2.- Determinar los coeficientes de transferencia de calor local y global para cada uno de los componentes.
- 3.- Determinar los coeficientes de transferencia de masa en el proceso de absorción.
- 4.- Evaluación integral del desempeño del TCA experimental de tubos helicoidales anidados utilizando solución de LiBr/H₂O al 54% en peso.

Estructura de la tesis

El contenido de la tesis se desarrolló principalmente en tres etapas, las cuales van ligadas una tras otra. Este trabajo de investigación se estructuró con los siguientes capítulos:

Capítulo 1.- Se realiza una revisión bibliográfica de los TCA a detalle de los estudios experimentales y teóricos que se han llevado a cabo durante los últimos 20 años.

Capítulo 2.- Se realiza la evaluación integral del estudio experimental de un TCA de tubos helicoidales anidados utilizando solución de LiBr/H₂O al 54% en peso.

Capítulo 3.- Se presenta una pequeña introducción y revisión bibliográfica sobre los componentes duales Generador/Condensador, se describe el análisis termodinámico y la determinación experimental para el estudio de los componentes de forma integral.

Capítulo 4.- Se explica brevemente sobre los componentes duales Evaporador/Absorbedor, se describe el modelo termodinámico y la metodología de cálculo para cada uno de los componentes.

Capítulo 5.- Se analiza el estudio experimental del proceso de absorción de vapor de agua por la solución acuosa de bromuro de litio, por película descendiente sobre tubos helicoidales anidados. También se presenta el fundamento teórico para la determinación de los coeficientes de transferencia de masa.

Capítulo 6.- Se establecen las conclusiones obtenidas y recomendaciones de este trabajo de investigación.

CAPÍTULO 1. Análisis bibliográfico

1.1 Transformador de calor por absorción

Los TCA son máquinas de absorción que constan principalmente de cuatro componentes: generador (GE), condensador (CO), evaporador (EV) y un absorbedor (AB), los cuales son intercambiadores de calor con corrientes externas. Trabajan con 2 niveles de presión; presión alta en la sección del absorbedor (P_{AB}) y presión baja en la sección del generador (P_{GE}) y con 3 niveles de temperatura; temperatura baja en el condensador (T_{CO}), temperatura media siempre y cuando se alimente la misma fuente al evaporador y generador ($T_{EV} = T_{GE}$) y la temperatura alta en el absorbedor (T_{AB}), esta última es una de las características principales que se pueden observar en este tipo de dispositivos, pues, es siempre mayor a la de los demás componentes [1].

Los TCA son equipos que se utilizan principalmente para la recuperación de calor y están ampliamente estudiados, sin embargo, algunos investigadores resaltan la importancia del estudio de los TCA en cuanto a su operatividad y el buen funcionamiento de la estabilidad durante su proceso. Un estudio teórico realizado por Y. J. Feng et al., proponen una metodología de operación que favorezca el tiempo de arranque y estabilidad durante el proceso. Basándose en el estudio experimental de un TCA que utiliza tubos verticales usando la solución de LiBr/H₂O, llegó a la conclusión que existen algunas diferencias durante la operatividad del equipo en cuanto a la concentración de LiBr/H₂O principalmente en el generador ya que va variando desde el arranque hasta los estados estables. Otra de las variables importantes es la temperatura que se alcanza en el absorbedor, pues depende de gran parte por la concentración que proviene del generador. Observaron que la operación y la estabilidad mejoran significativamente cuando la solución de LiBr/H₂O está por debajo de 60%, el flujo másico de la solución sea pequeño en el generador y temperaturas de calentamiento menores a 70°C, el COP disminuye cuando el flujo de la solución se incrementa significativamente.

El método de mejora propuesto, es un modelo de simulación dinámica donde ponen énfasis en la cantidad de solución de arranque en el generador (menor volumen de solución necesita menor carga de calor), al ajustar dicho flujo másico de acuerdo a las necesidades de las diferentes etapas de operación y con ello se puede reducir hasta un 43.8% el tiempo de arranque y estabilización [2].

Una de las ideas anteriores de trabajar con temperaturas de desecho menores a los 70°C fue propuesta por Garone et al, donde construyó un prototipo a escala de un TCA con un diseño de recuperación de calor a la salida del generador para aliviar la carga en el evaporador, como se utilizó la solución de amoníaco-agua ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), y el generador trabaja a una presión baja, no hay necesidad de un rectificador, solo se integró un separador, líquido-vapor. Reportan que el equipo operó con temperaturas de calor residual entre 60 – 64 °C, obteniendo COP de 0.35 a 0.47, respectivamente, GTL de hasta 25 °C y la temperatura más alta obtenida en el absorbedor fue de 85 °C. Observaron que el rango de temperaturas en el condensador influye en la operación del proceso, pues al mantener una temperatura más baja, la presión disminuye y limita la eficiencia de temperaturas a la salida del absorbedor. Aun así reportan resultados aceptables en comparación con otro tipo de fluidos de trabajo [3].

En literatura, encontramos una gran variedad de estudios que trabajan con la solución $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, y la mayoría con equipos construidos de acero inoxidable u otras aleaciones de metales pesados. Una opción de hacer experimentación con nuevos materiales es una propuesta por Aldo et al., realizaron un análisis en un generador con 18 discos de grafito integrado en un TCA, utilizaron la solución de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y con diferentes flujos volumétricos (1.6, 2.1, 2.6 y 3.6 LPM) y temperaturas de agua de calentamiento (70, 73, 76 y 79 °C). Como resultado obtuvieron coeficientes globales de transferencia de calor (U) de 50 – 240 $\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ y COP_{EX} de 0.25 – 0.48, observaron que estos resultados son muy parecidos a los obtenidos en equipos construidos con acero inoxidable. Las mejores condiciones obtenidas en el

generador son 1.6 LPM, con 79 °C de activación y con una concentración de 55 % de LiBr/H₂O. Se utilizó el grafito para la resistencia a la corrosión [4].

Por otra parte, no se debe perder de vista la importancia del estudio del fluido de trabajo, el LiBr/H₂O es la mezcla de trabajo más estudiada en los TCA. Salhei et al., realizaron una revisión bibliográfica comparando el transformador de calor simple (SAHT), con el transformador de calor de doble etapa (DEAHT) y transformador de calor de triple etapa (TEAHT), el estudio teórico se basó en el riesgo de la cristalización por el uso de la solución de LiBr/H₂O en un SSAHT, DEAHT y TEAHT. El modelo se validó con datos experimentales con una diferencia máxima relativa de -2.17% y las variables principales de operación fueron a diferentes temperaturas de calentamiento, T_{GE} (70 – 80 °C), T_{CO} (15-20 °C) y T_{EV} (75 – 85 °C); el rango de operación de la concentración de LiBr/H₂O varía de 65 a 70 % sobre el límite de la curva de cristalización. Los resultados obtenidos en un SSAHT tienen los COP más altos que van de 0.45 – 0.3, con T_{AB} de 120 -150 °C, respectivamente. En un DEAHT el COP varía de 0.33 – 0.22 con T_{AB} de 110 – 140 °C, respectivamente y para un TEAHT el COP máximo va de 0.20 – 0.18 con una T_{AB} de 180 – 215 °C. También, determinaron que el SSAHT es el equipo que presenta una mayor posibilidad de cristalización, mientras que el DEAHT es el que menor riesgo de cristalización puede presentar. Además, observaron que el riesgo de cristalización disminuye cuando se tiene una alta efectividad en el economizador [5].

1.2 Descripción del ciclo

De forma general, el ciclo termodinámico comienza en el generador, suministrando de una fuente de calentamiento \dot{Q}_{GE} (energía térmica o calor de desecho) a una temperatura intermedia T_{GE}, donde, se vaporiza parcialmente el refrigerante de la solución absorbente, el refrigerante en forma de vapor es enviado al condensador donde cambia de fase al rechazar una cantidad de calor \dot{Q}_{CO} , el condensado resultante es bombeado al evaporador que se encuentra a una presión mayor, donde nuevamente regresa a fase de vapor con el mismo suministro y temperatura de calentamiento que el generador (considerando que el sistema se encuentra

perfectamente aislado y por lo tanto las pérdidas de calor son despreciables), por lo que $\dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{GE}$ y $T_{EV} = T_{GE}$ respectivamente; el refrigerante en fase de vapor es enviado al absorbedor donde entra en contacto con la solución concentrada en absorbente proveniente del generador, la absorción de vapor por la solución concentrada provoca una reacción exotérmica, liberando calor (\dot{Q}_{AB}) a una temperatura mayor T_{AB} , la solución concentrada de absorbente se diluye y es enviado desde el absorbedor al generador, para comenzar nuevamente el ciclo. La **figura 1** muestra el diagrama esquemático de un TCA básico o también llamado de simple efecto [6].

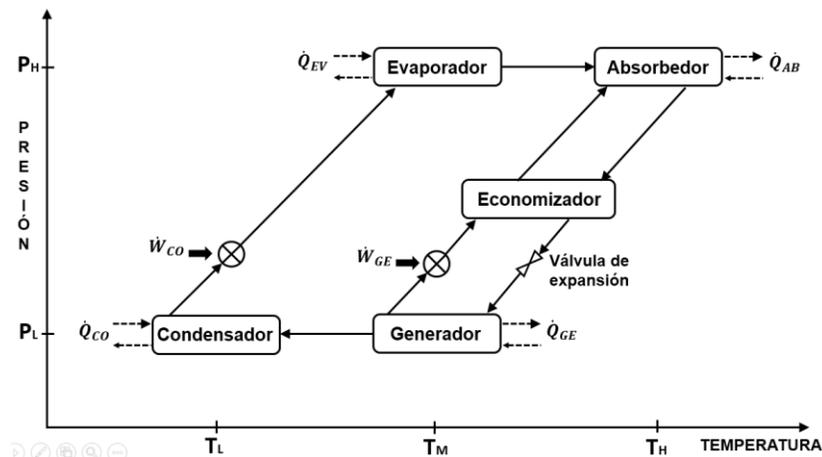


Figura 1 Diagrama esquemático de un TCA simple.

1.3 Configuraciones alternativas en un TCA

La configuración básica de un TCA ha sido modificada y estudiada por diversos autores, que han propuesto configuraciones alternas, inclusión de componentes, integración de otros ciclos y hasta el acoplamiento de sistemas de energías renovables, todo esto con la finalidad de incrementar el rendimiento de operación del TCA y el aprovechamiento más óptimo de la energía [7]. También, cabe mencionar que no existe una clasificación adecuada para los TCA, sin embargo, de acuerdo a su aplicación; ya sea para calentar, para mejorar ese calentamiento o una combinación de ambos. Este tipo de clasificación se le conoce, como ciclos avanzados de transformadores de calor, los cuales, se subdividen en: doble absorción (dos absorbedores), triple absorción (tres absorbedores) y doble etapa

(dos TCA de simple efecto) principalmente [TAHT]. A continuación se presentan diversos estudios donde se proponen algunas alternativas para el mejoramiento de un TCA [8].

1.4 Integración de componentes

Los componentes de un TCA pueden ser intercambiadores de calor, eyectores, rectificadores, difusores, compresores, entre otros componentes que ayuden a la mejora del rendimiento de un TCA. Se ha demostrado que la integración de componentes como un intercambiador de solución en un TCA puede incrementar hasta un 10% en el COP. La configuración y diseño del intercambiador de calor también influye en el beneficio del rendimiento operacional de un TCA. También, el uso de eyectores puede ser integrado para mejorar la eficiencia de alguno de los componentes. Otros estudios han demostrado que la integración de un difusor puede mejorar el GTL [9].

Wang et al., publicaron un estudio del consumo energético de la carga de calefacción de un edificio en 5 ciudades en china. El diseño de la experimentación fue usando un TCA al cual se le integro un compresor a la salida del evaporador. Con este sistema lograron obtener temperaturas de 4-12°C y de 30-45°C, más bajas y altas respetivamente en los edificios. Observaron que a menor temperatura ambiente la eficiencia de la carga de calentamiento aumenta considerablemente de un 16 a un 40%. Y en comparación con los sistemas de calefacción la tasa de ahorro de energía en el sistema fue de un 24.88 hasta un 57.28% [10].

1.5 Componentes duales

En estudios recientes han reportado diseños de equipos experimentales que favorezcan la optimización y compactación de los componentes de un TCA. Con la finalidad de reducir el área-volumen de estos dispositivos, se proponen la unión de dos procesos físicos en una sola coraza. En esta propuesta encontramos reportes de la integración de un Absorbedor-Evaporador (coraza de alta presión) y Generador-Condensador (coraza de baja presión), principalmente. El objetivo

principal de este tipo de diseños es la disminución de pérdidas de calor y caídas de presión por tuberías, también hay reportes que en algunos casos se mejora considerablemente la estabilidad operacional, el desempeño y la reducción de las irreversibilidades en comparación de un TCA de configuración simple [11]. Existe en literatura un reporte donde se diseñó un evaporador-absorbedor que comparte la misma coraza, este estudio analiza los coeficientes de transferencia de calor y los fenómenos que se presentan en cada uno de los componentes, cada componente se fabricó con intercambiadores de calor helicoidales múltiples, utilizando la solución de LiBr/H₂O. Reportaron que el U_{EV} fue de 1227.6 W/m²K con una temperatura de 358.2 K, mientras que el U_{AB} fue de 167.7 W/m²K; también, observaron que el flujo másico (\dot{m}) es decisivo al evaluar el rendimiento en cada componente y que el uso de este tipo de componentes duales, se obtienen ligeramente mayores gradientes de temperatura entre el evaporador y absorbedor, reduciendo los tiempos de operación [12].

1.6 Ciclos combinados

Un ciclo combinado consiste en la integración de dos o más ciclos termodinámicos energéticos, para lograr una conversión de la energía aportada en trabajo, lo más completa y eficiente posible. Una de las principales desventajas de este tipo de sistemas combinados es que tienen configuraciones complejas, alto costo de inversión (dependiendo de la cantidad de componentes que integren el sistema), operación de múltiples variables, construcción y montaje del ciclo. Se realizó un estudio de un sistema de compresión de vapor integrado a una bomba de calor por absorción convencional, el cual es utilizado para acondicionamiento de espacio a bajas temperaturas y aplicación de calentamiento de agua. Se demostró un ahorro de consumo de energía hasta el 70% en el ciclo de compresión y el 38% de consumo de energía térmica en el ciclo de absorción. Por lo tanto se demostró que la integración de ciclos combinados puede ser una opción para reducir considerablemente el consumo de energía térmica en los ciclos TCA [13].

Otro estudio realizado como el de J.A Hernández et al., analizaron un ciclo combinado de un TCA y una turbina de ciclo Rankine, para producir energía

eléctrica y calor útil, el sistema utiliza amoniaco-nitrato de litio, donde fue capaz de producir 300kW de energía eléctrica, además se propuso este tipo de ciclo combinado de cogeneración de energía a una planta de procesamiento de pulpa y papel, donde demostraron que podrían ahorrarse hasta un 25% en el consumo de gas para una producción de energía de 210 kW. Los TCA han tenido éxito para la recuperación residual, sin embargo, estos equipos no tienen la capacidad de producir energía eléctrica, que es algo económicamente importante para la mayoría de las industrias, por esta razón la combinación de los ciclos termodinámicos es muy útil, ya sea para incrementar mucho más una temperatura de desecho, para producir refrigeración o para producir energía [14].

1.7 Sistemas híbridos

Se le pueden llamar a los sistemas híbridos, como aquellos sistemas que utilizan algún tipo de energía renovable integrada a otro sistema que genere energía; ya sea eléctrica o térmica. Cuya meta es la reducción en el consumo de la electricidad que requieren los sistemas convencionales, el objetivo principal de este tipo de estudios es favorecer la disminución del consumo de energía eléctrica y las emisiones de gases de efecto invernadero que se pueden llegar a producir por los sistemas convencionales. La integración de un TCA con sistemas de energías renovables son propuestas que han tomado fuerza en la última década, aunque la mayoría de los estudios se basan en la integración de la energía solar, y unos cuantos en energía geotérmica, no se descarta que en los próximos años se realicen más estudios con otro tipo de energías renovables [15]. F. Liu et al., realizó un análisis de un TCA asistido con agua de calentamiento por un sistema de colectores solares, para generar vapor a baja presión (P_L) con temperaturas de calentamiento de 72 a 85°C, obtuvieron un COP que varía de 0.37 a 0.47, respectivamente. Observaron que durante el verano es cuando la carga de calor aumenta, de 1138 a 1343 kW/h, teniendo consigo que la producción de CO₂ aumentan de 296 a 301 kg, los autores también mencionan que la mejora en el sistema no es tan obvia como el funcionamiento solo del TCA, aunque apreciaron que la temperatura del medio ambiente tiene un efecto que ligeramente afecta al rendimiento de un TCA [16].

1.8 Fluidos de trabajo en un TCA

Los TCA requieren de una mezcla de trabajo, por lo general estas mezclas están formadas por agua y una sal absorbente o mezcla de más de una sal. Que al seleccionar la mezcla de trabajo adecuada para un TCA debe cumplir con ciertos criterios que satisfagan la combinación del refrigerante-absorbente para llevar a cabo el funcionamiento óptimo de absorción en este tipo de dispositivos. Se han desarrollado trabajos experimentales en busca de obtener un par de trabajo ideal, por lo cual, dichos estudios han evaluado los fluidos de trabajo para un TCA con base a tres fenómenos físicos: Cuando el fluido se evapora debe absorber calor y cuando se condensa debe ceder calor, la temperatura de ebullición debe estar en función de su presión y por último el fluido de trabajo debe tener cierta afinidad con un disolvente. Estos fluidos de trabajo deben ser amigables con el medio ambiente, económicos, seguros, no tóxicos y con un bajo índice de calentamiento global causado por una sustancia [9, 17]. El rendimiento en los sistemas de absorción depende principalmente de las propiedades termodinámicas de los fluidos, y aunque en literatura no exista una clasificación y comparación detallada sobre los fluidos de trabajo utilizados en los TCA, podemos decir, que entre los fluidos de trabajo mayormente estudiados se encuentran el uso de sales orgánicas, Carroll-agua, amoníaco-agua ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) y bromuro de litio-agua ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$) [18, 19].

1.8.1 Combinación de sales

Existen líneas de investigación donde se evalúan mezclas de sales a diferentes solubilidades, con la finalidad de obtener mejores desempeños, evitar cristalizaciones y disminución de gastos de operación; así mismo, disminuir el impacto ambiental, puesto que hoy un día se propone el uso de sales orgánicas u otros aditivos que favorezcan los procesos de absorción. Ya que la mayoría de este tipo de sales, son amigables con el ambiente y tienen bajos índices de calentamiento global, algunas de sus principales desventajas son: muy poco estudiados – utilizados, limitada experiencia en cuanto a estabilidad, y diseños específicos de operación [20]. Un nuevo grupo de fluidos de trabajo compuesto principalmente por sales orgánicas fue estudiado para evaluar el COP en un TCA, reportando un COP

más alto de 0.43 y con un flujo de calor de 5.5 kW en el absorbedor con GTL de 18.5 °C, aparte de ser resistente a la corrosión se tiene que los gastos de operación son bajos y aunque no se tienen muchas mejoras en comparación con una mezcla convencional (LiBr/H₂O), el mayor beneficio es que es amigable con el medio ambiente [21].

1.8.2 Carrol – Agua

Se han realizado varios estudios donde utilizaron la mezcla Carrol-agua, este fluido de trabajo es una combinación de bromuro de litio con etilenglicol (4.5:1), el refrigerante es el agua, presenta una mayor viscosidad en comparación de LiBr/H₂O y propiedades termodinámicas similares. Se reporta que el incremento de la solubilidad puede ser mayor a 70% logrando altas temperaturas de absorción, por lo tanto es atractivo para la obtención de altos gradientes de GTL, así como, la recuperación de hasta un 65% del total de la energía que entra al sistema [22]. S. Silva et al., realizaron un estudio con Carrol-agua en intercambiadores de calor de placa integrados a un TCA, donde observo que a 90 °C y con un Reynolds de 2300 se obtienen los coeficientes de transferencia de calor de solución más altos de 1.8 a 2.1 kW/m²K, determinaron que los coeficientes de transferencia de calor son más bajos en comparación con un fluido convencional, aunque demostraron que la mezcla carrol-agua puede ser un sustituto para la solución de LiBr/H₂O [23].

1.8.3 Amoniac – Agua (NH₃/H₂O)

El fluido de trabajo NH₃/H₂O es ampliamente utilizado en las bombas de calor por absorción convencionales (para enfriamiento), tiene un nivel más bajo de corrosión que el LiBr/H₂O pero es altamente tóxico, la entalpía específica de evaporación del amoníaco es mucho menor que la del vapor de agua para la temperatura de evaporación, por lo que se necesita mayor caudal para una misma potencia, esto trae consigo una desventaja ya que se necesitan columnas de rectificación para la recuperación del amoníaco, gracias a sus propiedades termofísicas causan que la temperatura del fluido aumente o disminuya sin ningún cambio en el contenido del calor, otra de las razones por las cuales se utiliza esta mezcla en este tipo de sistemas

es que tiene un punto de congelación bajo, lo cual no es recomendable para la recuperación de calor a alta temperatura [3]. Sin embargo, algunos autores han realizado estudios de esta mezcla con TCA, uno de ellos propuso un modelo donde comparo el uso rendimiento de un AHT con un DEAHT, donde obtiene COP de 0.48 a 0.45 cuando la T_{AB} varia de 120 a 150 °C, respectivamente y para el DEAHT COP de 0.32 a 0.28, cuando la T_{AB} aumenta de 130 a 150 °C, respectivamente. Observando que se obtiene una presión alta (P_H) y los costos de operación son mayores, esta mezcla no es muy recomendable para sistemas TCA [24].

1.8.4 Bromuro de litio – Agua (LiBr/H₂O)

Otros estudios han realizado la evaluación del LiBr/H₂O, que es una de las mezclas más comunes y comerciales en la actualidad, Una de las principales ventajas es que tiene una gran afinidad con el agua, esto quiere decir que puede ser absorbida fácilmente, lo cual hace que tenga un alto calor latente de vaporización y es fácil de manejar. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0° C, lo cual le impide trabajar en refrigeración. Por esta razón las máquinas de absorción de LiBr/H₂O trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0° C, entre 4 y 10° C, otra de las ventajas que presenta es que tiene una alta capacidad de transferencia de masa y calor, su baja toxicidad e inflamabilidad hacen que sea seguro y fácil de manejar. Algunos estudios se han enfocado principalmente al análisis de sus propiedades termodinámicas y a la validación de diferentes rangos de operación para garantizar el correcto entendimiento de los fenómenos que puedan ocurrir durante un proceso de equilibrio, vapor – líquido [25, 26]. También, muchos estudios han demostrado experimentalmente que se puede obtener rendimientos de operación ligeramente más altos que otros fluidos de trabajo (COP de 0.49), así como temperaturas cercanas a 150°C en el absorbedor. Algunas de sus desventajas es la limitante de disolución, ya que solo puede estar en concentraciones no mayores a 70% en peso, pues corre riesgo de cristalización, puede ser ligeramente costoso que el amoniaco, también hay reportes que sugieren el uso de inhibidores, pues, tiene un alto grado de corrosión [27].

1.9 Transferencia de calor y masa en Absorbedores

La importancia del estudio de los fenómenos de transporte no solo se aplica a los procesos de ingeniería, sino, que en los últimos años han abarcado otras áreas de la ciencia, como lo son: la biología, farmacología, medicina entre otras. La mayoría de los procesos de transporte comprende la transferencia de cantidad de movimiento, el transporte de energía y la transferencia de materia, razón por la cual, el estudio de los mecanismos de transferencia de energía y masa son de gran importancia en la actualidad [33].

El fenómeno de transferencia de calor se puede definir como el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a diferente temperatura. La ciencia de la transferencia de calor no sólo trata de explicar cómo puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realizará este intercambio bajo ciertas condiciones especificadas. Existen tres formas en las cuales puede transferirse el calor: por conducción, convección y radiación o por una combinación de los tres modos. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos. El calor siempre se mueve de las zonas más calientes a las más frías; en busca del equilibrio. Cuanto mayor es la diferencia de temperatura, más rápidamente fluye el calor hacia la zona más fría [34, 35].

La ecuación básica para la conducción de calor es la establecida por Fourier en 1822 y define lo siguiente:

$$\dot{Q} = -kA \frac{\partial T}{\partial z} \quad (1)$$

En donde k (W/mK) es la conductividad térmica, la cual es una medida de la habilidad del material para conducir calor, T (K) es la temperatura y z (m) es el grosor de la pared. Esta ecuación es llamada *Ley de Fourier* en una dimensión y el signo menos denota el hecho de que la transferencia de calor se da en la dirección de disminución de la temperatura [36]. Mientras que, la transferencia de calor por

convención fue propuesta por Newton en 1701. La ecuación de la velocidad de transferencia correspondiente a la convección se expresa de la siguiente forma:

$$Q = \alpha A \Delta T \quad (2)$$

Esta sencilla ecuación es la relación del área de la superficie (A), el gradiente de temperaturas (ΔT), y el coeficiente convectivo de transferencia de calor (α), sin embargo, para este último término, su cálculo no es sencillo, ya que se relaciona con el mecanismo de flujo, propiedades del fluido, y la geometría del sistema [37]. El objetivo de la transferencia de calor por convección es determinar la razón de transferencia de calor entre un medio sólido y un fluido adyacente, siempre que exista una diferencia de temperatura, puesto que existe una capa delgada estacionaria junto a la superficie de un sólido existe conducción de calor, un balance de energía permite observar que el flujo de calor por convección es igual al flujo de calor por conducción en dirección de la sección transversal, lo cual al igualar los términos de conducción y convección quedaría [38]:

$$\alpha \Delta T = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3)$$

Esta ecuación se puede hacer adimensional si se multiplican ambos lados por una longitud representativa L:

$$\frac{\alpha L}{k} = \frac{\partial(T_S - T)/\partial y}{(T_S - T_\infty)/L} \quad (4)$$

Esta ecuación determina la relación entre la conducción y convección del fluido, donde, el lado derecho es la razón del gradiente de temperaturas en la superficie entre el gradiente total o de la temperatura de referencia. A esta razón se denomina Número de Nusselt (Nu) [39]:

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

La transferencia de masa es el transporte de uno o más componentes cuando varía la concentración de estos, de un punto a otro. Por lo general, la transferencia de

masa se da de la concentración más alta a la región de concentración más baja, dando lugar a una diferencia de concentraciones, conocida como fuerza impulsora de concentraciones. Otras fuerzas motrices que influyen en el transporte de masa son los gradientes de temperatura y presión que existen dentro del mismo sistema. El transporte de masa, depende de la dinámica del sistema en que se lleve a cabo [40]. Este puede ocurrir principalmente por dos mecanismos:

Transferencia molecular de masa. - también llamado difusión molecular, este tipo de mecanismo se lleva a cabo mediante el movimiento individual de las moléculas, debido a que existen gradientes de concentración.

Transferencia de masa por convección. - Este tipo de mecanismo ocurre debido al movimiento global del fluido, el cual puede ocurrir en régimen laminar o turbulento, igual que el transporte de calor, puede ser por convección forzada y convección libre o natural

La transferencia molecular de masa o difusión molecular, es el resultado de la transferencia o desplazamiento de moléculas individuales a través de un fluido debido a sus movimientos desordenados, y fue descrita por primera vez por Adolfo Fick en 1855, el cual consideraba que el movimiento difusivo es totalmente análogo a la penetración del calor en la conducción térmica, por lo tanto, considero que la cantidad de masa que se difunde, durante un intervalo de tiempo, a través de una superficie perpendicular a la dirección de la transferencia, es proporcional al gradiente de la concentración de la sustancia que se difunde, la cual es dada por [41]:

$$J_A = -D_{AB} \frac{dC_A}{dz} \quad (6)$$

Donde es posible establecer una proporcionalidad entre el flux de masa y el gradiente de concentración, el cual representa:

J_A . - Es la densidad de flujo molecular de materia

D_{AB} . - Es el coeficiente de difusión de la especie A en B

$\frac{dC_A}{dz}$. - Es el gradiente de concentración en la dirección z

El signo menos indica que la difusión molecular ocurre en la dirección del decremento en la concentración, razón por la cual el flujo de masa es positivo.

La transferencia de masa por convección se lleva a cabo entre una superficie límite y un fluido en movimiento o entre dos fluidos en movimiento. Donde es utilizado un gradiente de concentración, el cual indica la rapidez o velocidad en la que se transfiere dicha diferencia de concentraciones con respecto a la dirección a estudiar. La convección de masa se dará siempre y cuando exista transferencia de masa entre dos fases de naturaleza distinta. Lo cual la hace muy difícil de observar o medir experimentalmente, por ello los coeficientes de difusión tienen lugar en la transferencia de masa por convección, con la posibilidad de manipular con fines prácticos el análisis del proceso de transferencia de masa [42]. El modelo del transporte de masa por convección puede definirse de forma general de la siguiente manera:

$$N_A = \beta A_S \Delta C_A \quad (7)$$

Donde:

N_A es el flux del componente A transferido por convección.

β es el coeficiente de transferencia de masa.

ΔC_A diferencia de concentraciones de componente A.

El coeficiente de transferencia de masa, también puede estar en función de números adimensionales, así como el coeficiente de transferencia de calor, estas analogías referentes, principalmente de los perfiles de temperatura y concentración en forma adimensional, están dados por las mismas funciones.

Si el número de Nusselt es para calor, para masa es el número de Sherwood, este número está definido como [43]:

$$Sh = \frac{\beta L}{D} \quad (8)$$

donde D , es la difusividad másica, β , es el coeficiente de transferencia de masa y L , es la longitud característica geométrica, definida en este caso por la relación entre el volumen y el área del absorbedor. El número adimensional de Sherwood normalmente se puede correlacionar con el número adimensional de Reynolds y el número adimensional de Schmidt, como se muestra de la siguiente forma:

$$Sh = C_1 Re^{C_2} Sc^{C_3} \quad (9)$$

donde las constantes C_1 , C_2 y C_3 son determinadas empíricamente, y están en función de los valores de Re y Sc [44]. El estudio de la transferencia de calor y masa en los absorbedores suele ser demasiado complejo, por el comportamiento de la naturaleza del proceso y la limitante de operatividad del sistema.

El estudio de la transferencia de calor y masa en los absorbedores de tubos horizontales y por película descendente suele ser compleja, debido a los criterios de operatividad en los sistemas TCA [45]. En este contexto la solución analítica de las ecuaciones que rigen el proceso de absorción de vapor, debe ser expresada en función de variables medibles experimentalmente, así como, presentar criterios de estabilidad [46]. Generalmente estos estudios se realizan en función de la geometría, tales como el número, diámetro, longitud y tipo de tubo, así como el espaciado entre tubos [47]. Otra función importante es la hidrodinámica que describe la película descendente sobre los tubos, tal como, el espesor y régimen de flujo de la película [48]. Estudios más detallados sobre la absorción de vapor en función del espesor de película en tubos, pueden ayudar a comprender mejor el proceso de absorción y de esta manera obtener correlaciones de diseño más puntuales [49].

S. M. Deng y W. B. Ma realizaron un estudio en un absorbedor de película descendente con 24 tubos horizontales de cobre usando LiBr/H₂O, donde observaron que a mayor concentración de LiBr en la solución, es mayor la absorción de vapor, mejorando la transferencia de calor y masa. Así mismo, observaron que el agua de enfriamiento de 32 a 30 °C, mejora significativamente la transferencia de calor hasta un 17% [50]. Y. T. Kang et al., estudiaron la transferencia de calor y masa en tubos horizontales por película descendente, utilizando nano partículas de fierro y carbón en solución de H₂O/LiBr, observaron que la absorción de vapor se incrementa cuando el flujo de solución aumenta en los tubos y la concentración es mayor. También, reportaron que las nanopartículas de carbón mejoran la transferencia de calor durante el proceso [51]. Otro de los estudios donde utilizaron nanopartículas fue el realizado por S. Wu y C. Rincón, estudiaron experimentalmente la absorción de vapor por película descendente inducida por un campo magnético. Utilizaron solución de LiB/H₂O al 53% con nanopartículas de hierro III al 0.17% en peso. Concluyeron que cuando las nanopartículas fluían a 3 L/min, la absorción de vapor se incrementaba hasta un 17.6%, y a su vez, se incrementaba hasta 1.32 veces cuando se inducía el campo magnético [52].

En otros estudios también se han analizado el tipo de flujo de película descendente que baña a los tubos. V. E. Nakoryakov et al., observaron el cambio de espesor de película a lo largo de la longitud del tubo, que va cambiando debido a la absorción de vapor de agua, por lo tanto, la transferencia de calor y masa puede variar significativamente [53]. H. Zhang et al., estudiaron a través del análisis de imágenes los patrones de flujo por película descendente, observando que la capacidad de absorción de vapor mejora cuando el régimen de flujo es por goteo [54]. X. Zhang et al., realizaron una nueva propuesta de estudio para la caracterización de las irreversibilidades durante el proceso de absorción, observaron que la transferencia de masa y calor, se pueden comprar mediante los diagramas de T-Q, ya que la disipación de calor generado en el absorbedor, está en función de la absorción de vapor y la concentración de la solución absorbente [55].

CAPÍTULO 2. Estudio experimental de un transformador de calor por absorción de tubos helicoidales anidados con LiBr/H₂O

2.1 Introducción

Este capítulo describe de forma detallada el equipo experimental utilizado para la realización de este trabajo. Que fue construido con intercambiadores de calor helicoidales, utilizando la solución de LiBr/H₂O para un análisis de película descendente que permita estudiar la transferencia de calor y masa. También, se describen los componentes y las líneas de operación que forman la integración de un TCA, las variables de operación medibles, se detallan los criterios de estabilidad, así como, el análisis termodinámico de todo el sistema junto con sus parámetros de estudio más representativos. Por último, se hacen algunos comentarios y recomendaciones.

Como se ha mencionado anteriormente, el estudio de los TCA es muy amplio, sin embargo, existen pocos estudios en literatura que hablen de los TCA con componentes duales, en específico, dos componentes que comparten una misma coraza. Uno de estos estudios fue propuesto por Morales et al., quienes diseñaron y construyeron un TCA para la purificación de agua, con componentes compactos e intercambiadores de calor helicoidales por película descendente, para la caracterización del componente dual se limitaron al uso de agua como refrigerante. El estudio se basó principalmente en el componente Generador – Condensador, donde, se evaluó individual y posteriormente en conjunto (componente dual). Observaron que el U_{GE} incrementa de 397.5 a 408 W/m²°C con una temperatura de calentamiento de 73 a 85 °C, respectivamente. Mientras que en el condensador el máximo U_{CO} fue de 860 W/m²°C con un flujo másico de enfriamiento de 0.0007 kg/s. Mientras que la carga de calor en el componente generador fue de 1750 kW y en el condensador de 1760 kW. Determinaron que existe una buena compatibilidad en la interacción de ambos componentes por lo cual recomendaron realizar el siguiente análisis con la solución de bromuro de litio [56].

Otro de los estudios fue realizado por C. Ramírez – Hernández et al., quienes desarrollaron un modelo polinomial para cada componente, con el objetivo de predecir el mejor rendimiento de un TCA con un diseño de componentes duplex, GE-CO y un EV-AB, y con una carga de calor de 2 kW, el modelo consistía en seleccionar las variables independientes a partir de la selección de las mejores condiciones de operación, según el modelo las variables más críticas fueron: T_{GE} y P_{GE} , Temperatura de entrada y salida de la solución del Generador y Absorbedor, y la T_{EV} . Entre los rangos y condiciones de operación más sobresalientes fueron; $T_{GE, SOL}$ de 57.35 a 81.37 °C, $T_{AB, SOL}$ de 78.13 a 98.61 °C, P_{GE} de 3.93 a 14.43 kPa y concentraciones de bromuro de litio (X_{LiBr}) de 51.55 a 58.14 %. Asumen que su modelo está basado en condiciones de operaciones reales y que por lo tanto los datos obtenidos muestran una alta precisión del 99.34% con los datos experimentales [57].

A pesar de que los componentes duales pueden mejorar el desempeño y la practicidad, deben tomarse en cuenta las diferentes configuraciones del sistema que permitan optimizar el funcionamiento de un TCA. Un estudio experimental realizado por F Liu et al., en un TCA simple, con un diseño de componentes compactos, proponen enviar una parte del vapor producido en el generador directo al absorbedor, los intercambiadores de calor que utiliza están contruidos por tubos verticales de acero inoxidable utilizando LiBr/H₂O. Lograron obtener una temperatura en el absorbedor de 124 °C, con un $GTLIN$ de 34.8 y un $GTLEx$ de 29.6 C. La variación del COP es de 0.20 a 0.38, cuando la concentración de LiB/H₂O varia de 51.4 a 53.2%, respectivamente. Comparan su trabajo con otros estudios donde observaron que el COP obtenido es un 10 - 20% más bajo, pero obtienen una temperatura experimental en el absorbedor (124 °C) equivalente a un 25% más alta promedio que lo reportado en otros trabajos [58].

Otra propuesta de estudio en cuanto al diseño de operación con equipos compactos es la sugerida por S.J. Hong et al., la cual consiste en dos modos de operación al suministro de la fuente de calor en un TCA de simple etapa que funciona con

LiBr/H₂O para la generación de vapor. El modo 1 consiste en suministrar el calor directamente en el generador y la línea de salida al evaporador. Mientras que el modo 2, es la operación inversa del suministro de calor, quiere decir que primero ingresa al evaporador y posteriormente al generador. Encontraron que para ambos casos a mayor temperatura de calentamiento el COP mejoraba y la tasa de generación de vapor se incrementaba. Observaron que en el modo 1, a una temperatura de calentamiento de 95 °C obtenían un COP de 0.47, mientras que en el modo 2 un COP de 0.455. La generación de vapor fue mayor en el modo 2, con un \dot{m}_{VA} de 15.2 kg/h con respecto a los 14.9 kg/h del modo 1, esto se debe gracias a que en esta sección del AHT el evaporador trabaja a una mayor presión. También, mencionan que se obtuvo ligeramente una temperatura de salida en el absorbedor cerca de los 120 °C. Concluyeron que, de acuerdo a este estudio se puede seleccionar un modo de funcionamiento con base a maximizar el COP, aunque se necesitan realizar otros estudios particulares en otros parámetros y/o variables que influyen directamente en un TCA, como la temperatura del absorbedor [59].

2.2 Descripción del transformador de calor por absorción

El TCA experimental con el que se trabajó se encuentra ubicado en el Laboratorio de Térmica Aplicada del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp). Fue diseñado y construido por N. Demesa et al. El TCA consta de dos componentes duales; los cuales son: un Generador-Condensador (GECO) y Evaporador-Absorbedor (EVAB), ambos componentes comparten una misma coraza que emplean intercambiadores de calor de serpentines helicoidales anidados, tienen una capacidad térmica por diseño de 2 kW cada uno. Están contruidos de tubing de acero inoxidable 316 L, con el fin de reducir el daño por corrosión, tamaño del equipo, además de, permitir su operación con diferentes mezclas de trabajo. Su principio de operación es por película descendente, ya que ha demostrado ser más eficiente que los sistemas inundados [60]. En la **figura 2** se presenta una fotografía del TCA experimental.



Figura 2.- Equipo experimental

El ciclo comienza cuando en los componentes duales se tiene vacío en ambas corazas (menos de 15 mmHg). La temperatura media de desecho es simulada a través de resistencias eléctricas para calentamiento de agua y el circuito de agua de enfriamiento proviene de una torre de enfriamiento. La fuente de calor suministrada ingresa por la parte interna de los tubing de los serpentines del generador y evaporador ($\dot{Q}_{GE} = \dot{Q}_{EV}$) transfiriendo el calor hacia la parte externa del tubing y calentando la solución de LiBr/H₂O, hasta llegar en condiciones de saturación, donde, se vaporiza parcialmente el H₂O. El vapor generado mediante este proceso ingresa por la parte inferior del condensador. El circuito de agua de enfriamiento ingresa por la parte interna del tubing del condensador para retirar el calor de condensación hasta llegar a condiciones de saturación líquida. El líquido saturado (Agua pura) es alimentado mediante una bomba al evaporador, el cual se encuentra a una mayor presión. Nuevamente el agua cambia de fase a vapor saturado y este asciende al absorbedor, para ser absorbido por la solución concentrada de LiBr/H₂O que proviene del generador, dando como resultado una reacción exotérmica de mayor nivel térmico. El calor obtenido en el absorbedor es retirado mediante agua de enfriamiento que proviene de la torre de enfriamiento, que circula dentro del tubing de los serpentines del absorbedor. Posteriormente de la reacción, la solución se diluye y es enviada nuevamente al generador para

comenzar nuevamente el ciclo termodinámico. La **figura 3** representa el diagrama esquemático con los componentes duales.

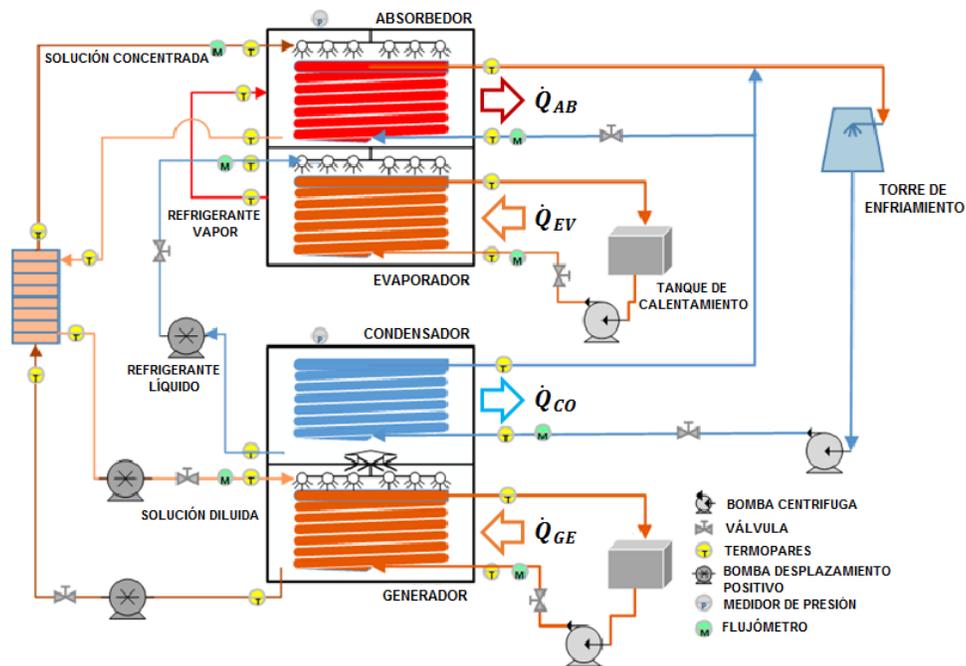


Figura 3. Diagrama esquemático de un TCA con componentes duales.

2.3 Variables medibles

El equipo experimental cuenta con un sistema de adquisición de datos, el cual, recopila toda la información registrada mediante equipos de medición. Las principales variables medibles son:

Sistema de vacío. - El TCA es un sistema de absorción y por las características del ciclo, la operación es mucho mejor si el Generador y Absorbedor permanecen por debajo de la presión atmosférica. Por lo tanto, es indispensable realizar vacío antes de proceder con el proceso. Entonces, por medio de transductores de presión se puede medir la presión del Generador y presión del absorbedor.

Temperaturas. - La medición de la temperatura es indispensable para cualquier proceso y las temperaturas principales medibles en el TCA son:

Entrada y salida del agua de calentamiento (T_{GE} y T_{EV}).

Entrada y salida del agua de enfriamiento (T_{CO} y T_{AB}).

Entrada y salida de la solución ($T_{SOL, AB}$ y $T_{SOL, GE}$).

Entrada y salida del refrigerante líquido y vapor (T_{LIQ} y T_{VAP}).

Flujos volumétricos.- Se han utilizado flujómetros para medir caudales en cada uno de los circuitos donde pase un fluido líquido principalmente. Los flujos máscicos medibles son:

Flujo del agua de calentamiento (T_{CAL}).

Flujo del agua de enfriamiento (T_{ENF}).

Flujo de la solución concentrada y diluida ($\dot{m}_{SOL,GE}$ y $\dot{m}_{SOL,AB}$).

Flujo de refrigerante líquido ($\dot{m}_{REF,LIQ}$).

Concentración de la solución. - La concentración de la solución se determina mediante el índice de refracción (IR), utilizando un refractómetro de la marca ATAGO. Para las propiedades termofísicas de la solución LiBr/H₂O y H₂O, se determinaron a partir de las correlaciones propuestas por McNeely por medio de la función XSteam, respectivamente [61].

2.4 Criterios de estabilidad

El TCA experimental se diseñó para ser operado de manera continua entre sus dos componentes duales y bajo condiciones de estado estable, estas condiciones no deben mostrar una variación de temperatura entre lecturas de $\pm 0.5^\circ\text{C}$, durante un periodo mínimo de 20 min. Las variables consideradas en estado estable fueron: las temperaturas de calentamiento. Cabe recordar que, para estudiar el efecto de cada variable, el resto de las condiciones de operación se mantendrían constantes. Aunque, en experimentación con equipos duales e interconectados directamente entre sí, se observó que algunas variables están íntimamente relacionadas, lo cual, hace que la operatividad del equipo sea un poco más complicada. La **figura 4** presenta el comportamiento térmico de una prueba experimental, para condiciones de operación estable de manera continua.

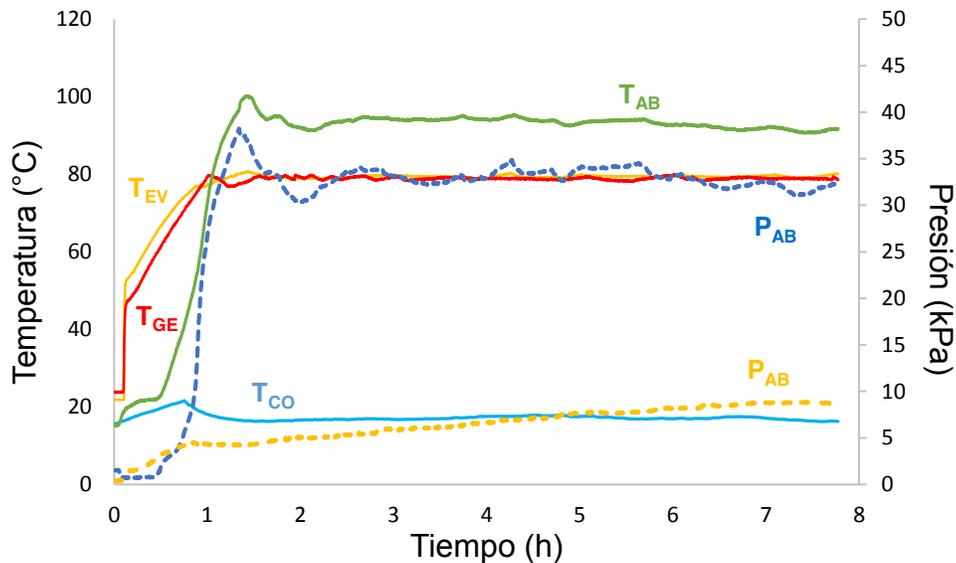


Figura 4.- Comportamiento de estabilidad de una prueba experimental.

2.5 Análisis termodinámico

La evaluación térmica experimental del equipo, se realiza con la finalidad de obtener las mejores condiciones de operación que lleven a mejorar el rendimiento del TCA. Por lo tanto, el estudio para la evaluación del desempeño de un AHT se puede realizar mediante un análisis termodinámico donde se estudie la primera ley de la termodinámica. La primera ley establece que la energía total del ciclo debe ser igual a la energía suministrada más la energía creada. Mientras que la segunda ley impone la cuantificación de la calidad de calor mediante un análisis exergético [62]. Algunas consideraciones son tomadas en cuenta para aclarar la evaluación de los resultados obtenidos en experimentación. Tales como:

- Todos los datos recolectados se evalúan en condiciones de estado estable.
- Las válvulas de expansión son isoentálpicas.
- No se consideran las pérdidas térmicas durante el proceso.
- Se consideran condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador.
- Los cambios de presión en cada componente son despreciables.
- El análisis en los intercambiadores de calor es a flujo a contracorriente.

Basado en lo anterior, el análisis termodinámico se realizó mediante los principios de la conservación de la materia y la primera ley de la termodinámica:

$$\Sigma \dot{m}_{ENT} - \Sigma \dot{m}_{SAL} = 0 \quad (10)$$

$$\Sigma \dot{m}_{ENT} X_{ENT} - \Sigma \dot{m}_{SAL} X_{SAL} = 0 \quad (11)$$

$$(\Sigma \dot{m}_{ENT} h_{ENT} - \Sigma \dot{m}_{SAL} h_{SAL}) + (\Sigma \dot{Q}_{ENT} - \Sigma \dot{Q}_{SAL}) + \dot{W} = 0 \quad (12)$$

2.6 Parámetros de estudio

El objetivo principal de un TCA es la revalorización de la energía utilizada. Y esto se da en función de su principio termodinámico. Quiere decir, que es la diferencia de elevación del punto de ebullición de un refrigerante puro y una solución de refrigerante/absorbente a la misma presión. Ya que por lo general, la solución de refrigerante/absorbente eleva su temperatura de ebullición gracias a que contiene una sal disuelta en la solución [63]. Los parámetros comúnmente utilizados para obtener el rendimiento de un TCA son: Coeficiente de operación (COP), Ascenso bruto de la temperatura (por sus siglas en ingles GTL) y la relación de flujo (RF) [64].

2.6.1 Coeficiente de operación (COP)

El rendimiento de un TCA está determinado por el COP y se define como la relación de la energía útil proporcionada entre la cantidad de energía suministrada [65]. El coeficiente de operación se define como:

$$COP_{TCA} = \frac{\dot{Q}_{AB}}{\dot{W}_{B,CO} + \dot{W}_{B,GE} + \dot{Q}_{GE} + \dot{Q}_{EV}} \quad (13)$$

2.6.2 Ascenso bruto de temperatura (GTL)

Las temperaturas que evalúan el funcionamiento correcto de un TCA son las temperaturas de la solución diluida que sale del absorbedor y la temperatura del vapor producido en el evaporador, la diferencia entre estas temperaturas se le

conoce como GTL (por sus siglas en ingles), el cual es definido de la siguiente manera:

$$GTL_{TCA} = T_{AB} - T_{EV} \quad (14)$$

2.6.3 Relación de flujo (RF)

Otro parámetro importante a considerar es la evaluación de la relación de flujo másico que sale del absorbedor (solución diluida) entre el flujo másico del refrigerante que sale del generador (vapor) [66], y se define como:

$$RF_{TCA} = \frac{\dot{m}_{AB}}{\dot{m}_{REF}} \quad (15)$$

Los parámetros generales a considerar para un análisis adecuado en los intercambiadores de calor se obtienen a partir de la ecuación de diseño [67]:

$$\dot{Q} = UA * DTML \quad (16)$$

Donde \dot{Q} es el flujo de calor, A, el área transversal del tubo y DTML es la diferencia de temperaturas media logarítmica, en un flujo a contracorriente y para un proceso donde existe cambio de fase. Este parámetro se calcula mediante la siguiente ecuación [68]:

$$DTML = \frac{(T_{ENT} - T_{SAT}) - (T_{SAL} - T_{SAT})}{\ln\left(\frac{T_{ENT} - T_{SAT}}{T_{SAL} - T_{SAT}}\right)} \quad (17)$$

Para U, es el coeficiente global de transferencia de calor, que se define a partir de una serie de resistencias térmicas; la resistencia a la transferencia de calor convectiva por el interior (α_{IN}) y exterior del tubo (α_{EX}), y la resistencia de calor por conducción, la cual se desprecia, debido a que la pared del tubo es delgada y conductividad térmica baja, lo cual, puede calcularse:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{IN}} + \frac{1}{\alpha_{EX}}} \quad (18)$$

Para los coeficientes de transferencia de calor locales, α_{IN} y α_{EX} , se pueden determinar mediante la ecuación del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha L}{k_F} \quad (19)$$

Donde L, la característica geométrica y k_F la conductividad térmica del fluido. Para el número de Nusselt (Nu), está en función de los números adimensionales Reynolds (Re) y Prandtl (Pr), principalmente. Por lo tanto, en literatura podemos encontrar correlaciones empíricas para tubos, una de ellas es la propuesta por Dittus & Boelter [69]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (20)$$

La cual es válida para rangos $0.7 \leq Pr \leq 160$ y $Re \geq 10\,000$, el exponente “n”, tiene un valor $n=3$; cuando el fluido se enfría y $n=4$, cuando el fluido se calienta. Para la sección interna del tubo se utiliza la ecuación para tubos helicoidales para flujos en régimen turbulento [70]:

$$Nu_{HE} = Nu \left[1 + 3.5 \frac{D_{IN}}{D_{HE}} \right] \quad (21)$$

Los números adimensionales Re y Pr, se definen de la siguiente manera, respectivamente:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{HI} \mu}, Pr = \frac{\mu C_p}{k_F} \quad (22)$$

Re representa las características del régimen del fluido y Pr, las propiedades del fluido.

2.7 Resultados y discusiones

El análisis del comportamiento del TCA experimental se basó principalmente en determinar las variables para la activación del ciclo termodinámico, tales como: las temperaturas de calentamiento (T_{GE} y T_{EV}), el flujo de calentamiento (F_{GE}) y las presiones absolutas en el generador y absorbedor (P_{GE} y P_{AB}). La **tabla 1** presenta

las condiciones de operación utilizadas para obtener los datos experimentales preliminares.

Tabla 1 Rangos de operación utilizados en el TCA experimental.

Variable	Rango
T_{GE}	70 - 85
T_{EV}	70 – 85
F_{GE}	4 – 8 LPM
P_{AB}	25 – 32 KPa
P_{GE}	4 – 8 KPa
X_{GE}	50 – 55 %
X_{AB}	48 – 52 %

La **figura 5** muestra los comportamientos del COP en función de $T_{CAL, GE}$, donde, se observa que, a mayor temperatura y flujo volumétrico de calentamiento, se obtienen COP's más altos. Esto se debe a que en el generador se produce una mayor cantidad de refrigerante en forma de vapor, y por lo tanto, la concentración de LiBr/H₂O aumenta, el cual, beneficia a la reacción exotérmica que ocurre en el absorbedor, obteniendo una mayor cantidad de calor útil (\dot{Q}_{AB}) y de esta manera se mejora el desempeño del coeficiente de operación del TCA. Para un $F_{CAL, GE}$ de 4 LPM y a una $T_{CAL, GE}$ de 70°C se tiene un COP de 0.22, y cuando la $T_{CAL, GE}$ es de 85°C el COP se eleva hasta 0.38. Cuando el $F_{CAL, GE}$ aumenta lo doble (8 LPM), el COP se incrementa de 0.37 a 0.46, cuando $T_{CAL, GE}$ varía de 70 a 85°C, respectivamente. Bajo este escenario podemos determinar que la temperatura de activación y la producción de refrigerante en forma de vapor, tienen un efecto significativo en el absorbedor. Por lo anterior, para COP's más altos, se pueden atribuir el beneficio de otras variables, tales como: la concentración de la solución en el generador, la temperatura del vapor a la salida del evaporador y la presión en ambos componentes duales.

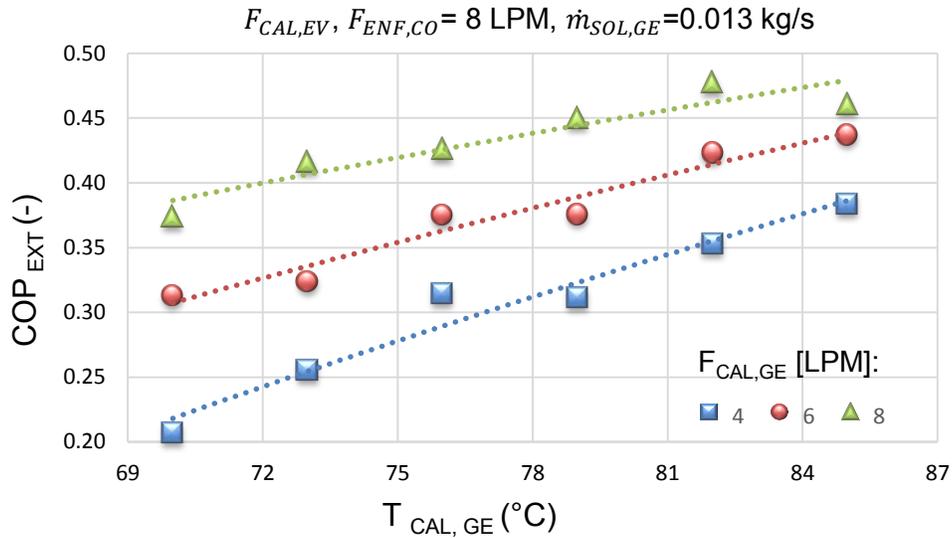


Figura 5 Efecto de la temperatura de calentamiento en el generador en COP

Uno de los análisis que determinan el desempeño de operación de un TCA es la relación de flujo, que indica la diferencia entre las concentraciones del generador y absorbedor. **La figura 6** presenta el comportamiento del RF en función del $\dot{m}_{VAP, GE}$ a diferentes $F_{CAL, GE}$. Donde se observa que a mayor flujo de vapor generado el RF disminuye, esto se debe a que la concentración de la solución de LiBr/H₂O en el generador va aumentando, y, por lo tanto, la generación de refrigerante en forma de vapor es mayor. Durante el proceso el incremento de concentraciones entre el absorbedor y generador va aumentando. Se observa que, a un $F_{CAL, GE}$ de 6 LPM y un $\dot{m}_{VAP, GE}$ de 0.00018 kg/s, se obtiene un RF de 28 y conforme el $\dot{m}_{VAP, GE}$ aumenta hasta 0.00076 kg/s el RF cae hasta 14.5. Mientras que, para un $F_{CAL, GE}$ de 8 LPM y un $\dot{m}_{VAP, GE}$ DE 0.00016 kg/s, se tiene un RF de 28 y cuando el $\dot{m}_{VAP, GE}$ aumenta hasta 0.00066 kg/s el RF disminuye hasta 13.

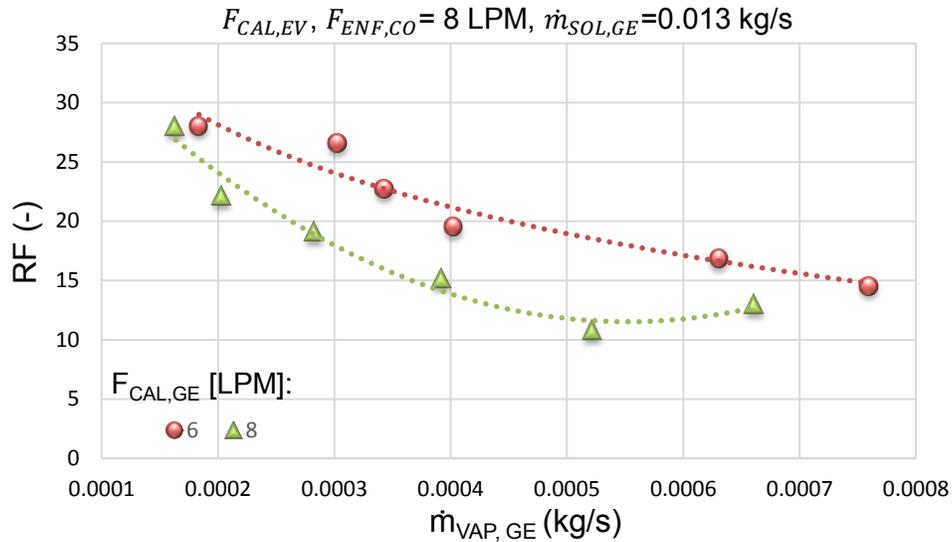


Figura 6 Comportamiento del RF en función del flujo másico de vapor generado.

Cuando un RF es mayor, la diferencia entre las concentraciones es pequeña, y por lo tanto el COP disminuye; debido a que la cantidad de refrigerante producida en el generador es menor, lo cual hace que se reduzca el potencial de la reacción exotérmica en el absorbedor, lo que limita un calor útil a retirar (\dot{Q}_{AB}). Por otro lado, se puede observar que el GTL aumenta conforme el RF se incrementa, ya que se tiene una capacidad de calor útil limitada, debido a que la presión absoluta aumenta y la concentración disminuye, teniendo que alcanzar un equilibrio a ese mismo nivel térmico. En otras palabras, la $T_{VAP, EV}$ se aproxima a la $T_{CAL, EV}$ y por lo tanto, este mismo gradiente de temperatura es el mismo que se incrementa a la $T_{SAL, SOL, AB}$. La **figura 7** presenta el efecto del COP y GTL en función del RF donde podemos determinar que el comportamiento del COP es contrario al GTL cuando el RF se incrementa. Para un $F_{CAL, GE}$ de 4 LPM y un RF de 17 se tiene un GTL de 11.7°C y un COP de 0.38; cuando el RF se incrementa hasta 28, se alcanza un GTL de 19°C y un COP de 0.22. Cuando el $F_{CAL, GE}$ se duplica a 8 LPM y un RF de 10.8 se tiene el COP más alto de 0.46 y un GTL de 17°C, y cuando el RF varía hasta 28, el COP es de 0.37 con un GTL de 24°C. Este tipo de variables son decisivas en un análisis para determinar el enfoque de operatividad en una TCA, ya sea para mejorar la eficiencia u obtener mayores incrementos de temperatura.

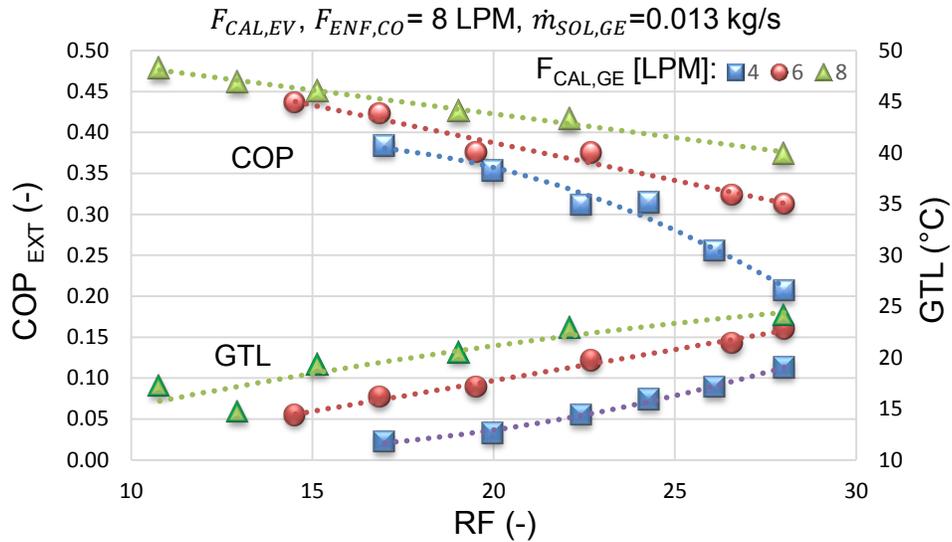


Figura 7 Comportamiento del COP y GTL en función del RF

En la **figura 8** se observa el análisis del coeficiente global de transferencia de calor en el generador y el coeficiente de desempeño del TCA en función del flujo másico de vapor generado a diferentes flujos volumétricos de calentamiento. El COP tiende a incrementarse cuando el $\dot{m}_{VAP,GE}$ aumenta, esto se debe a que la temperatura de calentamiento es mayor y un $F_{CAL,GE}$ es alto, mejorando la generación de vapor. Por otro lado, el U_{GE} tiende ligeramente a disminuir, esto se debe a que el $DTML_{GE}$ se incrementa cuando la temperatura de calentamiento aumenta, pues el área de transferencia es constante y la $T_{VAP,GE}$ no varía mucho a un $\dot{m}_{GE,INT}$ constante. Los valores más altos para U_{GE} experimental son 255 y 250 $W/m^2\text{°C}$, cuando el $\dot{m}_{VAP,GE}$ es de 0.0004 y 0.0005 kg/s , respectivamente a un $F_{CAL,GE}$ de 8 LPM, para estas mismas condiciones el COP obtenido es de 0.45 y 0.47, respectivamente. Este efecto sucede cuando la $T_{GE} = T_{EV}$ están a 79 y 82°C.

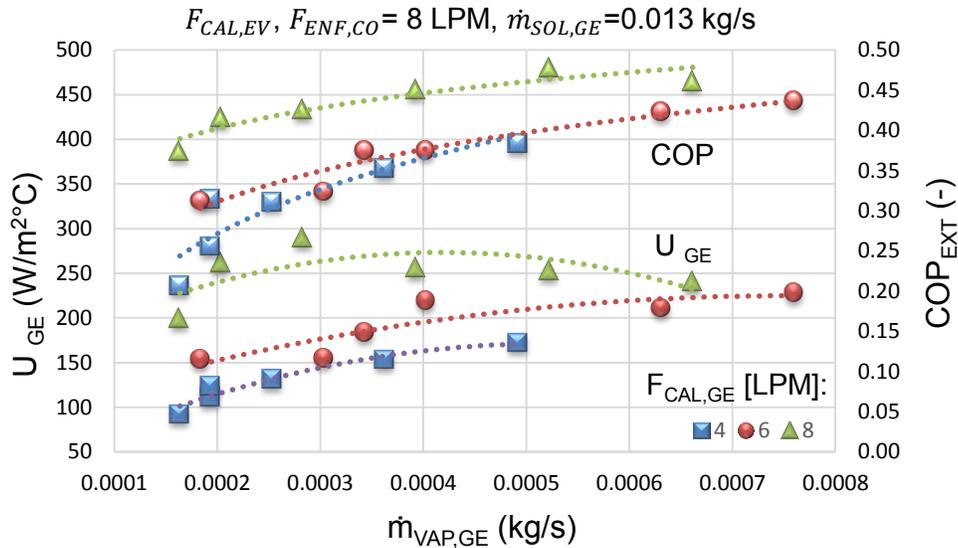


Figura 8 Efecto del U_{GE} y COP en función del $\dot{m}_{GE, VAP}$.

El componente analizado para la obtención de estos datos fue el generador, donde se estudiaron principalmente el efecto del COP, RF y GTL en función del flujo de agua de calentamiento y la temperatura de la fuente de calor. Como se ha observado anteriormente que a un flujo mayor de agua de calentamiento ($F_{CAL, GE}=8$ LPM) se obtiene un panorama de los mejores resultados posibles, se decidió trabajar con los flujos más altos (8 LPM) de calentamiento y enfriamiento para las futuras pruebas experimentales. En la **figura 9** se analiza el comportamiento de las potencias térmicas en todos los componentes cuando la temperatura de calentamiento en el generador y evaporador varía de 70 a 85°C. De forma general podemos observar que cuando la temperatura de calentamiento se incrementa, la potencia térmica de los componentes tiende a incrementarse, también. Como se ha ido explicando, esto se debe a que a una mayor temperatura de calentamiento se tiene una mayor cantidad de producción de vapor en el generador. Y como consecuencia, el absorbedor tendrá mayor capacidad de absorción de vapor refrigerante, obteniendo una mayor cantidad de calor útil (\dot{Q}_{AB}), lo que significa que el desempeño en el absorbedor aumente. Y consecuentemente el COP se incrementa, y al ser componentes duales que están ligados internamente entre sí, el rendimiento de cada uno de los componentes mejorara. Se observa que a una T_{GE} de 82°C se obtiene un \dot{Q}_{GE} de 2.5 kW, muy similar a una T_{GE} de 85°C, que

alcanza un \dot{Q}_{GE} de 2.57 kW. Mientras que a una temperatura de T_{GE} de 76 y 79°C representa aproximadamente un 92% de \dot{Q}_{GE} obtenido a una temperatura mayor a 82°C, de igual manera el calor útil obtenido en el absorbedor es proporcional entre estas temperatura. Por lo cual, se ha decidido solo trabajar con temperaturas de activación menores a 79°C.

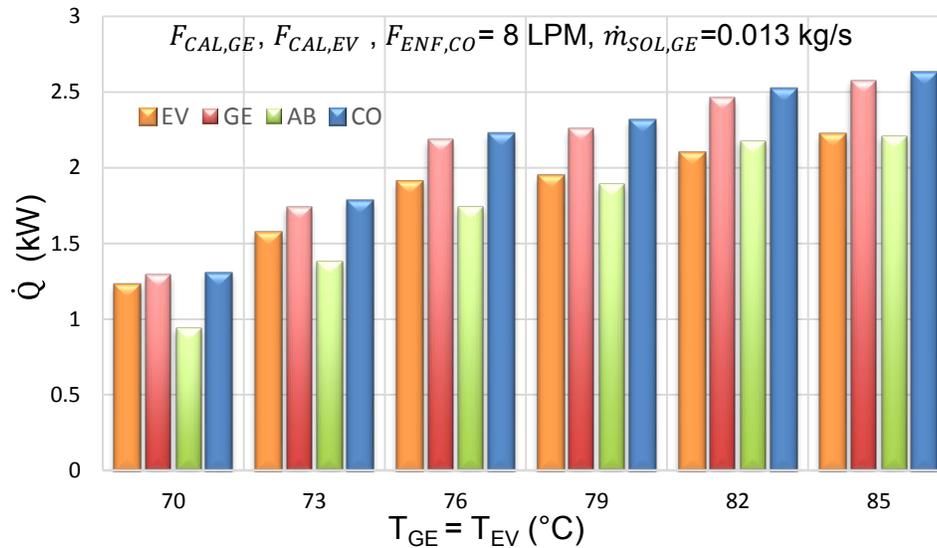


Figura 9 Comportamiento de los calores obtenidos en los componentes que integran el TCA en función de la temperatura de activación.

2.8 Conclusiones

Se realizó un estudio experimental en un TCA para obtener las mejores condiciones de operación, en cuanto al desempeño de los componentes de forma integral, ya que el equipo está construido por dos componentes duales interconectados entre sí. Se tomó como base el análisis de película descendente con una concentración inicial de 54% en peso de LiBr/H₂O y a diferentes temperaturas y flujos de calentamiento para la activación del TCA, entre las observaciones más sobresalientes que se observaron durante el proceso están:

- Al incrementar la temperatura y el flujo de la fuente de calentamiento, la potencia térmica de todos los componentes se incrementa. Los valores más altos obtenidos son 2.21, 2.57, 2.20 y 2.62 kW en el evaporador, generador,

absorbedor y condensador, respectivamente; cuando la $T_{GE}=T_{EV}$ es de 85°C y aun $F_{CAL, GE} = F_{CAL, EV}$ de 8 LPM.

- Otro parámetro analizado es el RF, que indica la diferencia entre las concentraciones del generador y absorbedor. El RF disminuye conforme el flujo de vapor producido aumenta, este fenómeno beneficia al desempeño integral del AHT; debido a que, una mayor concentración de la solución de LiBr/H₂O a la entrada del absorbedor tiene mayor capacidad de absorción de vapor, mejorando el potencial de la reacción exotérmica y, por ende, obteniendo una mayor cantidad de calor útil a retirar en el absorbedor. Las mejores relaciones de flujo varían de 28 a 10.7 cuando el $\dot{m}_{VAP, GE}$ aumenta de 0.00016 a 0.0005 kg/s, con un $F_{CAL, GE} = F_{CAL, EV}$ de 8 LPM.
- Durante el proceso de absorción se debe poner atención en la $T_{VEP, EV}$ y en la $T_{SAL, SOL, AB}$ la diferencia entre estas dos temperaturas se define como GTL. De forma generalizada, en el análisis se observa que el GTL aumenta conforme el COP disminuye, podemos decir que este parámetro puede ser determinante para redirigir la aplicación o decidir el curso del estudio del AHT. El GTL mas alto obtenido en la experimentación fue de 24°C con un $F_{CAL, GE} = F_{CAL, EV}$ de 8 LPM, a T_{GE} de 85°C y con un COP DE 0.36.
- El flujo de vapor producido en el generador tiene un efecto significativo sobre el COP; a mayor temperatura y flujo de calentamiento se genera mayor flujo de refrigerante en forma vapor, lo cual, hace que el COP sea mayor. El COP más alto obtenido en todas las pruebas realizadas fue de $\text{COP}=0.47$, a una TGE de 82°C , $F_{CAL, GE} = F_{CAL, EV}$ de 8 LPM, con un GTL de 17°C y un RF de 10.7.

CAPÍTULO 3. Componente dual Generador/Condensador

3.1 Introducción

En la última década el desarrollo de equipos compactos es una de las tareas que ha tomado interés entre los diseñadores de equipos de transferencia de calor. Estos equipos compactos son diseñados con la finalidad de tener un desempeño más eficiente, debido a la reducción de pérdidas de calor por conducción y convección. Las principales ventajas que proporcionan los componentes compactos involucran el ahorro de energía, prolongación de vida útil, disminución de costos de inversión y de operación. El estudio y desarrollo de nuevos diseños compactos para la función conjunta de las operaciones unitarias son escasos; por lo que el diseñar, construir y operar equipos compactos es un área de oportunidad en la investigación [71]. En este capítulo se presenta el estudio experimental del componente dual Generador/Condensador en un transformador de calor por absorción, donde se presenta la descripción, diseño y características del generador y condensador, también se realiza un análisis termodinámico para cada componente, se determinan las variables independientes y dependientes que participan en el proceso de transferencia de calor.

Uno de los componentes principales en los sistemas de absorción es el generador, algunos estudios sobre este componente se han llevado a cabo para analizar la película descendente en tubos verticales y horizontales, principalmente. Un estudio realizado por Shi et al.- donde analizaron experimental un generador de tubos verticales por película descendente a diferentes concentraciones de la solución de LiBr/H₂O, obtuvieron coeficientes de transferencia de calor que varían de 1650 a 1450 W/m²K, el cual disminuye conforme la concentración de LiBr/H₂O aumenta de 50 a 58%, demostraron que la película descendente es 4.37 veces mayor que el inundado, indicando que el volumen del generador de película descendente es solo el 52.1% del volumen del generador inundado. Una de las ventajas de la película descendente en comparación de un inundado, es que se requiere menor área de transferencia, por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor aumenta [72].

Otro estudio realizado por Lazcano et al.- fue el de analizar la transferencia de calor en función del espesor de película descendente, utilizando LiBr/H₂O al 54% en peso. El análisis se llevó a cabo en un generador para ser integrado a un TCA. El análisis de la película descendente se realizó en un intercambiador de calor de tubos helicoidales concéntricos. Se determinaron algunas variables de diseño de operación como: el diámetro del orificio del distribuidor y la velocidad del flujo másico, principalmente. De las pruebas experimentales, se eligió el de diámetro de orificio de 0.32cm y el flujo másico de operación óptimo fue de 0.003 kg/s, ya que presento por medio de un análisis de imagen un patrón de flujo uniforme entre gota y gota, favoreciendo la humectación hasta un 97% del lado de los tubos, en consecuencia la transferencia de calor mejoro hasta un 65% [73]. Por otra parte, la investigación experimental en componentes duales Generador-Condensador es casi nula, hay algunos autores que empiezan a inmiscuirse en este tema, como lo es el trabajo realizado por Joo He Lee et al.- quienes analizaron la película descendente un componente Generador – Condensador con diferentes superficies en los tubos de calentamiento, utilizaron la solución de LiBr/H₂O. Los tubos fueron modificados para mejorar la humectabilidad y tener una mayor área de contacto para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor. El análisis se llevó a cabo mediante la variación de la temperatura del generador y la concentración de la solución LiBr/H₂O. Los resultados demostraron que el mejor tubo fue el que tenía canales y aletas, pues, alcanzo un UA de 0.58 a 0.73 kW/K, cuando la temperatura de calentamiento se incrementaba de 85 a 97 °C, respectivamente. También, observaron que el UA disminuye conforme la concentración de LiBr aumenta de 55 a 58%. Cuando el Re_{SOL} aumenta de 30 – 70, se incrementa el α_{SOL} de 0.84 – 1.55 kW/m²K, este estudio abre un amplio panorama para el análisis de los procesos de desorción, que incluyen el estudio de la transferencia de masa en los generadores [74].

3.2 Descripción del componente dual Generador/Condensador

El componente Generador/Condensador está diseñado para disminuir las pérdidas de calor y fricción por tuberías. Tiene un arreglo vertical, donde el generador se

encuentra abajo del condensador, con la finalidad de facilitar el ascenso de vapor al generador. La coraza como los intercambiadores está hechos de acero inoxidable con tubing de ½". La **figura 10** muestra el diagrama esquemático del componente dual y la tabla 1 muestra las dimensiones y características del diseño del componente dual.

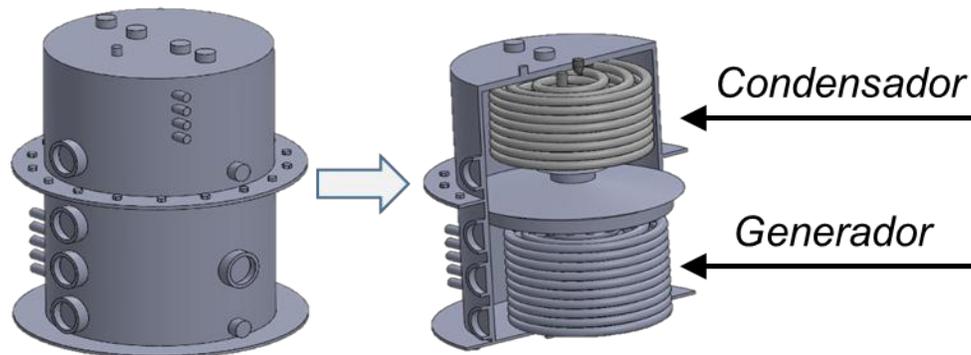


Figura 10 Diagrama esquemático del componente dual

Tabla 2 Diseño y características de los intercambiadores de calor

Característica	Generador			Condensador		
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₁	S ₂	S ₃
D _{HEL} (m)	0.18	0.138	0.078	0.18	0.138	0.078
Longitud (m)	5.7	4.1	3.2	4.7	3.6	2.9
N. Vueltas	9.5			7.7		
Altura _{HEL} (M)	0.127			0.102		
Area _{TRAN} (m ²)	0.55			0.45		
Altura _{COR} (m)	0.385					
D _{COR} (m)	0.266					

En este componente comienza el ciclo termodinámico, donde se suministra calor a una temperatura media (T_{GE}) por el interior de los tubing del generador, y este calor se transfiere por la parte exterior del tubing a la solución de LiBr/H₂O, para ser concentrada. Donde, empieza a evaporarse parcialmente el H₂O, el cual asciende al condensador, donde es retirado el calor de condensación a través del agua de enfriamiento a una temperatura baja (T_{CO}) que fluye en el interior de los tubing del condensador, para cambiar nuevamente de fase a liquido saturado. La **figura 11** muestra la parte del proceso que ocurre en el componente generador/condensador.

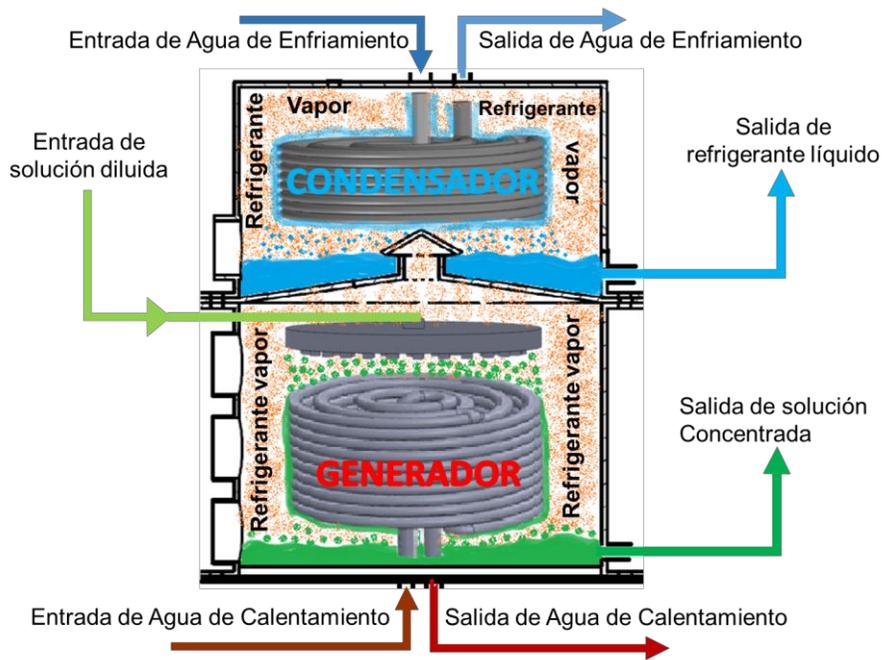


Figura 11.- Diagrama de descripción del proceso en el componente dual.

3.3 Análisis termodinámico en el generador

El generador es un intercambiador de calor que se ocupa principalmente de generar vapor refrigerante y concentrar la solución de LiBr. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor \dot{Q}_{Ge} , que se encuentra a una temperatura T_{Ge} . Este calor puede provenir de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, o incluso calor renovable obtenido de la conversión de la energía solar, la biomasa o el calor de origen geotérmico [75]. Para el análisis termodinámico, se realizaron los balances de materia y energía para las entradas y salidas que intervienen en el componente:

Sección interna de los tubos:

El flujo másico de entrada de calentamiento es igual al flujo másico de salida de calentamiento:

$$\dot{m}_{ENT,CAL} = \dot{m}_{SAL,CAL} \quad (23)$$

El flujo de calor de entrada de calentamiento es igual al flujo másico de entrada de calentamiento por la diferencia del cálculo de entalpías de entrada y salida del agua de calentamiento:

$$\dot{Q}_{CAL,GE} = \dot{m}_{CAL}(h_{SAL,CAL} - h_{ENT,CAL}) \quad (24)$$

Sección externa de los tubos:

El flujo másico de entrada de la solución es igual al flujo másico de la salida de solución más el flujo másico de salida de vapor:

$$\dot{m}_{SOL,ENT} = \dot{m}_{SOL,SAL} + \dot{m}_{VAP,SAL} \quad (25)$$

El flujo de calor interno es igual al flujo másico de salida de la solución por el cálculo de su entalpia más el flujo másico de salida de vapor por su entalpia, menos el flujo másico de entrada de solución por su entalpia:

$$\dot{Q}_{INT,GE} = \dot{m}_{SOL,SAL}(h_{SOL,SAL}) + \dot{m}_{VAP,SAL}(h_{VAP,SAL}) - \dot{m}_{SOL,ENT}(h_{SOL,ENT}) \quad (26)$$

La eficiencia del intercambiador está definida como:

$$\varepsilon_{GE} = \frac{\dot{Q}_{INT,GE}}{\dot{Q}_{CAL,GE}} \quad (27)$$

EL coeficiente global de transferencia de calor, es la carga térmica del generador entre la diferencia de temperaturas media logarítmica por el área de la superficie del tubo:

$$U_{GE} = \frac{(\dot{Q}_{INT,GE} + \dot{Q}_{CAL,GE})/2}{(DTML * A)_{GE}} \quad (28)$$

3.4 Análisis termodinámico en el condensador

El condensador es el componente donde se efectúa el cambio de fase del vapor refrigerante procedente del generador a líquido saturado. El calor \dot{Q}_{CO} , es retirado

por un flujo de agua de enfriamiento que ingresa por el interior de los tubing, que circula a una menor temperatura de condensación, T_{co} . Los balances de materia y energía para este componente son los siguientes:

Sección interna de los tubos:

El flujo másico de entrada de enfriamiento es igual al flujo másico de salida de enfriamiento:

$$\dot{m}_{ENT,ENF} = \dot{m}_{SAL,ENF} \quad (29)$$

El flujo de calor de entrada de enfriamiento es igual al flujo másico de entrada de enfriamiento por la diferencia del cálculo de entalpías de entrada y salida del agua de enfriamiento:

$$Q_{CO,EXT} = \dot{m}_{ENF}(H_{SAL,ENF} - H_{ENT,ENF}) \quad (30)$$

Sección externa de los tubos:

El flujo másico de entrada de vapor es igual al flujo másico de salida de refrigerante líquido condensado:

$$\dot{m}_{ENT,VAP} = \dot{m}_{SAL,CO} \quad (31)$$

El flujo de calor interno es igual al flujo másico de entrada de vapor por el cálculo de la diferencia de sus entalpías de entrada y salida de acuerdo a su saturación:

$$Q_{CO,INT} = \dot{m}_{VAP}(H_{ENT,VAP} - H_{SAL,CO}) \quad (32)$$

La eficiencia del intercambiador se define como:

$$\varepsilon_{CO} = \frac{Q_{CO,ENF}}{Q_{CO,INT}} \quad (33)$$

EL coeficiente global de transferencia de calor, es la carga térmica del condensador entre la diferencia de temperaturas media logarítmica por el área de la superficie del tubo:

$$U_{CO} = \frac{(Q_{CO,ENF} + Q_{CO,INT})/2}{DTML_{CO}A_{CO}} \quad (34)$$

Para el cálculo de la temperatura media logarítmica y como existe cambio de fase en el condensador, se determina de la siguiente manera:

3.5 Condiciones de operación de las pruebas experimentales

Las pruebas experimentales se han realizado primeramente en el intervalo de operación de las condiciones de variables externas; como el flujo volumétrico y la temperatura de agua de calentamiento. Posteriormente se decidió hacer un análisis con las variables del flujo másico de solución a la entrada del generador y la temperatura de agua de calentamiento a no más de 80°C. La **tabla 4.5** muestra las condiciones de operación que se llevaron a cabo para el análisis del componente dual Generador/Condensador.

Tabla 3. Condiciones de operación en el componente dual Generador/Condensador.

Parámetro	Rango
Temperatura de agua de calentamiento [°C]	70 – 79
Flujo másico de solución [kg/s]	0.018 – 0.027
Flujo másico de vapor [kg/s]	0.00021 – 0.00069
Flujo de agua de enfriamiento [LPM]	8
Flujo de agua de calentamiento [LPM]	8
Concentración de la solución LiBr/H ₂ O [%]	48 – 52.5
Presión [KPa]	4 – 8

3.6 Resultados y discusión

El generador es el componente donde comienza el ciclo termodinámico de un TCA y de acuerdo a las condiciones de operación antes descritas para el componente dual, los resultados del análisis comienzan evaluando la carga térmica en el generador en función del flujo másico de solución en el generador a diferentes temperaturas de activación, como se muestra en la **figura 12**, a mayores \dot{m}_{SOL} , GE

el \dot{Q}_{GE} se incrementa y hay un incremento significativo cuando este, está a un nivel térmico mayor. Podemos observar que para cada $T_{CAL, GE}$ la tendencia del \dot{Q}_{GE} tiende a disminuir conforme el $\dot{m}_{SOL, GE}$ aumenta. Esto se debe en gran parte a que la diferencia de la $T_{SOL, ENT, GE}$ y la $T_{SOL, SAL, GE}$ disminuye. Por otro lado, la generación de vapor refrigerante se incrementa, ya que existe un mayor $\dot{m}_{SOL, GE}$ para desorber. Está claro que cuando la $T_{CAL, GE}$ es de 79°C , se tiene los \dot{Q}_{GE} más alto, variando de 2.5 a 2.67 kW a un $\dot{m}_{SOL, GE}$ de 0.0189 a 0.0234 kg/s. Cabe recordar, que otra de las variables que juega un papel importante es la concentración de la solución, y que por el diseño de los componentes no fue posible hacer un análisis puntual sobre esta variable.

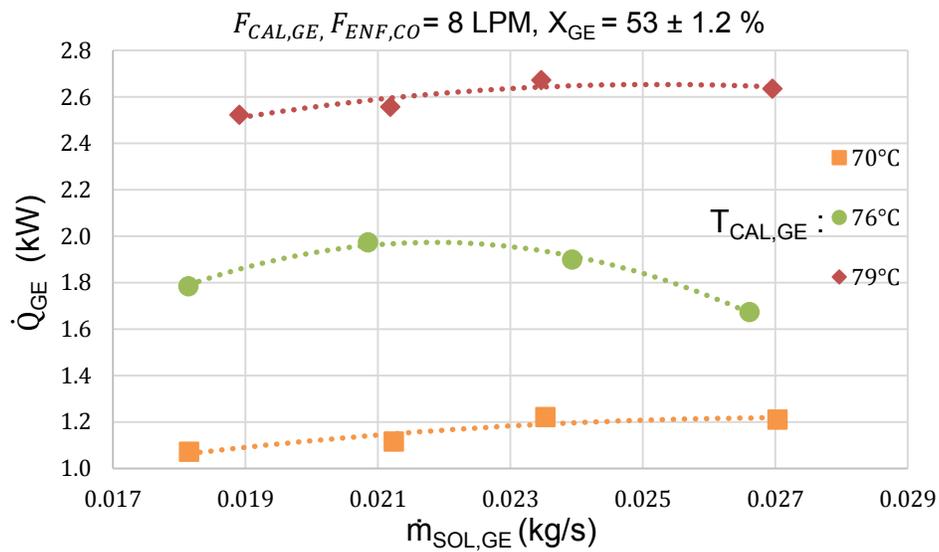


Figura 12 Comportamiento de \dot{Q}_{GE} en función del $\dot{m}_{SOL, GE}$.

La **figura 13** presenta los valores obtenidos de U_{GE} en función del $\dot{m}_{SOL, GE}$ a diferentes $T_{CAL, GE}$. El comportamiento del U_{GE} es muy similar a la de \dot{Q}_{GE} , pues tiene la misma tendencia a disminuir conforme $\dot{m}_{SOL, GE}$ aumenta. Este efecto está directamente relacionado con la carga térmica del generador y las temperaturas de calentamiento, de ahí que presenten comportamientos similares. puede existir que el mojado de los tubos disminuya y consecuentemente el área de contacto también, si el flujo de $\dot{m}_{SOL, GE}$ es menor de ahí que la transferencia de calor entre la pared del tubo y la solución aumente. Los valores de U_{GE} van de 250 a 300 $\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$

cuando el $\dot{m}_{SOL, GE}$ varía de 0.0189 a 0.0269 kg/s con una $T_{CAL, GE}$ de 79°C. Mientras que, para una $T_{CAL, GE}$ es de 70°C el U_{GE} cambia de 115 a 162.5 kW/m²°C con una variación del $\dot{m}_{SOL, GE}$ de 0.018 a 0.0269 kg/s. Lo que representa casi un incremento del doble en el U_{GE} .

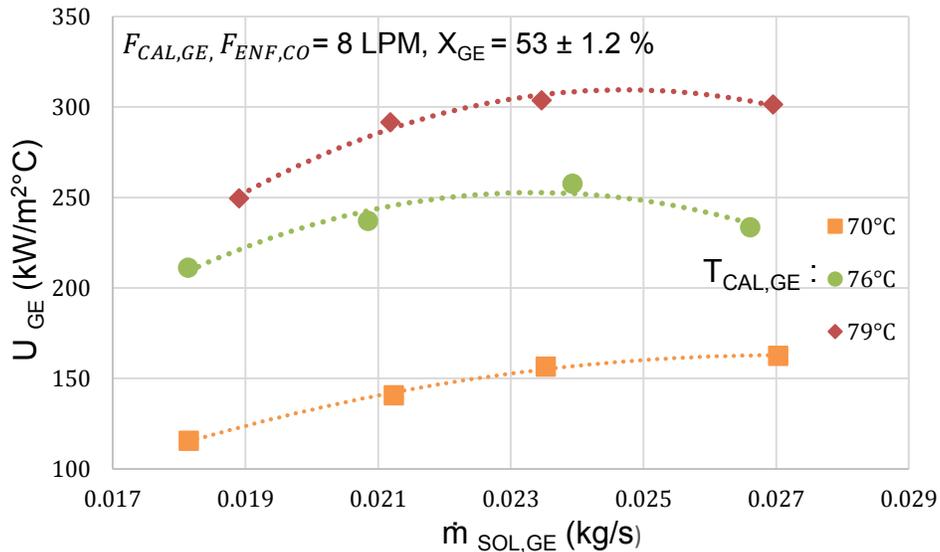


Figura 13 Comportamiento de U_{GE} en función del $\dot{m}_{SOL, GE}$

En la **figura 14** se muestra el α_{CAL} y Nu_{CAL} en función del Re_{CAL} a diferentes $T_{CAL, GE}$. Se puede observar que ambas variables aumentan conforme el Re_{CAL} aumenta, esto se atribuye a la capacidad de la transferencia de calor convectiva con el aumento de la $T_{CAL, GE}$ y por el efecto del flujo turbulento en Re_{CAL} . El α_{CAL} aumenta de 14 121 a 14 881 W/m²°C y el Nu_{CAL} aumenta de 200 a 210, cuando el Re_{CAL} varía entre 44 321 y 47 684, respectivamente; y para una $T_{CAL, GE}$ de 70 a 79°C.

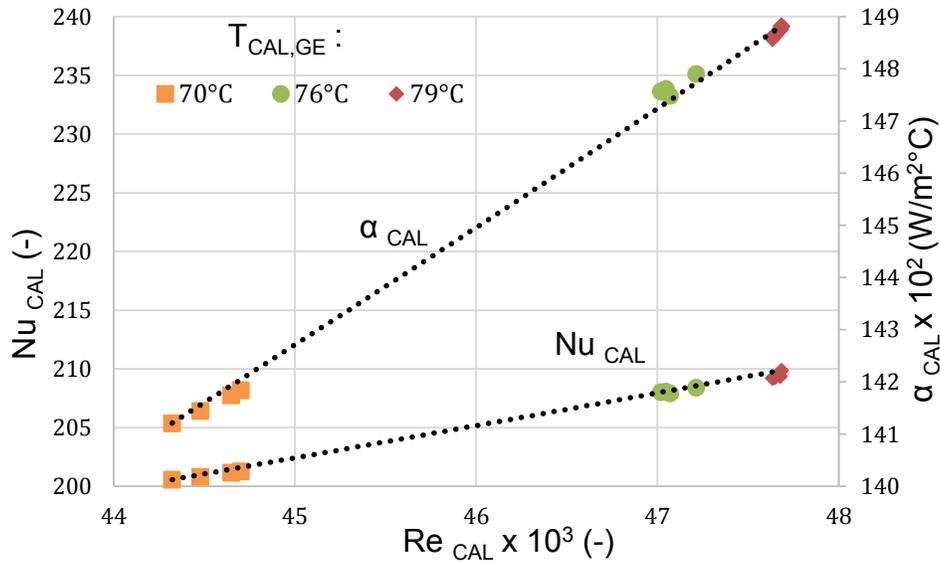


Figura 14 Comparación de Nu_{CAL} y α_{CAL} en función del Re_{CAL}

La **figura 15** se observa el efecto de coeficiente de transferencia de calor de la solución en función del flujo másico por unidad de longitud a diferentes $T_{CAL, GE}$. Se observa que el comportamiento es muy similar al U_{GE} , donde a mayor Γ_{SOL} , el α_{SOL} tiende a caer, por lo tanto, podemos determinar que existe un flujo óptimo de bañado en los tubos, ya que al aumentar el $\dot{m}_{SOL, GE}$ el espesor de la película aumenta, lo que provoca que no exista una buena transferencia de calor convectiva entre el tubo de los serpentines y la solución. Se observa que, para una $T_{CAL, GE}$ igual a 70°C y Γ_{SOL} de 0.28 kg/ms, se obtuvo un α_{SOL} es 158.25 W/m²°C. Mientras que, a una $T_{CAL, GE}$ igual a 76°C y Γ_{SOL} de 0.29 kg/ms, el valor de α_{SOL} es 262.33 W/m²°C y para una $T_{CAL, GE}$ igual a 79°C y Γ_{SOL} de 0.28 kg/ms, el valor máximo de α_{SOL} fue de 310 W/m²°C.

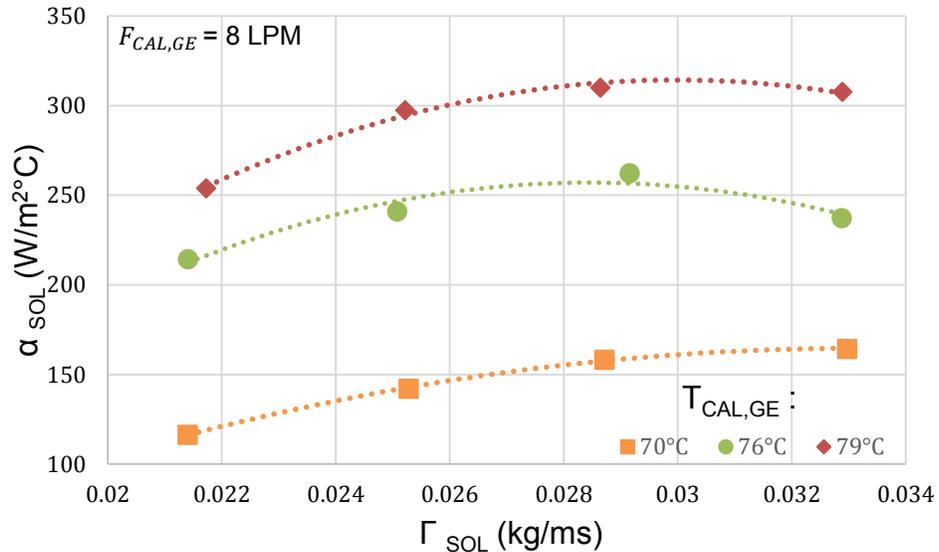


Figura 15 Comportamiento del α_{SOL} en función del Γ_{SOL} .

Uno de los parámetros importantes a estudiar es el flujo de vapor generado, ya que tiene un efecto muy significativo en el desempeño del TCA y a su vez repercute directamente en el condensador. La **figura 16** nos presenta el efecto de la generación del flujo de refrigerante en función de Γ_{SOL} , el cual, podemos observar que a mayor Γ_{SOL} el $\dot{m}_{VAP, GE}$ se incrementa y que existe un incremento sinérgico cuando el nivel térmico aumenta. Esto se debe, a que a mayor flujo másico de solución que existe en el generador se tiene una mayor capacidad de generar refrigerante en forma de vapor. A una $T_{CAL, GE}$ de 70°C el $\dot{m}_{VAP, GE}$ aumenta de 0.00021 a 0.00033 kg/s, cuando el Γ_{SOL} varía de 0.021 a 0.032 kg/ms. Mientras que, a una $T_{CAL, GE}$ de 79°C el $\dot{m}_{VAP, GE}$ aumenta de 0.00062 a 0.00069 kg/s, cuando el Γ_{SOL} varía de 0.021 a 0.032 kg/ms, siendo a este nivel térmico el que mayor flujo de vapor refrigerante se generó.

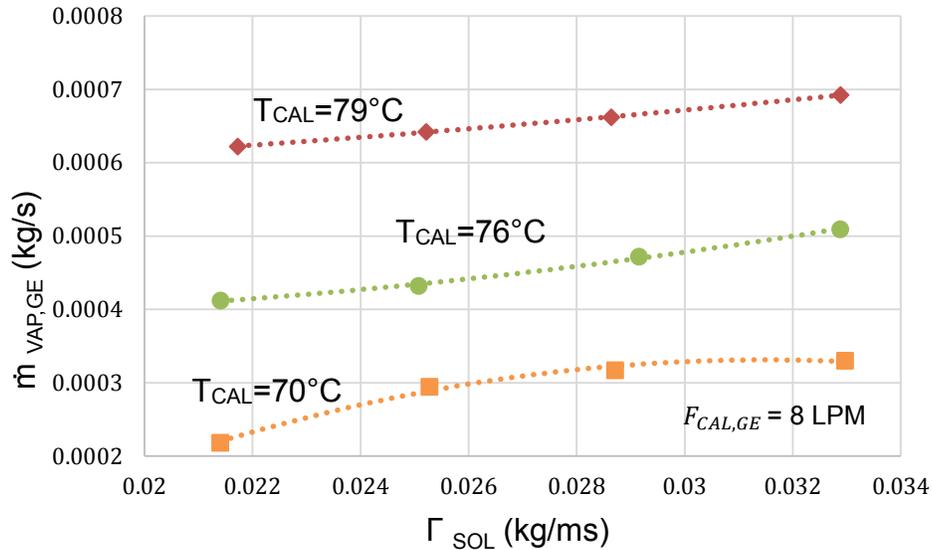


Figura 16 efecto de la generación del flujo de refrigerante en función de Γ_{SOL}

Si se tiene una mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP, GE}$, la solución dentro del generador tiende a concentrarse, por lo tanto, el delta de concentración de la solución de LiBr/H₂O entre el generador y absorbedor aumenta. Y de esta manera se puede mejorar el desempeño del generador y absorbedor. Ya que, se tiene un mayor flujo de agua de calentamiento para mantener a cierta temperatura la transferencia de calor en los tubos y la $T_{SOL, SAL, GE}$; y de esta manera el nivel térmico en el generador es más alto, beneficiando al U_{GE} . En la **figura 17** se analiza el efecto del RF y U_{GE} sobre el $\dot{m}_{VAP, GE}$ a diferentes $T_{CAL, GE}$, donde podemos observar que a una $T_{CAL, GE}$ de 70°C y una generación de $\dot{m}_{VAP, GE}$ de 0.0002 a 0.00033 kg/s se tienen un RF de 33 a 22 y un U_{GE} de 115 a 162.5 kW/m²°C, respectivamente; y con un ΔX_{LiBr} de 1.5 %. Y para una $T_{CAL, GE}$ de 79°C y una generación de $\dot{m}_{VAP, GE}$ de 0.00062 a 0.00069 kg/s se tienen un RF de 21 a 16.5 y un U_{GE} de 250 a 300 kW/m²°C, respectivamente; y con un ΔX_{LiBr} de 3 %.

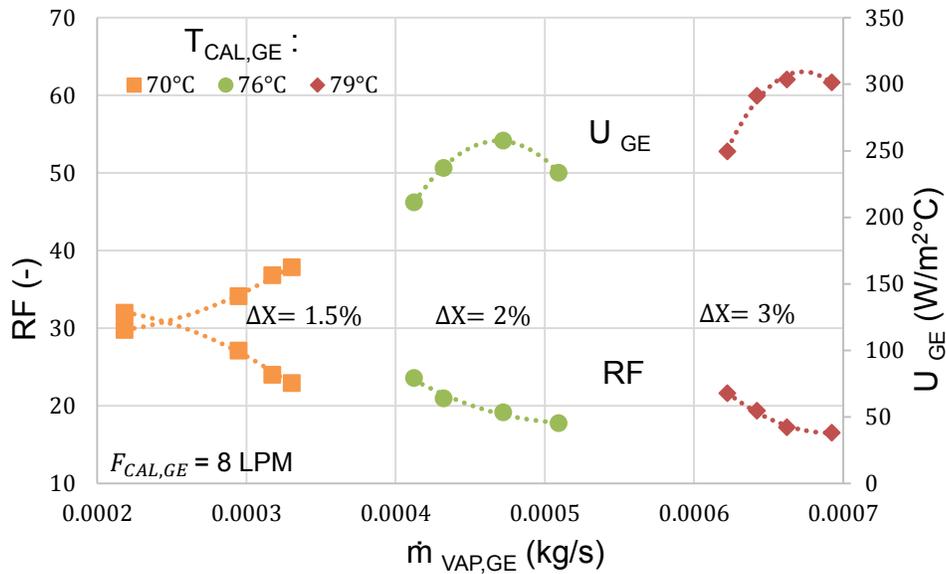


Figura 17 Comparación del RF y U_{GE} en función de $\dot{m}_{VAP,GE}$

Por consiguiente, para el caso del condensador los comportamientos de este componente están en función directa del generador los cuales se presentan a continuación. Podemos observar que la **figura 18** nos presenta los comportamientos de la carga térmica de enfriamiento y el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador en función del flujo de vapor producido en el generador. Se observa, que ambos comportamientos son de forma ascendente conforme el $\dot{m}_{VAP,GE}$ se incrementa. Esto se debe, a que a mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP,GE}$ que ingresa al condensador, necesita mayor carga de energía para disipar el calor y así, obtener el cambio de fase de vapor a líquido saturado. Podemos observar que a una $T_{CAL,GE}$ de 70°C, con una variación de 0.00021 a 0.00033 kg/s de $\dot{m}_{VAP,GE}$, se obtienen \dot{Q}_{CO} de 1.1 a 1.34 kW y U_{CO} de 422 a 610 W/m²C, respectivamente. Mientras, que las cargas térmicas de enfriamiento más altas se obtuvieron a una $T_{CAL,GE}$ de 79°C, con una variación de 0.00062 a 0.00069 kg/s de $\dot{m}_{VAP,GE}$, se obtienen \dot{Q}_{CO} de 2.13 a 2.4 kW y U_{CO} de 657 a 784 W/m²C, respectivamente. La $\bar{T}_{VAP,GE}$ fue de 64°C y para la del condensado fue $\bar{T}_{LIQ,REF}$ de 33°C.

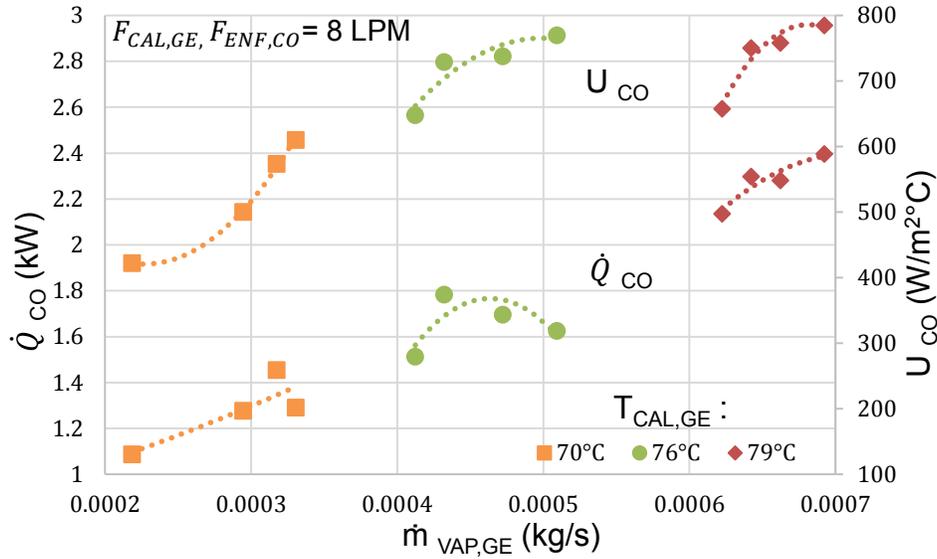


Figura 18 Comparación de \dot{Q}_{CO} y U_{CO} en función de $\dot{m}_{VAP,GE}$

La **figura 19** muestra los comportamientos de los coeficientes de transferencia de calor de enfriamiento y del refrigerante en función del Reynolds de enfriamiento, a diferentes temperaturas de calentamiento. Se observa que ambos coeficientes tienen la misma tendencia, aun cuando el flujo de enfriamiento se mantuvo a 8 LPM; lo que se puede entender que, la dependencia de las variables tiene mayor efecto en el $\dot{m}_{VAP,GE}$, y como se explicó anteriormente; que a mayor $\dot{m}_{VAP,GE}$, se requiere mayor cantidad de flujo de enfriamiento; sin embargo, esto no sucede cuando el nivel térmico se eleva a 79°C y con un $\dot{m}_{VAP,GE}$ de 0.00066 a 0.0007 kg/s, ya que el condensador empieza a limitarse al no tener un mayor flujo de enfriamiento con un nivel térmico más bajo (el uso de la torre de enfriamiento depende de las condiciones ambientales) y la temperatura y presión del condensado empieza a elevarse. Los valores más altos de α_{ENF} varían de 7505 a 7522 W/m²°C y para α_{REF} varían de 720 a 843 W/m²°C, con un Re_{ENF} 17200 a 17255, respectivamente a una $T_{CAL,GE}$ de 79°C.

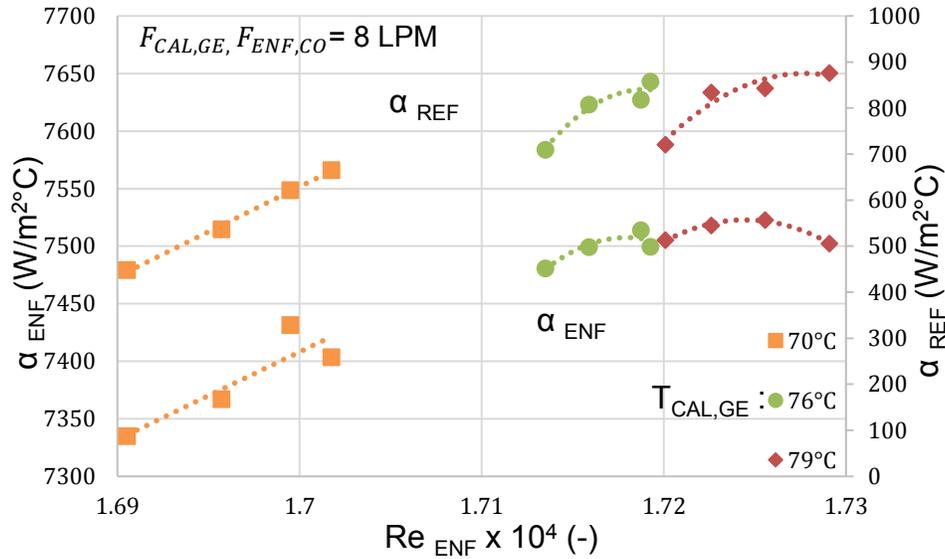


Figura 19 Comportamiento del α_{ENF} y α_{REF} en función de Re_{ENF}

La **figura 20** presenta los comportamientos del número de Nusselt de enfriamiento y del refrigerante, en función del Reynolds del refrigerante. Se puede observar que para Nu_{REF} la tendencia siempre es ascendente, esto se debe a que, a mayor cantidad de vapor que ingresa al condensador se tiene un contacto constante de transferencia de calor convectiva en los tubos y por ende el Re_{REF} aumente. Caso contrario en el Nu_{ENF} , pues a mayor Re_{REF} la tendencia empieza a decaer, pues se tiene mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP,GE}$ a un nivel térmico mayor, lo que hace que la presión aumente, y disminuya la transferencia de calor convectiva. Pues, el flujo de enfriamiento es constante y la diferencia de la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento disminuye; limitando el desempeño del condensador. Para Re_{REF} de 47 a 55, se tienen Nu_{REF} de 1777 a 2638 y Nu_{ENF} de 124.1 a 124.9, respectivamente y cuando el Re_{REF} aumenta de 103 a 113, el Nu_{REF} varía de 2957 a 3866 y un Nu_{ENF} de 126 a 126.6. No hay mucha diferencia en el Nu_{ENF} .

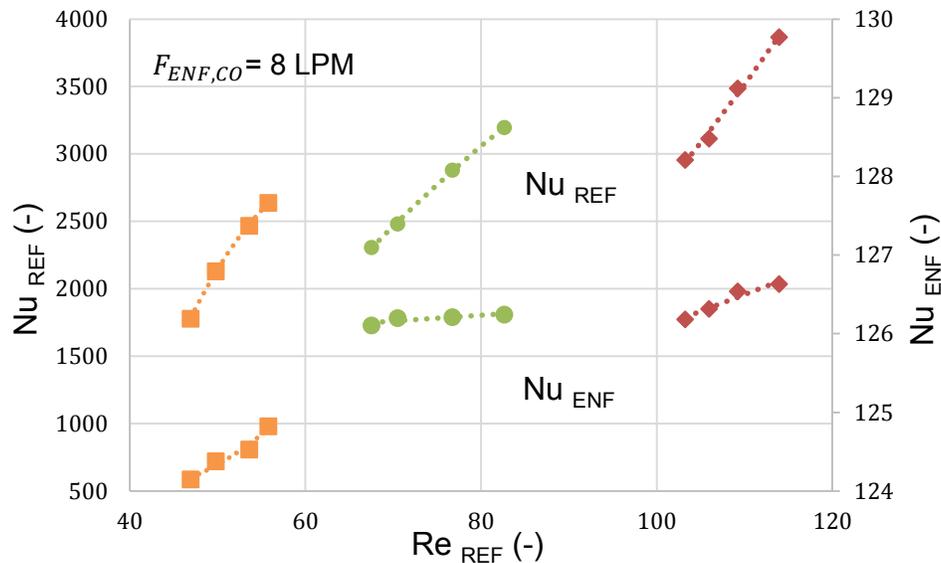


Figura 20 comparación del Nu_{ENF} y Nu_{REF} en función de Re_{ENF}

El $\dot{m}_{VAP, GE}$ que ingresa al condensador determina en gran medida al desempeño del componente y a la cantidad de flujo refrigerante líquido que será enviado al evaporador. En la **figura 21** se observa la influencia del $\dot{m}_{VAP, GE}$ sobre el Re_{REF} y la eficiencia del condensador. Como se ha dicho antes, a mayor $T_{CAL, GE}$ se genera mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP, GE}$ y al ingresar al condensador, se necesita mayor cantidad de flujo de enfriamiento para disipar el calor y tener un cambio de fase, donde el vapor se enfría a una temperatura menor a la de su saturación y se condensa sobre la superficie de los tubos, formando una película líquida de agua que conforme cae, aumenta el flujo de la película. Por esta razón, el Re_{REF} siempre aumentará conforme el $\dot{m}_{VAP, GE}$ sea mayor. Por otro lado, se observa que la ϵ_{CO} presenta 3 comportamientos; a) cuando $\dot{m}_{VAP, GE}$ se incrementa, la ϵ_{CO} aumenta, b) se presenta un punto máximo en la tendencia y c) la ϵ_{CO} decrece cuando el nivel térmico es mayor. Para el comportamiento a, todo el $\dot{m}_{VAP, GE}$ que ingresa es condensado y la diferencia entre las temperaturas de entrada y salida del flujo de enfriamiento es mayor. Para el caso b, existe un punto máximo donde, a partir de esa condición el gradiente de temperaturas de entrada y salida del flujo de enfriamiento va disminuyendo y para el caso c, las temperaturas de entrada y salida del flujo de enfriamiento van aumentando, de tal manera que aumenta la presión del

componente dual y la ϵ_{CO} decrece. Los valores máximos de la ϵ_{CO} varían de 0.63, 0.77 y 0.81, para $\dot{m}_{VAP,GE}$ de 0.00033, 0.00047 y 0.00062 kg/s; a un nivel térmico de 70, 76 y 79 °C, respectivamente.

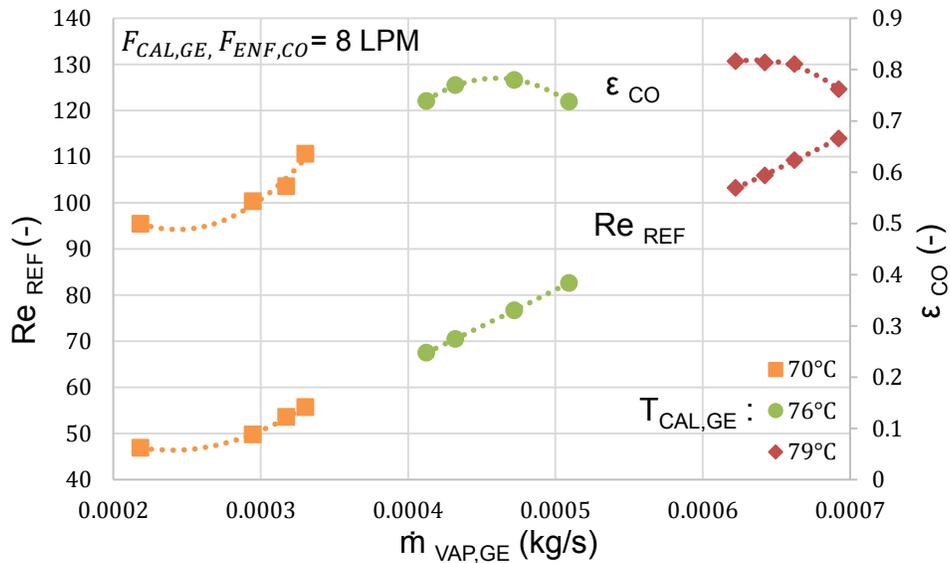


Figura 21 Efecto del Re_{REF} y ϵ_{CO} en función del $\dot{m}_{VAP,GE}$

3.7 Conclusiones

Se llevó a cabo un análisis experimental en el componente dual generador/condensador a diferentes condiciones de operación, este componente dual inicia el ciclo en el generador, pues la producción de vapor refrigerante depende mucho del funcionamiento integral del TCA. El análisis del generador se realizó para evaluar los mejores coeficientes globales de transferencia de calor y la carga térmica en función del flujo másico de solución a diferentes temperaturas de activación. Algunas observaciones más sobresalientes son:

- Se observó que el \dot{Q}_{GE} y U_{GE} tienen un comportamiento parabólico cuando el flujo másico de solución a la entrada del generador aumenta, y a su vez, tienen un incremento significativo cuando el nivel térmico de calentamiento aumenta.
- Para una $T_{CAL,GE}$ de 79°C, se tiene los \dot{Q}_{GE} más alto, variando de 2.5 a 2.67 kW a un $\dot{m}_{SOL,GE}$ de 0.0189 a 0.0234 kg/s. Mientras que, los U_{GE} van de 250 a 300 kW/m²°C.

- Cuando se incrementa la temperatura de calentamiento y el flujo másico de la solución en el generador, la producción de vapor refrigerante se incrementa, esto beneficia a que los coeficientes de transferencia de calor sean más altos.
- El valor máximo de α_{SOL} fue de $310 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para una $T_{CAL, GE}$ igual a 79°C y Γ_{SOL} de 0.28 kg/ms , y el α_{CAL} aumenta de $14\ 121$ a $14\ 881 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para una $T_{CAL, GE}$ de 70 a 79°C .
- Se observó que, a mayor flujo de vapor producido, la solución de LiBr/H₂O en el generador se concentra, incrementando el delta de concentración de la solución de LiBr/H₂O entre el generador y absorbedor. Beneficiando al coeficiente global de transferencia de calor.

El análisis en el condensador se basó principalmente en su capacidad de condensar diferentes flujos másicos de vapor que ingresan del generador. Puesto que, tiene una dependencia directa con el generador y está limitado a una torre de enfriamiento que se rige bajo las condiciones ambientales. Las evaluaciones más sobresalientes en el condensador son las siguientes:

- Los \dot{Q}_{CO} y U_{CO} , tienen un comportamiento generalmente ascendente, conforme el $\dot{m}_{VAP, GE}$ se incrementa. Esto se debe, a que a mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP, GE}$ que ingresa al condensador, necesita mayor carga de energía para disipar el calor.
- El \dot{Q}_{CO} de enfriamiento tiene una variación de 2.13 a 2.4 kW para una $T_{CAL, GE}$ de 79°C , con una variación de 0.00062 a 0.00069 kg/s de $\dot{m}_{VAP, GE}$, mientras que los U_{CO} de 657 a $784 \text{ W/m}^2\text{°C}$, respectivamente. La $\bar{T}_{VAP, GE}$ fue de 64°C y para la del condensado fue $\bar{T}_{LIQ, REF}$ de 33°C .
- Los coeficientes de transferencia de calor tienen de forma general comportamientos ascendentes, conforme el $\dot{m}_{VAP, GE}$ se incrementa, esto benéfica a la transferencia de calor, pues, se requiere mayor cantidad de flujo de enfriamiento para disipar el calor en el condensador. Los valores más altos de α_{ENF} varían de 7505 a $7522 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y para α_{REF} varían de 720 a $843 \text{ W/m}^2\text{°C}$, con un Re_{ENF} 17200 a 17255 , respectivamente a una $T_{CAL, GE}$ de 79°C .

- El $\dot{m}_{VAP, GE}$ que ingresa al condensador determina en gran medida al desempeño del componente y a la cantidad de flujo refrigerante líquido que será enviado al evaporador, las eficiencias promedio obtenidas en experimentación son: ϵ_{CO} de 0.63, 0.77 y 0.81, para $\dot{m}_{VAP, GE}$ de 0.00033, 0.00047 y 0.00062 kg/s; a un nivel térmico de 70, 76 y 79 °C, respectivamente.

CAPÍTULO 4. Componente dual Evaporador/Absorbedor

4.1 Introducción

A continuación, se describe el componente dual Evaporador/Absorbedor, donde se presentan el diseño y las características de cada uno de los componentes, así como el análisis termodinámico. Se ha encontrado en literatura algunos estudios sobre este tipo de componentes duales, ya que se puede decir que es la sección más importante de un TCA, la mayoría de los estudios se enfocan principalmente en el absorbedor. Pues, es en este componente donde se obtienen el gradiente de temperatura revalorizada. Cabe destacar, que un óptimo desempeño en el TCA también depende de la armonía de operación de los demás componentes [76], es por ello que algunos autores empiezan estudiar este tipo de componentes duales, como es el caso de N. Demesa et al., realizaron un diseño de un componente dual, evaporador-condensador que comparten una misma coraza, el evaporador está constituido por 3 serpentines helicoidales conectados en serie y con diferentes diámetros de enrollamiento, con una capacidad de 2.25 kW y está en la parte inferior del condensador. Utilizando solamente agua en la experimentación obtuvieron una carga de calor de 2.15 kW y un U experimental máximo de 611.4 W/m²K a una temperatura de calentamiento de 61 °C y con un flujo másico de 0.13 kg/s. La ε_{EV} fue del 83% y el mayor \dot{m}_{VA} producido fue de 7×10^{-4} kg/s. Este trabajo se realizó con la finalidad de caracterizar el componente dual para ser integrado a un TCA utilizando LiBr/H₂O. Los resultados experimentales se acercan a los datos del diseño con un 97% de efectividad [77]. Otro estudio similar fue el realizado por Morales et al., quienes diseñaron y construyeron un componente duplex Evaporador – Condensador con intercambiadores de calor helicoidales por película descendente, utilizando solamente agua por el lado de los tubos. Se evaluó individualmente cada componente utilizando temperaturas de activación de 60 a 90 °C. La mayor carga térmica se obtuvo en el evaporador con 9.95 kW a una temperatura de 81.7 °C y para el condensador fue de 9.87 kW a una temperatura de enfriamiento de 19 °C [78]. Por otra parte, también se han realizado estudios teóricos con este tipo de componente dual, como el análisis llevado a cabo por J.I.

Canela et al., quienes estudiaron teóricamente un componente dual, evaporador-absorbedor de tubo helicoidal concéntrico, utilizando la solución LiBr/H₂O para destilar agua, el modelo matemático describe principalmente la transferencia de calor por película descendente y se basó en el programa MOSAIC. Los resultados del modelo se compararon con resultados experimentales, donde, observaron que con el aumento de la presión de 17.68 a 21.33 kPa, la carga de calor en el evaporador disminuye de 1.73 a 1.57 kW. Por consiguiente, la producción de agua destilada en el absorbedor disminuye de 5.5×10^{-4} a 4.4×10^{-4} kg/s. Por lo tanto, determinaron que debe existir una relación adecuada entre el flujo refrigerante evaporado con respecto al flujo de vapor absorbido para evitar el aumento de la presión [79]

4.2 Descripción del componente dual Evaporador/Absorbedor

El componente Evaporador/Absorbedor está diseñado para disminuir las pérdidas de calor y fricción por tuberías. Tiene un arreglo vertical, donde el absorbedor se encuentra en la parte superior del evaporador, con la finalidad de facilitar el ascenso de vapor al absorbedor. La coraza como los intercambiadores está hechos de acero inoxidable con tubing de ½". La **figura 22** muestra el diagrama esquemático del componente dual y la tabla 1 muestra las dimensiones y características del diseño del componente dual.

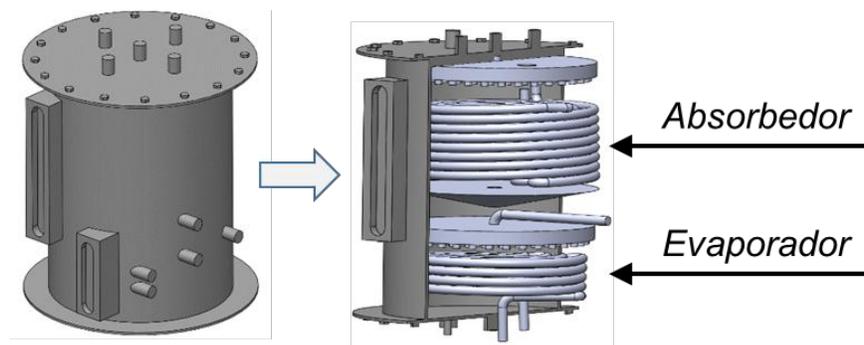


Figura 22.- Diagrama esquemático del componente dual

Tabla 4.- Diseño y características de los intercambiadores de calor

Característica	Absorbedor				Evaporador			
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄
D _{HEL} (m)	0.233	0.18	0.138	0.078	0.233	0.18	0.138	0.078
Longitud (m)	7.3	5.7	4.2	2.6	5.7	2.7	2.6	2.5
N. Vueltas	10				4			
Altura _{HEL} (M)	0.127				0.051			
Área _{TRA} (m ²)	0.61				0.31			
Altura _{COR} (m)	0.381							
D _{COR} (m)	0.288							

En este componente continuo el proceso del ciclo termodinámico, donde se suministra calor a una temperatura media (T_{EV}) por el interior de los tubing del evaporador, y este calor se transfiere por la parte exterior del tubing al refrigerante líquido saturado que proviene del condensador. Donde, empieza a evaporarse totalmente a una presión mayor (P_{AB}), el vapor asciende al absorbedor, donde es absorbido por la solución concentrada de LiBr proveniente del generador. El calor producido en el absorbedor (T_{AB}) es retirado a través del agua de enfriamiento que fluye por el interior de los tubing del absorbedor, la solución que cae por película descendente se va diluyendo y es enviada nuevamente al generador para continuar nuevamente con el ciclo. La **figura 23** muestra la parte del proceso que ocurre en el componente evaporador/absorbedor.

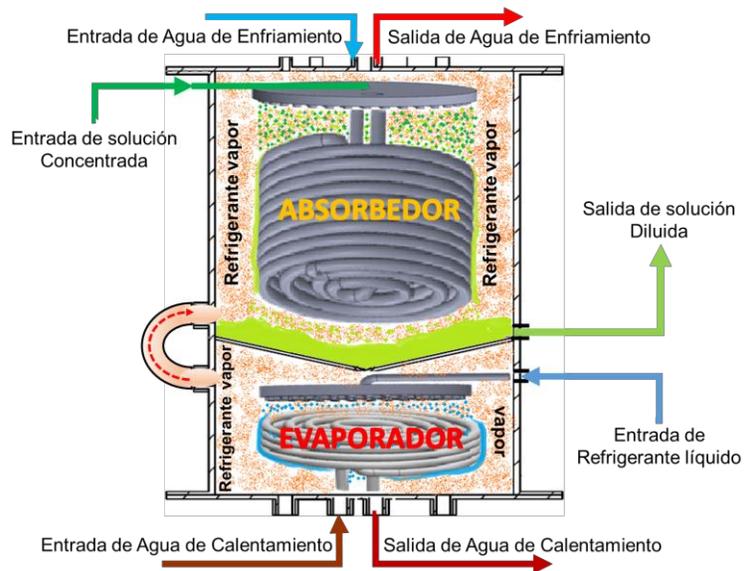


Figura 23. Diagrama de descripción del proceso en el componente dual

4.3 Análisis termodinámico en el evaporador

En este componente accede el refrigerante como líquido saturado, que proviene de la válvula de expansión conectada al condensador, y por el intercambio de calor el refrigerante cambia de fase a vapor, el líquido que ingresa constantemente empieza a evaporarse a la presión del evaporador y a su vez, transfiere el calor latente, \dot{Q}_{EV} . Para el análisis termodinámico, se realizaron los balances de materia y energía para las entradas y salidas que intervienen en el componente:

Sección interna de los tubos:

El flujo másico de entrada de calentamiento es igual al flujo másico de salida de calentamiento:

$$\dot{m}_{ENT,CAL} = \dot{m}_{SAL,CAL} \quad (35)$$

El flujo de calor de entrada de calentamiento es igual al flujo másico de entrada de calentamiento por la diferencia del cálculo de entalpías de entrada y salida del agua de calentamiento:

$$Q_{CAL,EV} = \dot{m}_{CAL}(h_{ENT,CAL} - h_{SAL,CAL}) \quad (36)$$

Sección externa de los tubos:

El flujo másico de entrada del refrigerante líquido es igual al flujo másico de la salida del refrigerante vapor:

$$\dot{m}_{ENT,CO} = \dot{m}_{SAL,VAP} \quad (37)$$

El flujo de calor interno es igual al flujo másico de salida de la solución por el cálculo de su entalpía más el flujo másico de salida de vapor por su entalpía, menos el flujo másico de entrada de solución por su entalpía:

$$Q_{INT,EV} = \dot{m}_{ENT,CO}(h_{SAL,VAP} - h_{ENT,CO}) \quad (38)$$

La eficiencia del intercambiador está definida como

$$\varepsilon_{EV} = \frac{Q_{INT,EV}}{Q_{CAL,EV}} \quad (39)$$

EL coeficiente global de transferencia de calor, es la carga térmica del generador entre la diferencia de temperaturas media logarítmica por el área de la superficie del tubo:

$$U_{EV} = \frac{(Q_{CAL,EV} + Q_{INT,EV})/2}{DTML_{EV}A_{EV}} \quad (40)$$

4.4 Análisis termodinámico en el absorbedor

Uno de los componentes más importantes del ciclo en un TCA es el absorbedor, ya que su correcto funcionamiento está fuertemente ligado al desempeño global de operación, del cual depende de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador. En este componente es donde se lleva a cabo la reacción exotérmica liberando calor \dot{Q}_{AB} , que se encuentra a una temperatura T_{AB} . Para el análisis termodinámico, se realizaron los balances de materia y energía para las entradas y salidas que intervienen en el componente:

$$\dot{m}_{ENT,VAP} + \dot{m}_{ENT,SOL,AB} = \dot{m}_{SAL,SOL,AB} \quad (41)$$

La carga térmica en el absorbedor $Q_{ENF,AB}$ es el calor liberado en el absorbedor y disipado por medio del agua de enfriamiento y se puede calcular:

$$Q_{ENF,AB} = \dot{m}_{ENF}(h_{SAL,ENF} - h_{ENT,ENF}) \quad (42)$$

Donde \dot{m}_{ENF} es el flujo másico del agua de enfriamiento, $h_{ENT,ENF}$ y $h_{SAL,ENF}$ son las entalpías de entrada y salida de los flujos másicos del agua de enfriamiento respectivamente. Este calor también puede determinarse a partir del balance de energía en el lado de la solución:

$$Q_{INT,AB} = \dot{m}_{ENT,VAP}(h_{ENT,VAP}) + \dot{m}_{ENT,SOL,AB}(h_{ENT,SOL,ABS}) - \dot{m}_{SAL,SOL,AB}(h_{SAL,SOL,AB}) \quad (43)$$

Donde $\dot{m}_{ENT,SOL,AB}$, $\dot{m}_{SAL,SOL,AB}$ y $\dot{m}_{ENT,VAP}$, son los flujos másicos de la solución de LiBr/H₂O de entrada y salida en el absorbedor, y el flujo másico de vapor absorbido. $h_{ENT,INT,ABS}$, $h_{SAL,INT,ABS}$ y $h_{ENT,VAP}$ son las entalpías respectivas. La eficiencia del absorbedor puede determinarse a partir de:

$$\varepsilon_{AB} = \frac{Q_{ENF,AB}}{Q_{INT,AB}} \quad (44)$$

Mientras que el coeficiente global de transferencia de calor, puede calcularse:

$$U_{AB} = \frac{(Q_{ENF,AB} + Q_{INT,AB})/2}{DTML_{AB}A_{AB}} \quad (45)$$

Donde A_{AB} , es el área del absorbedor y $DTML_{AB}$ es la diferencia de temperaturas media logarítmica, que se calcula a partir de la ecuación 10 del capítulo 3, para cambio de fase a condensación.

4.5 Condiciones de operación de las pruebas experimentales

El análisis realizado en el componente dual Evaporador/Absorbedor se llevó a cabo en función de los parámetros de entrada al componente, como el flujo másico y la concentración de la solución de entrada al absorbedor, el flujo másico del refrigerante líquido proveniente del condensador y la temperatura de calentamiento del evaporador. Las demás variables estudiadas involucradas en este componente dual se enlistan en la **tabla 5**.

Tabla 5. Condiciones de operación para el estudio del componente dual Evaporador/Absorbedor.

Parámetro	Rango
Temperatura de agua de calentamiento [°C]	70 – 79
Flujo másico de solución [kg/s]	0.017 – 0.026
Flujo másico de agua refrigerante [kg/s]	0.00021 – 0.00069
Flujo de agua de calentamiento [LPM]	8
Concentración de la solución LiBr/H ₂ O [%]	52.5 – 56.5
Presión [KPa]	4 – 8

4.6 Resultados y discusión

En la **figura 24** se presenta el comportamiento de \dot{Q}_{EV} y U_{EV} en función del \dot{m}_{CO} a diferentes $T_{CAL, EV}$, de forma general se presentan comportamientos ascendentes conforme el \dot{m}_{CO} se incrementa y el nivel térmico aumenta, debido a que se requiere mayor cantidad de energía para realizar el cambio de fase de líquido a vapor. Por lo que, la película del \dot{m}_{CO} a medida que cae sobre los tubos va disminuyendo, mejorando el U_{EV} . El flujo de \dot{Q}_{EV} más alto obtenido fue de 1.2, 1.7 y 2.4 kW con U_{EV} de 743, 791 y 932 W/m²°C, a 70, 76 y 79°C, respectivamente.

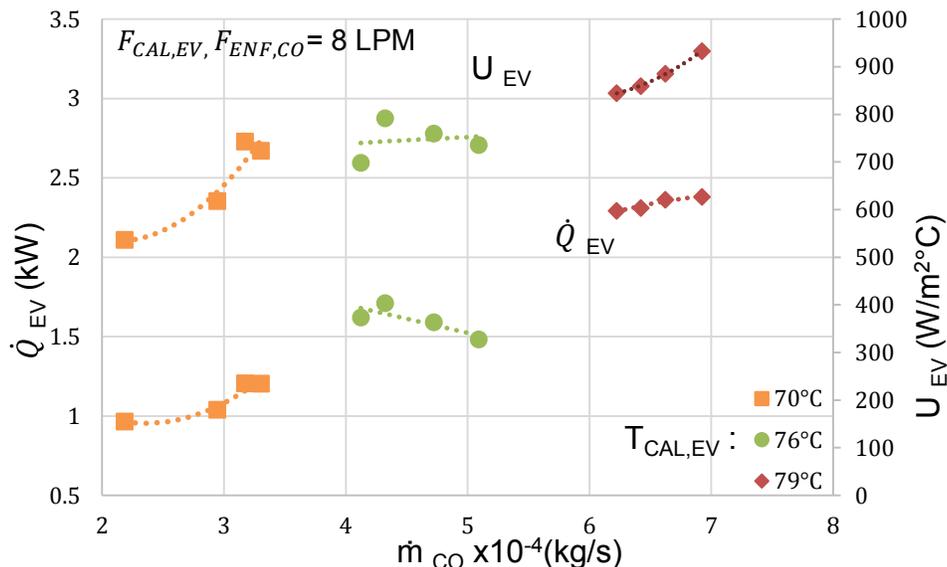


Figura 24 comparación de \dot{Q}_{EV} y U_{EV} en función del \dot{m}_{CO}

Cuando se incrementa el \dot{m}_{CO} que ingresa al evaporador, el espesor de película se incrementa y por consiguiente el Re_{REF} aumenta, y al entrar al contacto con la pared

de los tubos que tiene una presión y temperatura de saturación mayor, la superficie de la película comenzara a evaporarse; y por lo tanto, la transferencia de calor por convección mejora. Podemos observar en la **figura 25** que α_{REF} y α_{CAL} aumentan conforme le nivel térmico se incrementa y el Re_{REF} aumenta. Para el α_{CAL} su comportamiento es constante o decrece ligeramente, debido a que el $F_{CAL, EV}$ se mantiene a 8 LPM y es más sensible a la $T_{CAL, EV}$. Para α_{REF} tiene comportamientos ascendentes y esta mejora cuando el nivel térmico aumenta. Los valores de α_{CAL} son 18034, 18670 y 18980 $W/m^2\text{°C}$ para una $T_{CAL, EV}$ de 70, 76 y 79 $^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Mientras que el α_{REF} obtuvo valores máximos de 775, 826 y 981 $W/m^2\text{°C}$, cuando Re_{REF} se incrementa de 13, 17 y 27.

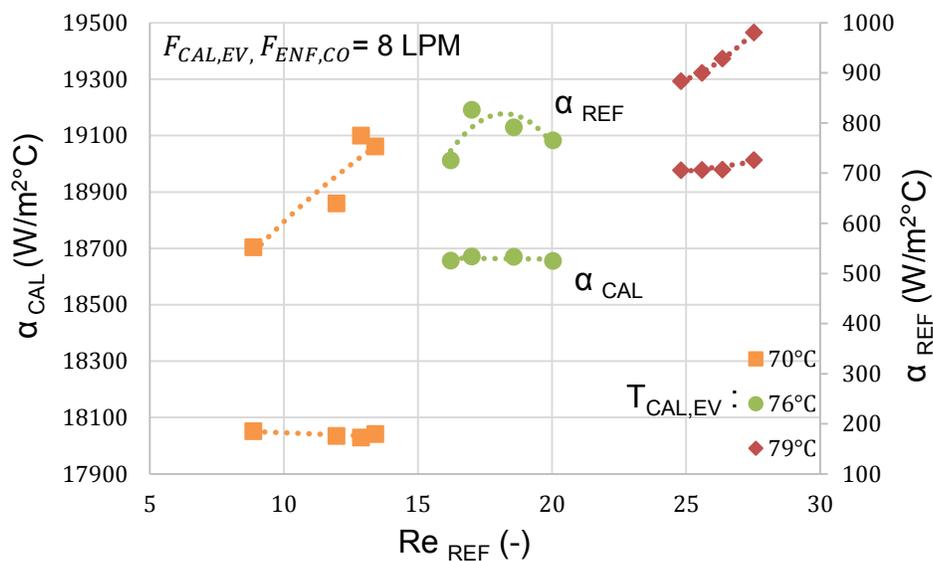


Figura 25 comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor local en función de Re_{REF}

La estimación del Nu_{CAL} depende mucho de las propiedades del $F_{CAL, EV}$ y como este flujo se mantiene constante, el Nu_{CAL} presenta el mismo comportamiento que α_{CAL} , siendo notoria la transferencia de calor por convección y más sensible en la parte externa de los tubos. Nu_{VAP} presenta comportamientos ascendentes y se incrementa conforme el nivel térmico aumenta. Esto se debe a que el $F_{CAL, EV}$ mantiene a una temperatura constante la pared de los tubos, que hace que todo el m_{CO} se evapore mejorando la transferencia de calor. En la **figura 26** se presenta el efecto de Nu_{CAL} y Nu_{VAP} en función del Re_{REF} a diferentes $T_{CAL, EV}$. Para una $T_{CAL, EV}$ de 70 $^{\circ}\text{C}$ y una

variación de Re_{REF} de 8 a 13, los valores obtenidos en Nu_{VAP} fueron de 1418 a 2109, respectivamente. Mientras que, para una $T_{CAL, EV}$ de $79^{\circ}C$ y una variación de Re_{REF} de 24.8 a 27.5, los valores obtenidos en Nu_{VAP} fueron de 2170 y 2498, respectivamente. Los valores más altos obtenidos en Nu_{CAL} son 231, 234 y 239, para $T_{CAL, EV}$ de 70, 76 y $79^{\circ}C$, respectivamente.

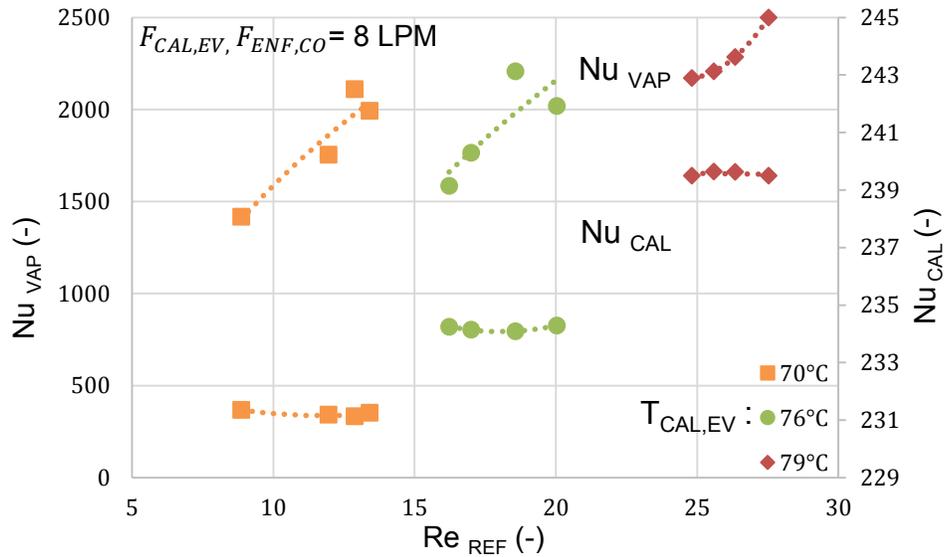


Figura 26 Comparación de Nu_{VAP} y Nu_{CAL} en contra de Re_{REF}

La **figura 27** presenta un análisis de la producción de vapor en el evaporador y la eficiencia del equipo en función del Re_{CAL} . El $F_{CAL, EV}$ en el evaporador se mantuvo a 8 LPM, por lo tanto, la variación del Re_{CAL} es mínima y los pequeños incrementos se presentan por la variación de la temperatura de calentamiento. Donde se observa que a un mayor nivel térmico, tanto la ϵ_{EV} y el $\dot{m}_{VAP, EV}$ tienen comportamientos ascendentes. Para este equipo podemos determinar que el efecto de la presión también influye directamente en el proceso de evaporación, a mayor nivel térmico, mayor presión; por consiguiente, el beneficio de la transferencia de calor mejora y el desempeño del equipo va aumentado. Para una $T_{CAL, EV}$ de $70^{\circ}C$, se tiene una ϵ_{EV} máxima de 0.74, produciendo un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00033 kg/s. Con una $T_{CAL, EV}$ de $76^{\circ}C$, se tiene una ϵ_{EV} máxima de 0.78, produciendo un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00052 kg/s y para $T_{CAL, EV}$ de $79^{\circ}C$, se tiene una ϵ_{EV} máxima de 0.84, produciendo un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00069 kg/s.

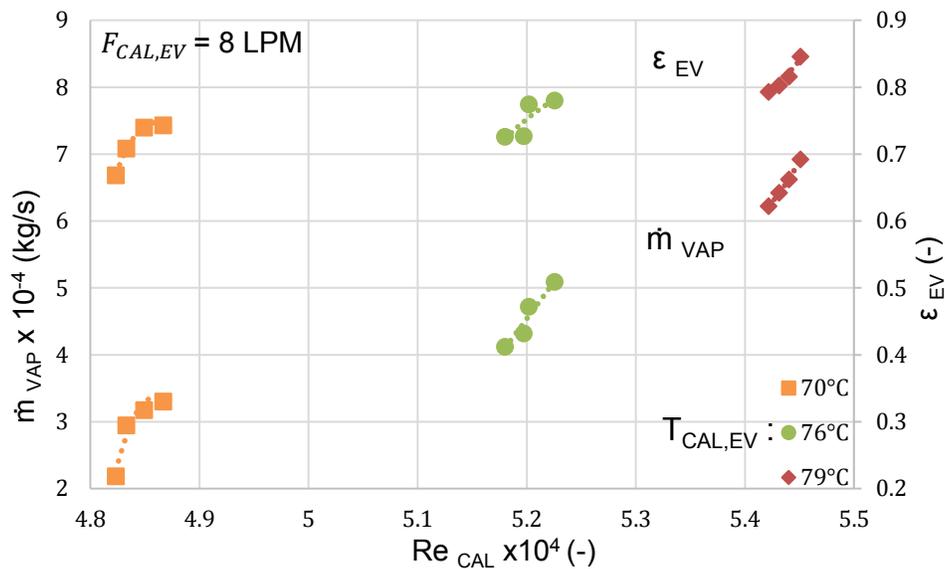


Figura 27 Comparación de $\dot{m}_{VAP, EV}$ y ϵ_{EV} en contra de Re_{CAL} .

Los resultados del absorbedor dependen directamente del funcionamiento correcto del generador y la producción de vapor por parte del evaporador, ya que el efecto de los parámetros del funcionamiento del absorbedor está en función principal de la entrada de la concentración de la solución y las diferentes condiciones de vapor. El efecto de la reacción exotérmica se controló ajustando el flujo de enfriamiento de agua, a una temperatura de 94°C a la salida; para evitar la mezcla de flujo liquido-vapor y cuantificar de una forma más concreta el calor útil obtenido. La **figura 28** presenta el comportamiento de \dot{Q}_{AB} en función del $\dot{m}_{SOL, AB}$ a diferentes niveles térmicos. De forma general podemos observar que el \dot{Q}_{AB} aumenta cuando el $\dot{m}_{SOL, AB}$ se incrementa, pero tiende a incrementarse aún más cuando el nivel térmico se incrementa. Observando que a un nivel térmico de $T_{CAL, EV}$ de 70°C con una variación del $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.0173 a 0.0276 kg/s, se tienen \dot{Q}_{AB} de 0.65 a .90 kW, respectivamente. Mientras que para $T_{CAL, EV}$ de 79°C con una variación del $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.0171 a 0.0276 kg/s, se tienen \dot{Q}_{AB} de 1.94 a 2.17 kW, respectivamente. Este comportamiento es porque, a un mayor nivel térmico se tiene mayor capacidad de generar refrigerante, y por consecuencia una solución más concentrada de LiBr/H₂O a la entrada del absorbedor. Cuando el $\dot{m}_{SOL, AB}$ se incrementa con una mayor X_{LiBr}

la capacidad de absorción del $\dot{m}_{VAP, EV}$ es mayor, beneficiando a la reacción exotérmica y por consiguiente, incrementado el nivel térmico. Por lo tanto, es necesario elevar el flujo de agua de enfriamiento para retirar el calor útil producido en el absorbedor (\dot{Q}_{AB}).

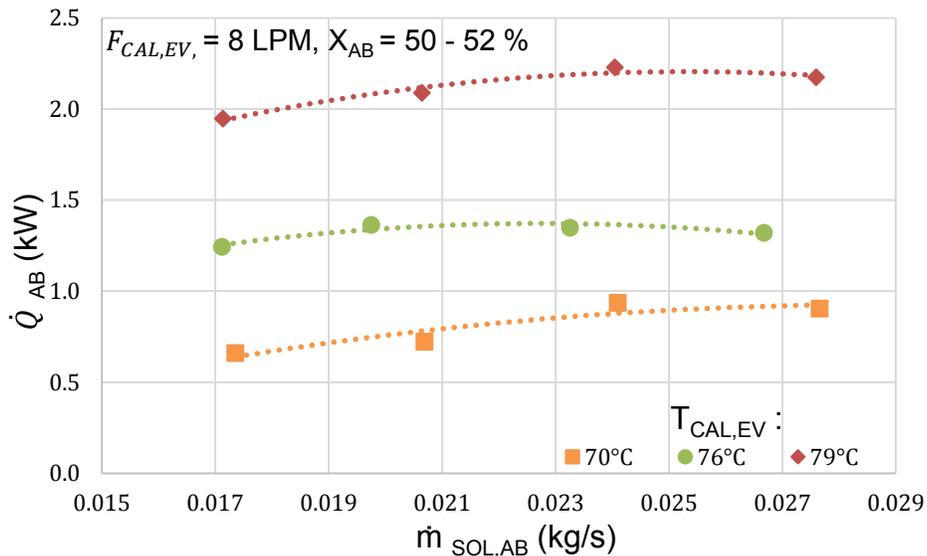


Figura 28 Comportamiento de \dot{Q}_{AB} contra del $\dot{m}_{SOL, AB}$.

Al tener una mayor capacidad de retirar calor útil (\dot{Q}_{AB}), los coeficientes de globales de transferencia de calor en el absorbedor tendrían que incrementarse, el comportamiento de este parámetro es muy parecido al del flujo \dot{Q}_{AB} , el cual se muestra en la **figura 29** en función del $\dot{m}_{SOL, AB}$. Al tener mayor cantidad de absorción de vapor, el espesor de la película de solución va aumentando conforme va cayendo entre los tubos, el área de contacto no cambia, por lo que la variable que beneficia a al U_{AB} es la diferencia de temperaturas, entre la temperatura obtenida por la reacción exotérmica y la temperatura a la salida del agua de enfriamiento. Los valores de U_{AB} más altos fueron de 142 a 176 $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$, para un nivel térmico de $T_{CAL, EV}$ a 79°C y una variación de $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.0171 a 0.0275 kg/s, respectivamente. Por otro lado, puede suponerse que a mayor ΔX_{LiBr} el U_{AB} tendría que ir aumentando, sin embargo, el comportamiento parece indicar que en determinado momento hay un flujo de solución óptimo de operación.

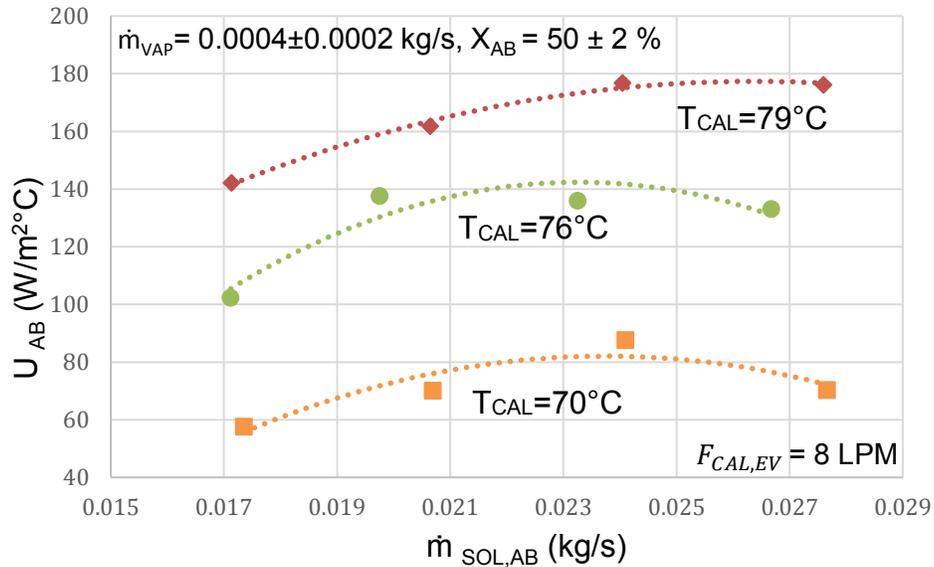


Figura 29 Comportamiento de U_{AB} en función del $\dot{m}_{SOL, AB}$.

El efecto de α_{ENF} en función del flujo másico por longitud se muestra en la **figura 30**, donde, se observa que a medida que el flujo se incrementa, el α_{ENF} tiene un comportamiento ligeramente parabólico y a su vez, aumenta cuando el nivel térmico se incrementa. Esto se debe a que un incremento de $\dot{m}_{SOL, AB}$ y a un mayor incremento térmico, se necesita un mayor $F_{ENF, AB}$, el cual incrementaría de forma ascendente el α_{ENF} . Sin embargo, cabe recordar que la temperatura de salida de enfriamiento no debería exceder los $94^{\circ}C$, razón por la cual la variación del flujo fue moderada teniendo un comportamiento de régimen laminar. Los valores de α_{ENF} son menores a niveles térmicos bajos, los resultados más altos obtenidos fueron a un Γ_{SOL} 0.024 kg/ms de 570 y $680 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para una $T_{CAL, EV}$ de 70 y $76^{\circ}C$, respectivamente, mientras que a $79^{\circ}C$ y Γ_{SOL} 0.021 kg/ms se obtuvo $969 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

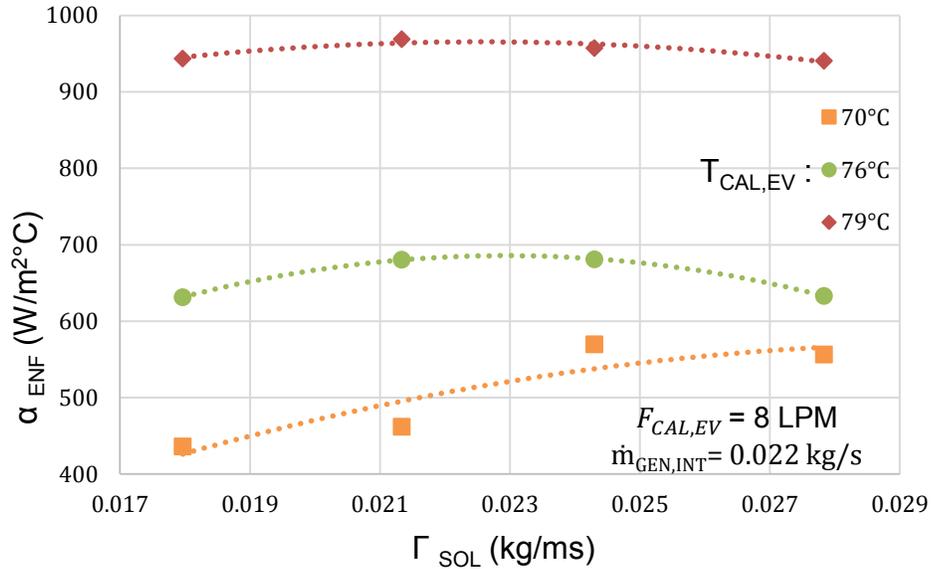


Figura 30 Variación de α_{ENF} con respecto a Γ_{SOL} .

En la **figura 31** se muestra el comportamiento de α_{SOL} con respecto al Γ_{SOL} , podemos observar que este fenómeno en forma general es de tipo parabólico y que se incrementa considerablemente cuando el nivel térmico aumenta. Esto se debe a que la respuesta es más sensible en la parte externa de los tubos, pues a mayor Γ_{SOL} mayor será el espesor de película cuando desciende y, por lo tanto, habrá una mayor área de contacto en los tubos, el cual beneficia la transferencia de calor. Los valores más altos se obtienen para una $T_{CAL, EV}$ de 79°C y con una variación de Γ_{SOL} de 0.018 a 0.027 kg/ms, de α_{SOL} de 167.5 a 216.7 W/m²C. Mientras que los valores más bajos se presentaron para una $T_{CAL, EV}$ de 70°C.

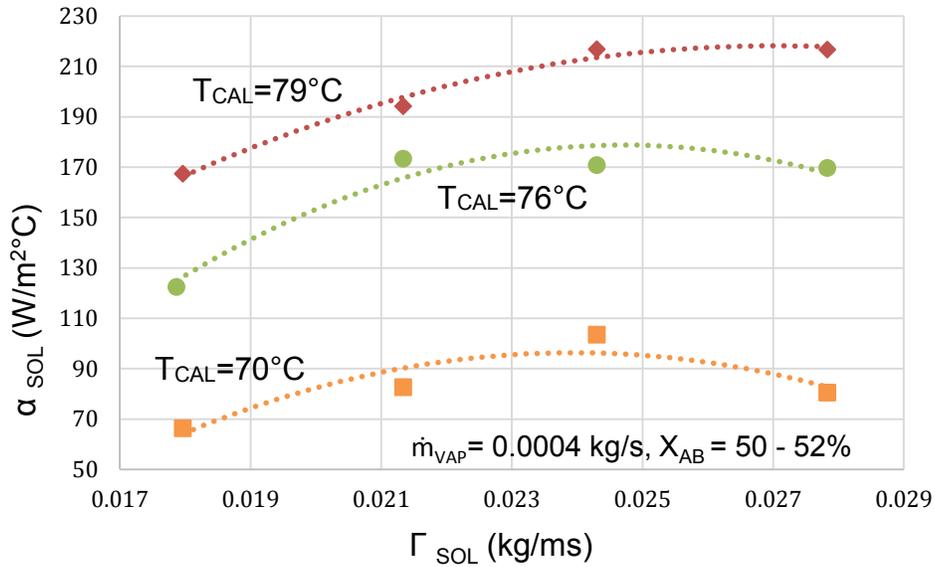


Figura 31 Comportamiento de α_{SOL} respecto al Γ_{SOL} .

Otro de los fenómenos que se presentó durante el proceso de absorción, fue que el Reynolds de la película de solución iba incrementándose conforme ingresaba el flujo másico de vapor. Pues el $\dot{m}_{SOL, AB}$ absorbe el vapor y conforme desciende por los tubos el flujo va aumentando. Lo que beneficia al Nu_{SOL} , como se muestra en la **figura 32** donde se observa que a mayor Γ_{SOL} el Nu_{SOL} va incrementándose, y este aumenta ligeramente cuando el nivel térmico aumenta la $T_{CAL, EV}$ de 70 a 79°C. Los valores más altos de Nu_{SOL} son de 0.045 a 0.067, para una $T_{CAL, EV}$ a 79°C con una variación de Γ_{SOL} de 0.0179 a 0.0278 kg/ms y los valores más bajos de Nu_{SOL} son de 0.018 a 0.025, para una $T_{CAL, EV}$ a 70°C con una variación de Γ_{SOL} de 0.0179 a 0.0278 kg/ms.

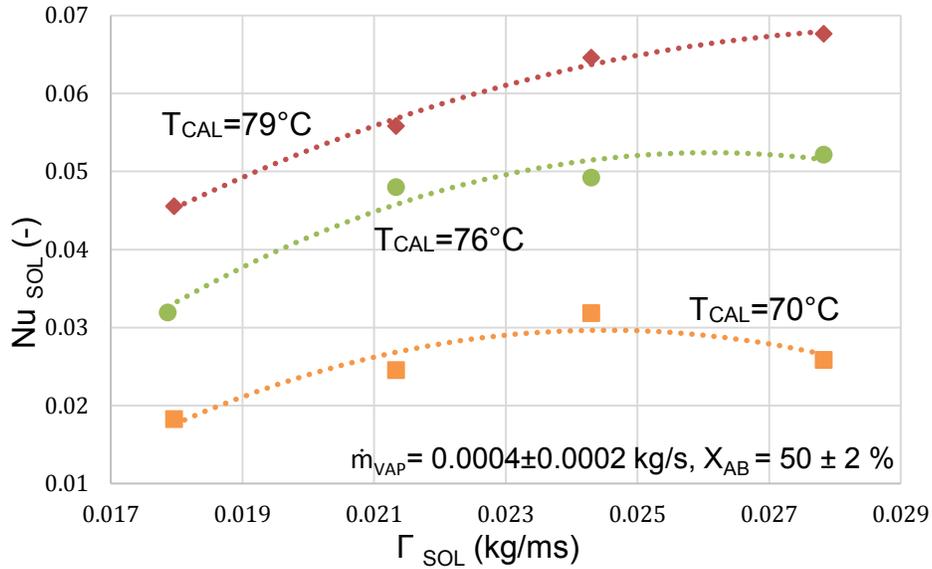


Figura 32 Comportamiento de Nu_{SOL} con respecto al Γ_{SOL} .

Hasta el momento se ha observado que una mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP, EV}$, que ingresa al absorbedor y tiene contacto con un $\dot{m}_{SOL, AB}$ de alta concentración de LiBr/H₂O, beneficia al desempeño del absorbedor. Sin embargo, el RF disminuye lo que significa que la $\dot{m}_{SOL, AB}$ tiene una alta capacidad de absorber el vapor. Lo que beneficiaría a los coeficientes de transferencia de calor. En la **figura 33** se analiza el efecto del RF y U_{AB} sobre el $\dot{m}_{VAP, EV}$ a diferentes $T_{CAL, EV}$, donde podemos observar que a una $T_{CAL, GE}$ de 70°C y una generación de $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.0002 a 0.00033 kg/s se tienen un RF de 33 a 22 y un U_{AB} de 57.6 a 70.4 W/m²°C, respectivamente; y con un $\overline{\Delta X}_{LiBr}$ de 1.5%. Y para una $T_{CAL, EV}$ de 79°C y una generación de $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00062 a 0.00069 kg/s se tienen un RF de 21 a 16.5 y un U_{AB} de 142 a 176 W/m²°C, respectivamente; y con un $\overline{\Delta X}_{LiBr}$ de 3%.

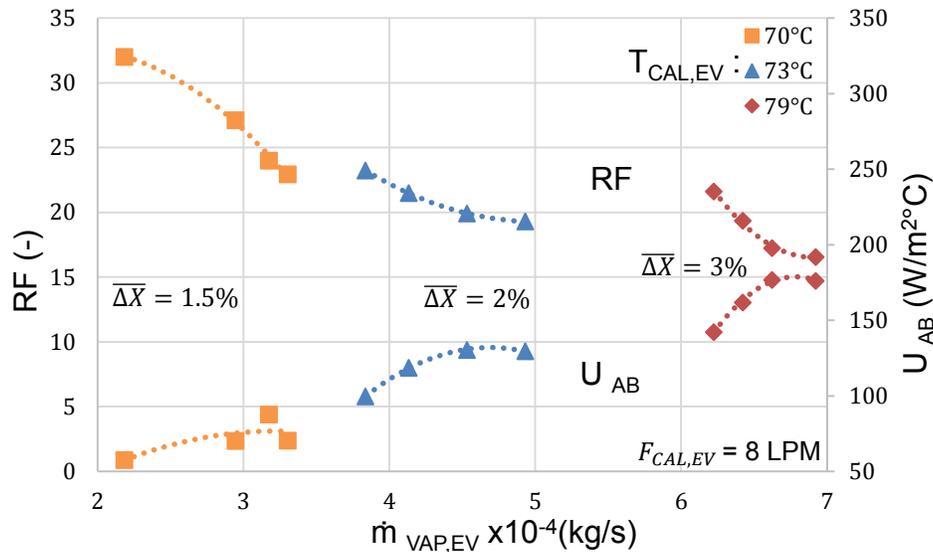


Figura 33 Comportamiento del RF y U_{AB} sobre el $\dot{m}_{VAP, EV}$.

4.7 Conclusiones

El componente evaporador/absorbedor es uno de los más críticos pues son dos de los equipos que influyen directamente en el desempeño del TCA, ya que las temperaturas del evaporador y de la solución tiene un efecto significativo en el COP. El análisis en el evaporador se llevó a cabo mediante diferentes temperaturas de calentamiento y la dependencia del flujo másico del líquido refrigerante proveniente del condensador. Entre las observaciones sobresalientes en el evaporador se encuentran:

- El evaporador no presenta problemas para evaporar el líquido refrigerante que proviene del condensador, se puede observar físicamente a través de la mirilla y/o por la diferencia mínima de los flujos de entrada y salida. El \dot{Q}_{EV} y U_{EV} en función del flujo másico condensado, presentan comportamientos ascendentes y conforme el nivel térmico se incrementa, el \dot{Q}_{EV} y U_{EV} van aumentando significativamente. El flujo de \dot{Q}_{EV} más alto obtenido fue de 2.4 kW con U_{EV} de 932 W/m²C, a una temperatura de calentamiento de 79°C.
- Los coeficientes de transferencia de calor se benefician cuando se incrementa el flujo másico condensado. Debido a que existe una mayor superficie de

contacto entre el refrigerante y los tubos que permite mejorar la transferencia de calor por convección.

- Para α_{REF} tiene comportamientos ascendentes y esta mejora cuando el nivel térmico aumenta. Los valores de α_{CAL} varían de 18034 a 18980 W/m²°C. Mientras que el α_{REF} obtuvo valores máximos entre 775 y 981 W/m²°C, cuando Re_{REF} se incrementa de 13 a 27, para una $T_{CAL, EV}$ de 70 a 79°C.
- Se observó que el efecto de la presión también influye directamente en el proceso de evaporación, pues mejora la transferencia de calor y el desempeño del equipo. Para una $T_{CAL, EV}$ de 70°C, se tiene una ϵ_{EV} máxima de 0.74, produciendo un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00033 kg/s y para una $T_{CAL, EV}$ de 79°C, se tiene una ϵ_{EV} máxima de 0.84, produciendo un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00069 kg/s.

El análisis en el absorbedor fue de los más sensibles, ya que depende directamente de las condiciones de entrada de la solución concentrada proveniente del generador, de la entrada del flujo másico de vapor del evaporador, y de las condiciones del flujo de enfriamiento para retirar el calor útil. Estos parámetros han sido objeto de estudio de los cuales las conclusiones más determinantes son:

- De forma general, el calor útil obtenido en el absorbedor tiene un comportamiento ascendente cuando el flujo másico de vapor y de solución va aumentando, se tienen \dot{Q}_{AB} de 1.94 a 2.17 kW y para los U_{AB} más altos fueron de 142 a 176 W/m²°C, para un nivel térmico de $T_{CAL, EV}$ a 79°C y una variación de $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.0171 a 0.0275 kg/s, respectivamente.
- Los coeficientes de transferencia de calor tienen un comportamiento ligeramente parabólico y, a su vez, aumenta cuando la temperatura de calentamiento se incrementa. Los valores de α_{ENF} más altos obtenidos fueron a un Γ_{SOL} 0.213 kg/ms, de 969, 680, 667 W/m²°C para una $T_{CAL, EV}$ de 79, 76 y 73°C respectivamente. Mientras que, los valores más altos se obtienen para una $T_{CAL, EV}$ de 79°C y con una variación de Γ_{SOL} de 0.018 a 0.027 kg/ms, para el α_{SOL} de 167.5 a 216.7 W/m²°C.

- También se observó que, una mayor cantidad de $\dot{m}_{VAP, EV}$ que ingresa al absorbedor y tiene contacto con un $\dot{m}_{SOL, AB}$ de alta concentración de LiBr/H₂O, beneficia al desempeño del absorbedor, ya que se requiere elevar el flujo de agua de enfriamiento para retirar mayor cantidad de calor útil producido en el absorbedor (\dot{Q}_{AB}).
- Se determinó que un $\dot{m}_{SOL, AB}$ de alta concentración de LiBr/H₂O, tiene mayor capacidad de absorber vapor refrigerante, y el $\dot{m}_{SOL, AB}$ a la salida del absorbedor se diluye, lo que el RF disminuye y beneficiaría a los coeficientes de transferencia de calor. Para un $\overline{\Delta X}_{LiBr}$ de 1.5% y un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.0002 a 0.00033 kg/s, se tienen un RF de 33 a 22 y un U_{AB} de 57.6 a 70.4 W/m²°C, respectivamente. Y para un $\overline{\Delta X}_{LiBr}$ de 3% con un $\dot{m}_{VAP, EV}$ de 0.00062 a 0.00069 kg/s, se tienen un RF de 21 a 16.5 y un U_{AB} de 142 a 176 W/m²°C, respectivamente.

CAPÍTULO 5. Proceso de absorción en un absorbedor de película descendente sobre tubos helicoidales con LiBr/H₂O

5.1 Introducción

En este capítulo se presenta el estudio experimentalmente del proceso de absorción de vapor de agua por la solución de LiBr/H₂O en forma de película descendente que fluye por la superficie externa de los tubos helicoidales. También, se explica la descripción del proceso y la operación de las variables internas involucradas durante la absorción que ocurre en el absorbedor. Posteriormente se presenta un procedimiento de cálculo para el análisis de los datos experimentales, así como un estudio de sensibilidad de las condiciones de operación como: temperatura, concentración y flujo másico de solución, así mismo, se evalúa la carga térmica, el flujo de vapor absorbido y la diferencia de concentraciones de la solución entre la entrada y la salida del absorbedor; con la finalidad de determinar el coeficiente de transferencia de masa.

Un estudio realizado por Bor-Bin Tsai y Horacio Pérez-Blanco, desarrollaron un modelo para predecir los límites teóricos de la transferencia de masa en un absorbedor de película descendente, utilizando LiBr/H₂O al 62% en peso. Determinaron que durante la absorción de vapor en la interfaz vapor-líquido se satura inmediatamente cuando el sistema está en estado estacionario, debido a que el flujo de película es pequeño y la concentración disminuye a un valor bajo. Lo que da como resultado que la difusividad de masa y calor sean bajas. Por lo tanto, a mayor flujo de solución y en un sistema no estacionario, mayor será la capacidad de absorción de masa. El valor máximo obtenido teórico fue de 0.049 kg/m² s, a una concentración de 62% de LiBr, con un Reynolds de solución de 1000, temperatura de solución de 29.8 °C, en un tubo de cobre de 1.5 m de longitud y 19.05 mm de diámetro interno. El modelo cuenta con parámetros críticos de medición de presión, temperaturas de solución, flujos másicos, concentración y geometría del absorbedor [80].

Shailesh V. Potnis et al., utilizaron una metodología para medir la difusividad del agua en soluciones acuosas de bromuro de litio y cloruro de litio. Emplearon una celda de diafragma convencional con un bulbo doble, usando como blanco agua tritiada, concentraciones bajas de LiBr de 0.5 a 3M (el equivalente hasta el 22.1% de LiBr en peso) y otro ensayo a concentraciones altas de 3 a 11 M (el equivalente de 22 a 57.4% de LiBr en peso). Observaron que la difusividad de masa varia de 13.2×10^{-10} a 16.7×10^{-10} m²/s en concentraciones bajas, mientras para las concentraciones altas, la difusividad máximo obtenida fue de 6.2×10^{-10} m²/s a una concentración de 43.24 % en peso de LiBr. Con los resultados obtenidos de este estudio se presentó una ecuación para calcular la difusividad en función de la concentración de LiBr. Otro estudio similar realizado por Takao Kashiwagi et al. (1985), donde combina un sistema de interferometría holográfica con termometría para observar el proceso de absorción unidimensional de vapor de agua en bromuro de litio a diferentes concentraciones. Los experimentos se llevaron a cabo bajo las siguientes condiciones de temperatura de 296.9 a 299.4 K, presión de 2.93 a 3.4 kPa y concentración de 20 a 60 % en peso de LiBr. Durante la experimentación se determinó que la difusión de masa varia de 0.7×10^{-9} a 0.8×10^{-9} m²/s para una concentración de 40 y 60 % en peso de LiBr, respectivamente [81].

Por otra parte, existen estudios donde se realizan configuraciones en el diseño de arreglo de tubos. J. Li et al., presentaron un nuevo diseño en el proceso de absorción, donde se construyó un evaporador por película descendente y un absorbedor de columna descendente en una misma coraza; que opera con concentraciones de LiBr/H₂O al 48-55%, se encontraron coeficientes de transferencia de masa de 1×10^{-4} – 3×10^{-4} m/s. Observando que la solución con la concentración más alta de mejora la transferencia [82]. Y. Itaya et al., realizaron un estudio de transferencia de calor y masa utilizando solución de LiBr/H₂O en un absorbedor con tubo liso y con tubo de espiral. Observaron que mejora la transferencia de calor usando tubos con espiral, ya que la absorción de vapor aumenta a lo largo de la pared del tubo [83]. H. Zhang et al., realizaron estudios de la geometría superficial en tubos en el proceso de absorción, utilizando 3 tipos de

tubo diferente (tubo liso, tubo floral y tubo floral con aletas) usando solución de LiBr/H₂O. Observaron que la transferencia de masa disminuye con forme la solución cae, y a su vez, aumenta significativamente en los tubos florados con aletas, debido a que existe una mayor superficie de contacto [47].

Existen pocos estudios del comportamiento de la transferencia de calor y masa en tubos helicoidales, ya que este tipo de estudios es esencial para el diseño, operación y construcción de equipos más compactos y con mejores rendimientos, pues los intercambiadores de calor helicoidales son ampliamente utilizados en la industria. Por consiguiente, el enfoque de este estudio experimental se basa en características de transferencia de masa por película descendente en un absorbedor acoplado a un evaporador de tubos helicoidales integrado a un TCA, utilizando como fluido de trabajo LiBr/H₂O. El rendimiento del coeficiente de transferencia de masa en el absorbedor se evalúa en función de la concentración de LiBr, la velocidad de flujo y la temperatura de la película descendente que ingresan al absorbedor.

5.2 Descripción del proceso de absorción

El absorbedor es el componente más crítico en un TCA, y aunque el análisis de película descendente es el más estudiado, tiene un complicado proceso de análisis de transferencia de calor y especialmente de masa. Para este caso de estudio se toma en cuenta solo la parte del absorbedor. El cual, consiste en la entrada y salida de la solución de LiBr/H₂O (que conectan con el generador), la entrada de vapor (producido en el evaporador) y una torre de enfriamiento, la cual es utilizada para retirar el calor generado por la reacción exotérmica. El proceso de absorción comienza cuando el vapor del refrigerante, ingresa al absorbedor, mientras que la solución concentrada de LiBr/H₂O entra en la parte superior del absorbedor, que mediante un distribuidor baña los intercambiadores de calor por película descendente y absorbe al vapor del refrigerante. Al mismo tiempo, la solución dentro del absorbedor se va diluyendo debido a la cantidad de refrigerante que se ha absorbido. Durante el proceso de absorción, es necesario, disipar el calor que

se genera en el absorbedor (\dot{Q}_{AB}), para mantener la capacidad de absorción de la solución. La **figura 34** muestra un diagrama esquemático sobre el análisis del proceso de absorción.

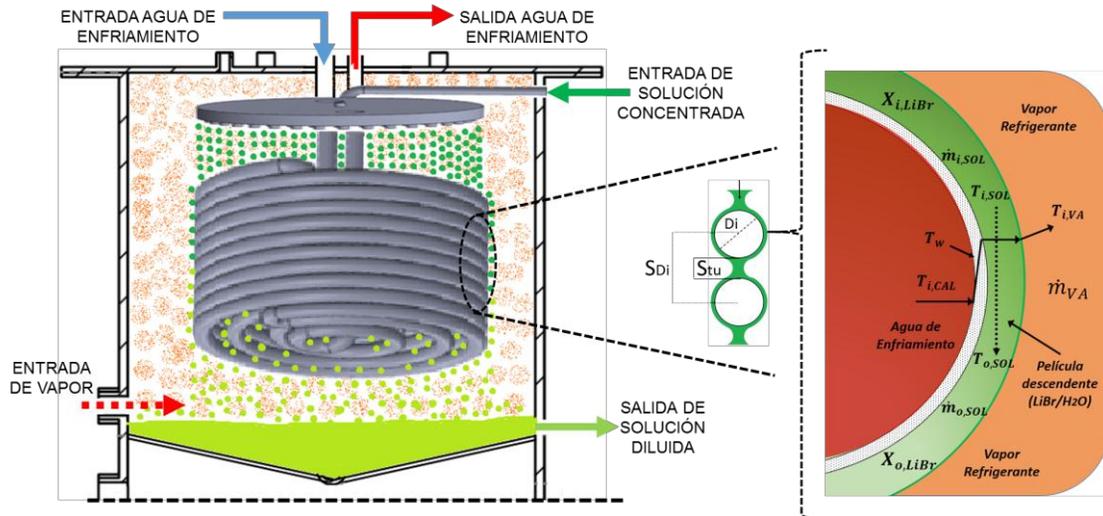


Figura 34. Diagrama esquemático del proceso de absorción.

5.3 Metodología de cálculo de transferencia de masa

Una vez obtenidas las variables medibles, se procede a realizar una serie de cálculos de los parámetros dependientes de las variables medibles. Si se conoce el coeficiente de transferencia de calor del agua de enfriamiento (α_{ENF}) y la resistencia térmica de la pared de tubo, el coeficiente de transferencia de calor de la película descendente de solución (α_{SOL}) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\alpha_{SOL} = \left(\frac{1}{U} - \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\lambda} - \frac{d_o}{d_i \alpha_{ENF}} \right)^{-1} \quad (46)$$

Para la sección externa de los tubos, se utilizó el número de Nusselt para película descendente, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$Nu_{SOL} = \frac{\alpha_{SOL} \delta}{\lambda_{SOL}} \quad (47)$$

Donde α_{SOL} es el coeficiente de transferencia de calor de la película ($W m^{-2} K^{-1}$) y λ_{SOL} es la conductividad térmica de la solución ($W m^{-1} ^\circ C^{-1}$). Además, se asume un espesor de película laminar definido por [46]:

$$\delta = \left(\frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{1/3} \quad (48)$$

Donde ρ y μ , es la densidad (kg m^{-3}) y la viscosidad dinámica ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$) de la solución respectivamente, mientras que g , es la fuerza de gravedad (m s^{-2}) y para el Γ , se determina de la siguiente manera:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_{SOL}}{2\pi d_{HE}} \quad (49)$$

Γ , representa el flujo másico de la solución por 2 veces la longitud del tubo ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$). El número de Reynolds nos representa el régimen del flujo con el que cae la solución en los tubos y se calcula de la siguiente manera:

$$Re_{SOL} = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (50)$$

Para completar el análisis de transferencia de masa por absorción se sabe que el flujo de vapor absorbido en el proceso se lleva mediante la siguiente ecuación [84]:

$$\dot{m}_{VAP-AB} = \beta \rho_{SOL} A_{AB} \Delta X_{lm} \quad (51)$$

De acuerdo a un balance de la conservación de masa en el absorbedor tenemos:

$$\dot{m}_{SOL} [X_{ENT}] = (\dot{m}_{SOL,ENT} + \dot{m}_{VAP-AB}) X_{SAL} \quad (52)$$

Donde, \dot{m}_{SOL} es el caudal másico de solución a la entrada del absorbedor, X_{ENT} y X_{SAL} son las concentraciones de la solución a la entrada y a la salida del absorbedor, respectivamente, y \dot{m}_{VAP-AB} es el flujo de vapor absorbido. Entonces la cantidad de flujo de vapor absorbido durante el proceso puede determinarse por:

$$\dot{m}_{VAP-AB} = \dot{m}_{SOL} \left(\frac{X_{ENT}}{X_{SAL}} - 1 \right) \quad (53)$$

La diferencia de concentración media logarítmica ΔX_{ML} se define entre la concentración de equilibrio X^* a la interfase vapor-líquido y la concentración X de la película descendente y es dada por la ecuación [85]:

$$\Delta X_{ML} = \frac{(X_{SOL,ENT}^* - X_{SOL,ENT}) - (X_{SOL,SAL}^* - X_{SOL,SAL})}{\ln\left(\frac{X_{SOL,ENT}^* - X_{SOL,ENT}}{X_{SOL,SAL}^* - X_{SOL,SAL}}\right)} \quad (54)$$

Donde $X_{SOL,ENT}^*$ y $X_{SOL,SAL}^*$, son calculadas como las concentraciones en equilibrio de la interfase vapor-líquido en las condiciones de entrada y salida del absorbedor respectivamente. Mientras que $X_{SOL,ENT}$ y $X_{SOL,SAL}$, son obtenidas mediante la medición del índice de refracción de la solución. De esta manera el \dot{m}_{VAP-AB} y ΔX_{lm} pueden sustituirse en la expresión para determinar el coeficiente de transferencia de masa, que viene dada de la siguiente forma [86]:

$$\beta = \frac{\dot{m}_{VAP-AB}}{\rho_{VAP-AB} \Delta X_{ML} A_{AB}} \quad (55)$$

En los procesos de transferencia de masa se considera el número de Sherwood, un parámetro adimensional que está en función del coeficiente de transferencia de masa, la difusividad y una característica geométrica donde se lleva a cabo el proceso [87]. Este número está definido como:

$$Sh = \frac{\beta \left(\frac{V_{AB}}{A_{AB}}\right)}{D} \quad (56)$$

Donde V_{AB} es el volumen del absorbedor, A_{AB} es el área del absorbedor y D , es la difusividad de masa de la solución. Para el cálculo de la difusividad de masa para la solución de bromuro de litio, se utilizó la correlación propuesta por Takao Kashiwagi et al., de acuerdo a la siguiente ecuación [82]:

$$D_{25^\circ C} = (1.3528 + 0.1988b - 0.03638b^2 + .002029b^3 - 0.00003937b^4) \times 10^{-9} \quad (57)$$

Donde b , es la concentración molal del soluto, se determina por la siguiente formula:

$$b = \frac{X_{SOL}}{86.845(1-X_{SOL})} \quad (58)$$

Para el cálculo de la difusividad a la temperatura correspondiente de la solución, se utilizó la ecuación propuesta por R. C. Reid et al., definida de la siguiente manera [82]:

$$D = D_{25^{\circ}C} \frac{T+273.15}{298.15} \left(\frac{\mu_{25^{\circ}C}}{\mu(T)} \right) \quad (59)$$

5.4 Condiciones de operación de las pruebas experimentales

Las pruebas experimentales se han realizado bajo las siguientes suposiciones:

- El fluido se encuentra en flujo laminar.
- La solución cubre totalmente la superficie de los helicoidales.
- La variación de flujo de la solución se mantiene constante.
- Se desprecia el espaciado entre los tubos.

Las condiciones de operación con las que se llevaron a cabo el set de las pruebas experimentales se en listan en la **tabla 6**.

Tabla 6. Condiciones de operación para las pruebas experimentales.

Condiciones de operación	rango
Temperatura de agua de calentamiento [°C]	73 - 79
Presión [KPa]	25 - 32
Flujo másico de solución [kg/s]	0.013 - 0.033
Concentración de LiBr [%]	50 - 54
Temperatura entrada de la solución [°C]	80 - 82

5.5 Resultados y discusión

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de las pruebas experimentales, bajo los criterios y condiciones de operación antes mencionados. Cabe recordar, que el efecto de la reacción exotérmica se controló ajustando el flujo de enfriamiento de agua de salida, considerando una temperatura no más de 94°C, para evitar la mezcla de flujo líquido-vapor y cuantificar de una forma más concreta

el calor útil obtenido. También, se consideró las condiciones específicas de estabilidad, como se muestra en la **figura 4**. Los resultados obtenidos en este análisis se llevan a cabo para estudiar el efecto del coeficiente de transferencia de masa en función de la temperatura, concentración y flujo másico de la solución de H₂O/LiBr a la entrada del absorbedor, ya que son 3 de las variables importantes que influyen en el proceso de absorción.

La **figura 35** nos presenta el efecto del $\dot{m}_{SOL, AB}$ a la entrada del absorbedor sobre el \dot{Q}_{AB} , donde se puede observar que cuando aumenta $\dot{m}_{SOL, AB}$, se tiene un incremento en el \dot{Q}_{AB} para diferentes concentraciones de la solución de LiBr/H₂O. Esto se debe principalmente a la cantidad de flujo de vapor que entra al absorbedor y la capacidad de absorción de vapor por parte del flujo de la solución por película descendente. Por lo tanto, de forma general tiene un comportamiento parabólico, debido a que está limitado por el flujo de enfriamiento de agua, el cual es utilizado para retirar la mayor cantidad de \dot{Q}_{AB} que se produce en el absorbedor. Para una $T_{SOL, EN}$ de 80°C el \dot{Q}_{AB} es de 1.12 a 1.62 kW, al aumentar el $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.013 a 0.026 kg/s. Mientras que para una $T_{SOL, EN}$ de 82°C el \dot{Q}_{AB} es de 1.65 a 2.57 kW, al aumentar el $\dot{m}_{SOL, AB}$ de 0.013 a 0.027 kg/s. Este aumento de \dot{Q}_{AB} no solamente se debe a un nivel térmico mayor, sino, también se le atribuye a la concentración de entrada de la solución.

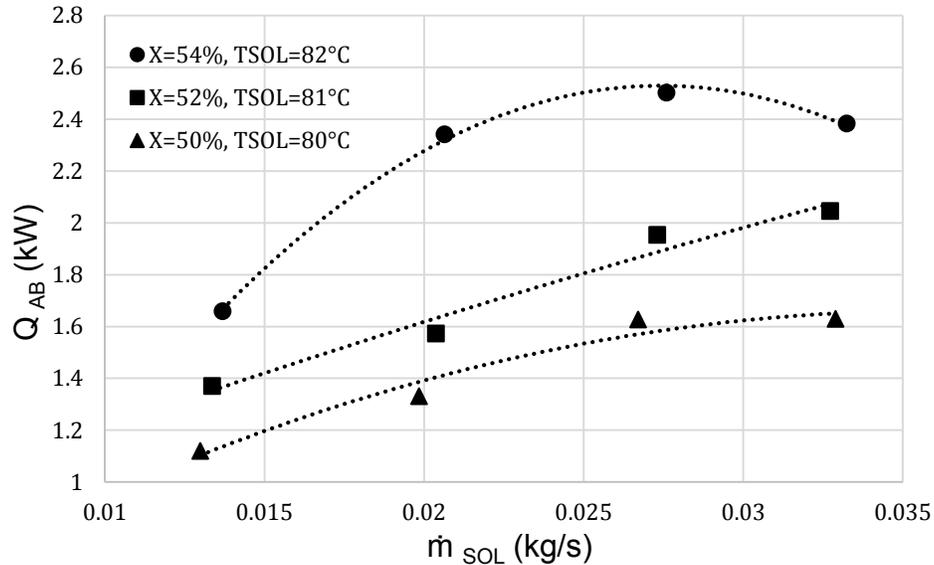


Figura 35. Variación de la carga térmica del absorbedor en función del flujo másico de solución.

La **figura 36** se observa el efecto del Γ_{SOL} sobre el flujo de vapor absorbido (\dot{m}_{VAP-AB}) donde, se observa que cuando aumenta Γ_{SOL} se tiene un incremento en el \dot{m}_{VAP-AB} , también se observa que para diferentes concentraciones de la solución de LiBr/H₂O, la capacidad del \dot{m}_{VAP-AB} tiende a aumentar. El comportamiento es de tipo parabólico y de forma ascendente, debido a que un aumento en el $\dot{m}_{SOL, AB}$ se genera una película descendente más uniforme y constante, cubriendo una mayor área de contacto entre los tubos, lo cual beneficia a la absorción de vapor. Para una X_{LiBr} de 50% en peso a la entrada del absorbedor, se tiene una variación del \dot{m}_{VAP-AB} de 0.0012 a 0.0016 kg/m²s cuando Γ_{SOL} varía de 0.013 a 0.032 kg/ms, respectivamente. Y cuando el $\dot{m}_{SOL, AB}$ entra a una concentración mayor de 54%, la capacidad del \dot{m}_{VAP-AB} cambia de 0.0028 a 0.0045 cuando el Γ_{SOL} varía de 0.014 a 0.033 kg/ms, respectivamente. Siendo estos, los valores más altos obtenidos para cada una de las concentraciones mencionadas.

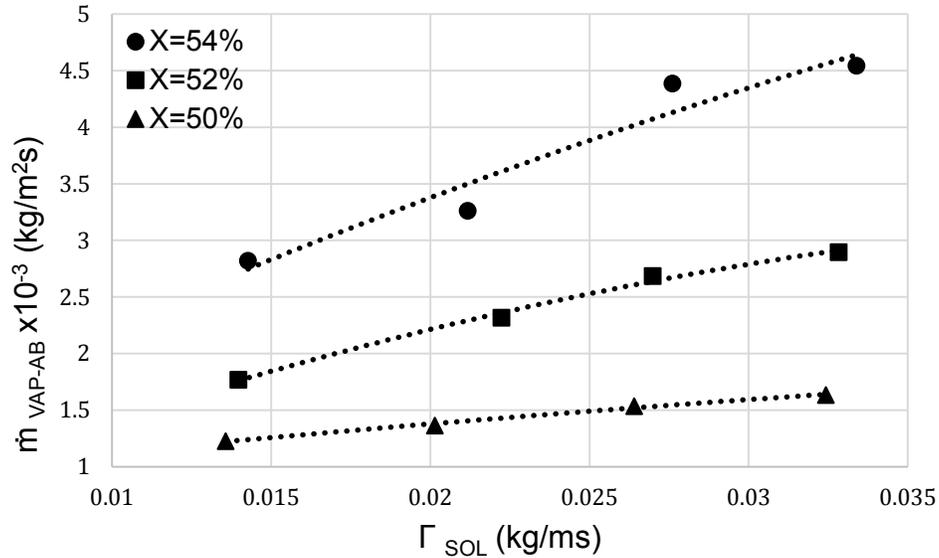


Figura 36. Comportamiento del vapor absorbido a diferentes flujos másico de solución.

De acuerdo a la **figura 37**, presenta el coeficiente de transferencia de masa con respecto al flujo de vapor absorbido. En el cual podemos observar que el β_m siempre toma una tendencia ascendente, cuando el \dot{m}_{VAP-AB} va aumentando. El incremento del β_m se debe principalmente, cuando entra un $\dot{m}_{SOL, AB}$ a una concentración alta de LiBr, pues, tiene mayor capacidad de absorber vapor. Y por lo tanto, la diferencia de concentraciones entre la entrada y la salida del absorbedor empieza a disminuir, entonces, podemos asumir que un gradiente de concentración bajo, beneficia al β_m . Situándose en el rango de \dot{m}_{VAP-AB} de 0.0012 a 0.0016 kg/m²s tenemos un β_m de 1.17×10^{-7} hasta 2.64×10^{-7} m/s para una concentración del 50%. Y los coeficientes más altos obtenidos son cuando la concentración entra a 54% en un rango de \dot{m}_{VAP-AB} de 0.0028 a 0.0045 kg/m²s el β_m es de 1.9×10^{-7} hasta 3.19×10^{-7} m/s.

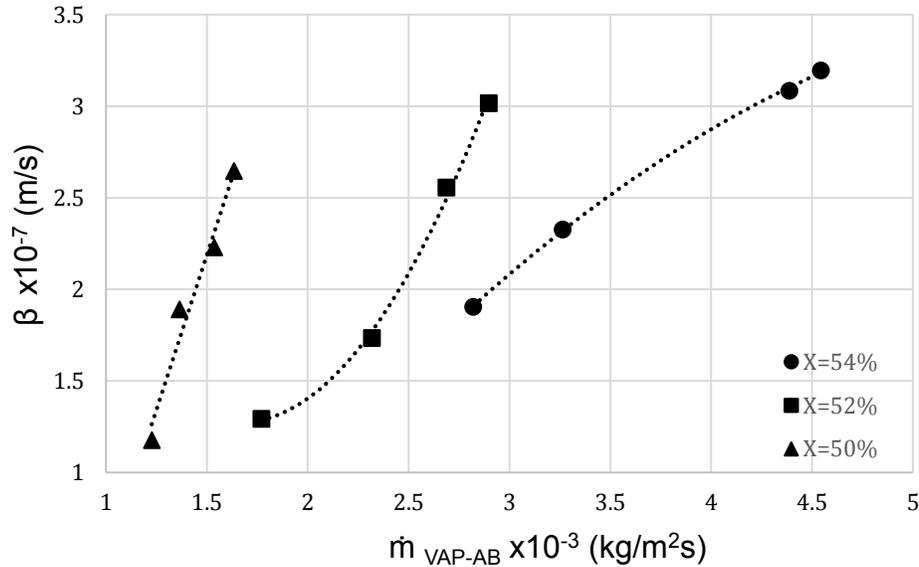


Figura 37. Efecto del vapor absorbido sobre el coeficiente de transferencia de masa.

La **figura 38** presenta el comportamiento de Sherwood experimental en función directa del coeficiente de transferencia de masa, se observa una tendencia lineal ascendente, donde los valores de Sh van de 11 hasta 28 para un β de 1.17 a 3.19×10^{-7} m/s. Para este análisis se realizó una agrupación de datos en función de la concentración que varía de 50 a 54% en peso de LiBr, el promedio de T_{SOL} es de 81°C . Se puede decir que el proceso de transferencia de masa que domina es por convección, ya que los valores obtenidos para la difusión a estas condiciones varía de 5.3 a 5.5×10^{-10} m^2/s , por lo que, la transferencia de masa por difusión para ser constante. Con un análisis a diferentes T_{SOL} y a concentraciones más altas, se puede tener diferentes valores de difusividad, de los cuales, se podría obtener un comportamiento más fino para correlacionarlos con el número de Sh de forma adimensional, ya que la relación entre las características de la cantidad de movimiento del flujo y la difusión de masa, está definido por el número de Schmidt (Sc).

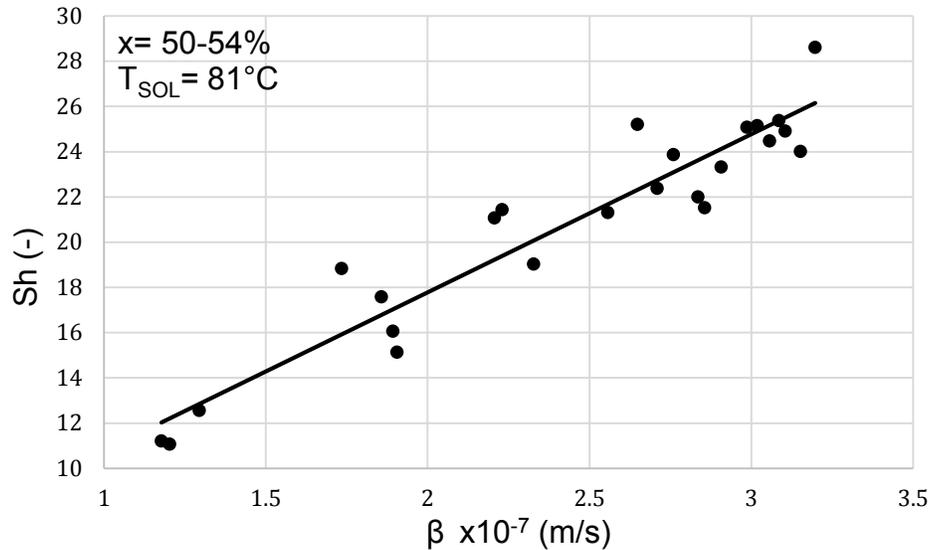


Figura 38. Comportamiento de Sherwood en función del coeficiente de transferencia de masa.

La **figura 39** muestra los resultados del cálculo del número de Sh a diferentes concentraciones, el Sh experimental varía de 8 hasta 26 a diferentes condiciones de operación. Se puede observar que el Sh va aumentando conforme se incrementa la concentración de solución de LiBr a la entrada del absorbedor. Sin embargo, en literatura hay reportes donde indican que a concentraciones de 54 a 60% en peso de LiBr, el Sh empieza a ser constante, debido a que la diferencia de concentraciones de equilibrio en la entrada y salida del absorbedor es pequeña. También, hay que recordar que un incremento en la concentración beneficia a la transferencia de masa, pero a su vez, se aumenta el riesgo de cristalización, pues, el potencial térmico de la reacción que se lleva a cabo aumenta la T_{SOL} , trayendo consigo una dificultad en la operación del absorbedor.

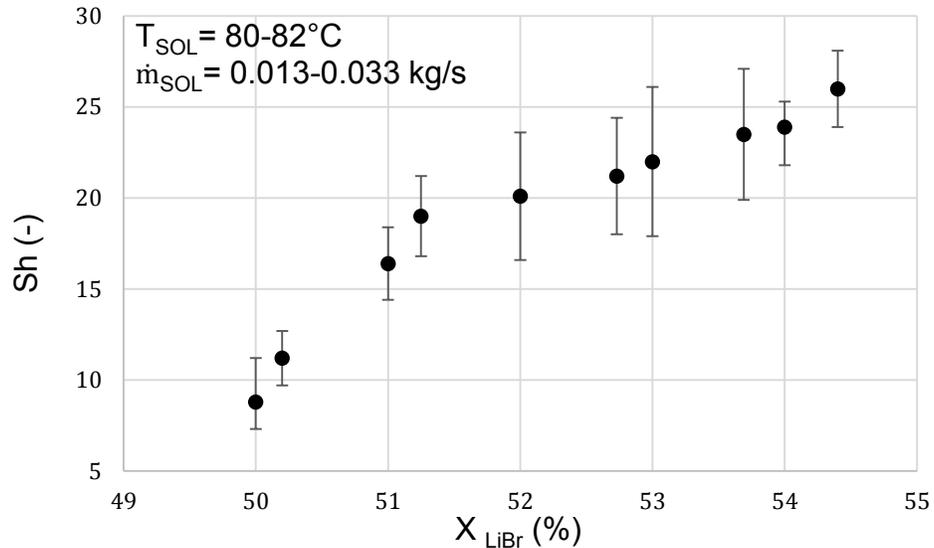


Figura 39. Efecto de la concentración de LiBr sobre el número de Sherwood.

Como se ha mencionado anteriormente, que, a mayor flujo de solución, mayor es el espesor de película y, por lo tanto, mayor será el Reynolds de la solución, lo que promueve a un incremento del número de Nusselt. La **figura 40** presenta el comportamiento del Nu_{SOL} y Sh en función del Re_{SOL} . El Nu_{SOL} tiene una tendencia parabólica conforme el Re_{SOL} va incrementando, esto se debe a que en un cierto punto el Nu_{SOL} disminuye porque en el proceso de absorción va incrementándose el coeficiente de transferencia de calor, el cual, se ve limitado por la temperatura de salida del flujo de agua de enfriamiento. Podemos observar que, para una concentración de 50, 52 y 54% en peso de solución LiBr/H₂O, el punto máximo de Nu_{SOL} es de 0.056, 0.059 y 0.062; para Re_{SOL} de 83, 78 y 75, respectivamente. Mientras que, Sh tiene un comportamiento ascendente que va de 15 a 26 cuando Re_{SOL} varía de 37 a 88, esto se debe a que la capacidad de absorción es mayor, pues, el espesor de película aumenta, lo cual, ofrece mayor área de contacto por unidad de longitud en la interfase gas – líquido [85]. además, se produce un incremento en la fuerza motriz de la concentración. Se ha demostrado que la transferencia de masa gobierna el proceso de absorción; sin embargo, una limitante para el coeficiente de transferencia de masa, es el flujo de agua de enfriamiento,

pues, cuando este flujo aumenta, la presión parcial en el absorbedor cambia, lo que ocasiona que Sh sea cada vez constante o disminuya [43].

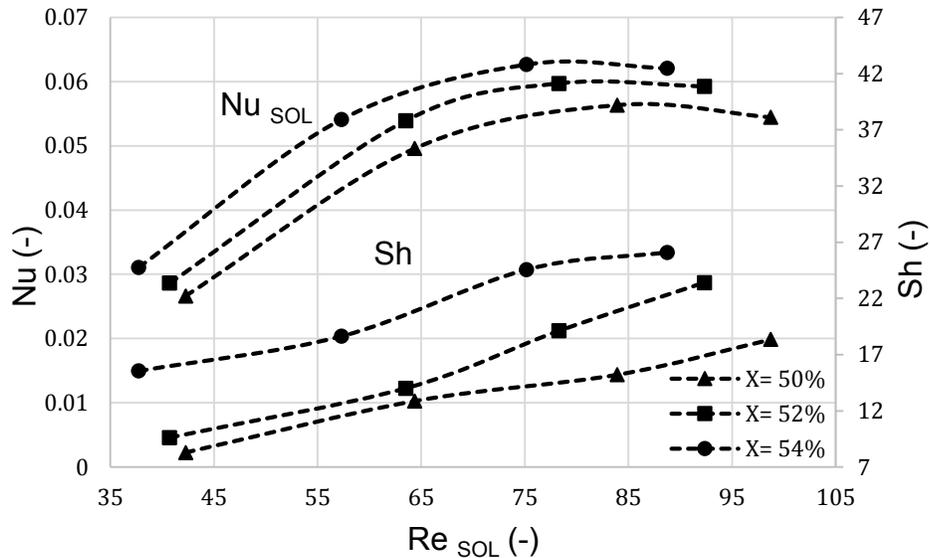


Figura 40. Efecto del Reynolds sobre el número de Sherwood y Nusselt de solución.

5.6 Conclusiones

Las pruebas experimentales realizadas en el TCA fueron determinadas para el análisis principal del estudio de los coeficientes de transferencia de masa para el absorbedor, utilizando la solución de LiBr/H₂O a diferentes concentraciones a la entrada del absorbedor, flujos máxicos y temperatura de la solución. Se tienen los primeros estudios del análisis de la transferencia de masa para un TCA que opera con intercambiadores de calor helicoidales anidados, no obstante se tienen algunas limitaciones asociadas a la concentración de la solución, pues, siendo un equipo con componentes duales, los cambios constantes de las cargas térmicas, hacen que la operatividad sea una limitante, pues es difícil ajustar y controlar las condiciones de operación a diferentes concentraciones durante el proceso de absorción. Aun así, podemos destacar que el absorbedor es el componente más sensible del TCA, pues los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren

simultáneamente no están bien definidos. Las conclusiones más relevantes observadas en este análisis son:

- El flujo de refrigerante producido en el generador, determina la cantidad del flujo de vapor absorbido por la solución que entra al absorbedor. Se observó que a mayor cantidad de solución, mayor es la película descendente que cubre mayor área de contacto entre los tubos, mejorando la absorción de vapor.
- La carga térmica del absorbedor y el flujo de vapor absorbido aumentan, cuando el flujo másico de la solución se incrementa, pero también, hay un incremento significativo cuando este flujo de solución entra a una mayor concentración de LiBr.
- Los coeficientes de la transferencia de masa, aumentan cuando la diferencia de concentraciones entre la entrada y la salida del absorbedor empieza a disminuir, debido a que la solución concentrada de LiBr/H₂O empieza a diluirse por la absorción del vapor de agua.
- Los coeficientes de masa más altos obtenidos son cuando la concentración entra a 54% un rango de \dot{m}_{VAP-AB} de 0.0028 a 0.0045 kg/m²s el β es de 1.9×10^{-7} a 3.2×10^{-7} m/s, cuando la $T_{SOL, ENT}$ es de 81°C.
- Para el análisis del número de Sherwood, los valores obtenidos para la difusividad másica de la solución LiBr/H₂O al 54% y a una temperatura de 81°C, de 5.3 a 5.5×10^{-10} m²/s.
- El número de Sherwood obtenido experimental varía de 11 hasta 28, para un β de 1.17 a 3.19×10^{-7} m/s, en función de la concentración que varía de 50 a 54% en peso de LiBr, respectivamente.
- No se pudo realizar una comparación directa con resultados obtenidos de la literatura, debido a que no hay trabajos o condiciones de operación y/o geometrías similares para los coeficientes de transferencia de masa.

Recomendaciones

Se reconoce que el AHT es funcional y tiene buena operatividad siempre y cuando sea a niveles térmicos menores a los 82°C. Entre los estudios realizados y los obtenidos en este trabajo para este equipo experimental, podemos recomendar de manera puntual lo siguiente:

- Cambiar y/o aumentar el volumen y la concentración de la solución de LiBr/H₂O ya sea a 54, 56 o hasta un 60% en peso, para tener las mismas condiciones de operación y/o ampliar la base de datos experimentales y tener condiciones óptimas de operación para futuros diseños.
- Aumentar ligeramente la altura de la campana donde ingresa el vapor en el condensador, para tener un mayor volumen de refrigerante líquido, pues se tendría mayor capacidad de producir vapor refrigerante en el generador e incrementos de concentraciones entre en generador y absorbedor.
- Cambiar los distribuidores de solución, principalmente el del absorbedor, pues a mayores flujos de solución se observa que no hay una distribución uniforme en los tubos y/o existen ya orificios obstruidos.
- Cambiar la torre de enfriamiento por otra fuente que garantice temperaturas más bajas de enfriamiento y poder evaluar su efecto en el AHT.
- Si se opera a temperaturas de calentamiento mayores a 80°C, separar el condensador del generador para evitar el calentamiento del refrigerante condensado por medio de la pared de la coraza del componente generador/condensador. Pues también, se observó que esta acción impacta en el desempeño del condensador.
- Evaluar el efecto a concentraciones más altas a niveles térmicos menores a los 80°C para la obtención de mayores calores y temperaturas en el absorbedor. En condiciones de operación sin riesgo de cristalización. Así como, realizar un análisis completo en el proceso de absorción y desorción.
- Realizar mantenimientos preventivos para detectar posibles fugas, fallas en alguno de los sensores de temperatura o presión o en cualquier otro instrumento, equipo o componente que integra el AHT.
- Darles un mantenimiento periódico a las bombas.

5.7 Referencias

- [1] S. Wang., Y. Liu., Y. Chen., Q. Wang., X. Xu., G. Chen., S. Deng., “Experimental investigations on the temperature lift performance of a novel diffusion absorption heat transformer,” *Energy*, vol. 170, pp. 906–914, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.154.
- [2] V. Jain and G. Sachdeva, “Energy, exergy, economic (3E) analyses and multi-objective optimization of vapor absorption heat transformer using NSGA-II technique,” *Energy Convers. Manag.*, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.06.055.
- [3] I. Horuz and B. Kurt, “Absorption heat transformers and an industrial application,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 10, pp. 2175–2181, 2010, doi: 10.1016/j.renene.2010.02.025.
- [4] E. S. Abumandour, F. Mutelet, and D. Alonso, “Performance of an absorption heat transformer using new working binary systems composed of {ionic liquid and water},” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 579–589, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.107.
- [5] B. Narváez-Romo, M. Chhay, E. W. Zavaleta-Aguilar, and J. R. Simões-Moreira, “A critical review of heat and mass transfer correlations for LiBr-H₂O and NH₃-H₂O absorption refrigeration machines using falling liquid film technology,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 123, pp. 1079–1095, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.092.
- [6] M. Wakim and R. Rivera-Tinoco, “Absorption heat transformers: Sensitivity study to answer existing discrepancies,” *Renew. Energy*, vol. 130, pp. 881–890, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.06.111.
- [7] Y. Jing, F. Liu, J. Sui, and T. Liu, “A novel method and operation strategy for the improved performance of an absorption heat transformer,” *Appl. Therm. Eng.*, p. 115548, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115548.
- [8] S. Garone, T. Toppi, M. Guerra, and M. Motta, “A water-ammonia heat transformer to upgrade low-temperature waste heat,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 748–757, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.08.082.
- [9] A. Márquez-Nolasco, J. Delgado-Gonzaga, A. Huicochea, J. Torres-Merino, J. Siqueiros, and J. A. Hernández, “Experimental study of a graphite disk generator into an absorption heat transformer,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, no. June 2017, pp. 849–858, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.139.

- [10] S. Salehi, M. Yari, S. M. S. Mahmoudi, and L. G. Farshi, "Investigation of crystallization risk in different types of absorption LiBr/H₂O heat transformers," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 10, no. December 2017, pp. 48–58, 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.01.013.
- [11] G. Oluleye, M. Jobson, and R. Smith, "Process integration of waste heat upgrading technologies," *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 103, no. Part B, pp. 315–333, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.psep.2016.02.003.
- [12] I. Dincer, "Renewable energy and sustainable development: a crucial review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 4, no. 2, pp. 157–175, Jun. 2000, doi: 10.1016/S1364-0321(99)00011-8.
- [13] P. Donnellan, K. Cronin, and E. Byrne, "Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 42. Elsevier Ltd, pp. 1290–1304, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.11.002.
- [14] K. H. M. Al-Hamed and I. Dincer, "Investigation of a concentrated solar-geothermal integrated system with a combined ejector-absorption refrigeration cycle for a small community," *Int. J. Refrig.*, vol. 106, pp. 407–426, 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.06.026.
- [15] J. Wang, B. Wang, X. Li, W. Wu, and W. Shi, "Performance analysis on compression-assisted absorption heat transformer: A new low-temperature heating system with higher heating capacity under lower ambient temperature," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 134, no. June 2017, pp. 419–427, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.122.
- [16] M. Gómez, L. Irene, and S. Patricia, "Diseño y caracterización de un equipo duplex evaporador-condensador para una máquina de absorción," vol. 3, pp. 8–20, 2018.
- [17] N. Demesa, J. A. Hernández, J. Siqueiros, and A. Huicochea, "Heat transfer coefficients for helical components inside an Absorption Heat Transformer," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 120, pp. 342–349, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.038.
- [18] C. Cimsit, "Thermodynamic performance analysis of the double effect

- absorption-vapour compression cascade refrigeration cycle,” *J. Therm. Sci. Technol.*, vol. 13, no. 1, 2018, doi: 10.1299/jtst.2018jtst0007.
- [19] J. A. Hernández-Magallanes, C. L. Heard, R. Best, and W. Rivera, “Modeling of a new absorption heat pump-transformer used to produce heat and power simultaneously,” *Energy*, vol. 165, pp. 112–133, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.09.074.
- [20] S. Salehi, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, and M. A. Rosen, “Multi-objective optimization of two double-flash geothermal power plants integrated with absorption heat transformation and water desalination,” *J. Clean. Prod.*, vol. 195, pp. 796–809, 2018, doi: 10.1016/j.jclepro.2018.05.234.
- [21] F. Liu, J. Sui, T. Liu, and H. Jin, “Energy and exergy analysis in typical days of a steam generation system with gas boiler hybrid solar-assisted absorption heat transformer,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 715–725, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.011.
- [22] L. Garousi Farshi, S. M. Seyed Mahmoudi, and M. A. Rosen, “Analysis of crystallization risk in double effect absorption refrigeration systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1712–1717, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.02.013.
- [23] J. Sun, L. Fu, and S. Zhang, “A review of working fluids of absorption cycles,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 1899–1906, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.01.011.
- [24] Y. Sun, G. Di, J. Wang, X. Wang, and W. Wu, “Performance analysis of R1234yf/ionic liquid working fluids for single-effect and compression-assisted absorption refrigeration systems,” *Int. J. Refrig.*, vol. 109, pp. 25–36, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.007.
- [25] O. Bamigbetan, T. M. Eikevik, P. Nekså, and M. Bantle, “Étude De Pompes À Chaleur À Compression De Vapeur Pour Le Chauffage Haute Température À L’Aide De Fluides Actifs Naturels,” *Int. J. Refrig.*, vol. 80, pp. 197–211, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021.
- [26] N. Merkel, M. Bücherl, M. Zimmermann, V. Wagner, and K. Schaber, “Operation of an absorption heat transformer using water/ionic liquid as

- working fluid,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 131, pp. 370–380, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.147.
- [27] J. Ibarra-Bahena, R. J. Romero, J. Cerezo, C. V. Valdez-Morales, Y. R. Galindo-Luna, and L. Velazquez-Avelar, “Experimental assessment of an absorption heat transformer prototype at different temperature levels into generator and into evaporator operating with water/Carrol mixture,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 60, pp. 275–283, 2015, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2014.09.013.
- [28] S. Sotelo, R. R. J. Romero, R. Best, and S. Silva, “Instantaneous Determination of Heat Transfer Coefficients in a Steam Generator for an Alternative Energy Upgrade System.,” *Open Renew. Energy ...*, no. 52, pp. 116–123, 2009.
- [29] J. A. Hernández-Magallanes, W. Rivera, and A. Coronas, “Comparison of single and double stage absorption and resorption heat transformers operating with the ammonia-lithium nitrate mixture,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 53–68, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.130.
- [30] S. Y. Misyura, “Evaporation and heat transfer of aqueous salt solutions during crystallization,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 139, no. April 2018, pp. 203–212, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.068.
- [31] J. Pátek and J. Klomfar, “A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range,” *Int. J. Refrig.*, vol. 29, no. 4, pp. 566–578, 2006, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.10.007.
- [32] S. M. Osta-Omar and C. Micallef, “Mathematical model of a Lithium-Bromide/water absorption refrigeration system equipped with an adiabatic absorber,” *Computation*, vol. 4, no. 4, 2016, doi: 10.3390/computation4040044.
- [33] J.D. Killion, S. Garimella, A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption, *Int. J. Refrig.* 24 (8) (2001) 755–797.
- [34] Cengel Yunus, A. (2004). *Transferencia de calor*, McGraw-Hill Interamericana, Segunda edición

- [35] Foust. (1972). Principios de operaciones unitarias. Cuarta edición, México, editorial continental
- [36] Kreiht, Frank y Bohn, Mark, S. (2001). Principios de Transferencia de Calor. Thomson Learning. Sexta Edición. Pág. 233-286, 301-342
- [37] Holman, J. P. (1998). Transferencia de calor. 8va. Edición. McGraw-Hill. Pag.190-200
- [38] A. Alimoradi, F. Veysi, Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers using numerical method and experimental validation, *Int. J. Therm. Sci.* 107 (2016) 196–208.
- [39] M. V. V. Morteau, M. B. H. Mantelli. Nusselt number correlation for compact heat exchangers in transition regimes. (2019). *Applied Thermal Engineering*, Volume 151, Pages 514-522.
- [40] Cengel, Yunus A. Transferencia de calor y masa. Tercera edición. McGraw-Hill, México (2007)
- [41] Bird, R. Byron, Stewart, Warren E., Lightfoot, Edwin N. Fenómenos de Transporte. Editorial Reverte. S.S. España (1997).
- [42] Welty, J., Wicks, C. y Wilson, R. Fundamentos de la Transferencia de Momentum, Calor y Masa. Segunda edición. Editorial Limusa S.A. México (2000)
- [43] K. Kim, N. Berman, D. Chau, B. Wood, Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide, *Int. J. Refrig.* 18 (7) (1995) 486–494.
- [44] Zacarias A., "Estudio experimental de un sistema de refrigeración por absorción operando a cargas parciales". Tesis de Maestría. Instituto Politécnico Nacional., Mexico. 2004.
- [45] C. Amaris, M. Vallès, and M. Bourouis, "Vapour absorption enhancement using passive techniques for absorption cooling/heating technologies: A review," *Appl. Energy*, vol. 231, no. September, pp. 826–853, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.09.071.
- [46] N. Giannetti, A. Rocchetti, S. Yamaguchi, and K. Saito, "Heat and mass transfer coefficients of falling-film absorption on a partially wetted horizontal tube," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 126, no. December 2017, pp. 56–66, 2018, doi:

10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.020.

- [47] H. Zhang, D. Yin, S. You, W. Zheng, and S. Wei, "Experimental investigation of heat and mass transfer in a LiBr-H₂O solution falling film absorber on horizontal tubes: Comprehensive effects of tube types and surfactants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 146, no. September 2018, pp. 203–211, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.127.
- [48] Z. Wang, D. Orejon, K. Sefiane, and Y. Takata, "Coupled thermal transport and mass diffusion during vapor absorption into hygroscopic liquid desiccant droplets," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 134, pp. 1014–1023, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.084.
- [49] G. Wang, Q. Zhang, M. Zeng, R. Xu, G. Xie, and W. Chu, "Investigation on mass transfer characteristics of the falling film absorption of LiBr aqueous solution added with nanoparticles," *Int. J. Refrig.*, vol. 89, pp. 149–158, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.01.017.
- [50] S. M. Deng and W. B. Ma, "Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H₂O solution as working fluid," *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 4, pp. 293–301, 1999, doi: 10.1016/S0140-7007(98)00067-X.
- [51] Y. T. Kang, H. J. Kim, and K. Il Lee, "Heat and mass transfer enhancement of binary nanofluids for H₂O/LiBr falling film absorption process," *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 5, pp. 850–856, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.10.008.
- [52] S. Wu and C. Rincon Ortiz, "Experimental investigation of the effect of magnetic field on vapour absorption with LiBr–H₂O nanofluid," *Energy*, vol. 193, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116640.
- [53] V. E. Nakoryakov, N. I. Grigoryeva, and M. V. Bartashevich, "Heat and mass transfer in the entrance region of the falling film: Absorption, desorption, condensation and evaporation," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 21–22, pp. 4485–4490, 2011, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.06.032.
- [54] H. Zhang, D. Yin, S. You, W. Zheng, B. Li, and X. Zhang, "Numerical and experimental investigation on the heat and mass transfer of falling film and droplet regimes in horizontal tubes LiBr-H₂O absorber," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 146, no. September 2018, pp. 752–767, 2019, doi:

- 10.1016/j.applthermaleng.2018.10.046.
- [55] X. Zhang, J. Wu, and Z. Li, "Irreversibility characterization and analysis of coupled heat and mass transfer processes in an absorption system," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 133, pp. 1121–1133, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.003.
- [56] L. I. Morales, D. Juárez-Romero, J. Siqueiros, and J. Torres-Merino, "Pre-startup proofs in an absorption heat transformer for water purification with compact components," *Energy Procedia*, vol. 57, no. 777, pp. 1005–1014, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.084.
- [57] C. Ramírez-Hernández, B. A. Escobedo-Trujillo, D. Colorado, F. A. Alaffita-Hernández, L. I. Morales, and J. A. Hernández, "Coefficient of performance prediction by a polynomial of a heat transformer with two-duplex components," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 1193–1202, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.101.
- [58] F. Liu, J. Sui, H. Liu, and H. Jin, "Experimental studies on a direct-steam-generation absorption heat transformer built with vertical falling-film heat exchangers," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 83, pp. 9–18, 2017, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2016.11.033.
- [59] S. J. Hong, C. H. Lee, S. M. Kim, I. G. Kim, O. K. Kwon, and C. W. Park, "Analysis of single stage steam generating absorption heat transformer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 144, no. May, pp. 1109–1116, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.104.
- [60] N. Demesa, A. Huicochea, J. A. Hernandez, and J. Siqueiros, "Heat transfer coefficients for evaporator with nested helical coils," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 121, pp. 390–397, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.002.
- [61] A. Huicochea, W. Rivera, H. Martínez, J. Siqueiros, and E. Cadenas, "Analysis of the behavior of an experimental absorption heat transformer for water purification for different mass flux rates in the generator," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 52, no. 1, pp. 38–45, 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.003.
- [62] P. Donnellan, E. Byrne, J. Oliveira, and K. Cronin, "First and second law multidimensional analysis of a triple absorption heat transformer (TAHT),"

- Appl. Energy, vol. 113, pp. 141–151, 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.06.049.
- [63] Z. Ma, H. Bao, and A. P. Roskilly, “Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 101, pp. 350–361, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.002.
- [64] X. Zhang and D. Hu, “Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 129–135, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.006.
- [65] C. V. Valdez-Morales, R. J. Romero, and J. Ibarra-Bahena, “Predicted and experimental COP for heat transformer based on effectiveness process,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 88, pp. 490–503, 2017, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2017.06.020.
- [66] R. M. Barragán Reyes, V. M. A. Gómez, and A. García-Gutiérrez, “Performance modelling of single and double absorption heat transformers,” *Curr. Appl. Phys.*, vol. 10, no. 2 SUPPL., pp. S244–S248, 2010, doi: 10.1016/j.cap.2009.11.052.
- [67] M. Meza, A. Márquez-Nolasco, A. Huicochea, D. Juárez-Romero, and J. Siqueiros, “Experimental study of an absorption heat transformer with heat recycling to the generator,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 53, pp. 171–178, 2014, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.12.002.
- [68] R. Smusz, “Analytical and experimental analysis of tube coil heat exchanger,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 745, no. 3, 2016, doi: 10.1088/1742-6596/745/3/032083.
- [69] J. C. Chen, “Transfer to saturated fluids in convective flow,” doi: 10.1021/i260019a023.
- [70] R. H. Perry., “Transmisión de calor”., *Manual del ingeniero químico.*, Tomo III., Mc Graw Hill Interamericana, pp. 10-64. Mexico, (1992).
- [71] L. I. Morales, R. A. Conde-Gutiérrez, J. A. Hernández, A. Huicochea, D. Juárez-Romero, and J. Siqueiros, “Optimization of an absorption heat transformer with two-duplex components using inverse neural network and

- solved by genetic algorithm,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 85, pp. 322–333, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.018.
- [72] C. Shi, Q. Chen, T. C. Jen, and W. Yang, “Heat transfer performance of lithium bromide solution in falling film generator,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 15–16, pp. 3372–3376, 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.051.
- [73] Y. Lazcano-Véliz, J. A. Hernández, D. Juárez-Romero, M. Bourouis, A. Coronas, and J. Siqueiros, “Energy efficiency assessment in the generator of an absorption heat transformer from measurement falling film thickness on helical coils,” *Appl. Energy*, vol. 208, no. August, pp. 1274–1284, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.09.026.
- [74] J. H. Lee et al., “Heat transfer characteristics of a falling film generator for various configurations of heating tubes in an absorption chiller,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. July 2018, pp. 1407–1415, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.007.
- [75] S. Yang, S. Yang, Y. Wang, and Y. Qian, “Low grade waste heat recovery with a novel cascade absorption heat transformer,” *Energy*, vol. 130, pp. 461–472, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.04.117.
- [76] S. K. Lee, J. W. Lee, H. Lee, J. T. Chung, and Y. T. Kang, “Optimal design of generators for H₂O/LiBr absorption chiller with multi-heat sources,” *Energy*, vol. 167, pp. 47–59, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.10.185.
- [77] N. Demesa, A. Huicochea, J. A. Hernandez, and J. Siqueiros, “Heat transfer coefficients for evaporator with nested helical coils,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 121, pp. 390–397, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.002.
- [78] L. Irene and N. Demesa, “Revista de Sistemas Experimentales Determinación experimental de coeficientes de transferencia de calor de un evaporador helicoidal Experimental determination of heat transfer coefficients of a helicoidal evaporator,” vol. 5, no. 17, pp. 1–9, 2018.
- [79] I. J. Canela-Sánchez., J. Delgado-Gonzaga., A. Huicochea., E. Esche., J. -U. Repke., R. Saravanan., D. Juarez- Romero., “Interaction analysis of a concentric component evaporator absorber for an absorption heat

- transformer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, pp. 415–421, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.05.044.
- [80] B. B. Tsai and H. Perez-Blanco., "Limits of mass transfer enhancement in lithium bromide-water absorbers by active techniques", *Int. J. Heat and Mass Transfer.*, Vol. 41., No. 15., pp 2409-2416., 1998.
- [81] S. V. Potnis, T. G. Lenz and E. H. Dunlop., "Measurement of water diffusivity in aqueous lithium bromide and lithium chloride solutions"., *Chem. Eng. Comm.*, Vol. 139., pp 41-49., 1995.
- [82] J. Li, X. Xie, and Y. Jiang, "Experimental study and correlation on the falling column adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O solution," *Int. J. Refrig.*, vol. 51, pp. 112–119, 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.12.004.
- [83] Y. Itaya, M. Yamada, K. Marumo, and N. Kobayashi, "Heat and mass transfer through spiral tubes in absorber of absorption heat pump system for waste heat recovery," *Psychol. Learn. Motiv. - Adv. Res. Theory*, vol. 67, no. 2, pp. 140–146, 2017, doi: 10.1016/j.jpapr.2017.05.004.
- [84] M. R. Islam, N. E. Wijesundera, and J. C. Ho, "Evaluation of heat and mass transfer coefficients for falling-films on tubular absorbers," *Int. J. Refrig.*, vol. 26, no. 2, pp. 197–204, 2003, doi: 10.1016/S0140-7007(02)00076-2.
- [85] D. Arzoz, P. Rodriguez, and M. Izquierdo, "Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O solutions," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 5–6, pp. 797–811, 2005, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.08.003.
- [86] J. I. Yoon, O. K. Kwon, P. K. Bansal, C. G. Moon, and H. S. Lee, "Heat and mass transfer characteristics of a small helical absorber," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 2–3, pp. 186–192, 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.05.009.
- [87] Zacarias A., "Transferencia de masa y calor en Absorbedores Adiabaticos con la aplicación de la disolucion Nitrato de Litio - Amoniaco". Tesis de doctorado. Leganes, Madrid. 2009.

Participación en el área científica

Participación en congreso internacional:

A. Acevedo., J. A. Hernández., S. Silva., D. Juárez-Romero., A. Hui cochea.,
“*Acoplamiento de un sistema de enfriamiento y calentamiento*” del área Potencia
y Energía, en la modalidad de conferencia para el XV Congreso Internacional
sobre Innovación y Desarrollo Tecnológico CIINDET 2019. Cuernavaca,
Morelos.

Publicación en revista científica:

A. Acevedo, J.A. Hernández, D. Juárez, A. Parrales, R. Saravanan, A. Huicochea.
2020. “Thermodynamic analysis of cooling and heating systems for energy
recovery”. International Journal of Refrigeration. Volume 115, Pages 172-181.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.034>.