



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

**“ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN
TRANSFORMADOR DE CALOR POR ABSORCIÓN
CON INTERCAMBIADORES HELICOIDALES
MÚLTIPLES ANIDADOS”**

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

M.I.C.A. KARLA VARELA MARTÍNEZ

**DIRECTOR DE TESIS:
DR. ARMANDO HUICOCHEA RODRÍGUEZ**

SINODALES:

**DR. JOSÉ ALFREDO
HERNÁNDEZ PÉREZ**

**DR. ALBERTO ARMANDO
ÁLVAREZ GALLEGOS**

**DR. JOSE GONZALO GONZÁLEZ
RODRÍGUEZ**

DR. DAVID JUÁREZ ROMERO

**DR. OLIVER ISRAEL FLORES
FRIAS**

**DR. JOSÉ JASSÓN FLORES
PRIETO**

CUERNAVACA, MORELOS

ENERO 2022

Cuernavaca, Morelos, 31 de mayo de 2021.

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN
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: Estudio experimental de un transformador de calor por absorción con intercambiadores helicoidales múltiples anidados, que presenta la alumna **Karla Varela Martínez**, 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. JOSÉ GONZALO GONZÁLEZ RODRÍGUEZ

DR. JOSÉ ALFREDO HERNÁNDEZ PÉREZ

DR. DAVID JUÁREZ ROMERO

DR. ALBERTO ARMANDO ÁLVAREZ GALLEGOS

DR. OLIVER ISRAEL FLORES FRÍAS
(Instituto Tecnológico de Zacatepec)

DR. JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO (CENIDET)

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

ALBERTO ARMANDO ALVAREZ GALLEGOS | Fecha:2021-06-01 09:54:46 | Firmante

HU7MTikuFSGE34wtQG7LrCt24WKBRdFFhkKEy7Ru+XrFo6VycKvhCleEP7rW1tqP7d4rsEUPMhB7DkaHWWxyYYQN9Mnq0aHR1KqEzVxOfumlx6mo5TxOLAMDCBa2XmKurS3ls21zjvuHYdeTVJLHxQ7+dFCdT9FT/bMiZ+WFJi+ETjsWj3256bLnrc0YaZYXgGbVv+EOZEC5yIMrGRL8Nva2IMhHAHetf/f9C5vo5c3X19QrsS4LH8ZrfkO28li68iC0aaaj96OXKXwgJan/pLiRl0z8IWL+vP/4MqdaCDsQl1sA5EsVGiZzullMV2wTKh6BN8oxTv1sExgch/cZg==

JOSE ALFREDO HERNANDEZ PEREZ | Fecha:2021-06-01 10:11:24 | Firmante

Q0tDK3rYpQBJM284SNqVCve/wNgEqgpPurjxaqKBRHwJqDhYgMTThrNtdBAWYV3rwauknOoUw1rvjZ96Sg5NbDDwyN5ePKZgRw1VRJH067oZa93Hs7ieuKhdC3D6Sq/fYgTwTPct55wrKFxXmXDhZqEIO2E4i+TTge6V66KV3ZhYEe0uLhp+Fhf0GmMe9m2L/JYpN6PYAjJVRBMYOed9P+cFi0/5HEetAfmZd8Rsu3CMGsaZg15Ke6rcJp/Plql/qWzsa1yLSNAZDevCU9zwZjPQFCdK6L1HYSdoJqMSLkoTy1rFHR/paUJw8F7LZxMEPgXyhielc/Y5GL/srlv4w==

ARMANDO HUICOCHEA RODRIGUEZ | Fecha:2021-06-01 11:14:18 | Firmante

GZk+tgga2+xy4ieuh+vNCUv56D6GsWf62R57wfi7tBQ7/kEtWBLA7DikIMXKz0daplmby8lwTK8jAAFa+AwzHITI6EBVbvpBMnKPIYwSj6RvyNyU/VECy9gUxswog/IGXHH/Yts/ikE+mC9wojTANey2KfDyqxaH5fAsbGYBltkkEa3Kw4OnUOZBp4icNnouWuR03A7aPiJ7skulJ6lOz7C/NJL56VLWNwxz0cU3YrCCBWSILIBF+IJ4a8ltHaVPqO8CeDqL98QcyuRNBLbiNvgU8UWdSr7v5eSlhhq0wlt0TivaPc3Cjec8LyqPtc05wY5Dc3z/DO+cwnvaSQ3WFA==

OLIVER ISRAEL FLORES FRÍAS | Fecha:2021-06-01 19:42:35 | Firmante

C9e0Hmr07Vgi2eE/ZLN4GJEc6rNUZVimlLuD12azvyhsVb5Hi2etTqj9/8b3bJsESTFmCAPvtjBSTz5UiB1c/K+ZQpMIOWd+kQOGIFk2o6v1s0eQAt5DlgbgVodDfj42TVNFDQmShyBjaV9ztLnQ5m3Ax0NWcGacBnlj2Q8xncxgjlH8YE7zwVPLLRoPzlv3QjvHXHG/fj70VlgJ0mnM4qdwMpnj/IVsQ6vN+Lo/1cXimz3pDaj6Aaaq4SQ4cpoRmKKNhbn/fCqa4DKO2JMpbYkXamGaODaJzkGDdzrW/rzdOm1qd4g1dGunbA9J5Sdsdf1Eqf+Yh5kxNw7vivAA==

JOSE GONZALO GONZALEZ RODRIGUEZ | Fecha:2021-06-02 12:19:30 | Firmante

ksT3B73FK6Cfzy3iod3vErxF0/2cr+aM6j5fa3IUnbw1kaLOcoKg/6WmqubC78AEFazTwd1IMFAXcXldTNE7FmvHpsDD5FuMPQ5Kotf7JvMjm5snXodDWjJoE9ddUAhAGASHnjIbCitutp5BSVjrTLGu8N85exZknKdj5IUM+8W2B3iLXu5ysNQftuKJAY/U+WmpYaHq3hbR3k1dTaqs3aM4Xo3rvK2dCNnoc/zkMbbntG1ADCPiAbn43Ar/pBf2p/vuvEeyKkOXx62+1ib6iJ9JSrR7tuisX+QDqjeSWJNlIfQdDlB31A+VImEqZ4/9ZgnrLwO6bo2FgVodvvA==

DAVID JUAREZ ROMERO | Fecha:2021-06-02 18:47:07 | Firmante

gufoyyML8WtuEnV39angaRwOk2KgnurkU67BjmrRGD2d1FgUJpUbCYCnXmCnHSRqwoC3m8ZL55KkrMrreeAxXEHu2m+biTkb2qGaPqjCeBygLBa72zWwzG+3YCzYVWVJ4RDuLGAUgnA21HdlJf4ieVkl0xLNVklandwvT9e5FuMSbHSljQXheP1JDKRYB+niR+HJja4C15RKAARc9s5k1kGCKVx08B1W7ao14/1W02oGbMlmlBF1iCMYkk7AzOnfFpFro/zTrsiGmxUZe5JoPzHyklsaxqdORFTPFKELZE2BkvD8eP4vBzH/bj0LqNahEOn1Oma4iXL70Kdfg==

JOSE JASSON FLORES PRIETO | Fecha:2021-11-09 22:54:04 | Firmante

CIZQL94kElz+i7YbRM0TjBzCd3WA0srrZLnnvG6VDYAAcVWXPi4/N0+t4vpCpsMfqVvG65oiOk7FDDOM4oMc88Vsd42hO4rsLH9IGCJttWxE4y8Zz9+8jwTihK5GdB27/B+XXCT30FW/T2pDpBPNT7o2CrP8ydiQ9K92kXz13wH2qfi49lqmjablAg9kaPUlgeOxVtuunC9jmMVDVILKASt5oYNaxm6WGSZLxsSMDuxeDBXpNzuvIewPpZwKkmKdzK5p8eP7sx2h1XP96kp2UoPKauD5n+Qhvzi0+dCF982CbpQwX+96a+28/gqDRNaHfdl4kKvYfbUAYrj6LkB3C+g==

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



SCjoWsedG

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/ASa5LafDaPG984AmIRlzdV3fZkZXKWyc>



RESUMEN

En este trabajo, se presenta la caracterización experimental de un Transformador de Calor por Absorción de 2 kW, sus componentes principales (generador, condensador, evaporador y absorbedor) tienen 4 helicoidales anidados de diferentes diámetros de enrollamiento, lo que brinda una relación de compactación alta, con respecto a otros trabajos reportados con la misma geometría. Se evaluó el desempeño con H₂O/LiBr inicialmente al 54% en peso a diferentes flujos máxicos de calentamiento, enfriamiento y de solución en el generador y absorbedor. Se obtuvieron resultados experimentales considerando dos sistemas de recuperación de calor útil en el absorbedor: el primero utilizando agua de enfriamiento, controlando la temperatura de salida hasta 96°C; el segundo utilizando aceite térmico Paratherm, llegando hasta su máxima capacidad sin control de temperatura a la salida del aceite. En ambos escenarios, la fuente de calor se mantuvo en un rango de temperaturas de 75 a 85°C. Para la primera condición se obtuvo un *COP* en un intervalo de 0.18 a 0.44 y un *GTL* de 11.9 a 24.9°C. Para la segunda condición se obtuvo un *COP* en un intervalo de 0.28 a 0.39 y un *GTL* de 32.8 a 41.33°C. Se analizó de manera individual el desempeño de cada componente, identificando los parámetros más importantes en cada proceso. Para el primer sistema de recuperación, para los componentes de baja presión se obtuvieron *U*'s de hasta 455.2 W/m²°C para el generador, mientras que para el condensador de 987.1 W/m²°C, para los componentes de alta presión se obtuvieron *U*'s de hasta 693.06 W/m²°C para el evaporador, mientras que para el absorbedor de hasta 160.5 W/m²°C. Para la segunda condición se obtuvieron *U*'s de hasta: 546.9 y 73.1 W/m²°C en el generador, absorbedor, respectivamente. Por último, como algo adicional se presenta el diseño y construcción de un absorbedor a presión alta con la misma configuración helicoidal con una potencia de 765 W con un *U* de 297.4 W/m² °C, el cual será utilizado en trabajos posteriores y este pueda operar como transformador de calor de doble absorción.

ABSTRACT

In this work, the experimental characterization of a 2 kW Absorption Heat Transformer is presented. Its main components (generator, condenser, evaporator and absorber) have 4 nested helical coils of different winding diameters, which provide a high compaction ratio, compared to other reports of works with the same geometry. The performance was evaluated with H₂O/LiBr, which was initially at 54% by weight at different mass flows of heating, cooling and solution in the generator and absorber. Experimental results were obtained considering two useful heat recovery systems in the absorber: the first one using cooling water, controlling the outlet temperature up to 96°C; the second using Paratherm thermal oil, reaching its maximum capacity without temperature control at the oil outlet. In both scenarios, the heat source was maintained within a temperature range of 75 to 85°C. For the first condition, a *COP* was obtained in an interval of 0.18 to 0.44 and a *GTL* of 11.9 to 24.9° C. For the second condition, a *COP* was obtained in an interval from 0.28 to 0.39 and a *GTL* from 32.8 to 41.33 ° C. The performance of each component was individually analyzed, identifying the most important parameters in each process. For the first recovery system, in the low pressure components, *U*'s of up to 455.2 W/m²°C were obtained for the generator, while for the condenser these were of 987.1 W/m²°C. *U*'s were obtained for the high pressure components of up to 693.06 W/m²°C for the evaporator, while for the absorber these were up to 160.5 W/m² C. For the second condition, *U*'s of up to: 546.9 and 73.1 W/m²°C were obtained in the generator and absorber, respectively. Finally, the design and construction of a high pressure absorber of 765 kW, with the same helical configuration, is presented, with a *U* of 297.4 W/m²°C. This will be used in subsequent works so that the equipment can be characterized as a Double Absorption Heat Transformer.

AGRADECIMIENTOS

Al centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) y al Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada por aceptarme como su estudiante y abrirme las puertas con todas las facilidades brindadas.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, ya que sin su apoyo económico ya que este proyecto no hubiera sido posible de realizar.

Al Dr. Armando Huicochea Rodríguez por ser el asesor y líder del proyecto, y darme la oportunidad de pertenecer a su equipo de trabajo.

Al Dr. David Juárez Romero, Dr. Alfredo Hernández Pérez, Dr. Gonzalo Gonzalez Rodriguez, por su apoyo y retroalimentación en la realización de este proyecto, por sus conocimientos compartidos y su dirección, muchas gracias.

Al M. Abisai Acevedo Quiroz y al M. Angel por su apoyo en cada uno de los obstáculos presentados a lo largo del proyecto y por su amistad en la recta final de este proyecto.

A mis compañeros Dr. Javier, Dr. Aldo Márquez Nolasco, M. Irán, por su apoyo académico y moral.

Al Dr. Francisco Noe Demesa y el Dr. Israel Heredia por su apoyo, conocimientos y experiencias compartidas.

A toda mi familia por su amor y apoyo incondicional.

INDICE

CAPITULO I:

| | |
|---|----|
| INTRODUCCIÓN..... | 14 |
| 1.1 Transformadores de Calor por Absorción | 15 |
| Transformadores de Calor de una etapa..... | 16 |
| Descripción del ciclo | 16 |
| Parámetros Termodinámicos | 19 |
| Revisión TCA | 21 |
| Transformadores de Calor por Absorción Avanzados | 24 |
| Doble absorción..... | 25 |
| Descripción del ciclo | 25 |
| Parámetros Termodinámicos | 28 |
| Revisión bibliográfica..... | 29 |
| 1.2 Justificación del Trabajo..... | 31 |
| 1.3 Objetivo General..... | 32 |
| Objetivos Específicos | 32 |
| 1.4 Alcance | 32 |
| DESCRIPCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DEL TCA..... | 33 |
| 2.1 Descripción de los componentes del TCA | 34 |
| Generador/Condensador | 36 |
| Evaporador/Absorbedor | 38 |
| Grado de Compactación | 41 |
| 2.2 Instrumentación del TCA..... | 46 |
| 2.3 Pruebas de funcionalidad con H ₂ O | 53 |
| Procedimiento pruebas con H ₂ O | 53 |
| ANÁLISIS TERMODINÁMICO | 56 |
| 3.1 Análisis Termodinámico | 57 |
| Potencias Térmicas | 57 |
| Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica | 58 |
| Coficiente Global de Transferencia de Calor..... | 58 |
| Eficiencias | 58 |

| | |
|---|-----|
| Coeficientes locales de transferencia de calor | 59 |
| ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL TCA CON H ₂ O/LiBr UTILIZANDO AGUA PARA RETIRAR EL CALOR ÚTIL DEL ABSORBEDOR | 62 |
| 4.1 Análisis componente dual GECO | 64 |
| 4.2 Análisis componente dual EVAB | 73 |
| 4.3 Análisis del economizador | 80 |
| 4.4 Desempeño integral del TCA | 83 |
| ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL TCA CON H ₂ O/LiBr UTILIZANDO ACEITE PARA RETIRAR EL CALOR ÚTIL DEL ABSORBEDOR | 86 |
| 5.1 Análisis pruebas experimentales | 88 |
| 5.2 Análisis componente dual GECO | 89 |
| 5.2 Análisis componente dual EVAB | 93 |
| Análisis Integral | 98 |
| 5.3 Análisis de Incertidumbre..... | 102 |
| DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ABSORBEDOR A PRESIÓN ALTA..... | 104 |
| 6.1 Configuración del ciclo | 105 |
| 6.2 Análisis Termodinámico del Simulador..... | 106 |
| 6.3 Metodología para el dimensionamiento del Absorbedor..... | 108 |
| 6.4 Diseño y cálculo del absorbedor..... | 110 |
| 6.5 Construcción del absorbedor..... | 113 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 114 |
| 7.1 Generalidades..... | 115 |
| 7.2 Caracterización del componente GECO | 116 |
| Generador | 116 |
| Condensador..... | 117 |
| 7.3 Caracterización del componente EVAB..... | 117 |
| Evaporador | 117 |
| Absorbedor..... | 118 |
| Economizador | 119 |
| 7.4 Recomendaciones | 120 |
| APÉNDICE A CARACTERÍSTICAS DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN ... | 122 |

| | |
|--|-----|
| APÉNDICE B. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL TCA | 131 |
| APENDICE C . DETERMINACIÓN DE CONCENTRACIÓN DE H ₂ O/LiBr | 134 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS..... | 135 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 1. TCA reportados en la literatura..... | 23 |
| Tabla 2. TCDA reportados en la literatura..... | 30 |
| Tabla 3. Datos de Diseño para el GECO..... | 36 |
| Tabla 4. Dimensionamiento del GECO..... | 38 |
| Tabla 5. Datos de Diseño para el EVAB..... | 38 |
| Tabla 6. Dimensionamiento del EVAB..... | 40 |
| Tabla 7. Parámetros de compactación en ICHA..... | 42 |
| Tabla 8. Valores de ajuste para cada sensor PT-1000..... | 47 |
| Tabla 9. Valores de ajuste para flujómetros de solución..... | 49 |
| Tabla 10. Valores de ajuste para TP..... | 50 |
| Tabla 11. Resultados prueba con H ₂ O..... | 55 |
| Tabla 13. Intervalos de operación GECO..... | 64 |
| Tabla 14. Intervalos de operación EVAB..... | 74 |
| Tabla 15. Resultados del análisis de incertidumbre..... | 103 |
| Tabla 16. Condiciones de operación para diseño del absorbedor..... | 110 |
| Tabla 17. Resultados del cálculo del absorbedor..... | 112 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Diagrama esquemático del TCA básico..... | 17 |
| Figura 2. Diagrama esquemático del TCA experimental..... | 18 |
| Figura 3. TCDA en serie..... | 25 |
| Figura 4. TCDA en serie modificado..... | 26 |
| Figura 5. TCDA en paralelo..... | 28 |
| Figura 6. Configuración del TCA con componentes duales..... | 35 |
| Figura 7. ICHA Generador/Condensador..... | 36 |
| Figura 8. Acoplamiento y disposición del GECO en su coraza..... | 37 |
| Figura 9. ICHA Evaporador/Absorbedor..... | 39 |
| Figura 10. Acoplamiento y disposición del EVAB en su coraza..... | 39 |
| Figura 11. Economizador..... | 40 |
| Figura 12. Calibración de los sensores de temperatura PT-1000..... | 46 |
| Figura 13. Proceso de calibración de los flujómetros para solución..... | 48 |
| Figura 14. Proceso de calibración de los transductores de presión..... | 50 |
| Figura 15. TCA experimental..... | 51 |
| Figura 16. Diagrama de Tubería e Instrumentación del TCA experimental..... | 52 |
| Figura 17. Comportamiento térmico del TCA en prueba con H ₂ O..... | 55 |
| Figura 18. Sistema de recuperación de calor con torre de enfriamiento..... | 63 |
| Figura 19. Estabilidad prueba experimental GECO..... | 65 |
| Figura 20. Coeficiente global de transferencia de calor a flujos de relación de desorción variables en el generador..... | 66 |
| Figura 21. Coeficiente global de transferencia de calor en el condensador..... | 68 |
| Figura 22. Coeficiente local de transferencia de calor en el generador..... | 69 |
| Figura 23. Coeficiente local de transferencia en el condensador..... | 70 |
| Figura 24. Coeficiente local de transferencia de calor en el condensador en función de la temperatura de entrada de enfriamiento..... | 71 |
| Figura 25. Eficiencias térmicas para el generador..... | 72 |
| Figura 26. Eficiencias térmicas para el condensador..... | 73 |
| Figura 27. Comportamiento del Coeficiente de rendimiento..... | 84 |
| Figura 28. Comportamiento del GTL..... | 85 |

| | |
|---|-----|
| Figura 29. Coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador..... | 75 |
| Figura 30. Coeficiente local de transferencia de calor en el evaporador..... | 76 |
| Figura 31. Eficiencias térmicas en el evaporador..... | 77 |
| Figura 32. Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor..... | 78 |
| Figura 33. Coeficiente convectivo de solución en el absorbedor..... | 79 |
| Figura 34. Eficiencias en el absorbedor..... | 80 |
| Figura 35. Coeficiente global de transferencia de calor en el economizador..... | 81 |
| Figura 36. Eficiencias del economizador..... | 82 |
| Figura 37. Coeficientes locales de transferencia de calor en el economizador..... | 83 |
| Figura 38. Sistema de recuperación de calor con baño térmico..... | 87 |
| Figura 39. Comportamiento prueba experimental..... | 89 |
| Figura 40. Coeficiente global de transferencia de calor en el generador con el sistema de recuperación con aceite..... | 90 |
| Figura 41. Coeficiente interno de transferencia de calor en función del flujo másico de solución por unidad de longitud en el generador..... | 93 |
| Figura 42. Coeficiente global de transferencia de calor utilizando agua/aceite..... | 96 |
| Figura 43. Coeficiente local de transferencia de calor en el absorbedor con el sistema de recuperación con aceite..... | 97 |
| Figura 44. Coeficiente convectivo del aceite..... | 98 |
| Figura 45. Efecto de la temperatura de calentamiento de las fuentes de calor sobre los parámetros relevantes del TCA..... | 99 |
| Figura 46. Temperatura de aceite a la salida del sistema de recuperación en función de potencia de absorción..... | 100 |
| Figura 47. Coeficiente de operación en función del vapor de refrigerante..... | 101 |
| Figura 48. GTL en función del vapor de refrigerante..... | 102 |
| Figura 49. Diagrama esquemático del TCDA..... | 105 |
| Figura 50. Validación del simulador termodinámico para H ₂ O/LiBr..... | 108 |
| Figura 51. ICHA absorbedor..... | 113 |
| Figura 52. Coraza del absorbedor..... | 113 |

NOMENCLATURA

| | | | |
|-------------|--|-------------|--|
| <i>A</i> | Área de transferencia de calor [m ²] | <i>GTL</i> | Ascenso bruto de temperatura [°C] |
| <i>B</i> | Bomba | <i>h</i> | Entalpía específica [kJ/kg] |
| <i>COP</i> | Coeficiente de rendimiento [-] | <i>He</i> | Número Helicoidal [-] |
| <i>Cp</i> | Calor específico [KJ/kg °C] | <i>I</i> | Corriente eléctrica [A] |
| <i>D</i> | Diámetro [m] | <i>IC</i> | Intercambiador de Calor |
| <i>De</i> | Número de Dean [-] | <i>ICHA</i> | Intercambiador de Calor Helicoidal Anidado |
| <i>DTML</i> | Diferencia de temperatura media logarítmica [°C] | <i>L</i> | Longitud [m] |
| <i>Ė</i> | Flujo de Exergía [kW] | <i>ln</i> | Logaritmo natural [-] |
| <i>ECOP</i> | Coeficiente de rendimiento exergético [-] | <i>m</i> | Flujo másico [kg/s] |
| <i>EVAB</i> | Evaporador/Absorbedor [-] | <i>N</i> | Número de tubos [#] |
| <i>F</i> | Flujo volumétrico [LPM] | <i>Nu</i> | Número de Nusselt [-] |
| <i>f</i> | Factor de fricción [-] | <i>Nv</i> | Número de vueltas (#) |
| <i>F</i> | Flujómetro | <i>OD</i> | Diámetro externo [m] |
| <i>g</i> | Gravedad m/s ² | <i>P</i> | Presión [kPa] |
| <i>GECO</i> | Generador/Condensador [-] | <i>Pr</i> | Número de Prandtl [-] |
| <i>GTL</i> | Ascenso bruto de temperatura [°C] | <i>PT</i> | Sensores de temperatura termo- |

resistivos

| | |
|-----------|--|
| \dot{Q} | Flujo de calor [kW] |
| Re | Número de Reynolds [-] |
| RF | Relación de flujo [-] |
| T | Temperatura [°C] |
| TCA | Transformador de Calor por Absorción |
| TCDA | Transformador de calor de Doble Absorción |
| TP | Transductor de Presión |
| U | Coeficiente de transferencia de calor global [W/m ² °C] |
| V | Voltaje [W/A] |
| \dot{W} | Flujo de trabajo [kW] |
| X | Concentración [% en peso] |
| X_i | Componente del TCA |

Subíndices

| | | | |
|-----|------------------------|-----|--------------|
| ABS | Absorbedor | EQU | Equilibrio |
| AC | Agua de Calentamiento | FG | Vaporización |
| ACE | Aceptado | GEN | Generador |
| AE | Agua de Enfriamiento | GLO | Global |
| ANU | Anular | HEL | Helicoidal |
| AEV | Absorbedor/Evaporador | HID | Hidráulico |
| CAL | Caliente/Calentamiento | INT | Interno |
| CON | Condensado/Condensador | LÍQ | Líquido |

| | | | |
|------|----------------------------|------|----------------------|
| COR | Coraza | PROM | Promedio |
| CRIT | Critico | REC | Recto |
| Dk | Destrucción por componente | REF | Refrigerante |
| ECON | Economizador | SAL | Salida |
| ENF | Enfriamiento | SAT | Saturado, saturación |
| ENR | Enrollamiento | SOL | Solución |
| ENT | Entrada | SUM | Suministrado |
| EVA | Evaporador | TOT | Total |
| EXT | Externo | VAP | Vapor |

Superíndices

| | |
|----|------------|
| EN | Endógeno |
| EX | Exógeno |
| AV | Evitable |
| UN | Inevitable |

Letras griegas

| | |
|---------------|---|
| α | Coeficiente de transferencia de calor local [W/m ² °C] |
| β | Parámetro de compactación [Wm ³ /°C] |
| ε | Eficiencia térmica [-] |
| k | Conductividad térmica [W/m °C] |
| Δ | Delta |
| δ | Espesor de película [m] |
| Γ | Flujo másico por longitud [kg/s m] |
| μ | Viscosidad cinemática [Pa*s] |
| ρ | Densidad [kg/m ³] |

Estructura de la tesis

La tesis está compuesta principalmente de 7 capítulos:

El **capítulo 1** describe el estado del arte de los Transformadores de Calor por Absorción, donde se justifica su uso como opción de revalorización de calor residual proveniente de industrias. Se describe la justificación, objetivo principal, objetivos específicos y alcance del proyecto.

En el **capítulo 2** se presenta la descripción de los componentes del Transformador de Calor por Absorción, la instrumentación y la puesta en marcha para su correcto funcionamiento realizando pruebas preliminares con H₂O. En el **capítulo 3** describe el análisis termodinámico mediante los principios de conservación de la materia y la primera ley de la termodinámica para cada componente para la caracterización de manera individual e integral del Transformador de Calor por Absorción.

En el **capítulo 4** se presenta el estudio experimental con solución de H₂O/LiBr, utilizando agua de enfriamiento para retirar el calor en el absorbedor, en donde se determinan para cada uno de los componentes, los coeficientes globales y locales de transferencia de calor, coeficiente de rendimiento de operación, así como el grado de revalorización y eficiencias.

En el **capítulo 5** se presenta la caracterización del generador y absorbedor por ser los componentes principales utilizando el sistema de recuperación de calor útil con un baño de aceite térmico, un análisis integral comparando ambos sistemas de recuperación, determinando el coeficiente de rendimiento de operación, así como el grado de revalorización.

En el **capítulo 6** se propone un diseño y construcción de un absorbedor a presión media, con la finalidad de poder operar el TCA de doble absorción en trabajos futuros, se describe la metodología de cálculo de cada con base a la geometría propuesta.

En el **capítulo 7** se presentan las conclusiones resumiendo los resultados obtenidos y se establecen las recomendaciones derivadas del proyecto para mejorar su operación en posibles trabajos futuros.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Se describe la problemática en materia recursos energéticos disponibles en la actualidad, para centrar a los Transformadores de Calor por Absorción como dispositivos que se pueden utilizar para revalorizar la energía residual obtenida de distintos procesos industriales. Se presenta el estado de arte, donde se exponen trabajos teóricos-experimentales relacionados a los Transformadores de Calor por Absorción. También, se muestran trabajos reportados en los que ya se encuentran acoplados en algún proceso industrial. Con base en lo anterior, se describe la justificación, objetivo principal, objetivos específicos y alcance del proyecto.

1.1 Transformadores de Calor por Absorción

El desarrollo y crecimiento de un país se basa fundamentalmente en la energía, ya que esencial en prácticamente cualquier tipo de sector; domestico, industrial y/o transporte. La tendencia debido al cambio climático es el desarrollo de países energéticamente independientes, capaces de reducir su consumo de combustibles fósiles. Sin embargo, en cada conversión de energía aparece un producto de desecho, llamado "calor residual". A nivel mundial se revela que el 72% del consumo mundial de energía primaria se pierde después de una conversión y alrededor del 63% del calor residual se disipa a temperaturas por debajo de los 100°C [1], y por lo tanto la energía de baja calidad a menudo se desecha al ambiente [2]. Por lo anterior, se deben encontrar alternativas para su recuperación, siendo un reto la integración de "sistemas" para el aprovechamiento del calor residual. Un Transformador de calor por Absorción (TCA) reutiliza la energía residual para renovarla como calor útil y ser aprovechada en cualquier otro proceso.

El TCA básico de simple etapa funciona con una solución de trabajo y cuatro Intercambiadores de Calor (IC) que llevan a cabo distintos procesos dentro del ciclo: Generador, Condensador, Evaporador y Absorbedor [3]. Su rendimiento depende del nivel térmico de activación suministrado y del calor recuperado calor.

Las ventajas de estos equipos térmicos son: bajas presiones de operación, consumo mínimo de energía de alta calidad, amigable con el medio ambiente con fluidos de trabajo orgánicos o sales minerales [4]. Algunas desventajas son: costo elevado de construcción, amplio espacio de operación, limitado por fluidos de trabajo [5].

Sin embargo, los TCA's a nivel industrial no se han implementado ampliamente debido a que siguen siendo dispositivos desconocidos o poco estudiados [6]. El suministro de la fuente de calor se vuelve una variable importante a controlar, ya que en algún proceso industrial esta pueda estar oscilando constantemente, por lo que se vuelve un reto el ajustar y controlar

un TCA para satisfacer las necesidades de suministro de calor y consumo de calor [7]. Su aplicación está limitada a ciertos procesos industriales, tales como la industria textil, desalinización de agua, y algunos procesos en la industria farmacéutica y petroquímica[8]. Estudios recientes se han enfocado en la investigación de nuevos diseños o arreglos de sus IC's, para mejorar el coeficiente de operación (medida de la efectividad del TCA), así como el grado de revalorización en el absorbedor [9].

Transformadores de Calor de una etapa

Descripción del ciclo

Este sistema se ha desarrollado en los últimos años con la finalidad de que tenga aplicación en muchos procesos industriales. La configuración original se denomina sistema de "de simple efecto o de una etapa". La **Figura 1** muestra un diagrama esquemático de un TCA considerando la presión contra la temperatura. El TCA se activa al suministrarle calor externo a una temperatura media en el generador y evaporador ($Q_{GEN, T_{EVA}}$). En el generador, ocurre la separación parcial del refrigerante de la solución de trabajo cuando se alcanzan las condiciones de saturación. En el condensador, se extrae calor al refrigerante externamente a una temperatura inferior (T_{CON}), con lo cual cambia a fase líquida y es bombeado hacia el evaporador (con una presión absoluta mayor que el generador y el condensador). El refrigerante es evaporado y alimentado al absorbedor, donde se mezcla con la solución concentrada que proviene del generador. En este proceso de absorción, se produce una liberación de calor (Q_{ABS}) a una temperatura alta (T_{ABS}) y se diluye la solución de trabajo. Esta solución diluida es alimentada al generador, mientras que la solución concentrada es alimentada al absorbedor, pasando a través del economizador, el cual precalienta la solución, usando el calor proporcionado de la solución diluida proveniente del absorbedor y que va al generador, y así repetir el ciclo termodinámico [10].

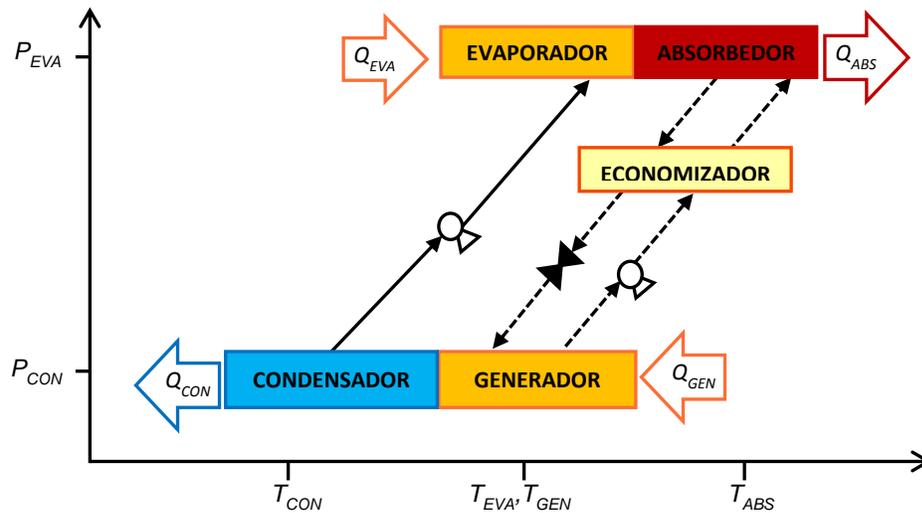


Figura 1. Diagrama esquemático del TCA básico

La geometría de tubos y coraza es ampliamente utilizada en el diseño y construcción de IC. Sin embargo en la búsqueda de mejorar los procesos y buscar equipos más compactos, se han propuesto nuevas configuraciones que ayuden a mejorar la transferencia de calor [11].

Se ha demostrado que la geometría helicoidal en IC mejora las características de transferencia de calor debido al flujo secundario inducido por el efecto de curvatura [12], así como también por la fuerza centrífuga resultante hace que el coeficiente de transferencia de calor sea mayor que el de tubos rectos [12–14]. Recientemente, Demesa et al. [9], desarrollaron y probaron un evaporador de 2 kW en condiciones de baja presión (utilizando agua como refrigerante). Previamente analizaron la transferencia de calor en relación a la cantidad de helicoidales anidados usando diferentes diámetros de enrollamiento conectados en serie. La mejor propuesta fue con tres helicoidales, ya que con esta configuración se requería de un mínimo de vueltas para obtener la potencia deseada. El IC propuesto mostró un U de hasta $660 \text{ W/m}^2\text{°C}$, con una eficiencia de 83%. A su vez también, Demesa et al. [15], presentaron un estudio experimental en donde proponen coeficientes de transferencia de calor locales y globales utilizando correlaciones

experimentales para el evaporador y absorbedor de un transformador de calor por absorción de 2 kW, con Intercambiadores de Calor Helicoidales Anidados (ICHA), proponiendo por primera vez este tipo de configuración en un AHT, operando con película descendente y con el par de trabajo $H_2O/LiBr$, obtuvieron un coeficiente de transferencia de calor global de $1227.6 \text{ W/m}^2\text{C}$ y $157.2 \text{ W/m}^2\text{C}$ respectivamente, reportando COP's desde 0.37 hasta 0.47. En la **Figura 2**, se presenta la configuración del TCA modificado para el presente proyecto de investigación, en donde los cuatro componentes principales tienen una geometría helicoidal anidada, mientras que el economizador es de un helicoidal concéntrico.

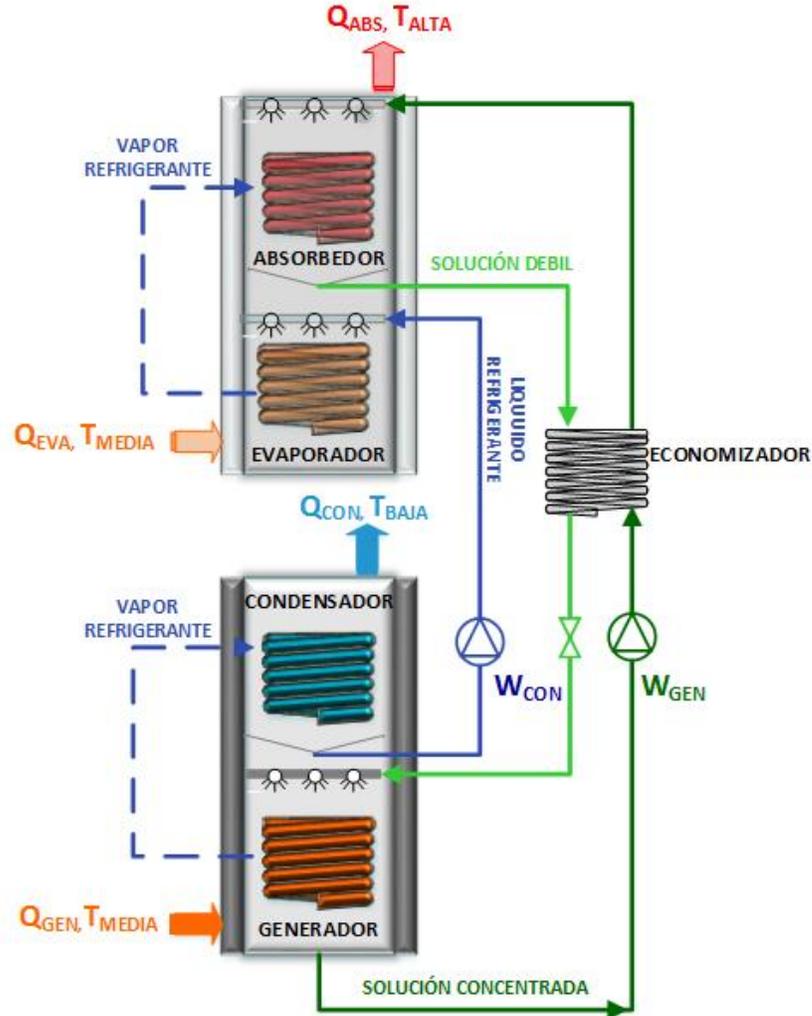


Figura 2. Diagrama esquemático del TCA experimental

Parámetros Termodinámicos

El rendimiento o desempeño de un TCA se cuantifica mediante diversas variables, las cuales pueden ser considerando la primera y segunda ley de la termodinámica. La primera de ellas establece que la energía debe conservarse en un TCA. Por lo tanto, esta ley simplemente aplica la restricción al ciclo de que la energía térmica que abandona el sistema debe ser igual a la energía térmica total que ingresa más cualquier energía creada. Sin embargo, para comprender realmente el rendimiento de un sistema o de un componente no solo se debe utilizar la primera ley, si no tomar en cuenta la segunda ley, ya que esto cuantifica todas las irreversibilidades y no idealidades dentro de los componentes [16].

La segunda ley de la termodinámica establece que la entropía de un sistema nunca disminuye, al contrario el universo en sí, tiende por naturaleza a ser entrópico.

Los sistemas reversibles no generan ninguna entropía, mientras que un sistema o en un ciclo real sí. Así, la cantidad de entropía generada en un sistema, o componente, se puede utilizar como una medida de la irreversibilidad o no idealidad de ese sistema o componente en particular. Esto permite la identificación de áreas dentro del ciclo que deben abordarse para mejorar el rendimiento.

En los últimos años se han publicado varios estudios que realizan análisis paramétricos en los TCA's para obtener una mejor comprensión del efecto que tienen las secciones internas y externas sobre las variables de rendimiento del ciclo.

Existen también los parámetros de la segunda ley de la termodinámica, los cuales son el coeficiente de rendimiento exergético (ECOP), y la relación total de destrucción exergética (E_{Dk}), que a su vez mediante un análisis exergético avanzado planteado por primera vez por Morosuk y Tsatsaronis (2008), se divide la destrucción exergética en su partes endógenas $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ y exógenas $\dot{E}_{D,k}^{EX}$, y evitables $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ e inevitables $\dot{E}_{D,k}^{UN}$, que representa una nueva

dirección en el análisis de exergía. Sin embargo en este trabajo, el alcance solo es para la caracterización bajo la primera ley de la termodinámica.

En este sistema, el coeficiente de rendimiento de operación se define como el cociente del calor cedido en el absorbedor entre la energía suministrada al sistema:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{W}} \quad (1)$$

Generalmente puede ser considerado como el parámetro más importante que cuantifica el funcionamiento del sistema y el principal objetivo es obtener el máximo valor posible.

Numerosos estudios han demostrado que el COP en un TCA aumenta cuando las temperaturas en el generador y evaporador son mayores, mientras que disminuye con el aumento de la temperatura en el condensador [17]. El aumento de COP asociado al aumento de las temperaturas del generador y del evaporador, se ha demostrado dos modos de operar dicho calentamiento, uno con flujo directo y otro en flujo inverso en un TCA que genera vapor a 120°C, los resultados también mostraron que el COP operando en modo de flujo inverso es ligeramente más alto que el del modo de flujo directo debido a las menores capacidades de calor del evaporador y el generador [18].

La relación de flujo es una medida del tamaño aproximado del sistema en función de los caudales. Se define como la relación del flujo másico total de la solución diluida que ingresa al generador entre el flujo másico de vapor de refrigerante que sale del mismo componente. Como la relación de flujo indica el tamaño del TCA por unidad de salida de calor, el objetivo general es minimizar su valor. La relación de flujo, queda expresada en términos de concentración o flujo másico:

$$RF = \frac{X_{GEN}}{X_{GEN} - X_{ABS}} = \frac{\dot{m}_{ABS}}{\dot{m}_{REF}} \quad (2)$$

Donde la tasa de flujo de masa de refrigerante se obtiene mediante balance de energía en el evaporador:

$$\dot{m}_{REF} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{h_{EVA,SAL} - h_{EVA,ENT}} \quad (3)$$

El objetivo principal de un TCA es mejorar la temperatura de una fuente de calor residual. Por lo tanto, se introduce una variable denominada ascenso de temperatura bruta (GTL) para cuantificar este aumento de temperatura. Se define como la diferencia de temperatura entre la solución que sale del absorbente del TCA y la temperatura del vapor a la salida del evaporador, quedando expresada de la siguiente manera:

$$GTL = T_{ABS} - T_{EVA} \quad (4)$$

Revisión TCA

Como parte de la investigación en los antecedentes relacionados con la línea de investigación de los TCA's, se revisaron algunos trabajos teóricos, experimentales y equipos que ya han sido acoplados en procesos industriales (ver Tabla 1), con la finalidad de conocer las geometrías, características y resultados de los parámetros más importantes, para estudiar experimentalmente una geometría en el campo de los TCA's con respecto algunos equipos existentes y presentar resultados atractivos en relación a los parámetros que determinan el desempeño óptimo de un TCA.

| | Autor | Geometría | T _{GEN} [°C] | T _{CON} [°C] | T _{ABS} [°C] | T _{EVA} [°C] | T _{FUENTE} [°C] | Par de Trabajo | Capacidad [kW] | COP [-] | ECOP [-] | GTL [°C] | Resultados |
|---|----------------------------------|--|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------|--|----------------|-------------|-----------|-------------|--|
| Teórico-Experimental (Nivel Laboratorio) | Merkel <i>et al.</i> [19] | Placas | 95 | 25 | 110-141.9 | 95 | 80-95 | H ₂ O/ 1-etil-3-metilimidazolio | 1.7 | 0.27-0.43 | - | 18-47 | Aplicación para calentar gua a 140°C |
| | Hong <i>et al.</i> [18] | Columnas y Tubos | 65 | 25 | 105 | 65 | 80-95 | H ₂ O/LiBr | 11 | 0.4-0.47 | - | 40 | Producción de vapor a 120 °C. |
| | Sekar y Saravanan [20] | Tubos y Coraza | 55 | 20-25 | 75 | 50 | 60-80 | | 5 | 0.3-0.38 | - | 15-20 | Se obtuvo flujo de destilado de 4.1 kg/h |
| | Meza <i>et al.</i> [21] | Tubos y Coraza Discos de grafito (absorbedor) | 70 | 20-25 | 150 | 70 | 69-89 | | 1.16 | 0.391 | - | 60 | Destilado máximo de 888 mL/h |
| | Genssle and Stephan [22] | Placas/ Helicoidal | 75 | 20 | 140.0 | 75 | 80 | TFE/E181 | 21 | 0.0-0.42 | - | 18.0-65.0 | Agua caliente a 140°C |
| | Ibarra-Bahena <i>et al.</i> [23] | Placas | 64-69.6 | 23.1 | 97.103-101.5 | 79.3-78.4 | 70-80 | H ₂ O/Carrol | 1.35 | 0.30-0.35 | - | 18.5-22.2 | Opera con solo 64 W (de potencia eléctrica) para la revalorización de 810 W. Su potencial aplicación sería para la destilación de agua |
| | Rivera <i>et al.</i> [24] | Helicoidal | - | - | 100-115 | - | - | | - | 0.27-0.43 | - | 32.7-42.4 | Se obtienen mejores GTL's con respecto a la solución H ₂ O/LiBr |
| | Rivera <i>et al.</i> [25] | Tubos y coraza Helicoidal | 84.8-89.4 | 22.6-31.3 | 97.6 - 100.8 | 84.8-89.4 | 70-80 | H ₂ O/LiBr 1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol | - | 0.23 - 0.33 | 0.16-0.25 | 18.1 - 21.6 | Aplicación para purificación de agua |

| | Autor | Geometría | T _{GEN} [°C] | T _{CON} [°C] | T _{ABS} [°C] | T _{EVA} [°C] | T _{FUENTE} [°C] | Par de Trabajo | Capacidad [kW] | COP [-] | ECOP [-] | GTL [°C] | Resultados |
|--|--------------------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|---|-----------------------|----------------|---------|----------|--|--|
| Casos de Estudio (Aplicaciones Industriales) | Horuz y Kurt [26] | Tubos y coraza | 80 | 25 | 130 | 80 | 82 | H ₂ O/LiBr | 300 | 0.482 | - | 50 | Producción de agua caliente a 120°C |
| | Ma <i>et al.</i> [27] | Tubos verticales y coraza | 95 | 28-30 | 120 | 95 | 98 | | 5 MW | 0.47 | 0.8 | 25 | Calentar agua de 95 a 100°C, ahorrando 2.53 toneladas de vapor por Ton de caucho producido. Tasa de recuperación de 2 años, ahorrando 3.458 millones de Yuanes |
| | Mostofizadeh and Kulick [28] | Tubos y coraza | - | 22 | 120 | - | 80 | | 4 MW | 0.48 | - | 55 | Tasa de recuperación de 2.4 años |
| | Abrahamsson <i>et al.</i> [29] | Tubos y coraza | 90 | 36 | 130 | 90 | 100 | NaOH/H ₂ O | 10 | - | - | 23 | Tasa de recuperación de 4.4 años, TCA incorporado a una planta de papel |
| | Scott <i>et al.</i> [30] | Tubos y coraza | 75 | - | 119 | 75 | - | | 21,460 | 0.479 | - | 44 | Acoplado en un planta de cristalización, la cantidad de vapor requerido se redujo en un 11.8 a 16.4% |
| Comercializados | Thermax, Western China [31] | - | - | - | - | - | Vapor, agua caliente y combustibles líquidos/gaseosos | 0.5-10 MW | 0.4-0.47 | - | 60 | La planta fabrica película de celdas fotovoltaicas y el proceso requiere agua a 100°C. | |

Tabla 1. TCA reportados en la literatura

1 **Transformadores de Calor por Absorción Avanzados**

2 Los TCA's de una sola etapa son capaces de lograr aumentos de
3 temperatura de hasta aproximadamente 50°C en equipos experimentales y
4 hasta 60°C en equipos comerciales, de acuerdo a la biografía reportada
5 anteriormente, los cuales son ideales para situaciones en las que solo se
6 requieren pequeños aumentos de temperatura. Por otro lado, para lograr
7 mayores elevaciones de temperatura, se requieren sistemas más avanzados,
8 como los transformadores de calor de múltiples etapas o de múltiples
9 absorciones [32]. Los TCA de doble etapa generalmente son capaces de
10 lograr *GTL's* de aproximadamente 80°C, manteniendo un *COP* de
11 aproximadamente 0.3 [33]. Tal como lo presenta Mutukumar et al. [34],
12 reportaron los resultados de un prototipo desarrollado de un transformador
13 de calor de dos etapas para mejorar el calor residual disponible de 119 a
14 139°C a aproximadamente 189°C. El *COP* fue de 0.2 y el *GTL* de
15 aproximadamente 80.5°C. Isselhorst y Groll [35] desarrollaron transformador
16 de calor de dos etapas de hidruro metálico, demostrando la viabilidad de
17 mejorar el calor de aproximadamente 130 a 140 °C hasta 200°C con un *COP*
18 de alrededor de 0.27. Silva-Sotelo et al.[36] reportaron los resultados de un
19 transformador de calor de dos etapas controlado por una relación de flujo
20 que opera con una mezcla de agua/Carrol, utilizando energía térmica
21 residual al sistema a 70°C, obteniéndose una temperatura de hasta 128°C en
22 el segundo absorbedor. Sin embargo, los Transformadores de múltiples
23 etapas, en principio son dos o tres TCA's acoplados y tienen las desventajas
24 de una estructura compleja y un alto costo, lo que dificultaría la aplicación en
25 algún proceso industrial [37]. Para lograr *GTL* aún más altos, se pueden usar
26 transformadores de calor de doble o triple absorción, para alcanzar *GTL's* de
27 hasta 145°C, mientras se recicla aproximadamente el 20% de la energía
28 residual [38].

29 **Doble absorción**

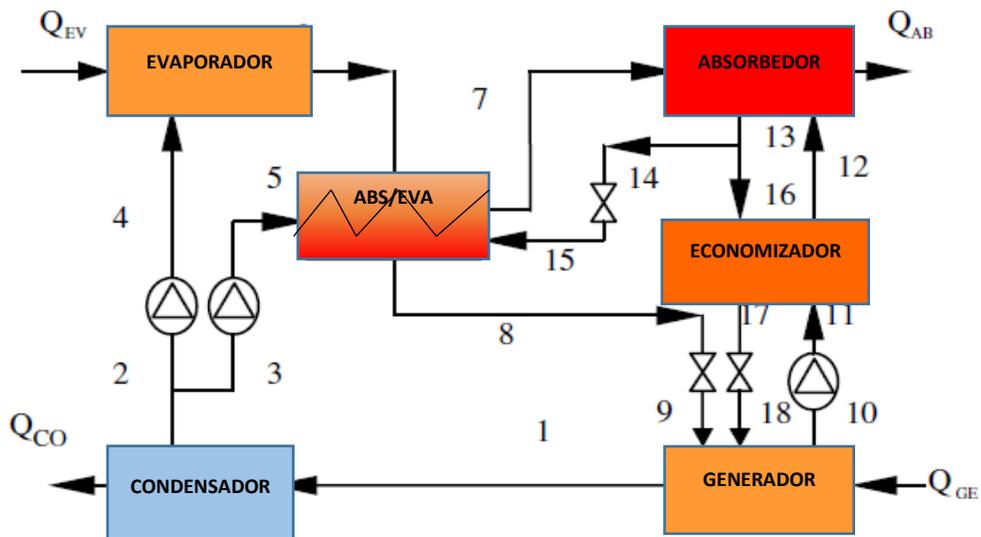
30 Los Transformadores de Calor de Doble Absorción (TCDA) consisten
31 básicamente de los mismos componentes que el de simple etapa más un
32 componente adicional que es un evaporador/absorbedor. Por lo tanto, al usar
33 solo un componente adicional en comparación con TCA's de una etapa, es
34 posible obtener dos elevaciones de temperatura: la primera en el
35 absorbedor-evaporador y la segunda en absorbedor, logrando así mayores
36 temperaturas de calor útil que los obtenidos con sistemas de una etapa.

37 **Descripción del ciclo**

38 Se han propuesto tres tipos de TCDA en la literatura, cada uno alimenta el
39 flujo al Absorbedor/Evaporador con diferente arreglo:

- 40 • En serie
- 41 • En paralelo
- 42 • Serie modificado

43 Rivera et al. [39–41] analizaron la configuración que se muestra en la **Figura**
44 **3**, en donde la solución diluida que sale del generador (línea 10) se bombea
45 primero al absorbedor y luego al evaporador / absorbedor.

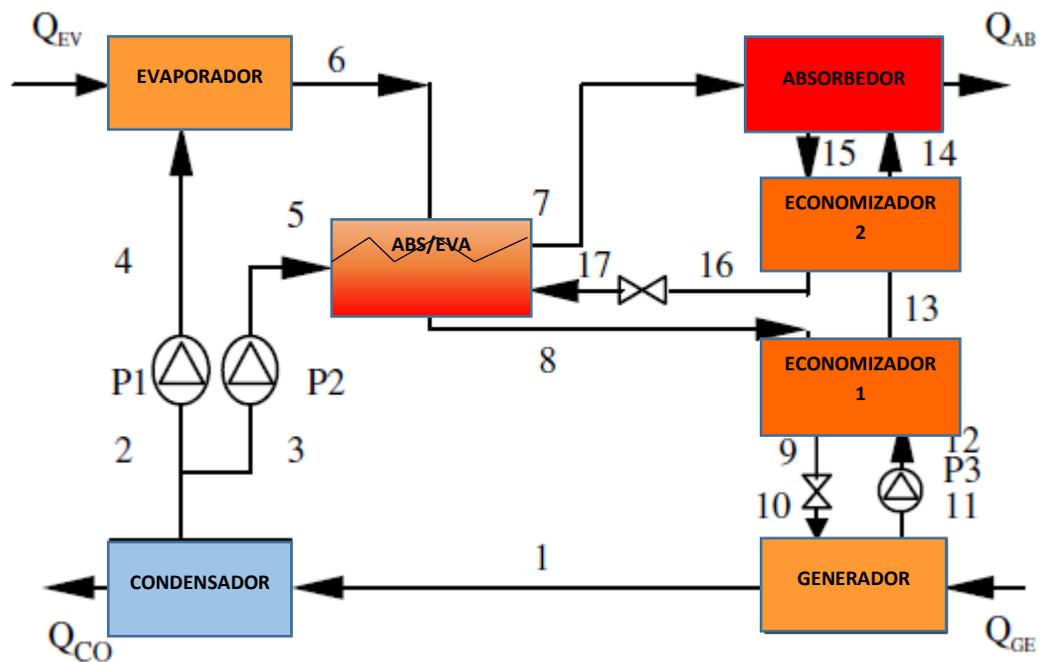


46

47

Figura 3. TCDA en serie

48 Según Barragan *et al.* [42], realizan un estudio teórico utilizando las
 49 soluciones de trabajo de $H_2O/CaCl_2$ y $H_2O/LiCl$ haciendo una comparación
 50 de un TCA de una etapa contra un TCDA, en donde resultan valores de COP
 51 más bajos y *GTL's* más altas en comparación con el TCA de una etapa.
 52 Zhao *et al.* [43], analizaron el transformador de calor de doble absorción que
 53 se muestra en la **Figura 4**. En este TCDA modificado, la solución
 54 concentrada que proviene del generador se divide en dos flujos (línea 13 y
 55 14). Según Horuz y Kurt, en general, el flujo másico de solución del
 56 generador se divide en partes iguales [26], de acuerdo a la literatura
 57 reportada se muestran mejores *GTL's* y *COP's* en comparación con la
 58 configuración en serie. Zhao *et al.* [43], reportan que el *GTL* del tipo serie
 59 modificado es de aproximadamente de 60 a 100°C, lo que depende
 60 principalmente de la temperatura de condensación correspondiente



61

62

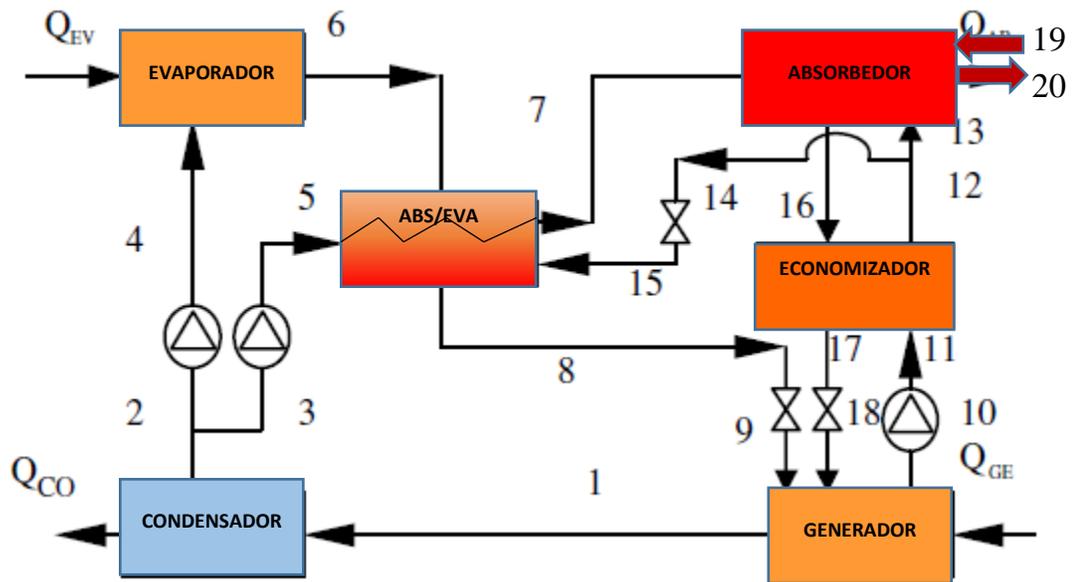
63

Figura 4. TCDA en serie modificado

64 Según Horuz y Kurtz la temperatura del evaporador es más alta que la del
65 generador [26], el sistema TCDA funciona mejor, y propuso la siguiente
66 integración de un TCDA flujo en serie modificado, acoplado a un proceso
67 industrial obteniendo un *GTL* de hasta 92°C y un *COP* de 0.405, para
68 obtener vapor de agua, para este propósito, se eligió a una empresa, la cual
69 tenía fuentes de calor residual de 90 ±2°C.

70 En este proyecto de tesis uno de los objetivos secundarios es el diseñar el
71 absorbedor a presión alta, para convertir en trabajos posteriores el TCA en
72 un TCDA en flujo paralelo, de acuerdo con la configuración en la **Figura 5**.
73 Este sistema consta de 6 unidades básicas, un Condensador, Generador,
74 Evaporador, un Absorbedor, un (Absorbedor/Evaporador) y un
75 Economizador. Se utiliza una fuente de calor suministrada al generador para
76 separar el componente más volátil, el refrigerante, del absorbente (solución
77 de H₂O/LiBr) por evaporación a una temperatura intermedia. El vapor del
78 refrigerante fluye hacia el condensador donde se condensa reduciendo su
79 temperatura descargando su calor latente a un disipador de calor de baja
80 temperatura. Una fracción del refrigerante condensado se bombea a una
81 presión más alta antes de ingresar al evaporador, donde se evapora una vez
82 más utilizando una fuente de calor externa. Este vapor refrigerante se
83 absorbe luego en el absorbedor/evaporador en una solución absorbente.
84 Parte del calor de absorción liberado se usa para mantener el absorbente-
85 evaporador a una temperatura más alta que la del evaporador
86 (aproximadamente 30-60°C más caliente). La solución diluida producida en el
87 absorbedor-evaporador tiene su presión reducida y regresa al generador. La
88 segunda fracción del refrigerante condensado que sale del condensador se
89 bombea al componente Evaporador/Absorbedor, y luego se evapora
90 utilizando el calor de absorción restante liberado por el
91 Evaporador/Absorbedor. Este vapor refrigerante se absorbe en el absorbente
92 en la solución absorbente fuerte que proviene del generador. Parte del calor
93 de absorción liberado se usa para mantener el absorbente a una temperatura

94 más alta que la del Evaporador/Absorbedor (aproximadamente 30-60 °C más
 95 caliente), mientras que el resto de la energía térmica liberada se elimina
 96 como producto de calor a alta temperatura. Parte de la solución absorbente
 97 que sale del absorbedor entra en el evaporador del absorbedor y se utiliza
 98 para absorber el vapor de refrigerante que se produce en el evaporador. El
 99 resto de la solución que proviene del absorbente fluye a través de un
 100 intercambiador de calor de la solución para precalentar la solución
 101 concentrada que ingresa al absorbedor antes de reducir su presión y así
 102 regresar al generador.



103

104

Figura 5. TCDA en paralelo

105 **Parámetros Termodinámicos**

106 El *GTL* se define como la diferencia entre la temperatura del calor útil
 107 producido en el absorbedor y el del calor suministrado al evaporador. Por lo
 108 tanto, se puede escribir como:

109
$$GTL = T_{16} - T_6 \quad (5)$$

110 El economizador se utiliza para recuperar energía térmica en el TCDA,
111 precalentando la solución del par de trabajo concentrada que fluye desde el
112 generador al absorbedor utilizando el calor suministrado desde la solución
113 diluida que fluye del absorbedor al generador. Para este tipo de configuración
114 la eficiencia (ε) a partir del balance energético y de acuerdo con la **Figura 5**,
115 queda de la siguiente manera [32] :

$$116 \quad \varepsilon = \frac{\dot{m}_{10}(h_{12}-h_{11})}{\dot{m}_{14}(h_{16}-h_{11})} \quad (6)$$

117 A partir de los balances de masa y energía, el COP se determina mediante
118 las siguientes ecuaciones:

$$119 \quad COP = \frac{\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{16} h_{16}}{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_5 (h_6 - h_4)} \quad (7)$$

120 **Revisión bibliográfica**

121 Se realizó una investigación de trabajos teóricos, experimentales y equipos
122 acoplados en procesos industriales. La principal ventaja es revalorizar a un
123 mayor nivel térmico con respecto a los TCA's de una sola etapa, duplicando
124 los valores obtenidos para *GTL*. En la Tabla 2 se presentan los principales
125 trabajos con este tipo de configuraciones reportadas:

126

| | Autor | Geometría | T _{GEN} [°C] | T _{CON} [°C] | T _{ABS} [°C] | T _{EVA} [°C] | T _{ABS / EVA} [°C] | T _{FUENTE} [°C] | Par de Trabajo | Capacidad [kW] | COP [-] | ECOP [-] | GTL [°C] | Resultados |
|--|--------------------------------|-------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------|-----------------------|-------------------|---------------|---------------|-------------|---|
| Teórico-Experimental (Nivel Laboratorio) | Rivera <i>et al.</i> , [32] | Helicoidal | 70- 79 | 33- 35 | 105- 128 | 70- 79 | 74- 83 | 70-80 | H ₂ O/LiBr | 1 | 0.12- 0.37 | - | 48- 74 | Se reportan incrementos en el GTL superior a 30°C que los reportados en los TCA de simple etapa |
| | Rivera <i>et al</i> [33] | - | 71- 74 | 20- 30 | 125 | 71- 74 | 110 | - | | - | 0.4- 0.45 | - | 54 | Se redujo en un 28–33% el uso de calderas |
| | Zhao <i>et al.</i> [43] | - | 70 | 25- 35 | 120- 180 | 70 | 100- 105 | 60-80 | | 1 | 0.32 | - | 60- 100 | Se obtuvieron mejores resultados |
| | Martínez y Rivera [33] | Tubos y coraza | 75- 90 | 30- 40 | 140- 165 | 75- 90 | 100- 115 | - | | - | 0.23- 0.31 | 0.34- 0.47 | 75 | Los estudios demostraron que el generador es el componente con mayor irreversibilidad cerca del 40% |
| Casos de Estudio (Aplicaciones Industriales) | Costa <i>et al.</i> [44] | - | 90 | 35 | 144 | 90 | 96 | 96 | | 200 | 0.35 | - | 48 | Tasa de recuperación de 1.6 años Acoplado en un proceso de planta de celulosa |

Tabla 2. TCDA reportados en la literatura

1.2 Justificación del Trabajo

La revalorización energética es un tema de actualidad para los sectores industriales, ya que para su funcionamiento requieren de grandes cantidades de energía. Debido a esta problemática se tiene el interés por nuevas investigaciones y técnicas que mejoren el uso de los recursos energéticos, los ciclos de absorción son una opción, debido a que la recuperación de energía térmica del ciclo puede ser utilizada en otro proceso. El uso de un TCA es una alternativa ya que permiten la revalorización de la energía de desecho a un mayor nivel térmico, razón por la cual se evaluó experimentalmente un TCA de 2 kW con dos corazas, una para los componentes de baja presión y otra para los de alta presión, cada componente cuenta con IC helicoidales anidados con cuatro diferentes diámetros de enrollamiento, esta geometría mejora el grado de compactación respecto trabajos reportados previamente dentro del Laboratorio de Ingeniería Térmica de CIICAp UAEM, mejora las características de transferencia de calor debido a la formación de flujos secundarios por la fuerza centrífuga debido a la curvatura del helicoides. Este trabajo presenta los resultados experimentales para los 5 componentes principales del equipo, los coeficientes locales y globales de transferencia de calor se discuten considerando parámetros operativos como *COP* y *GTL*. Así como también el diseño y la construcción de un absorbedor a presión alta para ser incorporado al equipo y así operarlo como un TCA de doble absorción en trabajos futuros.

1.3 Objetivo General

Realizar un estudio experimental de un Transformador de Calor por Absorción con Intercambiadores de Calor constituidos por cuatro Helicoidales Anidados.

Objetivos Específicos

- Construir y poner a punto un TCA de 2 kW con componentes duales.
- Determinar las condiciones óptimas de operación del TCA considerando dos sistemas diferentes de recuperación de calor útil, para obtener un mayor rendimiento de operación y un mejor grado de revalorización energética.
- Obtener los coeficientes de transferencia de calor para los procesos de desorción, condensación, evaporación y absorción.
- Diseñar y construir un Absorbedor a presión alta para operar un TCA avanzado de doble absorción.

1.4 Alcance

Al término de proyecto, se tendrá un TCA de 2 kW, con componentes duales e ICHA con cuatro diámetros de enrollamiento diferentes, los cuales proporcionan un mayor grado de compactación, con un tiempo de estabilización corto, será construido y caracterizado bajo diferentes condiciones de operación y se determinarán los coeficientes globales y locales de transferencia de calor de cada uno de los componentes, además se evaluará el coeficiente de rendimiento de operación y el grado de revalorización energético.

CAPÍTULO II

DESCRIPCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DEL TCA

En este capítulo se hace una descripción de los componentes duales del TCA. También, se indica las principales características de diseño y su dimensionamiento así como la instrumentación empleada. Por último, se muestran las pruebas preliminares utilizando H₂O, con el objetivo de conocer el funcionamiento y la detección temprana de posibles fugas y/o fallas técnicas derivadas del ensamble del equipo.

2.1 Descripción de los componentes del TCA

Los componentes principales de un TCA de simple etapa son IC, en los cuales se llevan a cabo los procesos de generación, condensación, evaporación y absorción que componen el ciclo termodinámico. En años recientes, el desarrollo de equipos compactos es una de las tareas que ha tomado interés entre los equipos de transferencia de calor. Los equipos compactos son diseñados con el fin de tener un desempeño más eficiente debido a la reducción de pérdidas de calor por conducción y convección. Estudios sobre equipos que realizan dos operaciones unitarias en un mismo cuerpo son limitados, por lo que el diseñar, construir y operar equipos compactos se vuelve un área de oportunidad. En el Laboratorio de Ingeniería Térmica Aplicada del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) se diseñó y construyó un TCA de 2 kW con componentes duales que comparten una misma coraza. El diseño de los IC se llevó a cabo por Varela [45] y su construcción se realizó en un taller especializado. Todos los componentes, fueron construidos de acero inoxidable 316 L con el fin de reducir el deterioro por corrosión, el principio de operación es por película descendente sobre múltiples serpentines helicoidales anidados bañados mediante un distribuidor. La configuración del TCA se muestra en la **Figura 6**, donde se aprecia la disposición de cada componente para llevar a cabo el ciclo termodinámico.

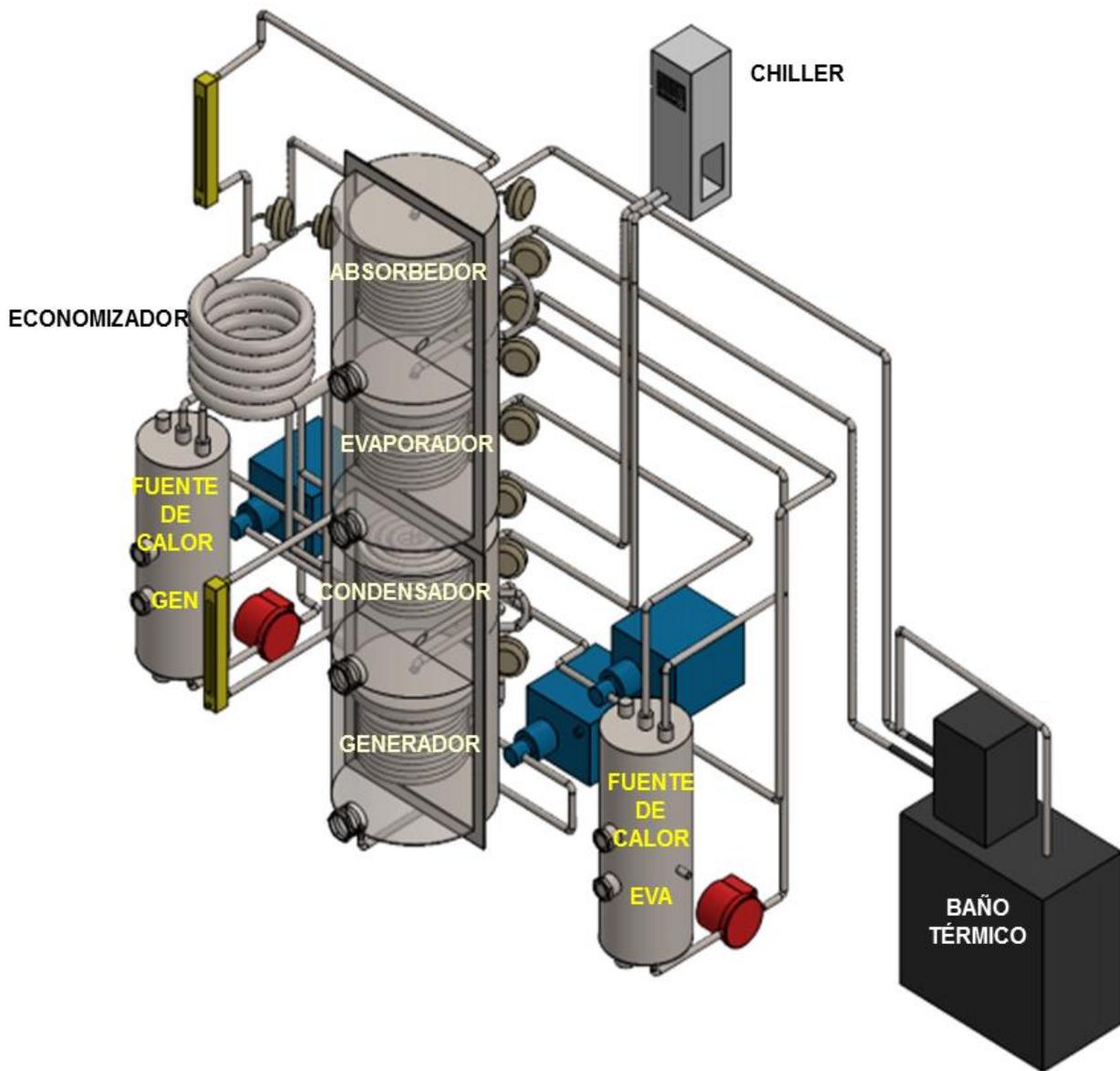


Figura 6. Configuración del TCA con componentes duales

Generador/Condensador

En la **Tabla 3** se presentan las condiciones de operación que se tomaron en cuenta para el dimensionamiento del GECCO.

Tabla 3. Datos de Diseño para el GECCO

| GENERADOR | | CONDENSADOR | |
|-------------------------------|-------------|------------------------|--------|
| Agua de Calentamiento | | Agua de Enfriamiento | |
| \dot{Q}_{AC} (kW) | 2.85 | \dot{Q}_{AE} (kW) | 1.43 |
| $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 80-73 | $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 20-24 |
| \dot{m} (kg/s) | 0.098 | \dot{m} (kg/s) | 0.0989 |
| H ₂ O/LiBr | | Vapor | |
| \dot{Q}_{SOL} (kW) | 2.0 | \dot{Q}_{CON} (kW) | 2.0 |
| $X_{ENT}-X_{SAL}$ (% en peso) | 53.19-61.12 | $T_{ENT,REF}$ (°C) | 70 |
| $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 54-70 | $T_{SAL,REF}$ (°C) | 25 |
| \dot{m} (kg/s) | 0.0022 | \dot{m} (kg/s) | 0.0007 |
| Vapor | | | |
| \dot{m} (kg/s) | 0.0007 | | |

En la **Figura 7**, se presenta al generador y condensador los cuales consisten en 4 helicoidales anidados con diferente diámetro de enrollamiento, opera por película descendente al ser bañados los tubos del intercambiador mediante un distribuidor de solución.



Figura 7. ICHA Generador/Condensador

El generador fue construido con un U_{GEN} de diseño de $420.2 \text{ W/m}^2\text{°C}$, comparte la misma coraza cilíndrica con el condensador (ubicado en la parte superior (ver **Figura 8**), sin ningún tipo de aislamiento térmico, cuenta con 9 vueltas. Mientras que el condensador consiste de igual manera en 4 serpentines, pero con 8 vueltas, fue construido con un U_{CON} de diseño de $1246.7 \text{ W/m}^2 \text{°C}$.

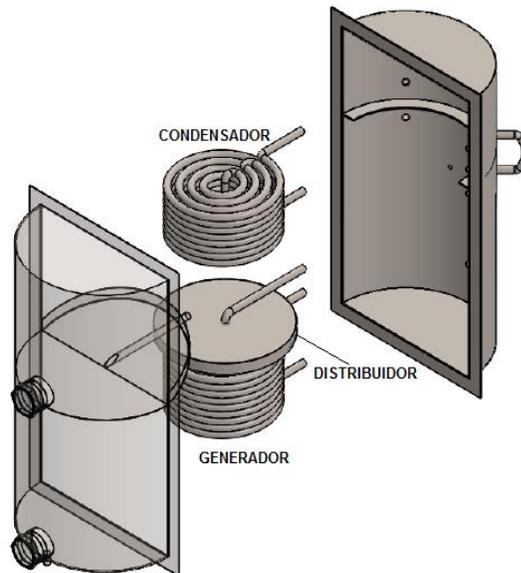


Figura 8. Acoplamiento y disposición del GECO en su coraza

En la **Tabla 4** se muestra el resumen de datos obtenidos para el dimensionamiento de ambos componentes. Para el caso del condensador, se obtuvo un área de transferencia de calor de 0.52 m^2 , mientras que para el generador de 0.60 m^2 .

Tabla 4. Dimensionamiento del GECO

| | CONDENSADOR | GENERADOR |
|-------------------------------|-------------|-----------|
| U [W/m ² °C] | 1246.7 | 420.2 |
| $LMTD$ [°C] | 2.8 | 13.2 |
| \dot{Q}_{EXT} [W] | 1440 | 2857.1 |
| \dot{Q}_{INT} [W] | 2000 | 2000 |
| L [m] | 12.4 | 16.3 |
| TN [-] | 8 | 9 |
| A_{TOT} [m ²] | 0.52 | 0.60 |
| VOL_{COR} [m ³] | 0.0092 | 0.0159 |

Evaporador/Absorbedor

En la **Tabla 5** se presentan las condiciones de operación que se tomaron en cuenta para el dimensionamiento del EVAB.

Tabla 5. Datos de Diseño para el EVAB

| EVAPORADOR | | ABSORBEDOR | |
|------------------------|--------|-------------------------------|-------------|
| Agua de Calentamiento | | Agua de Enfriamiento | |
| \dot{Q}_{AC} (kW) | 2.85 | \dot{Q}_{AE} (kW) | 1.89 |
| $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 80-73 | $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 25-100 |
| \dot{m} (kg/s) | 0.098 | \dot{m} (kg/s) | 0.012 |
| Vapor | | H ₂ O/LiBr | |
| \dot{m} (kg/s) | 0.0007 | \dot{Q}_{SOL} (kW) | 1.44 |
| | | $X_{ENT}-X_{SAL}$ (% en peso) | 53.19-61.12 |
| | | $T_{ENT}-T_{SAL}$ (°C) | 105-113 |
| | | \dot{m} (kg/s) | 0.0022 |
| | | Vapor | 0.0007 |
| | | \dot{m} (kg/s) | |

En la **Figura 9** se muestra al absorbedor y evaporador, ambos son ICHA con 4 diámetros de enrollamiento diferentes interconectados en serie. El absorbedor es de 9 vueltas, ambos son de película descendente y los tubos son humectados mediante un distribuidor, mientras que el evaporador es de 8 vueltas.



Figura 9. ICHA Evaporador/Absorbedor

Fueron construidos con un U_{EVA} de diseño de $731.3 \text{ W/m}^2\text{°C}$, mientras que el absorbedor fue construido con un U_{ABS} de diseño de $60.7 \text{ W/m}^2 \text{°C}$, ambos comparten la misma coraza con el evaporador (ubicado en la parte inferior, ver **Figura 10**).

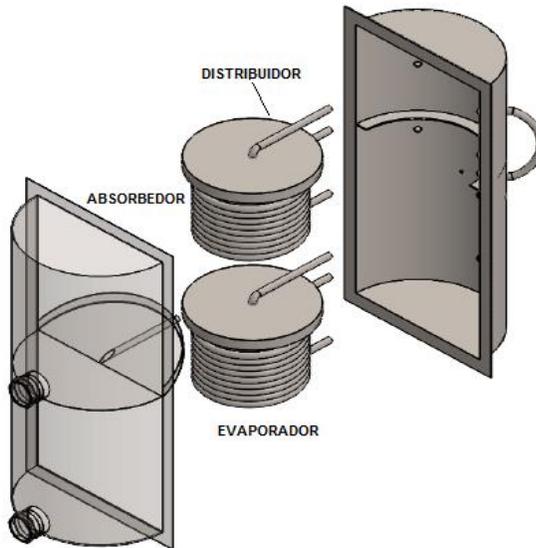


Figura 10. Acoplamiento y disposición del EVAB en su coraza

En la **Tabla 6** se muestra el resumen de datos obtenidos para el dimensionamiento de ambos componentes.

Tabla 6. Dimensionamiento del EVAB

| | EVAPORADOR | ABSORBEDOR |
|-------------------------------|------------|------------|
| U [W/m ² °C] | 731.3 | 60.7 |
| $LMTD$ [°C] | 6.45 | 48.7 |
| \dot{Q}_{EXT} [W] | 2857.1 | 1899.9 |
| \dot{Q}_{INT} [W] | 2000 | 1329.9 |
| L [m] | 12.89 | 14.4 |
| TN [-] | 8 | 9 |
| A_{TOT} [m ²] | 0.50 | 0.55 |
| VOL_{COR} [m ³] | 0.012 | 0.0081 |

Por último el economizador se muestra en la **Figura 11**, cuenta con un diametro de 0.25 m, construido con un U_{ECO} de diseño de 264 W/m²°C, cuenta con 6 vueltas. Su función es la de precalentar la solución concentrada, recuperando parte del calor de la solución diluida, y por lo tanto se mejora la reacción exotérmica. Su geometría de tubos concéntricos a contracorriente, un tubing de ½" OD dentro de tubing de 1" OD, ambos en calibre 16 por aspectos técnicos para su rolado. Además, con esta geometría se minimizan puntos de soldadura, y así minimizar un ataque por corrosión, pues la solución H₂O/LiBr es altamente corrosiva.



Figura 11. Economizador

Grado de Compactación

Algunos de los aspectos básicos para que un IC sea considerado como compacto, es basándose en algunos parámetros que involucran aspectos geométricos como la relación entre el A_{TOT}/V_{COR} . Sin embargo existen relaciones en donde además de involucrar aspectos geométricos se involucra también la transferencia de calor, indica un mejor aprovechamiento del calor en un área transferencia dada, en un determinado volumen [46,47], tal es el caso del parámetro de compactación:

$$\beta = \frac{UA_{TOT}}{V_{COR}} \quad (9)$$

Para demostrar que un componente es compacto, la mejor condición será cuando el β presenta un valor más alto. Si el volumen es mínimo, la cantidad de refrigerante y/o solución será menor; por lo tanto, el tiempo de transición y el suministro de calor se reducen también. En la **Tabla 3** se hace una comparación de este parámetro con datos teóricos de diseño con respecto a otros ICHA que operan como generadores, condensadores, absorbedores y evaporadores, con la finalidad de mostrar el grado de compactación. Los valores de β más altos son obtenidos en el presente trabajo. Para el caso del absorbedor es notable que en los otros trabajos se presenta mayores relaciones de compactación, esto es debido a que en el diseño se contempló el uso de aceite térmico, lo que ocasiona tener un U de diseño relativamente bajo, alrededor de $60.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, ya que al contar con DTML mayores, la transferencia de calor disminuye y por consecuencia se obtienen U 's más bajos.

Tabla 7. Parámetros de compactación en ICHA

| | Condensador | | | Generador | | |
|---|------------------|-----------------------------------|-------------|------------------|------------------------|--------------|
| | Presente trabajo | Demesa [17] | Delgado[48] | Presente trabajo | Demesa [17] | Delgado [48] |
| Geometría | | Helicoidal | | | Helicoidal | |
| Par de trabajo | | H ₂ O/H ₂ O | | | H ₂ O/ LiBr | |
| $UA_{TOT}/VOL_{COR} \times 10^3$ [Wm ³ /°C] | 70.46 | 62.09 | 22.08 | 15.85 | 15.16 | 5.54 |
| | Evaporador | | | Absorbedor | | |
| | Presente trabajo | Demesa [49] | Demesa [17] | Presente trabajo | Cano[50] | Demesa [49] |
| Geometría | | Helicoidal | | | Helicoidal | |
| Par de trabajo | | H ₂ O/H ₂ O | | | H ₂ O/ LiBr | |
| $UA_{TOT}/VOL_{COR} \times 10^3$ [Wm ³ /°C] | 30.4 | 8.98 | 29.1 | 4.12 | 16.3 | 10.6 |

2.2 Instrumentación del TCA

Para monitorear las variables y controlar el proceso, se instrumentó el TCA, las características de cada uno de los instrumentos y equipos auxiliares, se encuentran a detalle en el Apendice A.

Temperatura:

Para el monitoreo de la temperatura se utilizaron sensores de temperatura PT-1000, la calibración se realizó utilizando el valor promedio de 30 lecturas, cada 10 segundos mediante el adquisitor de datos, con un software 34830A BenchLink Data Logger Pro, el cual se referencia a una computadora. Se utilizó como estándar un patrón calibrado de fábrica marca Fluke, modelo 1502A. Para alcanzar diferentes temperaturas, se utilizó un baño termostático marca Cole-Parmer modelo 12108-20, en el cual se sumergieron los sensores, como se muestra en la **Figura 12**. Mediante una regresión lineal se obtuvo la ecuación de ajuste para cada sensor. En la **Tabla 8** se muestran los valores de ajuste obtenidos:



Figura 12. Calibración de los sensores de temperatura PT-1000

Tabla 8. Valores de ajuste para cada sensor PT-1000

| Sensor | Ecuación de Ajuste | | |
|--------|--------------------|---------|----------------|
| | m | b | R ² |
| 101 | 1.0072 | -0.502 | 1 |
| 102 | 1.0041 | -0.1941 | 1 |
| 103 | 1.0031 | -0.1745 | 1 |
| 104 | 1.0005 | -0.1323 | 1 |
| 105 | 1.001 | -0.1687 | 1 |
| 106 | 1.0016 | -0.1573 | 1 |
| 107 | 1.0029 | -0.2761 | 1 |
| 108 | 1.0032 | -0.233 | 1 |
| 109 | 1.0004 | -0.1739 | 1 |
| 110 | 1.0003 | -0.0266 | 1 |
| 111 | 1.003 | -0.1624 | 1 |
| 112 | 1.0025 | -0.1415 | 1 |
| 113 | 1.003 | -0.1649 | 1 |
| 114 | 1.0025 | -0.1617 | 1 |
| 115 | 1.0032 | -0.2261 | 1 |
| 116 | 1 | -0.176 | 1 |
| 117 | 1.0023 | -0.1374 | 1 |
| 118 | 1.0034 | -0.1945 | 1 |
| 119 | 1.0019 | -0.1238 | 1 |
| 120 | 1.0012 | -0.0883 | 1 |

Flujo o caudal volumétrico:

Para medir el caudal o flujo volumetrico en los circuitos internos en donde se recirculara la solucion, se utilizaron 2 flujometros análogos. Se realizó la calibración con H₂O mediante la comparación del flujo volumétrico leído en la escala mediante el flotador, contra el flujo volumétrico leído en un Coriolis marca KROHNE modelo 7050C-S06, calibrado de fábrica. Para este fin, se

construyó un circuito para que el H₂O recirculara a un flujo constante, como se muestra en la **Figura 13**. Se tomaron 10 mediciones para cada flujo, para posteriormente considerar un flujo volumétrico promedio y mediante una regresión lineal, obtener la ecuación de ajuste. Las mediciones se realizaron a temperatura ambiente de 23 °C y una presión atmosférica de 81.46 kPa. Al realizar la verificación del proceso de calibración, se obtuvieron errores relativos máximos y mínimos aceptables.



Figura 13. Proceso de calibración de los flujómetros para solución

Al ser flujómetros destinados para cuantificar el flujo de solución, es necesario tomar en cuenta la siguiente ecuación de ajuste que está en función de la densidad de la solución, se obtiene a partir de un balance de esfuerzos en el flotador del flujómetro, interviniendo parámetros como viscosidad del fluido, densidad, coeficiente de arrastre, empuje, peso, área y volumen del flotador [17].

$$F_{SOL} = F_{AGUA} \sqrt{\frac{8.04 - \rho_{SOL}}{\rho_{SOL}(7.04)}} \quad (10)$$

Para el caso de los flujómetros externos, al ser digitales del tipo turbina y contar con display para su lectura, se tomó en cuenta el factor de fábrica para su calibración. Para el flujómetro digital del circuito de condensado, se obtuvo la correlación mediante el certificado de calibración del fabricante. En la **Tabla 9** se presentan los valores de ajuste para cada flujómetro:

Tabla 9. Valores de ajuste para flujómetros de solución

| Flujómetro | Circuito | Medición | m | b | R ² |
|------------|----------|----------|--------|---------|----------------|
| F1 | SOL,GEN | LPM | 0.0094 | -0.0698 | 0.9966 |
| F2 | SOL,ABS | LPM | 0,0095 | -0.0767 | 0.9977 |

Presión:

Para la calibración de los de los transductores de presión, estos fueron instalados en un tubo hermético para su calibración, como se muestra en la **Figura 14**. Como estándar de presión se utilizó un manovacuómetro calibrado marca Ashcroft modelo 68032-02. Para realizar las lecturas a diferentes tanto presión positiva como de vacío, se utilizó el adquisidor de datos, obteniendo un promedio de 30 mediciones por cada valor considerado. Para el cálculo de la presión absoluta, se consideró una presión atmosférica de 81.46 kPa. A partir del valor promedio del amperaje para cada presión absoluta se obtuvo la ecuación de ajuste, mediante una regresión lineal. Los valores del ajuste se muestran en la **Tabla 10**.



Figura 14. Proceso de calibración de los transductores de presión

Tabla 10. Valores de ajuste para TP

| TP | Circuito | Medición | m | b | R ² |
|-----|----------|----------|---------|---------|----------------|
| 221 | GECO | mmHg | 142,648 | -730,93 | 1 |
| 222 | EVAB | mmHg | 142,477 | -716.35 | 1 |

Además de los instrumentos anteriormente mencionados, se instalaron dos manovacuumetros en ambas corazas como testigos para el monitoreo visual. Para el suministro de calor residual, se cuenta con dos tanques de almacenamiento provistos cada uno con 3 resistencias eléctricas de 500, 1000 y 1500 W. Para controlar la temperatura de calentamiento fueron instalados variadores de voltaje conectados a las resistencias de 500 W mediante un pirómetro, voltímetro y amperímetro.

Para suministrar el agua de enfriamiento al condensador se utilizó un Chiller, mientras que para el absorbedor se utilizó una Torre de enfriamiento. Para circular los fluidos de los circuitos internos del TCA se utilizaron bombas de

desplazamiento positivo interconectadas con tubing de acero inoxidable de ½”, utilizando diferentes accesorios para como válvulas de globo, esfera, racores, conectores. Para los fluidos de los circuitos externos se utilizaron bombas presurizadoras interconectadas con tubería de cobre de ½”, utilizando accesorios como coples, tee’s reducciones etc. Se conectó al equipo una bomba de vacío para alcanzar y operar presiones por debajo de la presión atmosférica. Para minimizar las pérdidas de calor el equipo se forro con un material elastomérico Armaflex con una conductividad térmica de 0.039 W/m°C. En la **Figura 15** se observa el TCA ensamblado, y en la **Figura 16** se presenta el diagrama de instrumentación y de tubería. La descripción y características de los instrumentos de medición, se presentan en el Apéndice A.



Figura 15. TCA experimental

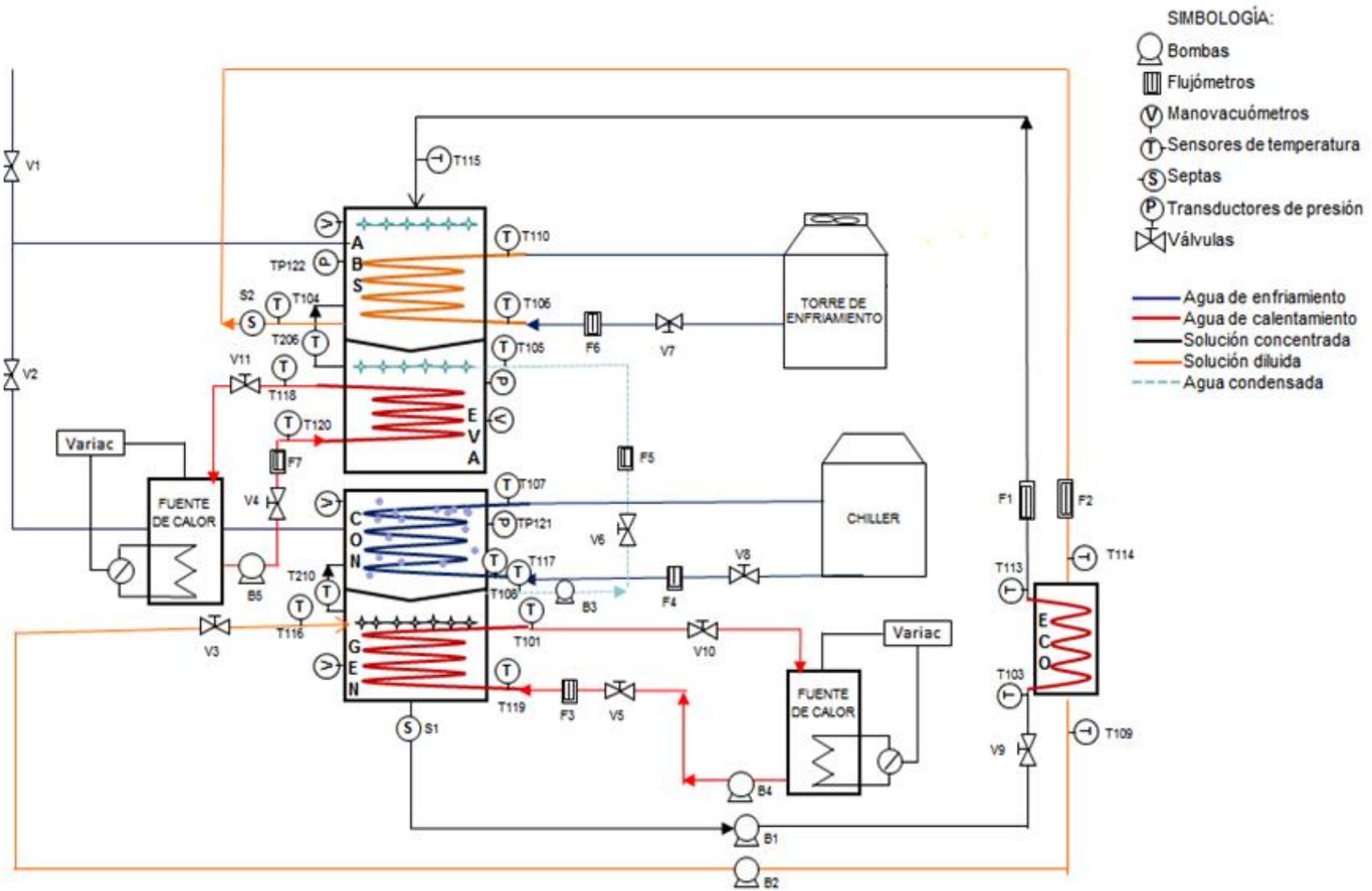


Figura 16. Diagrama de Tubería e Instrumentación del TCA experimental

2.3 Pruebas de funcionalidad con H₂O

Se realizaron diferentes pruebas con agua para garantizar la funcionalidad integral de todo el equipo experimental y detectar posibles eliminar fugas, en los circuitos y corazas. Para desarrollar las pruebas con agua fue necesario llevar a cabo el siguiente procedimiento en función de la **Figura 16**.

Procedimiento pruebas con H₂O

1. Abrir valvula V8 y V7, regulando y fijando el flujo enfriamiento a 6 LPM y una temperatura de enfriamiento alrededor de 18-20°C, esperar aproximadamente unos 15 min.
2. Realizar vacío en las corazas de los dos componentes principales a 70 mmHg manteniendo un flujo constante de 6 LPM recircular el H₂O en el circuito interno entre el generador y condensador encendiendo las bombas B1 y B2 y controlando el flujo a través de los flujómetros F1 y F2 para mantener la película constante que desciende sobre los tubos así como también mantener un nivel de refrigerante las mirillas tanto del generador como del absorbedor.
3. Encender las resistencias de los tanques y activar las bombas B4 y B5 para iniciar la recirculación dentro de los tubos del generador y evaporador regulando el flujo con las valvulas V4 y V5 para que en ambos en cada prueba quede a flujo constante. La fuente de calor suministra agua caliente por la parte interna del tubing de los serpentines del generador y evaporador, transfiriendo calor hacia la parte externa del tubing. El generador y evaporador llevaran a cabo el proceso de evaporación, el calor generado dentro de los tubos del generador será aceptado el H₂O que descienda de los tubos en forma de película y la cual provendrá del absorbedor, para así llegar a condiciones de saturación. El vapor generador mediante este proceso, asciende al condensador a través de las orejas que conectan a la coraza, así como también por el espacio

interno que existe entre un componente y otro. El calor de condensación se retira con el sistema de enfriamiento.

4. Una vez que exista una diferencia de temperatura de entrada y salida del enfriamiento del condensador (T117 y T107), es indicativo de que ha iniciado el proceso de condensación y deberá comenzar a enviarse el liquido condensado hacia el evaporador, previamente haciendo el calculo a traves de un balance para conocer el flujo que se deberá enviar, encendiendo la bomba B3 y regulando el flujo a traves de la V6, monitoreandolo a traves de F5 .
5. El vapor producido en el evaporador se suministra al absorbedor de la misma manera como se suministra el vapor del generador hacia el condensador, este se mezlca con el agua de nivel térmico menor que viene del generador y baña por la parte externa los serpentines.
6. El resultado es agua a temperatura mayor que la de entrada, la cual se suministra al generador para continuar el ciclo termodinámico. El calor obtenido es retirado mediante agua de enfriamiento de torre y se regula su flujo mediante la valvula V7, que circula por dentro del tubing de los serpentines del absorbedor. Se consideró estado estable cuando las variaciones de temperatura fueron de ± 0.5 °C en un lapso de 20 min.
7. Se variaron condiciones externas de cada componente (calentamiento o enfriamiento) para evaluar la respuesta del equipo en sus variables internas (evaporación, condensación, película descendente, etc.). Esto con la finalidad de conocer el desempeño del equipo y determinar las variables más importantes en cada proceso. Se obtuvieron 5 pruebas con agua, las cuales cumplieron con las condiciones de operación esperadas y con estados estables. En la **Figura 17**, se presenta de manera general el comportamiento de las temperaturas externas de los componentes principales de una prueba obteniendo estado estable a partir de 1.2 horas.

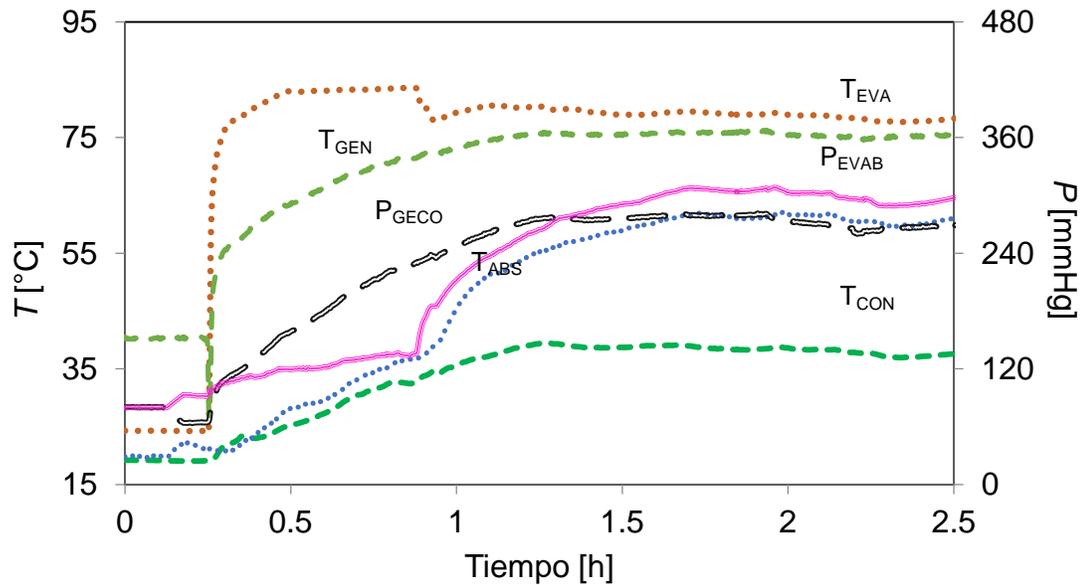


Figura 17. Comportamiento térmico del TCA en prueba con H_2O

Las condiciones fueron las siguientes la $T_{EXT,EVA}$ fue de $84^{\circ}C$ y para la $T_{EXT,GEN}$ fue de $82^{\circ}C$ el generador, para el caso del Generador, se obtuvo una potencia promedio en las diferentes condiciones de 2.6 kW para generación de 0.0048 kg/s de vapor, la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del refrigerante líquido (película descendente) varió alrededor de $1.6^{\circ}C$, obteniéndose un U_{GEN} promedio de $697 W/m^2^{\circ}C$. Para el resto de los componentes se reportan los datos obtenidos en la Tabla 11.

Tabla 11. Resultados prueba con H_2O

| | $T_{VAP} [^{\circ}C]$ | \dot{m}_{VAP} [kg/s] | Q_{EXT} [kW] | U [$W/m^2^{\circ}C$] |
|-----|-----------------------|---------------------------|----------------|--------------------------|
| GEN | 69.9 | 0.0048 | 2.3 | 697.7 |
| CON | | | 1.3 | 71.6 |
| ABS | 2.27 | | 51.6 | |
| EVA | 2.5 | | 800.3 | |

CAPÍTULO III

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

En este capítulo se muestra el desarrollo termodinámico, para llevar a cabo el análisis de las pruebas experimentales, con la finalidad de caracterizar los componentes de manera individual e integral y así poder obtener los principales parámetros de evaluación como coeficientes globales y locales de transferencia de calor, eficiencias, entre otros.

3.1 Análisis Termodinámico

Para el análisis termodinámico de cada componente dentro del TCA, los principios de conservación de masa y energía son utilizados, despreciando los cambios de energía cinética y potencial, debido a que son mínimos y no afectan de manera significativa. Este análisis proporciona información sobre la cantidad de energía que entra y sale de cada componente, así como de todo el sistema:

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

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

Potencias Térmicas

Para cuantificar el calor transferido en cada componente es necesario hacer los balances de energía y masa sobre las líneas de intercambio de calor. Para los componentes a presión baja se determinan a través de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{GEN,EXT} = \dot{m}_{SAL,SOL}(h_{SAL,SOL}) + \dot{m}_{SAL,VAP}(h_{SAL,VAP}) - \dot{m}_{ENT,SOL}(h_{ENT,SOL}) \quad (13)$$

$$Q_{GEN,INT} = \dot{m}_{CAL}(h_{SAL,CAL} - h_{ENT,CAL}) \quad (14)$$

$$Q_{CON,EXT} = \dot{m}_{VAP}(h_{ENT,VAP} - h_{SAL,CON}) \quad (15)$$

$$Q_{CON,INT} = \dot{m}_{ENF}(h_{SAL,ENF} - h_{ENT,ENF}) \quad (16)$$

Para los componentes de alta presión las ecuaciones son las siguientes:

$$Q_{ABS,EXT} = \dot{m}_{ENT,VAP}(h_{ENT,VAP}) + \dot{m}_{ENT,SOL}(h_{ENT,SOL}) - h_{SAL,SOL}(\dot{m}_{SAL,SOL}) \quad (17)$$

$$Q_{ABS,INT} = \dot{m}_{ENF}(h_{SAL,ENF} - h_{ENT,ENF}) \quad (18)$$

$$Q_{EVA,EXT} = \dot{m}_{ENT,CON}(h_{SAL,VAP} - h_{ENT,CON}) \quad (19)$$

$$Q_{EVA,INT} = \dot{m}_{CAL}(h_{ENT,CAL} - h_{SAL,CAL}) \quad (20)$$

Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica

La DTML es la diferencia de temperaturas media logarítmica, para cada uno de los procesos que suceden en cada componente se determina de la siguiente manera:

$$DTML_{GEN} = \frac{(T_{ENT,CAL}-T_{SAL,SOL})-(T_{SAL,CAL}-T_{ENT,SOL})}{\ln\left(\frac{(T_{ENT,CAL}-T_{SAL,SOL})}{(T_{SAL,CAL}-T_{ENT,SOL})}\right)} \quad (21)$$

$$DTML_{CON} = \frac{(T_{SAL,REF}-T_{ENT,ENF})-(T_{SAL,REF}-T_{SAL,ENF})}{\ln\left(\frac{(T_{SAL,REF}-T_{ENT,ENF})}{(T_{SAL,REF}-T_{SAL,ENF})}\right)} \quad (22)$$

$$DTML_{ABS} = \frac{(T_{EQU}-T_{SAL,ENF})-(T_{SAL,SOL}-T_{ENT,ENF})}{\ln\left(\frac{(T_{EQU}-T_{SAL,ENF})}{(T_{SAL,SOL}-T_{ENT,ENF})}\right)} \quad (23)$$

$$DTML_{EVA} = \frac{(T_{ENT,CAL}-T_{VAP,SAT})-(T_{SAL,CAL}-T_{VAP,SAT})}{\ln\left(\frac{(T_{ENT,CAL}-T_{VAP,SAT})}{(T_{SAL,CAL}-T_{VAP,SAT})}\right)} \quad (24)$$

Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Para el calculo del coeficiente global de transferencia, se desprecia la conductividad ya que la transferencia de calor por conducción es mínima debido al material de acero inoxidable y su grosor [51], se determina mediante las siguiente ecuacion para cada componente.

$$U = \frac{(Q_{INT}+Q_{EXT})/2}{DTML*A} \quad (25)$$

Eficiencias

Para un adecuado desempeño de un IC, deben considerarse las pérdidas de calor en la pared que separa los fluidos y hacía el entorno mediante la eficiencia térmica (ϵ). Se calcula a traves de la siguiente ecuación para cada componente:

$$\varepsilon_{GEN,EVA} = \frac{Q_{EXT}}{Q_{INT}} \quad (24)$$

$$\varepsilon_{CON,ABS} = \frac{Q_{INT}}{Q_{EXT}} \quad (25)$$

Coefficientes locales de transferencia de calor

Sección externa (agua de enfriamiento y calentamiento):

Para la estimación de Nu , existen en la literatura correlaciones empíricas para geometrías de IC y condiciones de operación específicas. Estas correlaciones están determinadas mediante otros números adimensionales según el tipo de convección y régimen del flujo. Para los circuitos externos de calentamiento y/o enfriamiento de los cuatro componentes principales, se determinan a través de las siguientes ecuaciones:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (28)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{HID} \mu} \quad (29)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (30)$$

Para determinar el coeficiente local de transferencia de calor (α) se utiliza la siguiente ecuación:

$$\alpha_{INT} = \frac{Nu_{INT} k_{INT}}{D_{INT}} \quad (31)$$

Sección interna (condensación, evaporación, película de solución):

Para la estimación de Nu , se establecen las siguientes ecuaciones de acuerdo al proceso en función de cada componente:

$$Re_{VAP} = \frac{4\dot{m}_{VAP}}{\pi D_{HID} \mu_{VAP}} \quad (32)$$

$$Re_{SOL} = \frac{4\Gamma_{SOL}}{\mu} \quad (33)$$

$$\Gamma_{SOL} = \frac{\dot{m}}{4\pi D_{HEL}} \quad (34)$$

Para determinar el coeficiente local interno, se utiliza la siguiente ecuación dependiendo del proceso que lleve a cabo:

$$\alpha_{EXT} = \frac{\alpha_{INT*U}}{\alpha_{INT-U}} \quad (35)$$

Una vez determinado el coeficiente se puede conocer el Nu , tanto de solución como de vapor:

$$Nu_{SOL} = \frac{\alpha_{INT}D_{HID}}{k_{SOL}} \quad (36)$$

$$Nu_{VAP} = \frac{\alpha_{INT}D_{HID}}{k_{SOL}} \quad (37)$$

Un parámetro importante en el generador es la relación de desorción (γ), el cual se define como la relación de masa de vapor refrigerante desorbido y el flujo másico de solución de trabajo que llega al componente, en otras palabras refleja la capacidad que tiene el generador para separar el refrigerante de la solución de trabajo y se determina con la siguiente ecuación [52]:

$$\gamma = \frac{\dot{m}_{REF}}{\dot{m}_{IN,SOL}} \quad (38)$$

Para la evaluación de manera integral en el TCA, se evalúa mediante el COP definido como la relación del calor útil disponible en el absorbedor y el calor total suministrado al sistema en el generador y evaporador más el trabajo de las bombas, y se expresa de la siguiente manera [6]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{W}_{PUM}} \quad (39)$$

Otro parámetro importante es el ascenso de temperatura bruta (GTL), el cual representa el nivel térmico revalorizado en la cantidad de calor. Se define como la diferencia de las temperaturas de salida entre el absorbedor y evaporador [6]:

$$GTL = T_{ABS} - T_{EVA} \quad (40)$$

La relación de flujo (RF) queda expresada en términos de concentración o flujo másico:

$$RF = \frac{X_{GEN}}{X_{GEN} - X_{ABS}} = \frac{\dot{m}_{ABS}}{\dot{m}_{REF}} \quad (41)$$

CAPITULO IV

ANALISIS EXPERIMENTAL DEL TCA CON H₂O/LiBr UTILIZANDO AGUA PARA RETIRAR EL CALOR ÚTIL DEL ABSORBEDOR

En este capítulo muestra los resultados y discusiones de un total de 69 estados estables en el TCA. Se presenta la caracterización del equipo experimental con el objetivo de conocer el funcionamiento y el desempeño del TCA de manera individual e integral. Se variaron las temperaturas y flujos volumetricos de la fuente de calor y de enfriamiento, además de la variación de los flujos masicos de solucion, dando como resultado los coeficientes globales y locales de transferencia de calor para cada uno de los componentes.

Las pruebas experimentales fueron realizadas con diferentes rangos de concentraciones de la mezcla $H_2O/LiBr$, temperatura, flujo volumétrico y se obtuvieron distintos rangos de presión. Todos los datos experimentales utilizados fueron seleccionados cuando el equipo experimental presentó condiciones de operación en estado estable, es decir cuando las temperaturas tienen variaciones menores de $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ en un lapso de 20 min. En cada una de las pruebas se tomaron muestras de concentración de $H_2O/LiBr$ en el absorbedor y generador a través de las septas ubicadas en el generador y absorbedor. Las tomas de muestra se realizaban mediante la extracción de 0.2-0.4 mL con una jeringa, posteriormente se midió la concentración de acuerdo a lo establecido en el Apéndice C. Al utilizar agua para retirar el calor útil en el absorbedor (ver **Figura 18**), se controló que la temperatura de salida no sobrepasará los 95°C , ya que a temperaturas mayores por las condiciones atmosféricas existe un cambio de fase y tendríamos mezcla de líquido/vapor, el cual no podríamos cuantificar con precisión por el tipo de instrumentación con la que se cuenta.

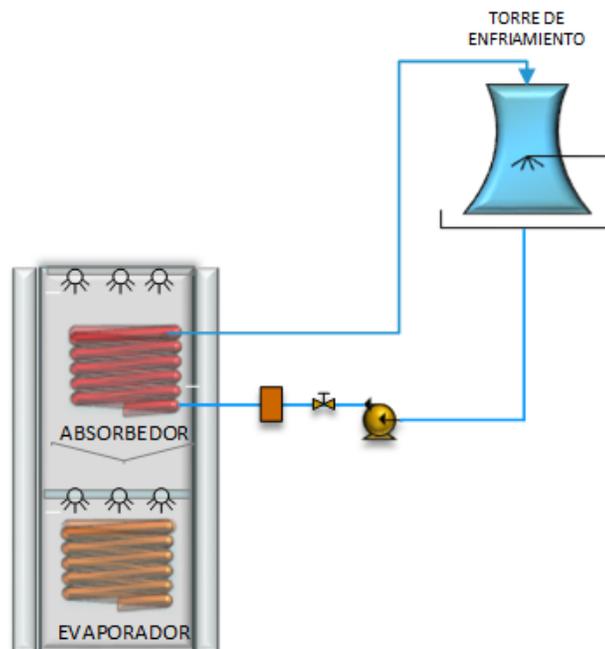


Figura 18. Sistema de recuperación de calor con torre de enfriamiento

4.1 Análisis componente dual GECCO

La desorción y condensación son dos fenómenos físicos que suceden dentro los componentes principales de un ciclo termodinámico por absorción. El proceso de condensación ocurre cuando la temperatura de un vapor se reduce por debajo de su temperatura de saturación, retirando el calor latente mediante el uso de un sistema auxiliar de enfriamiento [53]. En la desorción, el refrigerante se evapora a partir de una solución de trabajo al suministrarle una cantidad de calor. En la **Tabla 13** se presentan los intervalos de operación utilizados en las pruebas experimentales.

Tabla 12. Intervalos de operación GECCO

| Variable | Intervalo | Unidades |
|-------------------|------------------|----------|
| $T_{SAL,EXT,GEN}$ | 67.9 – 82.8 | °C |
| $T_{SAL,INT,GEN}$ | 70.1 – 85.7 | |
| $T_{SAL,EXT,CON}$ | 16.1 – 28.8 | °C |
| $T_{SAL,INT,CON}$ | 28.1 – 46.4 | |
| $F_{SAL,INT,GEN}$ | 5 – 6 | LPM |
| $F_{SAL,SOL,GEN}$ | 0.002 – 0.021 | kg/s |
| $F_{SAL,INT,CON}$ | 5 – 8 | LPM |
| $F_{SAL,REF,CON}$ | 0.00009 – 0.0013 | kg/s |
| X_{GEN} | 54.3 – 60.2 | % |
| P_{GECCO} | 23.3 – 61.8 | mmHg |

Las pruebas realizadas experimentalmente en el GECCO se llevaron a cabo en un rango de concentración inicial de H₂O/LiBr de 54 a 57%. La **Figura 19** representa una prueba experimental de 56 % de concentración inicial. Se observa que el equipo es capaz de proporcionar estabilidad a partir de las 1.2 h de inicio, ya que cumple el criterio de estabilidad de variaciones de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ en un lapso de 20 min. La temperatura del absorbedor es de 90.85°C , mientras la temperatura del generador es de 74.35°C , por lo cual el equipo térmico es capaz de revalorizar la energía.

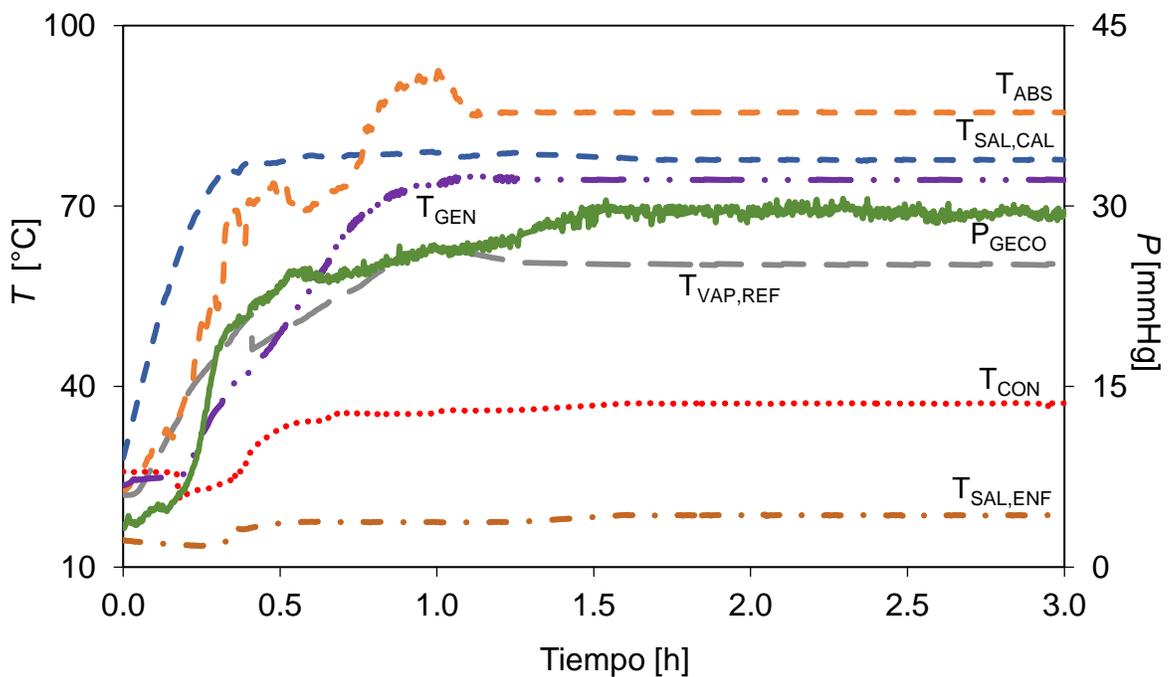


Figura 19. Estabilidad prueba experimental GECCO

En la **Figura 20** se muestra la variación del coeficiente global de transferencia de calor para el generador en función del parámetro desorption ratio, considerando niveles térmicos de agua de calentamiento de 75 a 85°C , se observa un comportamiento tipo parabólico para cada temperatura de calentamiento teniendo puntos máximos, a 85°C se obtiene un U máximo de $442.2 \text{ W/m}^2\text{C}$ a un γ de 0.11 , y a medida que γ aumenta hasta 0.15 , el U

decrementa hasta $300.5 \text{ W/m}^2\text{C}$. Como el desorption ratio es una relación de flujos entre el flujo masico del refrigerante y el flujo masico de entrada de solución al generador, a medida que aumenta el flujo de solución, aumenta la separación del refrigerante, por lo tanto, habra una mayor cantidad de vapor, sin embargo existe un limite en donde la solución empieza a generar desvios de las gotas, dejando asi de tener contacto con los tubos, a flujos altos se aumenta el grosor de la pelicula y por lo tanto disminuye la transferencia convectiva, este efecto se notó a traves de las mirillas instaladas en la coraza.

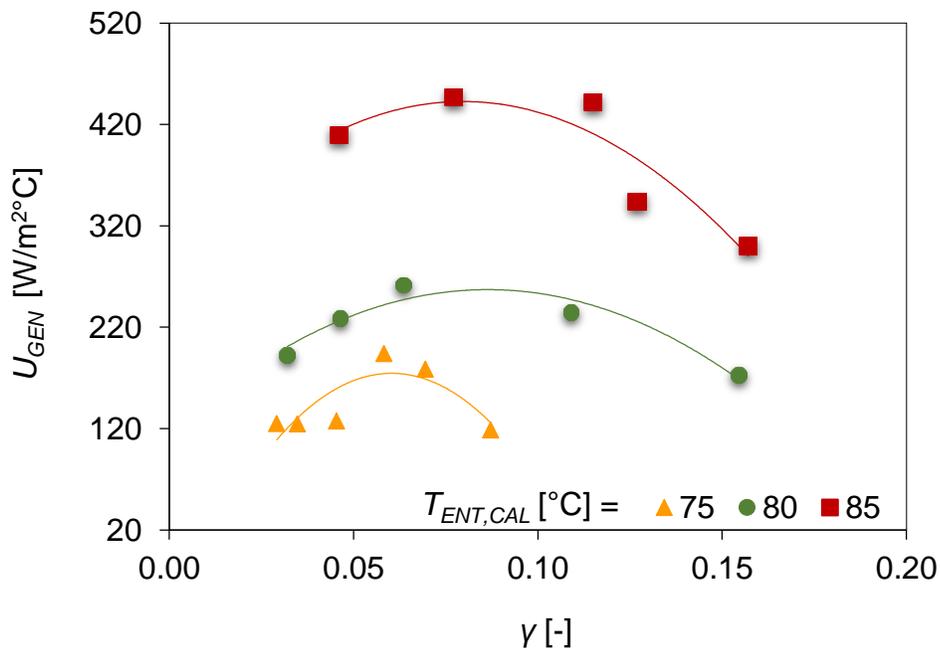


Figura 20. Coeficiente global de transferencia de calor a flujos de relación de desorción variables en el generador

Para un mejor análisis del U_{CON} en la **Figura 21** se presenta su comportamiento en función del flujo másico del refrigerante, agrupándose en niveles térmicos de 61 a 69°C . Para todos los casos, existen comportamientos ascendentes con pendientes similares con diferente ordenada al origen, debido a que las condiciones de operación son diferentes. Los U_{CON} más altos se obtienen para temperaturas de vapor

refrigerante a 61°C en un intervalo de 688.2 a 887.1 W/m²°C, a un flujo másico de vapor 6.42 a 10.18 x10⁻⁴ kg/s, esto es debido a que se obtiene condensado a menores temperaturas que los otros casos, por lo tanto, se obtienen $LMTD_{CON}$ menores, lo que se traduce en menores temperaturas de saturación. Cuando la presión es menor en procesos de condensación, aumenta la rapidez con la que el vapor asciende y se condensa, es decir, aumenta el transporte convectivo mejorando así, el U_{CON} . Realizando una comparación de U_{CON} de diseño vs el valor experimental para el condensador, se nota que el U de diseño es de 1246.1 W/m²°C para un flujo másico de condensado de 7.0 x 10⁻⁴ kg/s y una temperatura de vapor a 70°C; mientras que en condiciones similares en la parte experimental, para T_{REF} de 69°C a un flujo de refrigerante de 8.02 x 10⁻⁴ kg/s, se obtiene un U de 323.7 W/m²°C, valor por debajo en comparación al de diseño. En la parte experimental, es muy difícil obtener exactamente mismas condiciones por la dependencia de los otros componentes. Sin embargo cabe mencionar que como se trata de un equipo dual, y como la sección fría del condensador se encuentra unida a la sección caliente del generador, sin ningún tipo de aislamiento térmico interno, se transfiere calor hacia el condensador por conducción, lo que repercute directamente en su desempeño, obteniendo U_{CON} más bajos.

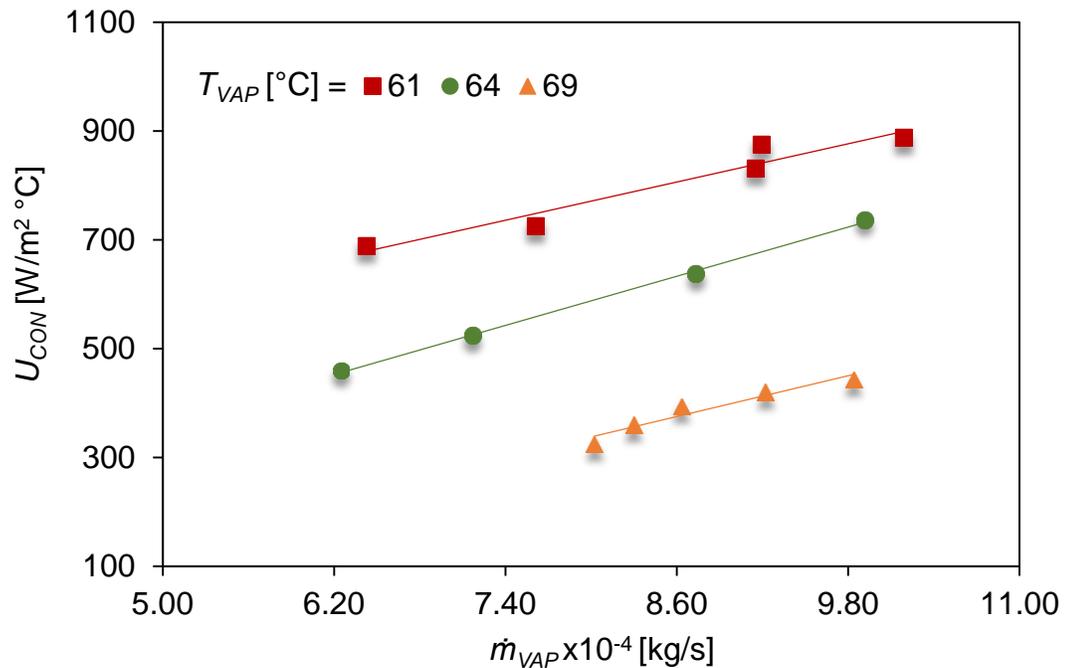


Figura 21. Coeficiente global de transferencia de calor en el condensador

En la **Figura 22** se presenta el comportamiento del coeficiente local de transferencia de calor en el generador en función de la distribución de solución para temperaturas de calentamiento constante. Γ_{SOL} es el flujo másico por unidad de longitud, el cual es directamente proporcional al flujo másico de la solución. Se observa un comportamiento tipo parabólico para cada temperatura de calentamiento teniendo puntos máximos. Los puntos máximos representan la humectación óptima de los helicoidales, ya que a Γ_{SOL} demasiado bajos no pueden humectarse uniformemente los helicoidales, mientras que a flujos demasiado altos, provoca que la película se desvíe evitando así el escurrimiento sobre los tubos helicoidales. A una temperatura de 85°C se obtiene un flujo óptimo de 0.002 kg/sm , obteniendo un α_{SOL} de $288.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$,

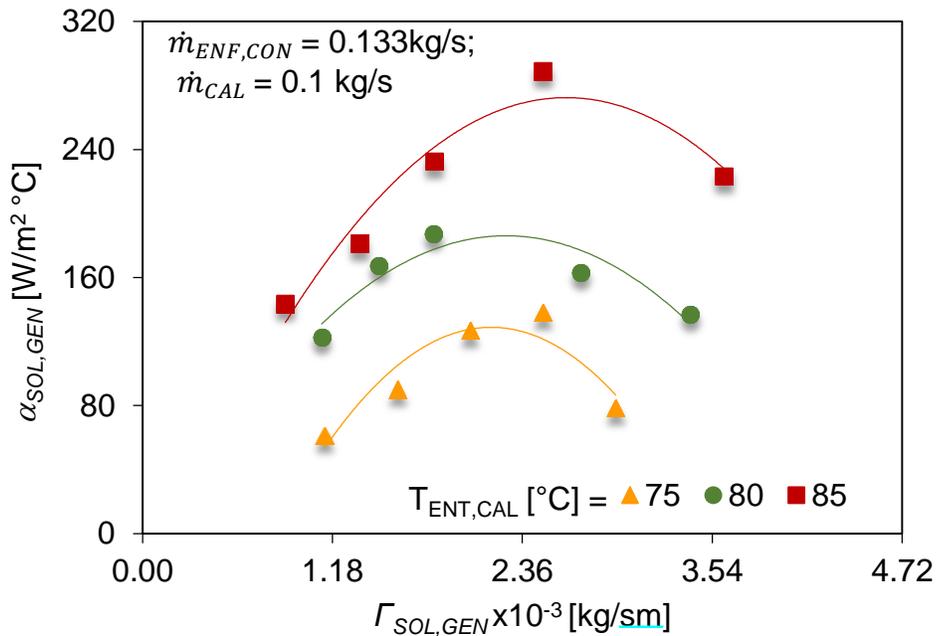


Figura 22. Coeficiente local de transferencia de calor en el generador

En la **Figura 23** se ilustra el comportamiento del coeficiente local de transferencia de calor en el condensador. Para una T_{VAP} de 61°C se obtiene un coeficiente en un rango de 751.9 a 996.6 W/m²°C, de igual manera se observa el mismo comportamiento que la Figura 24. Sin embargo al modificar la $T_{ENT,ENF}$ se obtienen resultados diferentes, tal como se muestra en la **Figura 24** en donde se ilustra el comportamiento del coeficiente local de transferencia de calor del condensador en función de temperatura de entrada de la fuente de enfriamiento, para flujos máscicos de refrigerante de 3.06 y 7.05 x 10⁻³ kg/s. A flujos de de 7.05 x 10⁻³ kg/s, α_{CON} decrece de 1052 a 456.1 W/m² K para $T_{ENT,ENF}$ de 18.49 a 25.37°C. Cuando $T_{ENT,ENF}$ es menor se tienen lo mas altos α_{CON} , debido a que la presión disminuye. A presiones más bajas en el condensador se mejora la dinámica de transferencia de calor, ya que aumenta la rapidez con la que el vapor asciende y se condensa, es decir, aumenta el transporte convectivo mejorando el α_{CON} . Por lo tanto, es conveniente refrigerar el condensador con niveles térmicos menores. La

cantidad de refrigerante en gran medida depende del buen funcionamiento del generador, ya que los procesos de desorción y condensación están en serie como.

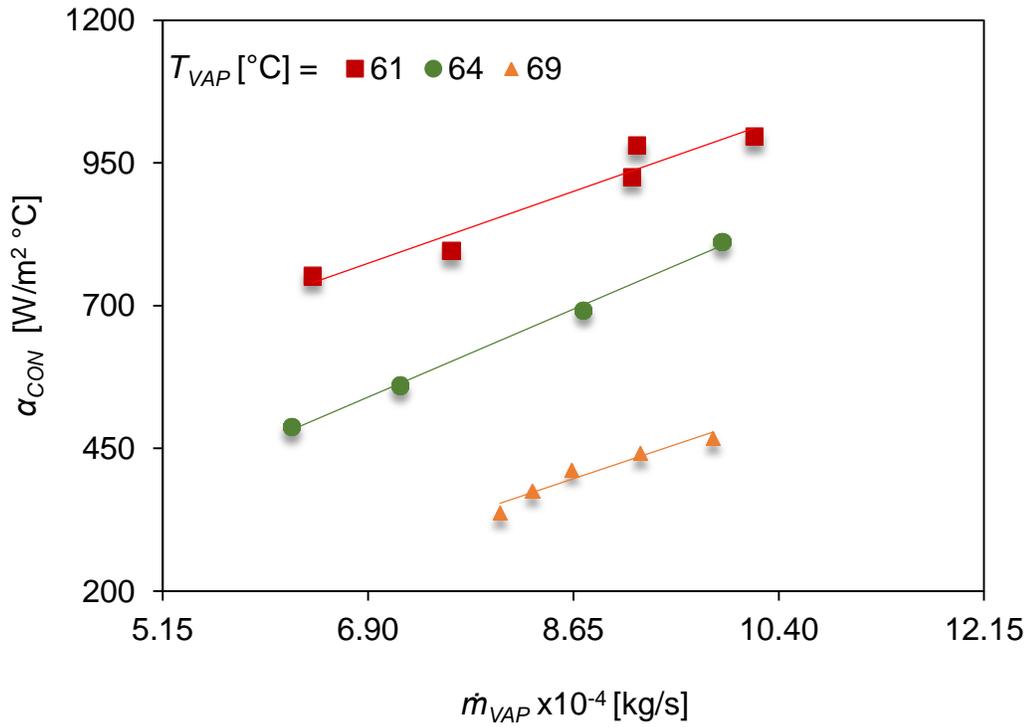


Figura 23. Coeficiente local de transferencia en el condensador

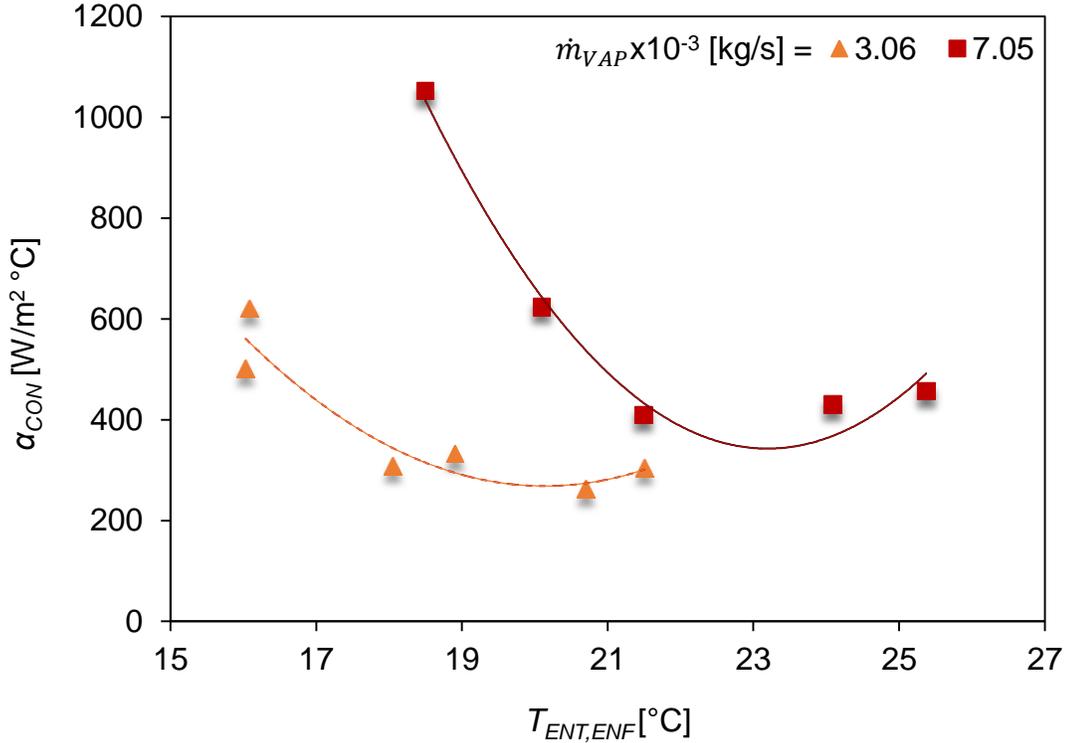


Figura 24. Coeficiente local de transferencia de calor en el condensador en función de la temperatura de entrada de enfriamiento

En la **Figura 25** se determinan las eficiencias en el generador en función de la temperatura de entrada de calentamiento, variando los flujos másicos de la fuente de calentamiento de 0.07 a 0.09 kg/s, se observa para los tres casos un comportamiento ascendente, pero con diferente ordenada al origen, a causa de las condiciones de operación diferentes. Para un flujo máximo de 0.09 kg/s las eficiencias varían de 0.69 a 0.80, entre mayor sea $T_{ENT,CAL}$ el proceso de transferencia de calor mejora y las pérdidas de calor son menores, a medida que los flujos másicos son mayores la generación de vapor se incrementa y por lo tanto la eficiencia aumenta. Las eficiencias más bajas se obtienen cuando $T_{ENT,CAL}$ es igual a 75.41°C, notándose que no existe una variación significativa a flujos másicos de 0.07 y 0.8 kg/s, ya que las eficiencias oscilan entre 0.55 a 0.58, en este caso al analizar las

temperaturas de vapor obtenidas en ambos casos son casi las mismas, y por lo tanto las eficiencias son similares. $T_{ENT,CAL}$ juega un papel importante para obtener eficiencias más altas.

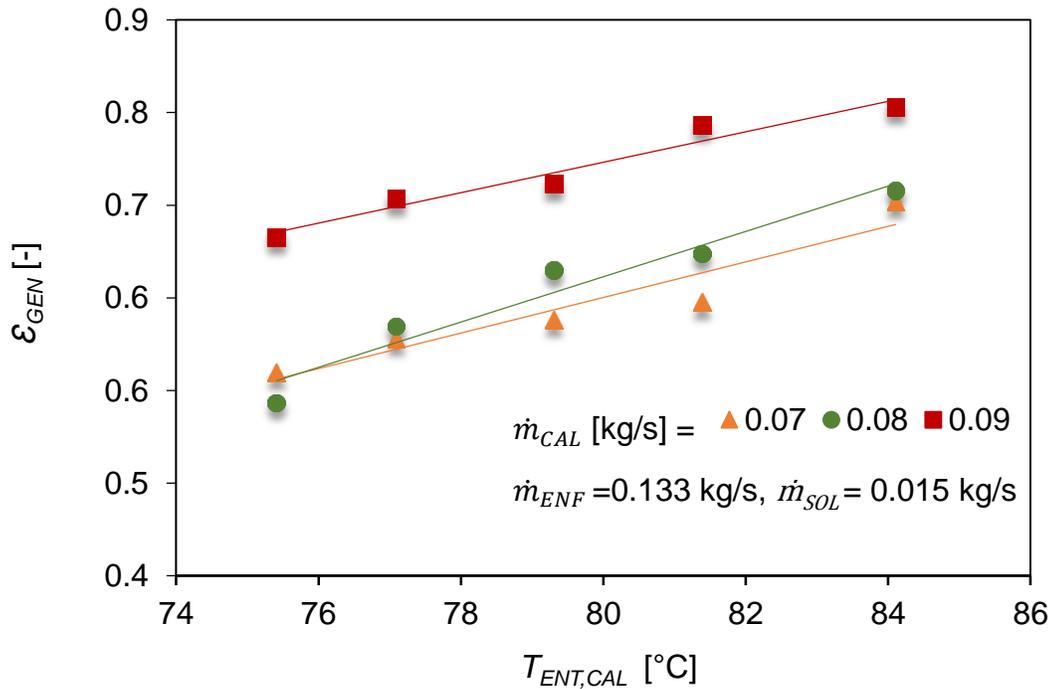


Figura 25. Eficiencias térmicas para el generador

La **Figura 26** muestra las eficiencias alcanzadas en el condensador en función del flujo másico de refrigerante, tomando en cuenta niveles térmicos de vapor de refrigerante de 61 a 69°C. Para T_{VAP} de 61°C, se alcanza una eficiencia máxima de 0.73 para un \dot{m}_{VAP} de 10.18×10^{-4} kg/s, ya que al ascender una mayor cantidad de refrigerante aumenta la transferencia de calor, mejorando las eficiencias en el condensador. Para los tres casos se tiene el mismo comportamiento ascendente, sin embargo, a mayores T_{VAP} se obtienen menores eficiencias debido a que en esos casos la temperatura de entrada de enfriamiento es más alta, mayores temperaturas de refrigeración, provocan el \dot{Q}_{SUM} sea mayor y, por lo tanto menores eficiencias, de acuerdo a lo establecido en la Ec. 25.

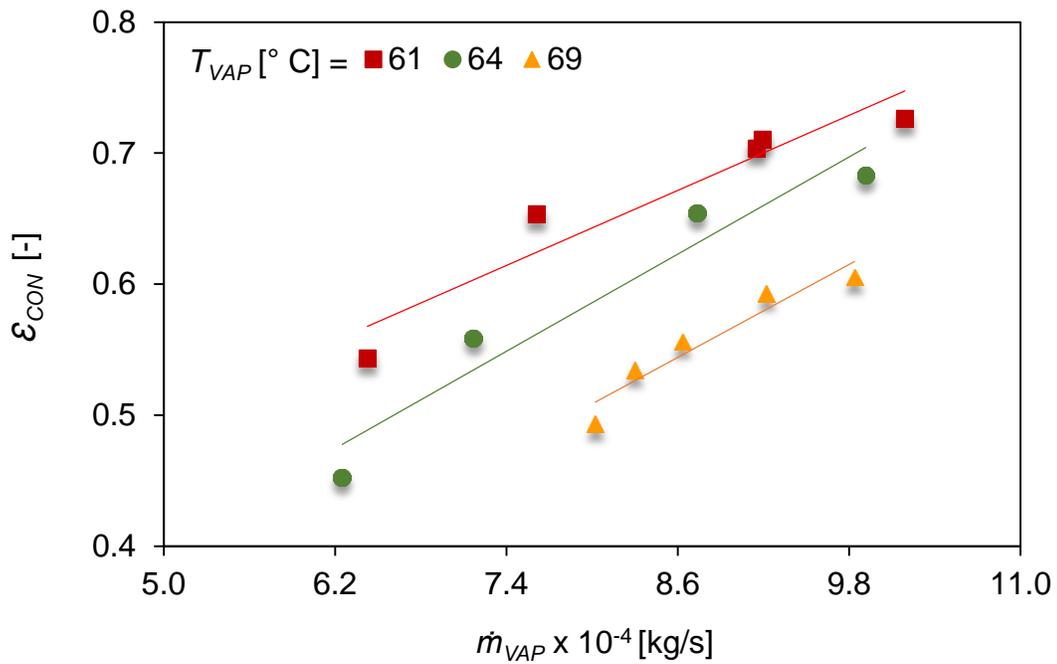


Figura 26. Eficiencias térmicas para el condensador

4.2 Análisis componente dual EVAB

El evaporador y el absorbedor también son componentes esenciales para los ciclos de absorción. El refrigerante líquido (que proviene del condensador), se evapora para mezclar con la mezcla binaria fuerte (que proviene del generador) en el absorbedor, para tener un calor útil a alta temperatura y una solución de trabajo débil, que vuelve a generador para volver a iniciar el ciclo. En la **Tabla 14** se presentan los intervalos de operación utilizados en las pruebas experimentales.

Tabla 13. Intervalos de operación EVAB

| Variable | Intervalo | Unidades |
|--------------------|---------------|----------|
| $T_{SAL,EXT,ABS}$ | 70.3 – 90.4 | °C |
| $T_{SAL,INT,ABS}$ | 79.9 – 94.9 | |
| $T_{SAL,EXT,EVA}$ | 67.9 – 82.8 | °C |
| $T_{SAL,INTT,EVA}$ | 70.1 – 85.7 | |
| $F_{SAL,INT,ABS}$ | 0.09 – 0.553 | LPM |
| $F_{SAL,SOL,ABS}$ | 0.003 – 0.027 | kg/s |
| $F_{SAL,EXT,EVA}$ | 5 – 6 | LPM |
| $F_{SAL,REF,EVA}$ | 0.002 – 0.021 | kg/s |
| X_{ABS} | 48.3 – 58.2 | % |
| P_{EVAB} | 112.5-210.6 | mmHg |

En la **Figura 27** se presenta el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor U_{EVA} en función del flujo másico del vapor condensado. Para una temperatura de 85°C se obtienen valores de 620 a 693 W/m²°C, esto se debe a que a un mayor nivel térmico de activación, la generación de vapor es mayor y por lo tanto, se incrementa la transferencia de calor. Para el evaporador se obtuvo un U de diseño de 731 W/m²°C, con una temperatura de vapor de 70°C y una $T_{ENT,CAL}$ a 80°C, mientras que experimentalmente en condiciones similares se obtiene un U de 610.4 W/m²°C, es importante considerar que dicho componente cuenta con un espacio muerto en coraza de hasta 12 cm, por lo que puede existir posibles pérdidas de calor, además

para poder diseñar y dimensionar un intercambiador de calor se hace a través de correlaciones empíricas y del apoyo de un simulador, evidentemente los resultados experimentales siempre estarán en función de variables externas y fenómenos que no se pueden controlar a través de un modelo matemático (distribución de la película, distribución de temperatura en cada uno de los tubos, entre otras) por lo tanto se pueden obtener ciertas discrepancias.

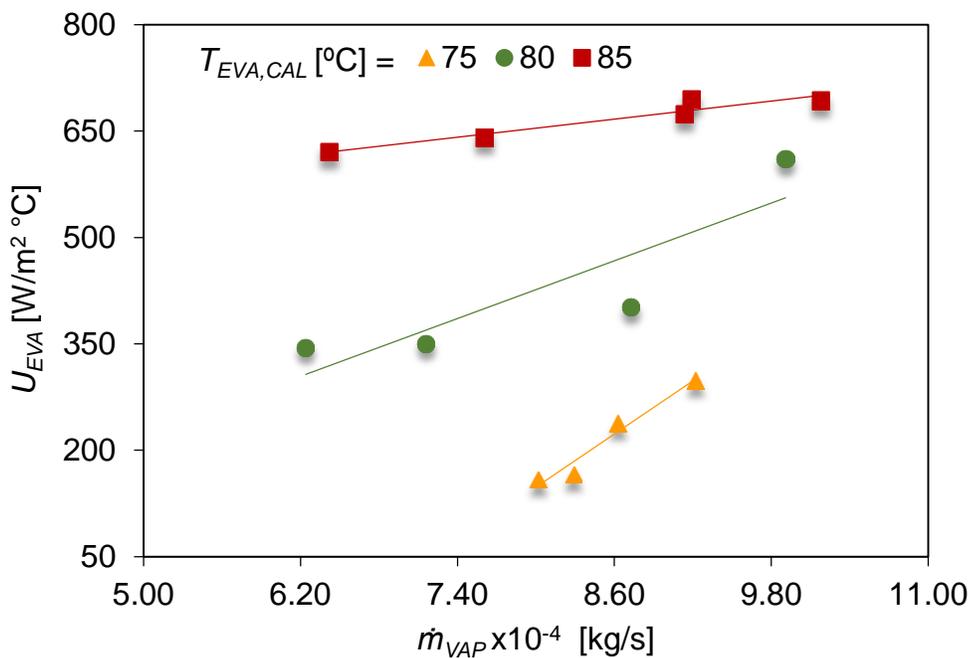


Figura 27. Coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador

Para el análisis del coeficiente local de transferencia de calor para el evaporador, se calcula en función de la U . La **Figura 28** muestra el α_{EVA} en el proceso de evaporación en función del flujo másico de vapor. Los comportamientos y valores son muy similares a los del U son similares, de 159.7 a 720.8 $W/m^2 \cdot ^\circ C$, esto debido a que cuando aumenta el flujo másico de vapor, aumenta la transferencia convectiva.

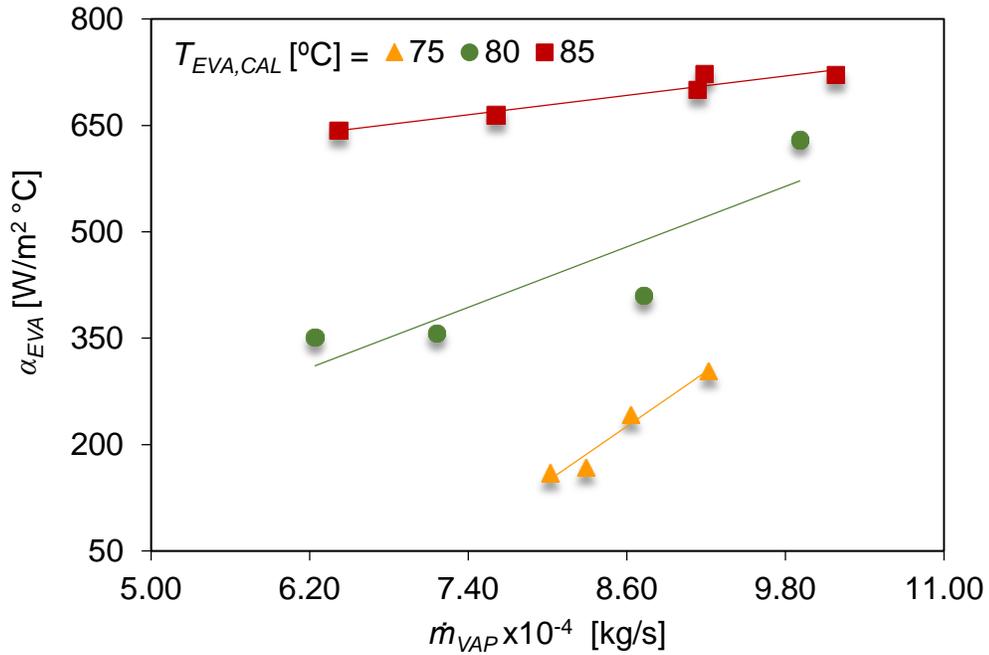


Figura 28. Coeficiente local de transferencia de calor en el evaporador

En la **Figura 29** se presentan las eficiencias térmicas obtenidas para el evaporador en función del flujo másico de vapor. Aunque todo el equipo experimental se encuentra recubierto de espuma elastómerica, para su aislamiento térmico, se vuelve imposible no tener pérdidas de calor hacia el ambiente, debido al intercambio conductivo de las paredes. Para una temperatura de calentamiento de 75°C las eficiencias varían de 0.42 a 0.58 de acuerdo con lo establecido en la Ec. 25. Cuando la producción de vapor es mayor a través del flujo másico de calentamiento, la eficiencia del evaporador mejora. Además, la transferencia de calor es menor cuando $T_{EVA,CAL}$ disminuye para flujos másicos de vapor menores. Sin embargo, si la temperatura de la fuente de calentamiento es mayor, entonces el proceso de transferencia de calor mejora y las pérdidas de calor son menos significativas y las eficiencias son mejores, hasta de 0.82.

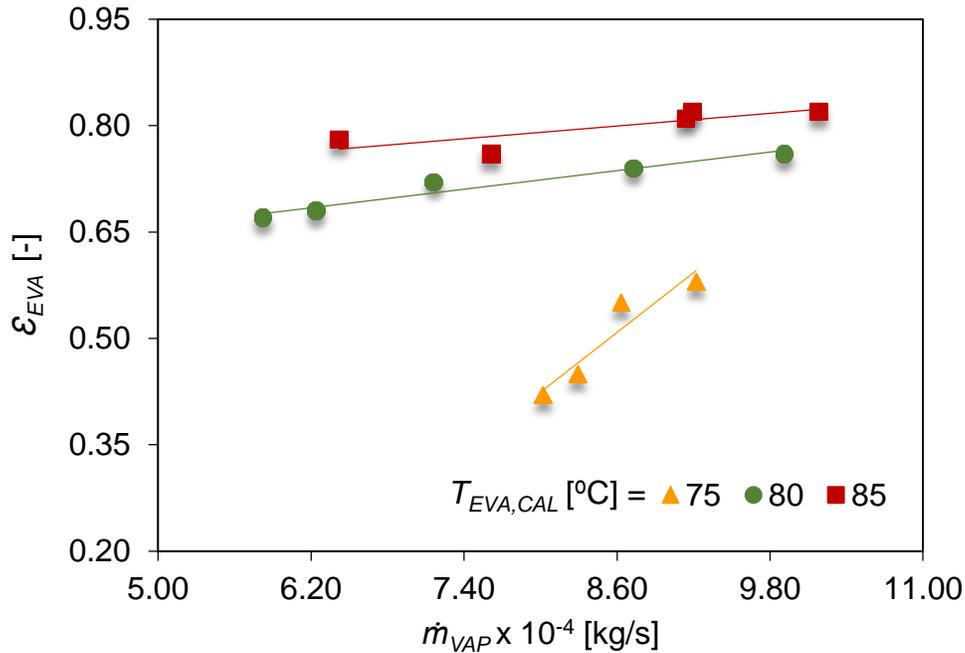


Figura 29. Eficiencias térmicas en el evaporador

El absorbedor es uno de los componentes más importantes y principales de un TCA, ya que su función es la de liberar el calor útil con un nivel de temperatura mayor al proporcionado en el generador y en el evaporador, en él se lleva a cabo la absorción del vapor del refrigerante del evaporador en una solución concentrada de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ proveniente del generador. Para el análisis de U_{ABS} , en la **Figura 30** se muestran los resultados en función del flujo másico de vapor, agrupándose en función de ΔX de 3 y 5 %. Se observa un comportamiento ascendente con flujos de refrigerante de hasta 9.5×10^{-4} kg/s. Para un ΔX de 5% se obtuvieron U 's en un rango de 65.5 a 160.5 $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$, cuando el flujo másico de vapor aumentó de 4.3 a 9.5×10^{-4} kg/s. Entre mayor sea ΔX se tiene una mejor reacción exotérmica y esto favorecerá la absorción del vapor con la solución concentrada, y consecuentemente, se verá reflejado en mayores U_{ABS} . El diseño se consideró para calentar aceite térmico Paratherm HE, por lo cual la $DTML_{ABS}$ fue de 46.27°C y EL U_{ABS} de $60 \text{ W}/\text{m}^2\text{C}$. Para estas pruebas no se retiró el

calor útil del absorbedor con aceite, por lo tanto se obtuvieron U_{ABS} superiores, ya que se obtienen $DTML$'s menores. Sin embargo, por los niveles térmicos alcanzados en el absorbedor. El equipo tiene el potencial para su aplicación de calentamiento de aceite el cual se describe en el siguiente capítulo.

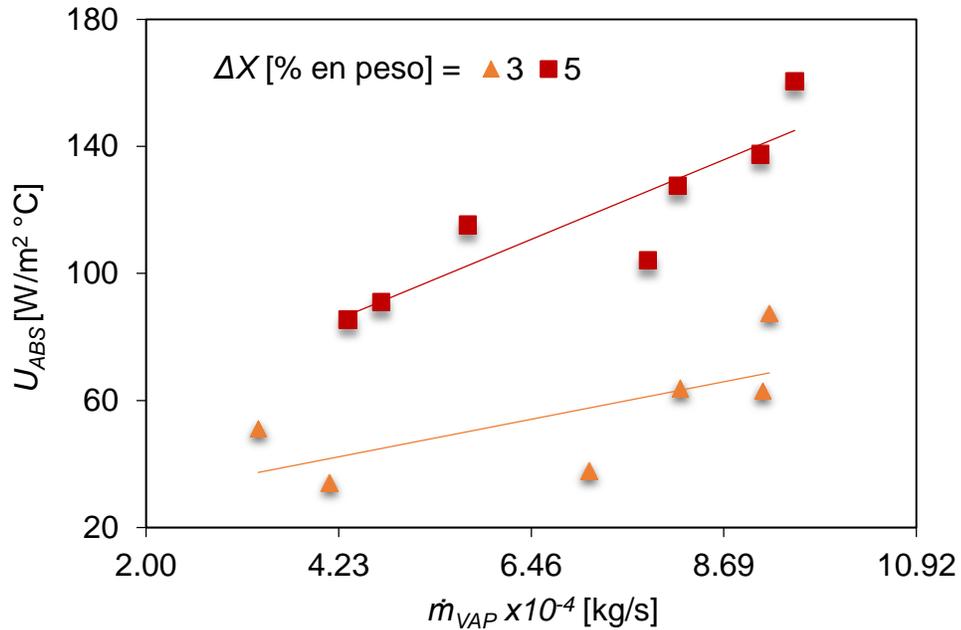


Figura 30. Coeficiente global de transferencia de calor en el absorbedor

En la **Figura 31** se muestra el comportamiento del coeficiente local de transferencia de calor en función del flujo másico por longitud. De la misma manera que el generador, α_{SOL} tiene comportamiento parabólico al aumentar Γ_{SOL} debido a que mejora la humectación. Sin embargo llega a un punto máximo y a partir del cual desciende, esto se debe a que a flujos más altos la gota del distribuidor tiende a desviarse por lo tanto se ve afectada la transferencia de calor. Para calentamiento a 75°C del generador, se alcanza un α_{SOL} de hasta 80.46 W/m² °C para Γ_{SOL} 2.72 x 10⁻³ kg/sm, mientras que el comportamiento de α_{SOL} para calentamiento a 80°C es el mismo, pero con valores de hasta 96.07 W/m² °C. El desempeño del generador repercute directamente en el absorbedor. Al producirse mayor cantidad de vapor, el

condensador tiene capacidad para retirar el calor latente y lograr el cambio de fase, líquido que es alimentado al evaporador para evaporarlo. Este vapor tiene consecuencia directa en la absorción. Para calentamiento a 85°C, en el punto más alto del comportamiento de α_{SOL} (130.45 W/m² °C), se tiene mayor alimentación de vapor (2.48 x10⁻³ kg/s).

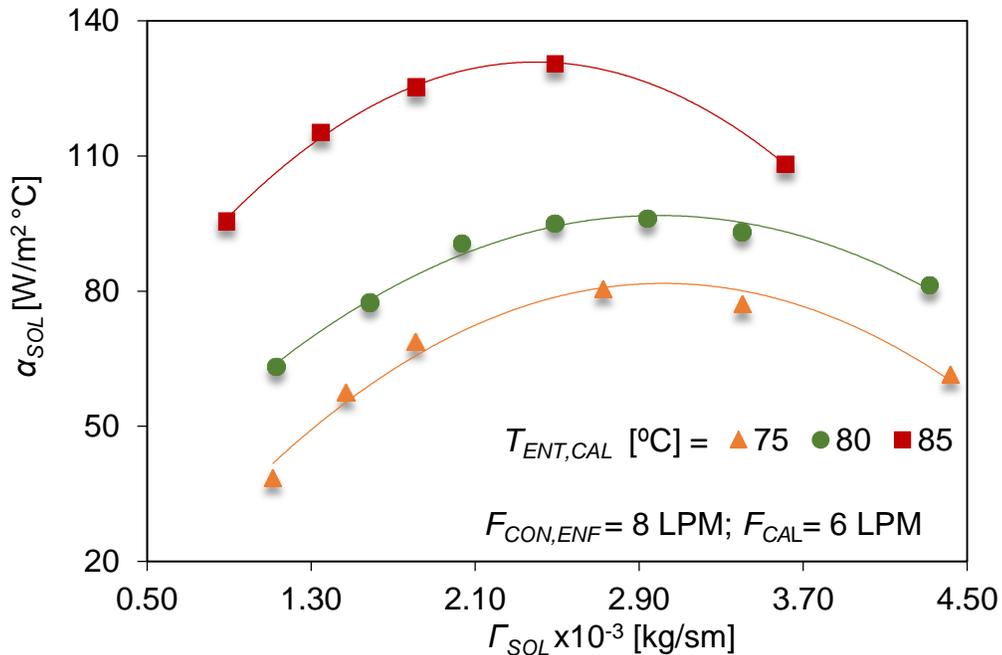


Figura 31. Coeficiente convectivo de solución en el absorbedor

Como se observa en la **Figura 32**, la máxima eficiencia alcanzada en el absorbedor fue de 0.88. Su desempeño está ligado directamente a la producción de vapor del evaporador, humectación de película de solución, condiciones que alcanza la solución a la salida del economizador, entre otras. Cuando se tiene un ΔX de 3% las eficiencias varían de 0.68 a 0.81, incrementándose a medida que aumenta el flujo másico de vapor, ya que existe una mayor reacción exotérmica y por lo tanto aumenta la transferencia de calor, y por lo tanto a mayores temperaturas, menores pérdidas hacia el ambiente y mayores eficiencias en el absorbedor.

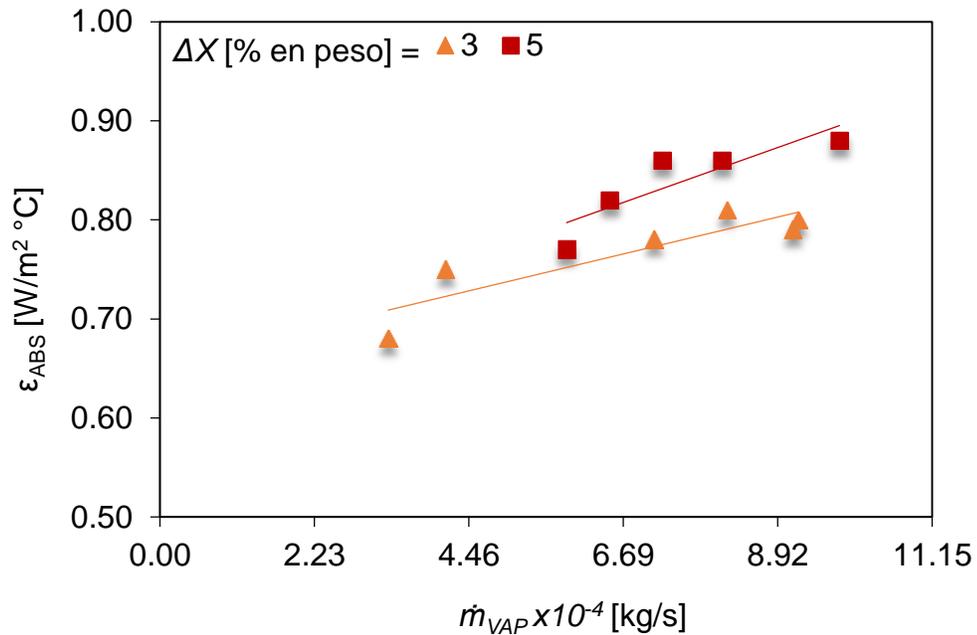


Figura 32. Eficiencias en el absorbedor

4.3 Análisis del economizador

El economizador se utiliza para recuperar energía internamente en el ciclo del TCA. Específicamente precalienta la solución concentrada de absorbente que va del generador al absorbedor, usando el calor cedido de la solución diluida proveniente del absorbedor y que regresa nuevamente al generador.

Para el análisis del coeficiente global de transferencia de calor en el economizador, en función del flujo másico de solución en el generador, se presenta en la **Figura 33**. Para una temperatura de 75°C se obtiene un U_{ECON} de 67.9 a 397.5 W/m²°C, al incrementar la temperatura de calentamiento, como se comentó anteriormente se mejora la transferencia de calor y por lo tanto, se obtienen mayores U_{ECON} .

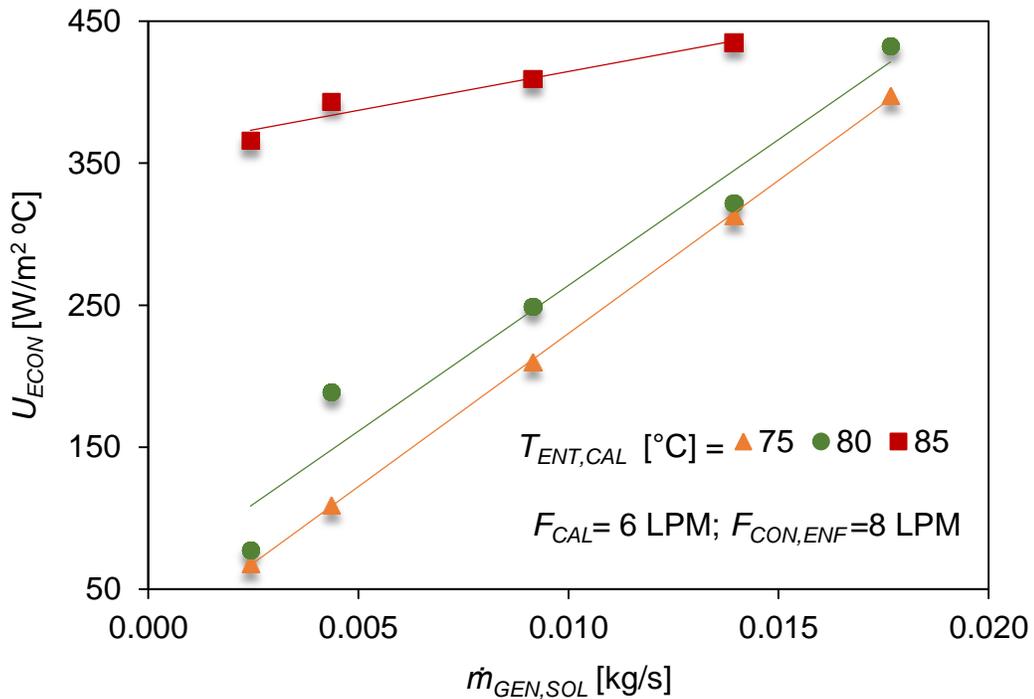


Figura 33. Coeficiente global de transferencia de calor en el economizador

La eficiencia de este componente por diseño fue de 0.7, mientras que en las pruebas experimentales varió de 0.3 a 0.98 (**Figura 34**). A mayores temperaturas de calentamiento como se ha visto existe una mejor transferencia de calor y por lo tanto algunos valores de eficiencia son mayores y una de las razones es que debido a la configuración con la cual se propuso el diseño favorece ya que el fluido frío fluye por la parte externa para minimizar el gradiente de temperatura con el medio ambiente. Al utilizar diámetros de 1" este componente tiene menor deformación por el rolado debido también al calibre 16 utilizado para su construcción.

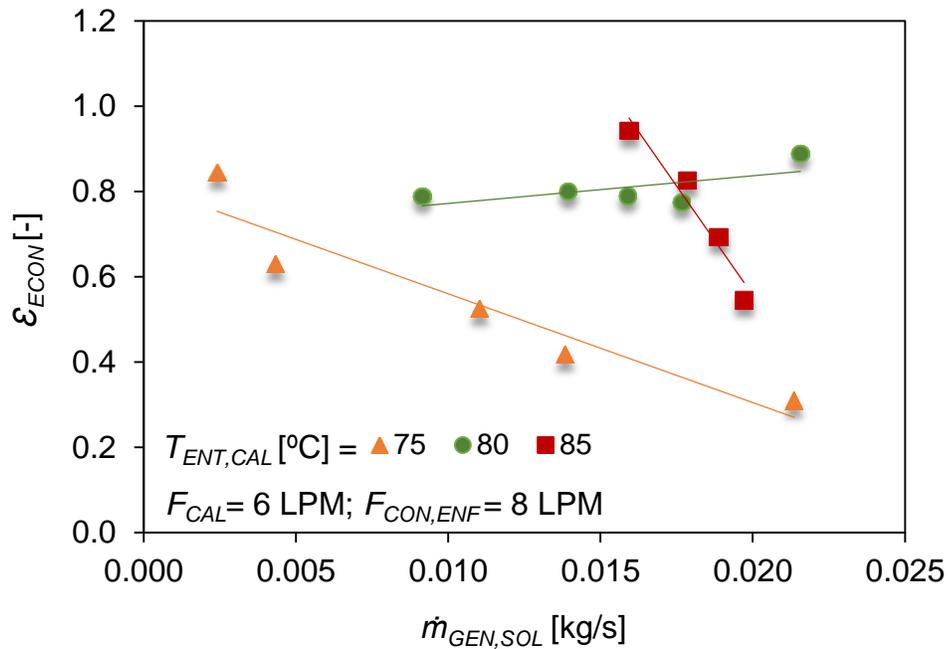


Figura 34. Eficiencias del economizador

Otro parámetro importante para el análisis del economizador es la determinación de los coeficientes de transferencia de calor locales de ambos circuitos para todas las pruebas que se realizaron mostrados en la **Figura 35**. El fluido frío (tubo anular) presenta los valores menores de α por lo cual domina el proceso de transferencia, en un intervalo de 100.5 a 310.7 $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ mientras que el caliente de 335.2 a 1195.1 $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Los flujos máscicos de ambos circuitos son muy similares para mantener los niveles de fluido en el generador y el absorbedor. Sin embargo, los Re del fluido frío (tubo anular) son menores debido a que este parámetro depende de las propiedades termofísicas del fluido y del diámetro que es mayor.

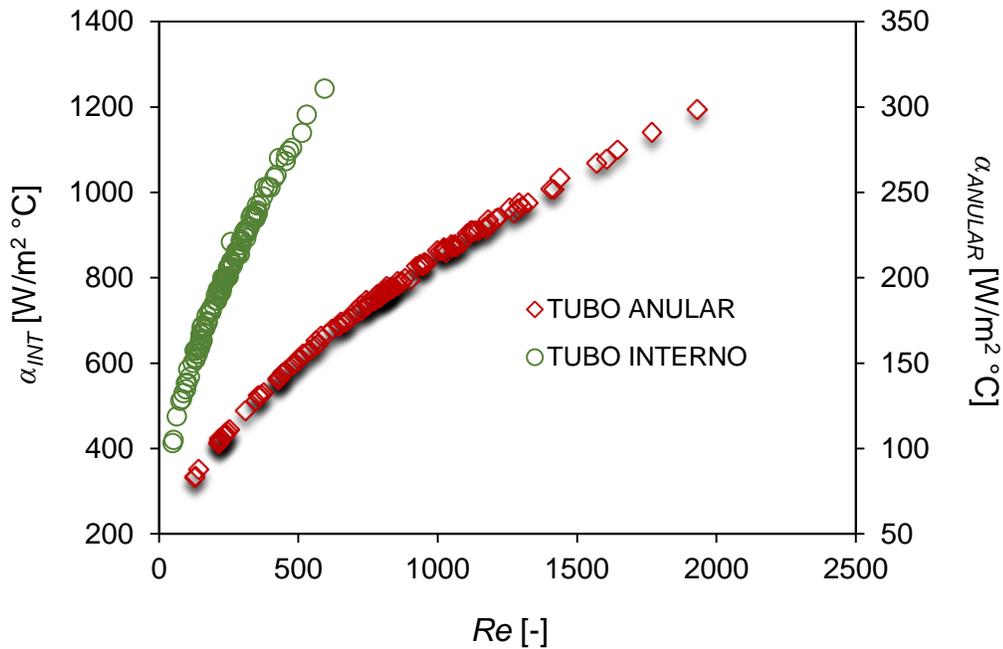


Figura 35. Coeficientes locales de transferencia de calor en el economizador

4.4 Desempeño integral del TCA

En la **Figura 36** se presenta el efecto de la temperatura de calentamiento del generador y evaporador y flujos máxicos de solución sobre el COP, en donde se concluye que a menores flujos de solución en el generador se obtiene un COP de 0.48 a una temperatura de 83°C y a flujos mayores de solución en un rango de 75 a 81°C de temperatura se obtienen COP's de 0.18 a 0.44°C, debido a que a mayor temperatura de calentamiento se produce mayor flujo de vapor, el cual contribuye para mejorar la absorción en la concentración de solución en el absorbedor, y por lo tanto, aumenta el desempeño de todo el sistema. A pesar de que se obtienen mayores COP's a flujos más bajos, se decidió operar con flujos de solución en el generador de 0.01 a 0.015 kg/s ya que a estos flujos los errores por la incertidumbre de los instrumentos de medición son menores, así como también se decidió operar el equipo en un rango de 75 a 80°C ya que a pesar de mejorarse el desempeño con temperaturas de calentamiento altas por operar a presiones más altas, no se

realizaron pruebas a temperaturas de activación mayores de 85 °C debido a que el objetivo del TCA también es la revalorización energética y obtención de GTL mayores.

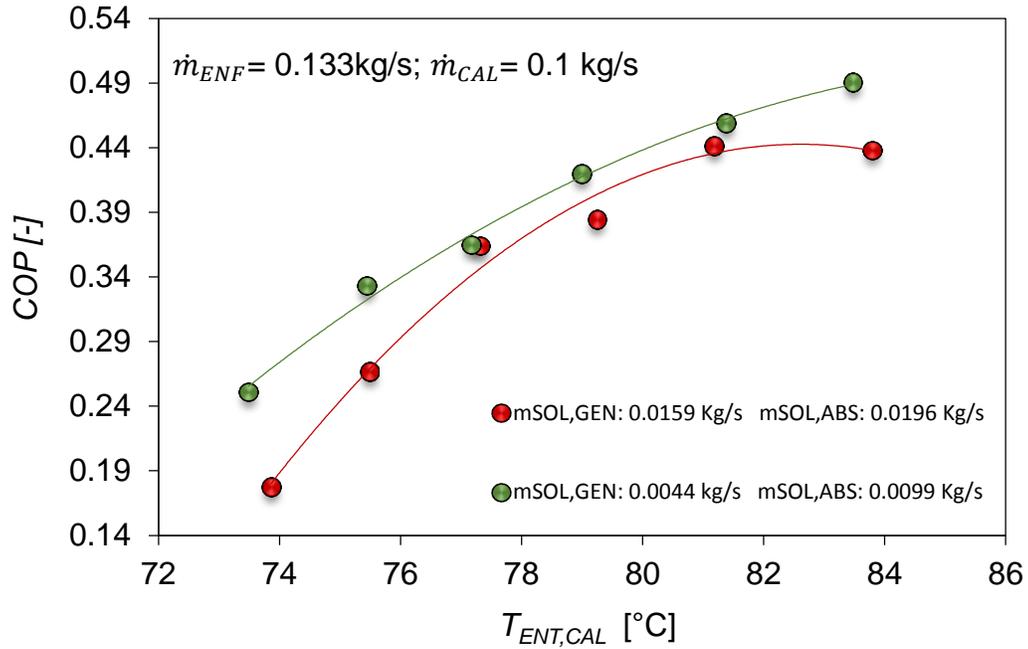


Figura 36. Comportamiento del Coeficiente de rendimiento

La **Figura 37** indica el comportamiento del *GTL* en función del parámetro de desorción, a $T_{ENT,CAL}$ de 75, 80 y 85°C. Para una temperatura de 85°C a un \dot{m} de 0.045 se obtiene un *GTL* máximo de 24.9°C, mostrando un comportamiento parabólico, a mayores \dot{m} el *GTL* tiende a disminuir, esto debido a que a flujos de solución altos la película de solución se desvía dejando de humectar los tubos y, por lo tanto, se disminuye el proceso de absorción. Mayores temperaturas de calentamiento representan menores *GTL*'s, como es el caso de las $T_{ENT,CAL}$ para ambos componentes de 80 y 85°C, ya que se produce vapor a mayores niveles térmicos y al limitar la temperatura de salida en el absorbedor para que esta no exceda los 95°C (de acuerdo a la sección de condiciones de operación), y por definición de la

Ec. 40, al ser mayor la temperatura de vapor en el evaporador, el *GTL* será menor.

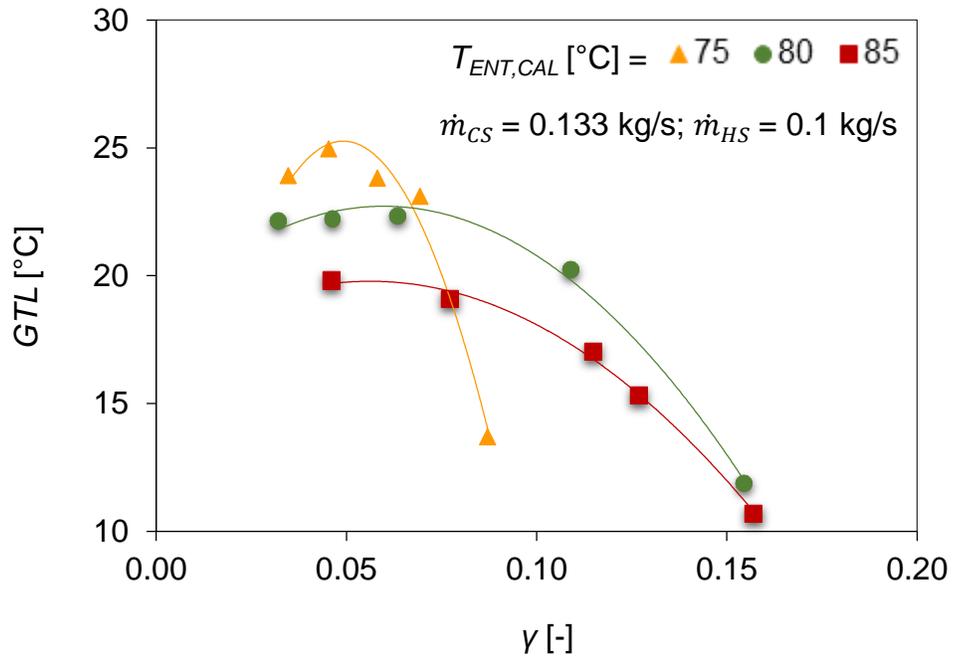


Figura 37. Comportamiento del *GTL*

CAPÍTULO V

ANALISIS EXPERIMENTAL DEL TCA CON H₂O/LiBr UTILIZANDO ACEITE PARA RETIRAR EL CALOR ÚTIL DEL ABSORBEDOR

En este capítulo muestra un análisis en los componentes principales y también de manera integral en el TCA, que fue determinado de un total de 43 estados estables, utilizando un baño térmico con aceite Paratherm HE para retirar el calor útil en el absorbedor, esto con la finalidad de no limitar al TCA y poder obtener mayores *GTL*'s.

Para retirar el calor útil en el absorbedor, se requiere la instalación de un baño térmico de la marca Julabo que mantenga a una temperatura constante el fluido térmico (aceite), el cual cuenta con una bomba integrada (ver **Figura 38**), el aceite que se utilizó fue de la marca Paratherm HE, el cual no presenta degradación a las temperaturas de operación del equipo y con capacidad calorífica a presión constante.

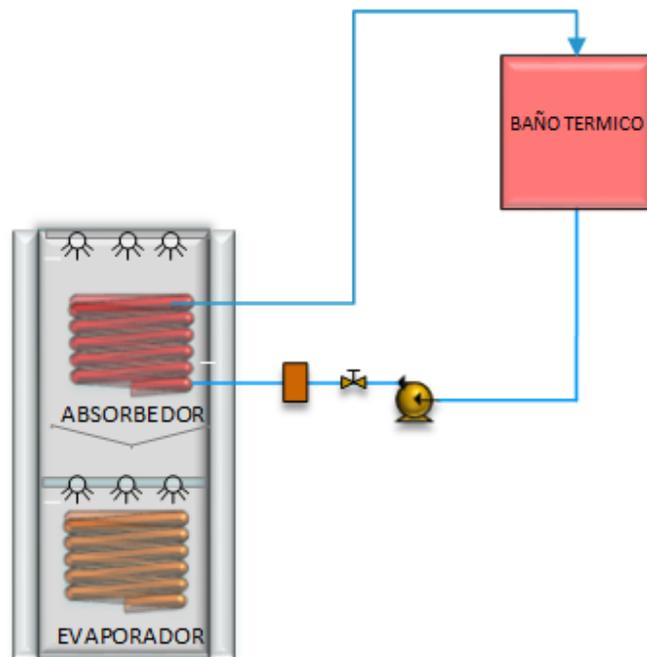


Figura 38. Sistema de recuperación de calor con baño térmico

El aceite térmico es controlado a una temperatura inicial determinada (de 20 a 30°C) y posteriormente bombeado hacia el absorbedor, el flujo volumétrico de enfriamiento se estableció respuesta al proceso de absorción. La densidad y viscosidad del aceite térmico hacen que el flujo aumente proporcionalmente con respecto a los incrementos de su temperatura.

El aceite térmico ingresa al interior de los tubos del absorbedor, en dónde en la parte externa se lleva a cabo el proceso de absorción con liberación de calor, este calor útil a temperatura mayor cede calor a los tubos y finalmente incrementa la temperatura del aceite térmico hasta salir del absorbedor.

Siendo el objetivo principal alcanzar las temperaturas de salida de la solución en el absorbedor más elevadas sin necesidad de limitar el funcionamiento y desempeño máximo del equipo.

5.1 Análisis pruebas experimentales

En la **Figura 39** se muestra del comportamiento térmico operando el TCA de las temperaturas de salida de los componentes, la estabilidad del ciclo comienza a partir de las 1.8 h, superior a la operación mostrada en el capítulo 4 con agua de enfriamiento proveniente de la torre, esto se debe a que se deja que el equipo alcance su temperatura máxima a la salida del absorbedor $T_{SAL,INT,ABS}$, alcanzando temperaturas que van desde los 110 a 120°C. Sin embargo el equipo presenta una buena estabilidad y tiempo de respuesta cortos, lo que permite obtener varios estados estables en una sola prueba.

<Flujo de aceite del sistema de recuperación de calor>

El flujo del sistema de recuperación de calor (aceite recirculado) osciló entre los 0.2 LPM y 1 LPM, mostrando que conforme se incrementa la potencia del generador, se incrementa el flujo de aceite de recuperación de calor. Este incremento en el flujo es debido a la disminución de viscosidad del aceite en función del aumento en la temperatura de recuperación (fijada por el absorbedor).

<Temperaturas de ingreso del aceite en el sistema de recuperación de calor>

En las pruebas experimentales esta temperatura varió depende del flujo volumétrico, dicha temperatura varió desde 23 a 81°C.

<Temperaturas de salida del aceite en el sistema de recuperación de calor>

Las temperaturas obtenidas en el sistema de recuperación de calor a la salida del absorbedor tuvieron valores desde 80.1 hasta 104.3 °C. Con las pruebas se concluyó que la temperatura de aceite a la salida del sistema de recuperación de calor no puede ser mayor que la temperatura interna de

salida de solución del absorbedor debido a las propiedades termofísicas del aceite.

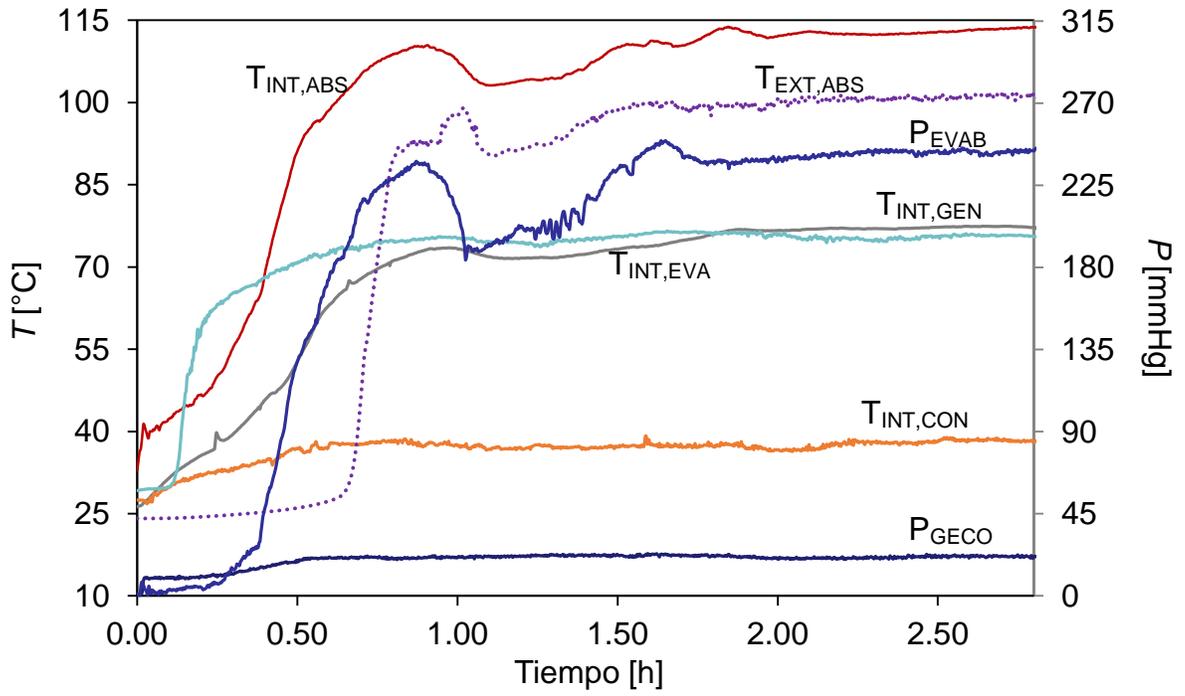


Figura 39. Comportamiento prueba experimental

Debido a que todos los comportamientos de los componentes son similares (pero con distintos valores) a los del sistema de recuperación de calor con agua, se tomó la decisión de únicamente de presentar los comportamientos más relevantes de los componentes que involucran a la solución, ya que son los más significativos.

5.2 Análisis componente dual GECO

Para el análisis de U_{GEN} , se determina en la **Figura 40** a diferentes temperaturas de calentamiento, agrupándose en diferentes flujos volumétricos 5 y 6 LPM, entre mayor sea el ΔT entre la fuente y la solución se mejora la dinámica de transferencia de calor aumentando U_{GEN} . Presiones altas afectan el desempeño de este componente, por lo tanto debe operarse el generador a una condición equilibrada porque comparte la misma coraza

que el condensador y estos procesos están acoplados, una temperatura intermedia de calentamiento es una buena opción en el caso del sumidero del absorbedor con agua, ya que con niveles térmicos más altos obtendríamos una menor revalorización (*GTL*'s), y en el caso de la operación con aceite, se recomienda optar por temperaturas más altas de calentamiento. Bajo este modo de operación se obtuvieron *U*'s mayores, para un flujo volumetrico de 6 LPM se obtiene un rango 304.2 a 546.9 $W/m^2\text{°C}$ y para 5 LPM se obtiene un rango de 189.8 a 269.8 a 440.9 $W/m^2\text{°C}$ y comparándolos con respecto al modo de operación con agua el máximo valor de *U* de estos set de pruebas resulta 17 % más alto, lo cual es de esperarse pues al dejar que el equipo llegue a su máxima temperatura de salida del absorbedor sin restringirlo, la temperatura de entrada de solución al generador será mayor, lo que reflejará un aumento en la transferencia de calor global.

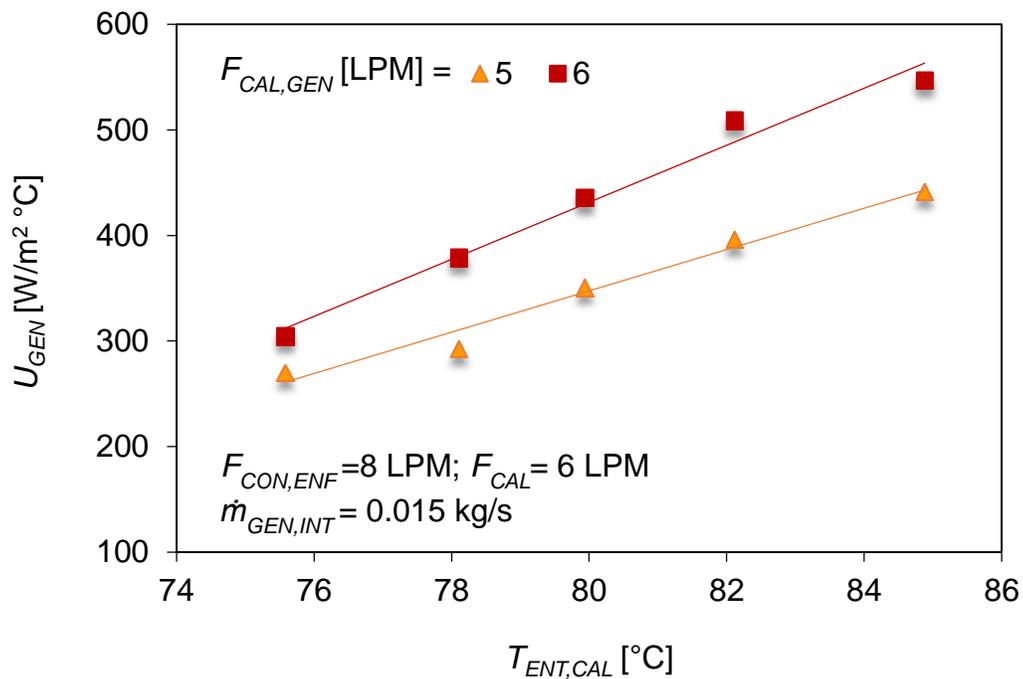


Figura 40. Coeficiente global de transferencia de calor en el generador con el sistema de recuperación con aceite

En la **Figura 41** se presenta el comportamiento del U_{CON} en función del flujo másico del refrigerante, agrupándose en dos niveles térmicos de 65.7 y 70.6 °C. Para ambos casos, se tienen comportamientos ascendentes con pendientes similares con diferente ordenada al origen, debido a que las condiciones de operación son diferentes. Los U_{CON} más altos se obtienen para temperaturas de vapor refrigerante a 65.7°C en un intervalo de 694.2 a 1010.9 W/m²°C, a un flujo másico de vapor 6.89 a 10.33 x10⁻⁴ kg/s, esto es debido a que se obtiene condensado a menores temperaturas que los otros casos, por lo tanto, se obtienen $LMTD_{CON}$ menores, lo que se traduce en menores temperaturas de saturación. Cuando la presión es menor en procesos de condensación, aumenta la rapidez con la que el vapor asciende y se condensa, es decir, aumenta el transporte convectivo mejorando así, el U_{CON} . Realizando una comparación de U_{CON} con el sistema de recuperación de calor útil en el absorbedor se obtienen mayores temperaturas de vapor, debido a que la temperatura de la solución al ingreso del generador es mayor generando una mayor cantidad de vapor.

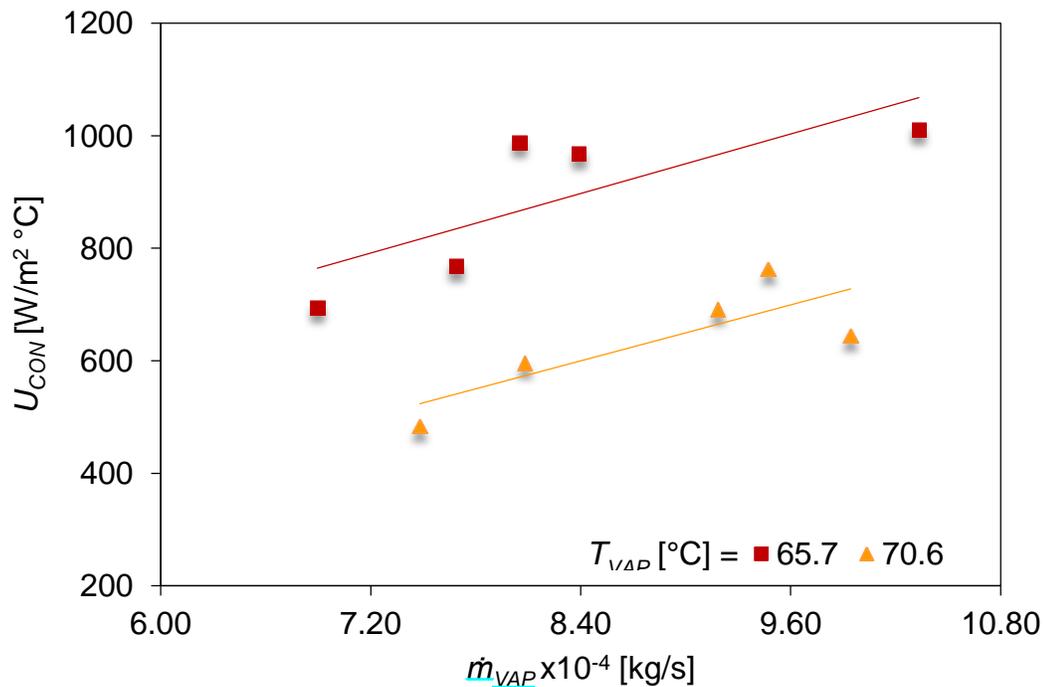


Figura 41. Coeficiente global de transferencia de calor en el condensador

En la **Figura 42** se presenta el coeficiente interno de transferencia de calor en el condensador en función del flujo másico de vapor y de igual manera que en el U_{CON} se presenta el mismo tipo de comportamiento, para el caso de una temperatura de refrigerante de 65.7°C , se obtienen α_{CON} de 784.5 a $1033.9 \text{ W/m}^2\text{C}$, mientras que para una temperatura de 70.6°C se obtienen menores $\text{W/m}^2\text{C}$.

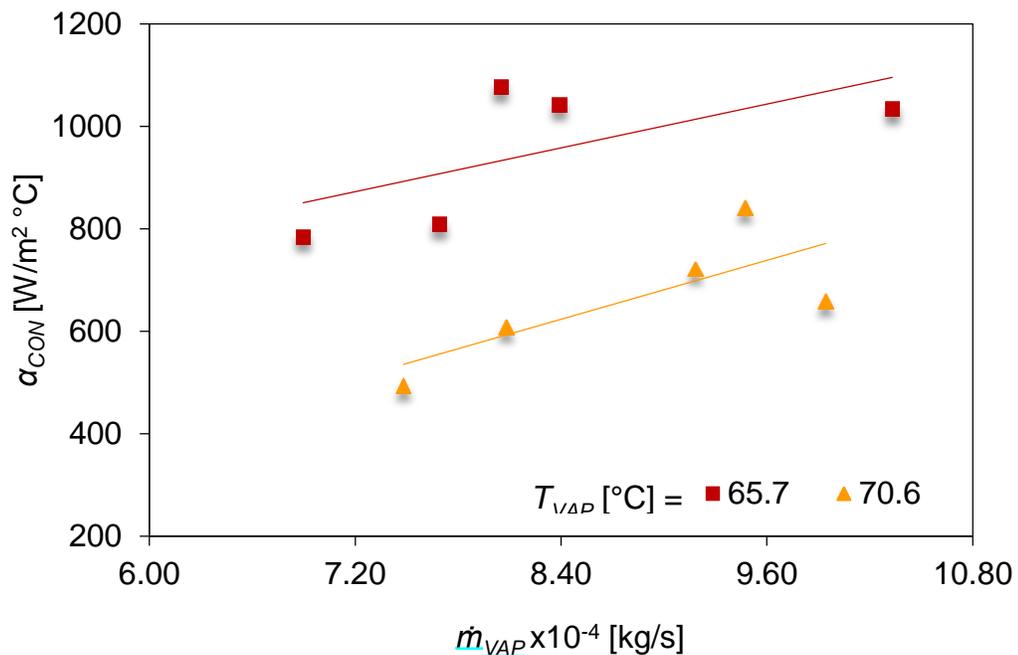


Figura 42. Coeficiente local de transferencia de calor en el condensador

En la **Figura 43** se determina el α_{SOL} únicamente para el modo de operación con aceite variando la distribución de solución para temperaturas de calentamiento de 75 a 85°C . Γ_{SOL} es el flujo másico por unidad de longitud, el cual es directamente proporcional al flujo másico de la solución. Se observa un comportamiento tipo parabólico para cada temperatura de calentamiento teniendo puntos máximos, para después decaer, este comportamiento se ha discutido previamente en los gráficos del capítulo 4. Para calentamiento a 85°C del generador, se alcanza un α_{SOL} máximo de hasta $343.7 \text{ W/m}^2\text{C}$ para

Γ_{SOL} 0.00249 kg/sm, el cual es 19% mayor con respecto al modo de operación con agua de y esto se debe a que en las pruebas con aceite, la temperatura de solución de entrada al generador es mayor superior a los 95°C.

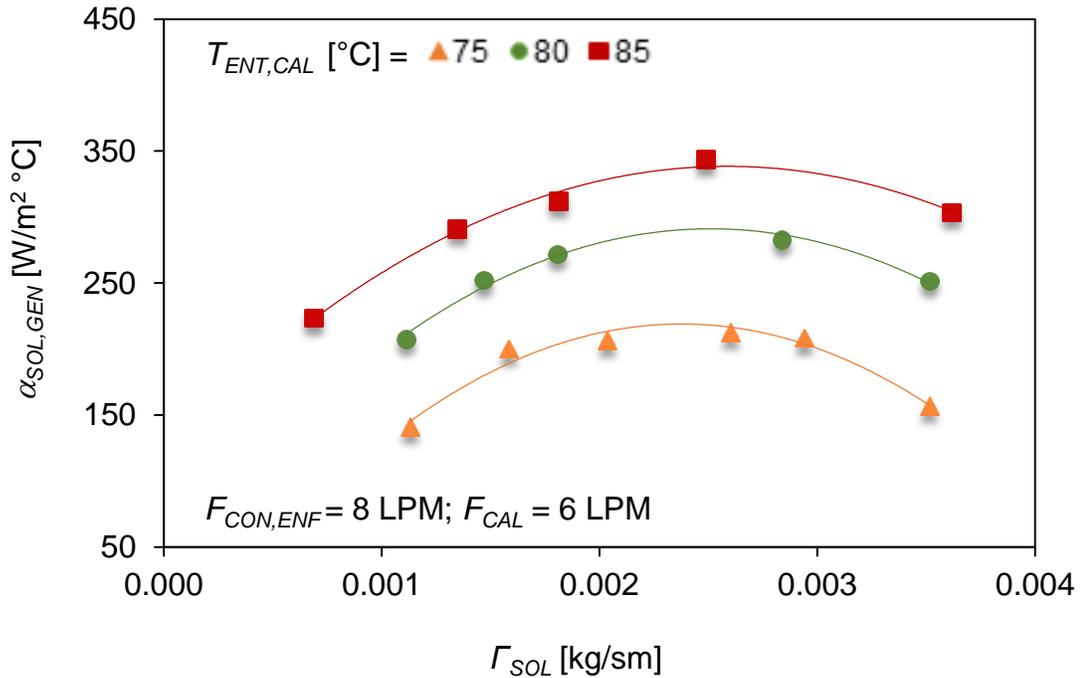


Figura 43. Coeficiente interno de transferencia de calor en función del flujo másico de solución por unidad de longitud en el generador

5.2 Análisis componente dual EVAB

En la **Figura 44** se presenta el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor U_{EVA} en función del flujo másico del vapor condensado. Agrupándose en dos temperaturas de entrada de la fuente de calentamiento 80 y 85°C. Para una temperatura de 85°C se obtienen valores de 732.5 a 831.6 W/m²·°C, esto se debe a que a un mayor nivel térmico de activación, la generación de vapor es mayor y por lo tanto, se incrementa la transferencia de calor. Para el evaporador con bajo este sistema de recuperación, en condiciones similares se obtuvo un aumento de hasta un 19%, es debido al incremento del flujo de vapor que se obtuvo en el generador, y como los

componentes están ligados el incremento en la transferencia de calor en el generador, repercutirá en el resto de los componentes.

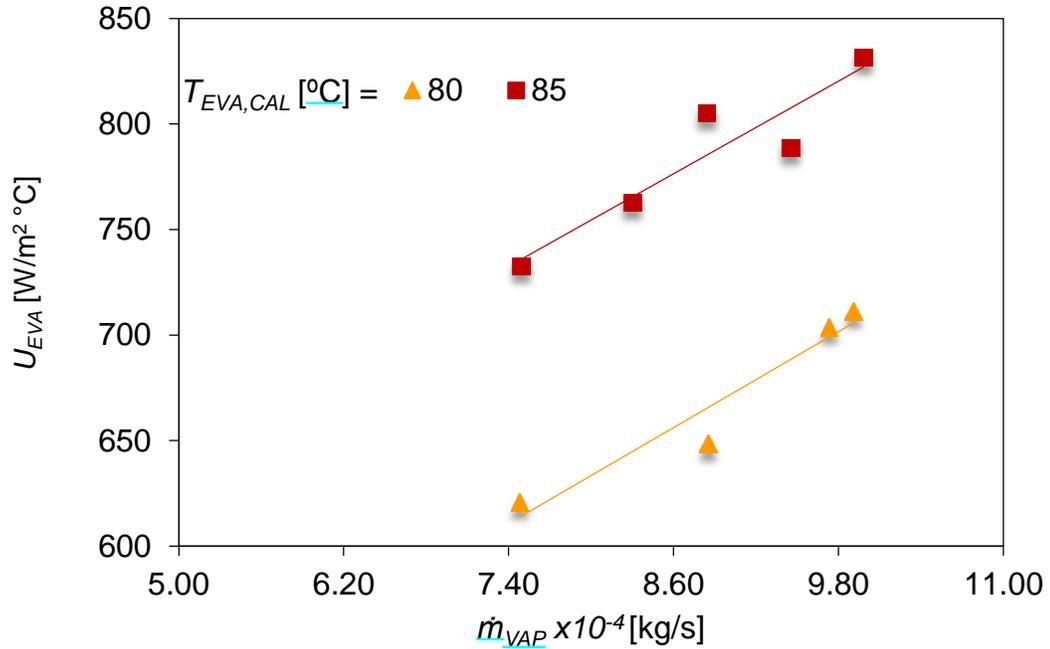


Figura 44. Coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador

Para la **Figura 45** se muestra el α_{EVA} en el proceso de evaporación en función del flujo másico de vapor, agrupándose en dos fuentes de calentamiento de entrada, 80 y 85°C. Los comportamientos y valores son muy similares a los del U son similares, para un temperatura de 85°C se obtiene un α_{EVA} de 758.5 a 864.9 W/m²°C, esto debido a que cuando aumenta el flujo másico de vapor, aumenta la transferencia convectiva. Comparando el sistema de recuperación de calor útil con agua se logra un aumento de un 20% de α_{EVA} , con la $T_{EVA,CAL}$ de 85°C.

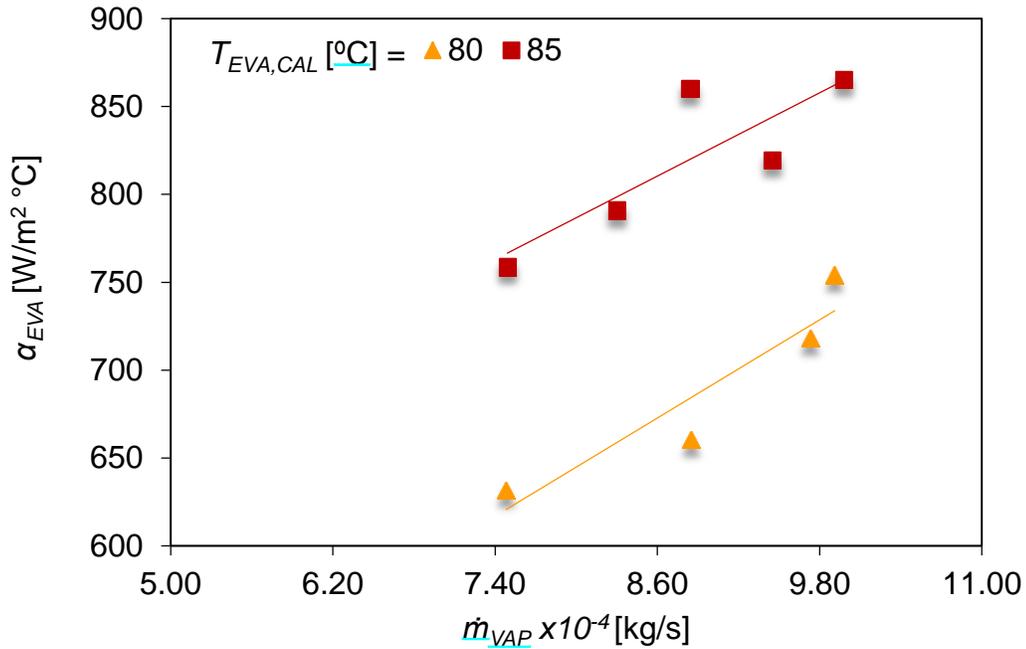


Figura 45. Coeficiente interno de transferencia calor en el evaporador

Para el caso del absorbedor de la misma manera que el generador se evalúan los parámetros más relevantes. En la **Figura 46**, se presentan los coeficientes globales de transferencia obtenidos en función del flujo másico de vapor de refrigerante, agrupándose bajo los dos escenarios para retirar el calor útil en el absorbedor con aceite y con agua. En ambos casos se obtiene una ΔX de 3%, para el caso de aceite se obtienen U 's de 85.4 a 118.5 $\text{W/m}^2 \text{ °C}$ valores superiores a los del agua que van de 33.9 a 87.37 $\text{W/m}^2 \text{ °C}$, esto se debe principalmente a las propiedades fisicoquímicas del aceite, se alcanzan temperaturas superiores mejorando la transferencia de calor y por lo tanto se obtienen U 's mayores. En ambos casos para flujos másicos de vapor similares de $8.11 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ en el caso del aceite existe un aumento de hasta un 77%.

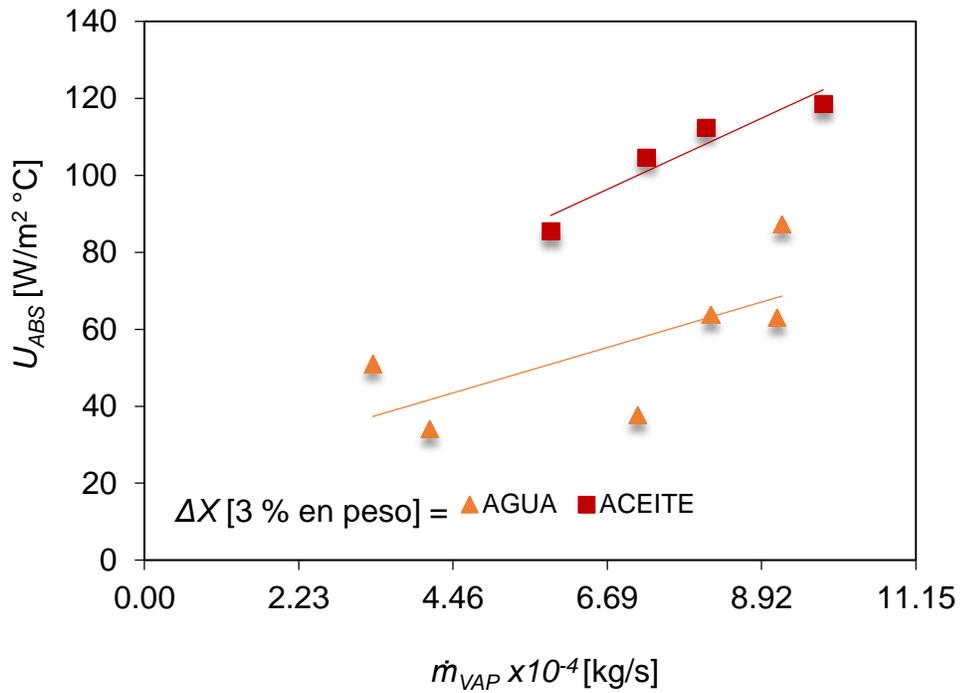


Figura 46. Coeficiente global de transferencia de calor utilizando agua/aceite

En la **Figura 47**, se presenta el coeficiente local de transferencia de calor interno para el absorbedor con el sistema de recuperación con aceite térmico en función del flujo másico por longitud de solución. Para una temperatura de 85°C se obtiene un flujo óptimo de 2.48×10^{-3} con el cual se alcanza un $\alpha_{SOL,ABS}$ de 194.04 W/m²°C, comparando la mismas condiciones para el sistema de recuperación con agua se obtiene un aumento de hasta un 48.74%

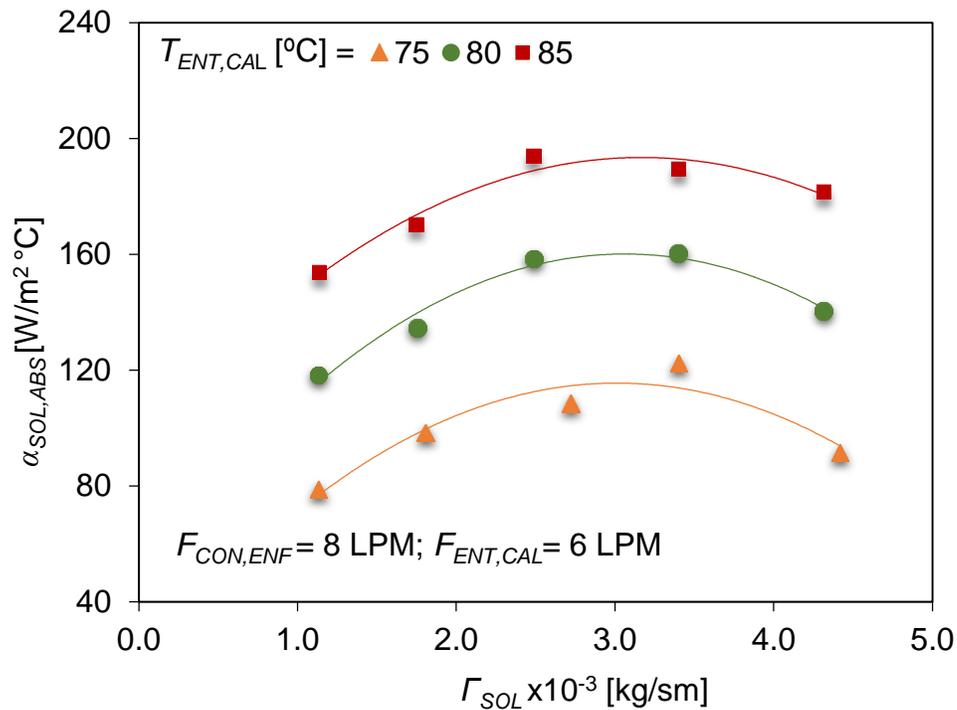


Figura 47. Coeficiente local de transferencia de calor en el absorbedor con el sistema de recuperación con aceite

En la **Figura 48** se presenta el efecto que tiene el coeficiente convectivo del aceite en función del número de Reynolds, como se mencionó anteriormente el equipo no tuvo restricción alguna con la temperatura de salida en el absorbedor como con el uso del agua de enfriamiento ya que para retirar el calor se necesitaba de un fluido refrigerante que no cambiara su fase el flujo volumétrico de enfriamiento del absorbedor fue fijado en base al proceso de absorción, los cuales en todos los sets de pruebas fueron respectivamente bajos nunca superaron el litro por minuto, resultando completamente un régimen laminar, basándose con la correlación propuesta por Schmidt[45], se determinó α_{ENF} , y se observa que a mayor flujo volumétrico de enfriamiento aumenta la generación de pequeños vórtices, y por lo tanto, el calor convectivo es mayor, lo que se traduce en mayores α_{ENF} ,

incrementando de 51.2 a 69.8 W/m²°C cuando Re_{ENF} incrementa de 59.5 a 396.2.

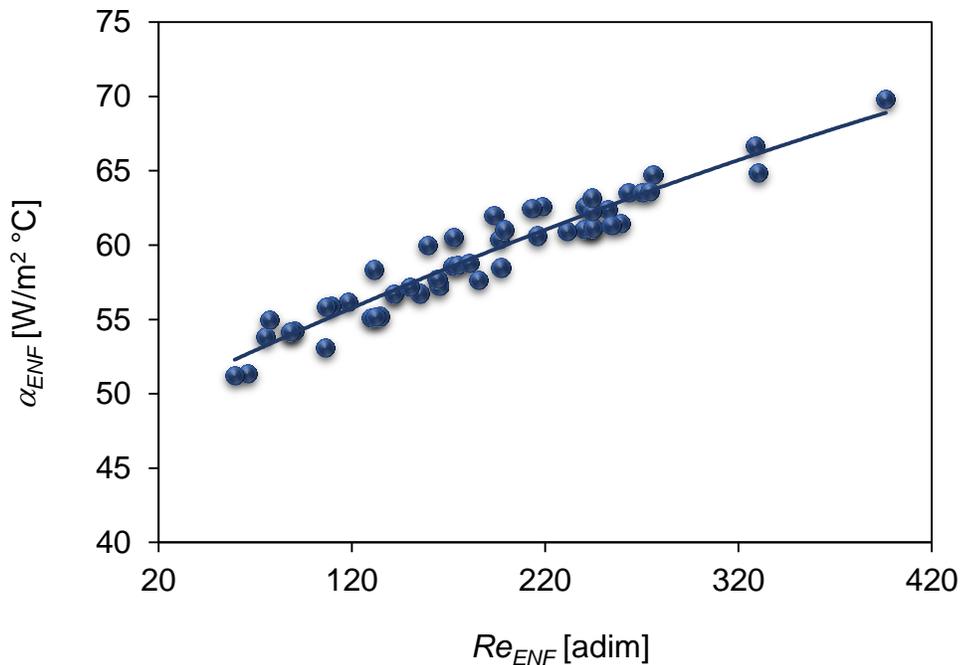


Figura 48. Coeficiente convectivo del aceite

Análisis Integral

En la **Figura 49** se muestra el efecto que posee la temperatura de las fuentes calor, fijando los flujos máxicos de solución del generador, así como los flujos volumétricos de los circuitos externos. A mayores temperaturas de calentamiento, se obtienen mayores GTL , y menores COP 's pero mayores ΔX , mientras mayor sea las ΔX disminuye RF , lo cual favorece el desempeño del absorbedor pues RF 's bajos, son señas de una alta capacidad de la solución de absorber mayor cantidad de vapor. Para este sistema de recuperación el objetivo principal que es el de conseguir GTL 's mas altos los cuales dependen de las temperaturas del evaporador y absorbedor, que a su vez está influenciada por la temperatura de solución del generador que depende de las temperaturas de calentamiento.

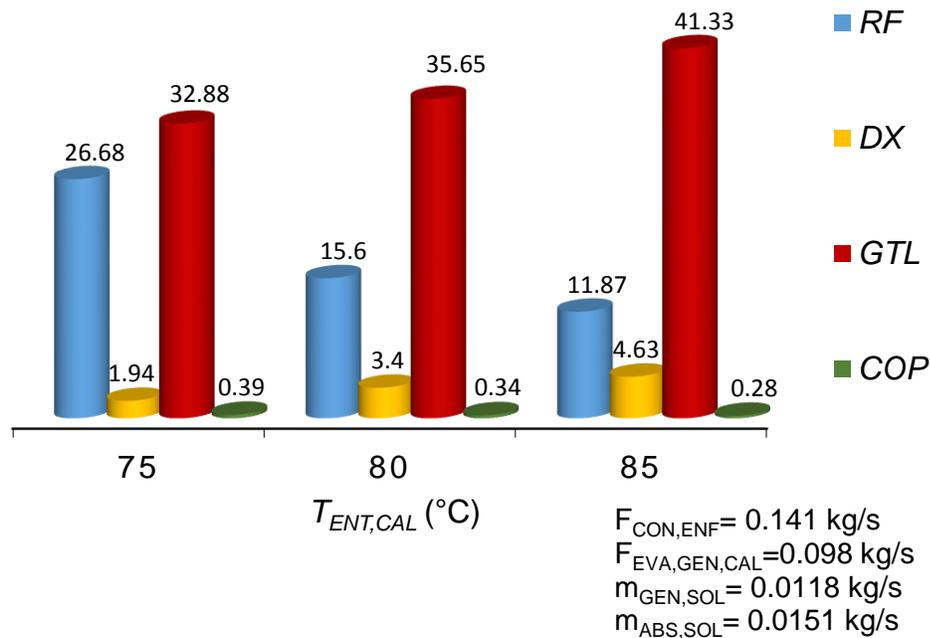


Figura 49. Efecto de la temperatura de calentamiento de las fuentes de calor sobre los parámetros relevantes del TCA

En la **Figura 50** se muestra una dependencia lineal de la temperatura del aceite a la salida del sistema de recuperación de energía con respecto a la potencia obtenida en el absorbedor, el set con pendiente ascendente es para temperaturas de calentamiento variables en generador y evaporador de 75 a 85°C, y con flujo másico de solución constante de 0.159 kg/s, con temperatura de aceite al inicio del sistema de recuperación de energía de 22.6°C, mientras que los valores mayores corresponden a 55°C. Es importante mencionar que el valor máximo para la serie inferior de la gráfica es de 94.6°C mientras que para el valor máximo para la serie superior corresponde a 104.3°C. Esto muestra que un mayor incremento de temperatura se puede lograr con una disminución de potencia útil, para ambos comportamientos se suministró un flujo másico de enfriamiento en el condensador de 0.165 kg/s.

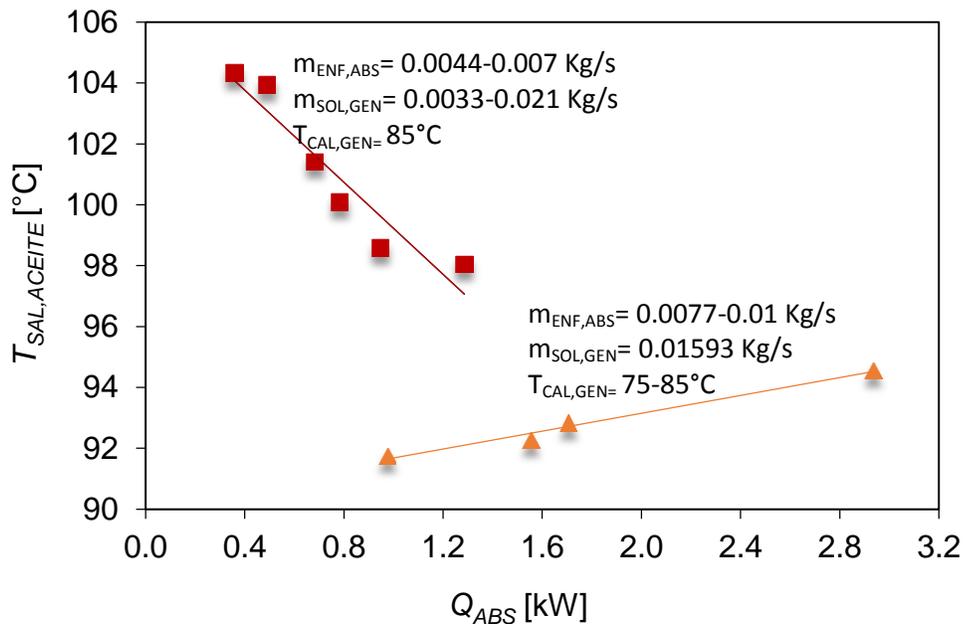


Figura 50. Temperatura de aceite a la salida del sistema de recuperación en función de potencia de absorción

En la **Figura 51** se presenta el comportamiento y los valores alcanzados para el coeficiente de operación en pruebas bajo los dos modos de operación para retirar el calor en el absorbedor a dos diferentes flujos volumétricos 5 y 6 LPM para el suministro de agua de calentamiento en el generador y evaporador, y 8 LPM para el flujo volumétrico de enfriamiento en el condensador a un flujo másico de solución en el generador de 0.013 kg/s. A mayor flujo volumétrico y temperatura de la fuente de calor se produce mayor cantidad de vapor, lo que provoca un incremento en el calor útil obtenido en el absorbedor, lo que favorece su desempeño y es por eso que observamos un comportamiento ascendente, lo que se traduce en COP 's más altos, teniendo un mayor efecto el flujo volumétrico de calentamiento del generador sobre el COP . Los COP 's más altos se obtienen a un flujo volumétrico de calentamiento del generador 6 LPM para para ambos modos produciendo vapor en un intervalo de 0.000273 a 0.000962 kg/s, para el modo con agua de enfriamiento se obtienen COP 's en un intervalo de 0.37 a 0.47, mientras que para el modo con aceite se obtienen de 0.27 a 0.38.

Claramente es de esperarse que utilizando el agua de enfriamiento se obtengan COP 's más altos que utilizando aceite y esto es debido a que con el aceite se alcanzan temperaturas más altas, sin que cambie de fase, lo que provoca una revalorización energética (GTL) más altos y por lo tanto el COP sea menor.

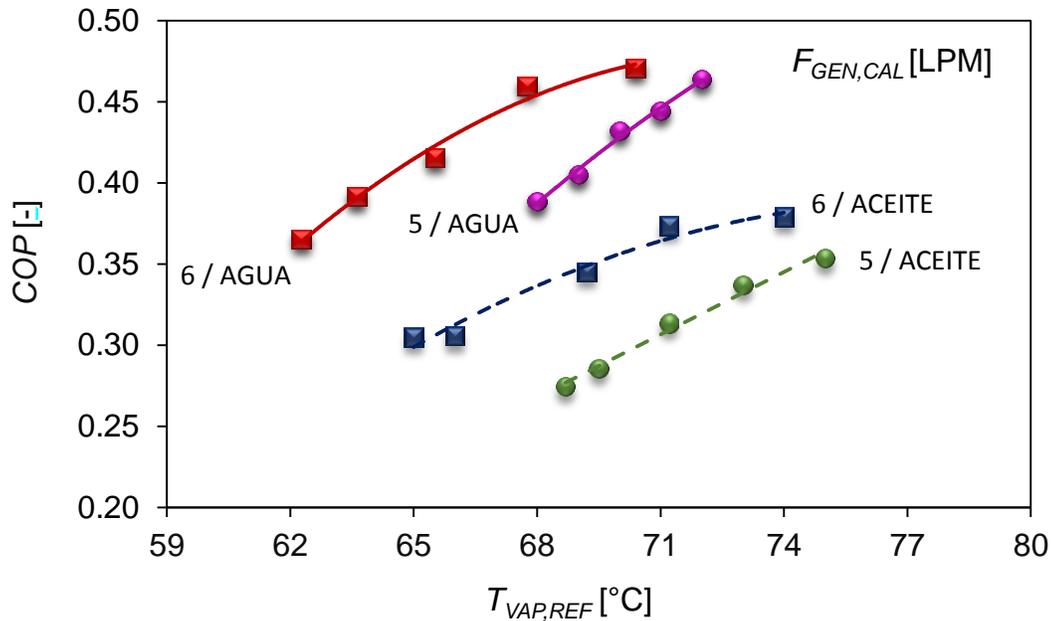


Figura 51. Coeficiente de operación en función del vapor de refrigerante

Para el cálculo del GTL , que representa el grado de revalorización energética, se consideraron $T_{VAP,REF}$ y $T_{SAL,SOL,ABS}$. En la **Figura 52** se presenta el comportamiento del GTL en función la temperatura del refrigerante del evaporador bajo las mismas condiciones que la figura anterior, y como se mencionó anteriormente, el decremento de este parámetro es menor para un flujo volumétrico de calentamiento del generador de 6 LPM, en ambos modos de operación ya que presentan variaciones similares en $T_{VAP,REF}$, de 62.3 a 70.4 °C para agua 65 a 74°C para aceite, mientras que $T_{SAL,SOL,ABS}$ de 92.6 a 94.1 °C para agua, y para aceite de 92.3 a 108.6°C.

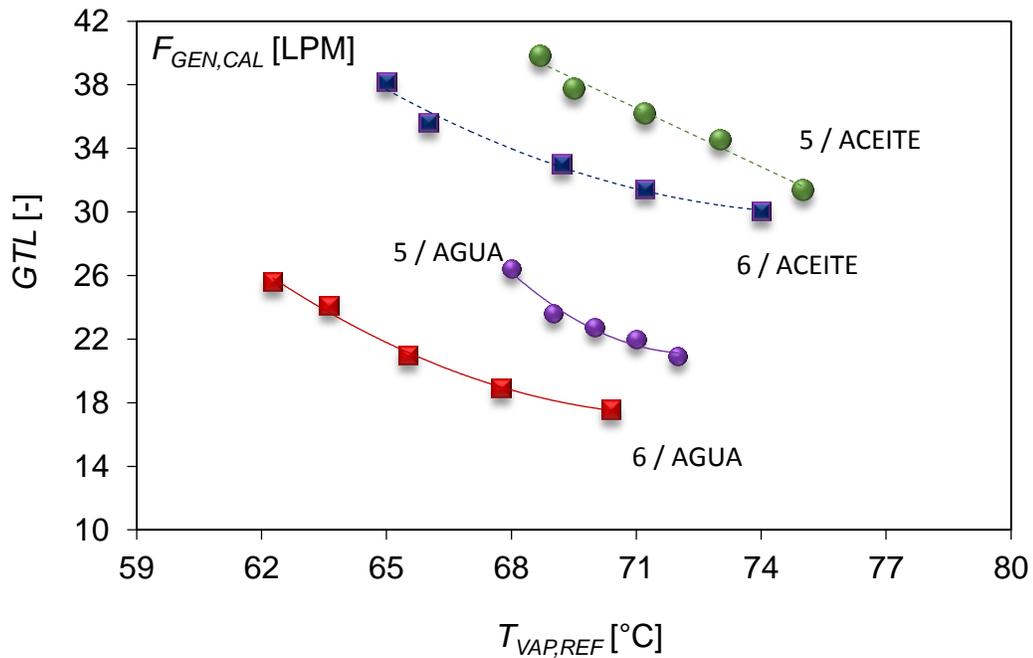


Figura 52. GTL en función del vapor de refrigerante

5.3 Análisis de Incertidumbre

Todos los instrumentos de medición fueron calibrados, sin embargo para conocer la propagación del error en cada medición de cada una de las pruebas experimentales se calculó la incertidumbre combinada mediante la siguiente ecuación [54]

$$u_y = \sqrt{\sum_i^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2 x_i} \quad (43)$$

La Tabla 10 ilustra las incertidumbres en las mediciones utilizadas en las pruebas experimentales, en donde resulta que la mayor incertidumbre se obtiene en el COP con 13.4 %, y para \dot{m}_{ENF} de hasta un 22.3%, debido a que el flujómetro es de una mayor capacidad y se requiere de flujos muy bajos.

Tabla 14. Resultados del análisis de incertidumbre

| | Variables | Incertidumbre [%] |
|-----|--------------------------------------|-------------------|
| CON | \dot{m}_{ENF} [kg/s] | 1.5 |
| | \dot{m}_{REF} [kg/s] | 2.3 |
| | α_{REF} [W/m ² °C] | 1.4 |
| | α_{ENF} [W/m ² °C] | 3.7 |
| | U [W/m ² °C] | 4.4 |
| | ε [-] | 4.3 |
| GEN | \dot{m}_{CAL} [kg/s] | 8.5 |
| | $\dot{m}_{INT,SOL}$ [kg/s] | 4.2 |
| | $\dot{m}_{SAL,SOL}$ [kg/s] | 5.4 |
| | Γ_{SOL} | 6.9 |
| | α_{SOL} [W/m ² °C] | 2.1 |
| | α_{CAL} [W/m ² °C] | 6.4 |
| | U [W/m ² °C] | 8.0 |
| | ε [-] | 8.1 |
| EVA | \dot{m}_{CAL} [kg/s] | 1.8 |
| | \dot{m}_{REF} [kg/s] | 2.3 |
| | α_{REF} [W/m ² °C] | 1.9 |
| | α_{CAL} [W/m ² °C] | 9.7 |
| | U [W/m ² °C] | 4.9 |
| | ε [-] | 4.7 |
| ABS | \dot{m}_{ENF} [kg/s] | 22.3 |
| | $\dot{m}_{INT,SOL}$ [kg/s] | 4.8 |
| | $\dot{m}_{SAL,SOL}$ [kg/s] | 4.1 |
| | Γ_{SOL} | 7.2 |
| | α_{ENF} [W/m ² °C] | 18.3 |
| | α_{SOL} [W/m ² °C] | 2.5 |
| | U [W/m ² °C] | 9.2 |
| | ε [-] | 8.9 |
| | COP [-] | 13.4 |
| | GTL | 0.1 |

CAPÍTULO VI

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ABSORBEDOR A PRESIÓN ALTA

En este capítulo se describe la metodología de cálculo, diseño y construcción un Absorbedor a presión alta con una potencia térmica de 0.9 kW, de la misma geometría con cuatro helicoidales de diferente diámetro de enrollamiento, con el objetivo de añadirlo en trabajos futuros al TCA, para que pueda ser operado como TCA de doble absorción y poder incrementar el *GTL*.

6.1 Configuración del ciclo

En la **Figura 53**, se muestra el esquema para representar el TCDA, el cual consta de un componente dual Generador/Condensador, los cuales comparten la misma coraza, y por lo tanto poseen la misma presión (presión baja), un Evaporador (presión media), un Absorbedor/Evaporador (presión media), un economizador y por ultimo un Absorbedor (presión alta), su funcionamiento del ciclo previamente ha sido detallado en el capítulo 1.

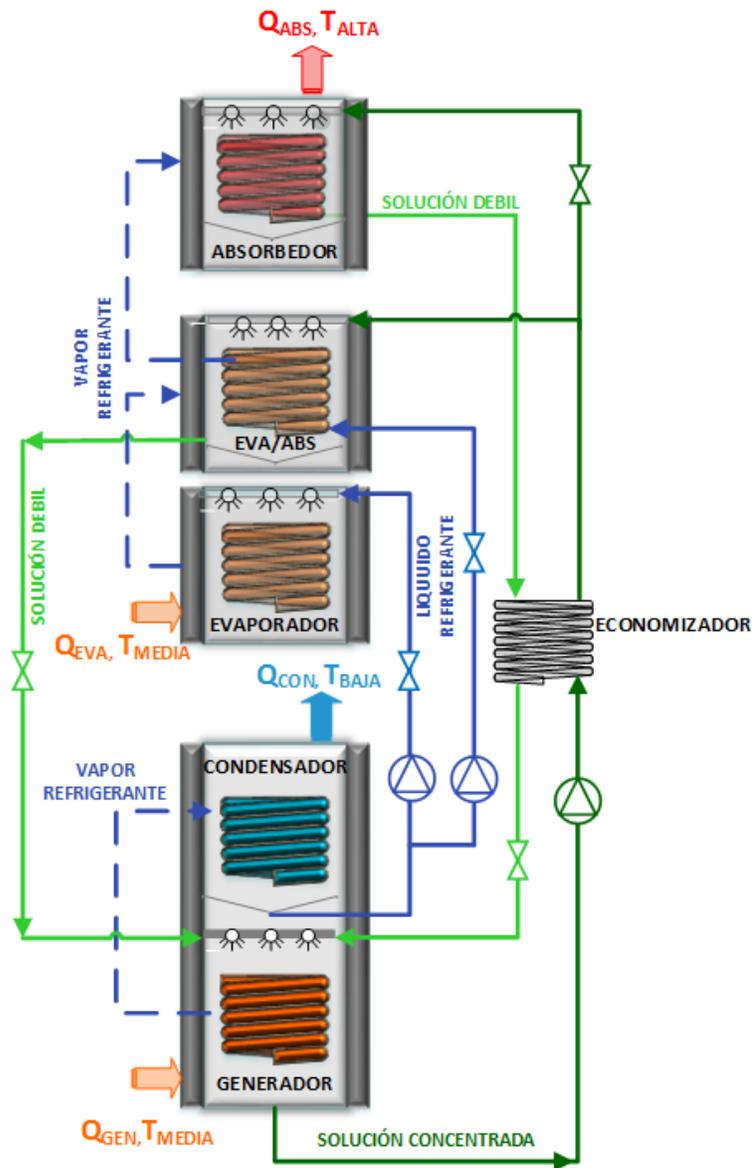


Figura 53. Diagrama esquemático del TCDA

6.2 Análisis Termodinámico del Simulador

Para obtener las mejores condiciones de operación del TCDA, se realizó el análisis termodinámico mediante los principios de conservación de la materia y la primera ley de la termodinámica, despreciando los cambios de energía cinética y potencial debido a que no son significativos y por lo tanto no afectan. Para este análisis, se desarrolló un simulador termodinámico en un lenguaje de programación de Matlab, versión R2015b con base al modelo propuesto en el trabajos teórico sobres estos sistemas por Rivera [39] con base en las siguientes consideraciones:

- (1) Condiciones de equilibrio termodinámico y estado estable
- (2) La solución tiene condiciones de saturación a la salida del generador y absorbedor, el fluido de trabajo tiene condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador
- (3) Se desprecian las pérdidas o ganancias de calor y masa, así como cambios de presión en todo el sistema
- (4) A la entrada del condensador entra vapor sobrecalentado
- (6) El paso del líquido por las válvulas es isentálpico
- (7) El absorbente no se evapora en ninguna parte del sistema
- (8) Se considera una diferencia de temperatura de 10°C entre la temperaturas de salidas del componente absorbedor/evaporador
- (10) Las temperaturas de salida de los componentes principales, el calor del evaporador \dot{Q}_{EVA} , la eficiencia del economizador, todas son variables conocidas.

La obtención de las condiciones de operación del TCDA permite realizar el diseño para su construcción. Con base en las consideraciones anteriormente descritas, el sistema queda definido, la tasa de flujo de masa de refrigerante se obtiene mediante el balance de energía en el evaporador:

$$\dot{m}_{REF} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{h_{EVA,SAL} - h_{EVA,ENT}} \quad (43)$$

Las relaciones de flujo (RF) quedan expresadas en términos de concentraciones o flujos másico:

$$RF_{AE} = \frac{X_{AE}}{X_{ABS} - X_{AE}} \quad (44)$$

$$RF_{ABS} = \frac{X_{GEN}}{X_{GEN} - X_{ABS}} \quad (45)$$

$$RF_{GEN} = \frac{m_{AE} + m_{ABS}}{m_{GEN}} \quad (46)$$

El ascenso bruto de temperatura (GTL , por sus siglas en inglés) es la diferencia entre la temperatura de la solución diluida que sale del absorbedor y de la solución concentrada que sale del generador:

$$GTL = T_{ABS} - T_{EVA} \quad (47)$$

El coeficiente de operación se define como el cociente del calor cedido en el absorbedor entre la energía suministrada al sistema:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{W}_{CON} + \dot{W}_{GEN}} \quad (48)$$

Finalmente el coeficiente de operación de Carnot puede ser estimado de la siguiente manera [32]:

$$COP_C = \frac{T_{ABS}(T_{EVA} - T_{CON})}{T_{GEN}(T_{EVA} - T_{CON}) + T_{EVA}(T_{ABS} - T_{GEN})} \quad (49)$$

Las propiedades físicas y termodinámicas para la solución de $H_2O/LiBr$ se calcularon mediante las correlaciones propuestas McNelly [55] para H_2O como fluido de trabajo mediante la función X-Steam para Matlab. Los resultados de la simulación termodinámica fueron validados con los datos reportados en la literatura por Rivera [56]. Se comparó el COP como una función de la temperatura de evaporación (50-70 °C). Los errores relativos

máximos 2.17 % y un mínimo de 1.66 % respectivamente, como se representa en la **Figura 54**.

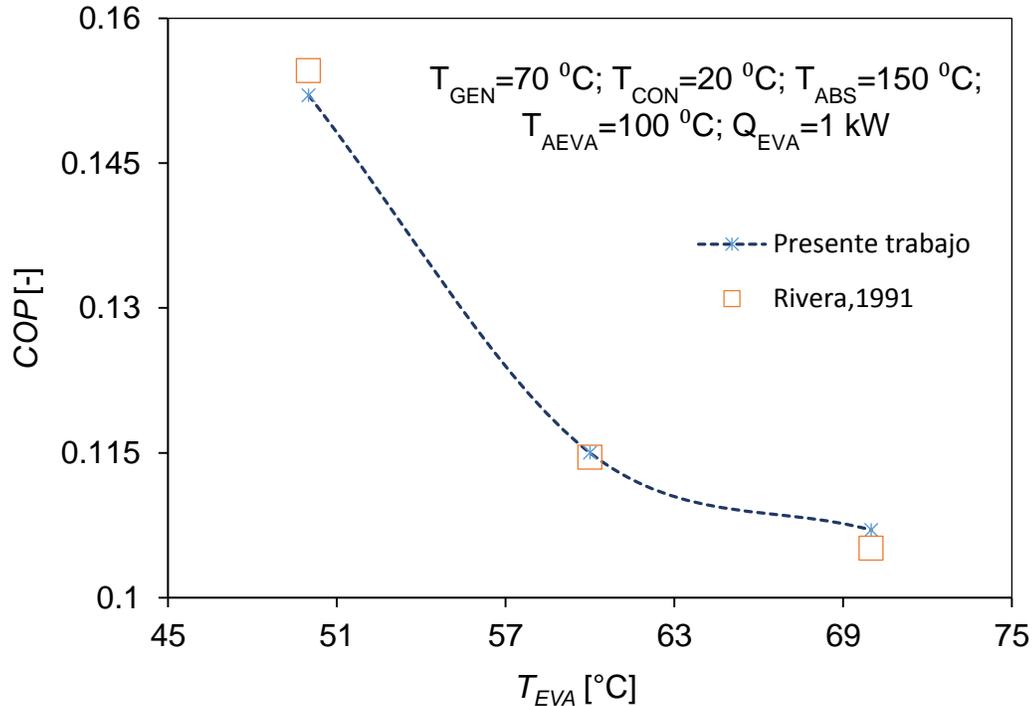


Figura 54. Validación del simulador termodinámico para H₂O/LiBr

6.3 Metodología para el dimensionamiento del Absorbedor

Los parámetros a considerar para obtener un adecuado diseño y desempeño son la evaluación del COP del TCDA y el coeficiente de transferencia de calor global. Para su dimensionamiento se utilizó el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) debido a que la distribución de temperatura entre los fluidos frío y caliente no es constante a lo largo del intercambiador, donde el calor transferido se determina:

$$\dot{Q} = UA * DTML \quad (50)$$

A partir de los coeficientes de transferencia de calor locales (α), se calcula el coeficiente de transferencia de calor global para el dimensionamiento. No se considera la resistencia conductiva debido a que las paredes son

relativamente delgadas de material con conductividad térmica relativamente alta, por lo que su valor se puede despreciar [51].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{INT}} + \frac{1}{\alpha_{EXT}}} \quad (51)$$

La efectividad de la transferencia de calor convectiva está determinada mediante el Número de Nusselt (Nu), a partir del cual se puede estimar α :

$$Nu = \frac{\alpha D_{HID}}{k} \quad (52)$$

Para la estimación de Nu , dependiendo del proceso que se lleve a cabo, existen en la literatura correlaciones empíricas para geometrías de IC y condiciones de operación específicas. Estas correlaciones están determinadas mediante otros números adimensionales según el tipo de convección y régimen del flujo, en la mayoría de los casos en función del número de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr):

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (53)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{HID} \mu} \quad (54)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (55)$$

Para el adecuado diseño de un IC , deben considerarse las pérdidas de calor en la pared que separa los fluidos y hacia el entorno mediante la eficiencia térmica (ε). Existen en la literatura valores experimentales específicos de este parámetro:

$$\varepsilon = \frac{Q_{ACE}}{Q_{CED}} = \frac{\dot{m}_{FRÍO}(h_{SAL,FRÍO} - h_{ENT,FRÍO})}{\dot{m}_{CAL}(h_{ENT,CAL} - h_{SAL,CAL})} \quad (56)$$

6.4 Diseño y cálculo del absorbedor

Para los trabajos futuros se sugiere que la coraza del Absorbedor/Evaporador se divida para tener por que corresponde al TCA para tener por separado el evaporador del absorbedor, siendo este último el que tomará la función del componente (Absorbedor/Evaporador) para la doble absorción, por lo tanto el componente que se se presenta en este diseño es el Absorbedor a alta presión, el cual puede ser ubicado en la parte superior del resto de los componentes, su construcción fue de acero inoxidable 316L. Consta de cuatro helicoidales anidados, los cuales tienen el mismo número de vueltas y diferente diámetro de enrollamiento, interconectados en serie con la mínima separación entre ellos, una vuelta encima de otra a fin de maximizar el área de transferencia por volumen de la coraza que los contiene. El componente es bañado mediante un distribuidor, operando por película descendente. Las condiciones de operación se presentan en la Tabla 16 para un absorbedor de 0.9 kW (20% de factor de seguridad de sobre diseño):

Tabla 15. Condiciones de operación para diseño del absorbedor

| Variables | Enfriamiento | Solución H ₂ O/LiBr | Refrigerante |
|-------------------|--------------|-----------------------------------|--------------|
| \dot{Q} [kW] | 0.630 | 0.9 | |
| ε [-] | 0.7 | | |
| T_{ENT} [°C] | 20 | ($T_{EQU}=126.84$) | 70 |
| T_{SAL} [°C] | 97.0 | 110 | (vapor) |
| X_{ENT} [%] | - | 55.61 | - |
| X_{SAL} [%] | - | 63.77 | - |
| \dot{m} [kg/s] | 0.00035 | 0.00121 | 0.00028 |
| P [kPa] | 99.8 | 30.9 | 30.9 |

En búsqueda del máximo aprovechamiento del volumen de la coraza, con base a la experiencia en el rolado y considerando libertad para instalación y mantenimiento, se optó 4 serpentines construidos con tubing de 1/2" OD y calibre 16. Por la sección externa del tubing, son bañados de solución concentrada de LiBr en película descendente y ocurre la absorción del vapor (proveniente del evaporador 1), diluyéndose para alimentar al generador nuevamente y continuar el ciclo termodinámico. Por la parte interna del tubing, agua refrigerante retira el calor generado en la reacción exotérmica. En la sección interna del serpentín, por tratarse de régimen laminar en tubos helicoidales y para condiciones de flujo de calor constante, se utilizó la correlación de Manlapaz y Churchill [57], válida para $0 \leq He \leq 2000$ y $0.005 \leq Pr \leq \infty$ en función del número de Dean y el Reynolds crítico. Se obtuvo el Nu en cada vuelta de serpentín:

$$Nu_{HEL,ENF} = \left(\left(\frac{48}{11} + \frac{51/11}{\left(1 + \frac{1342}{PrHe^2}\right)^2} \right)^3 + 1.816 \left(\frac{He}{1 + \frac{1.15}{Pr}} \right)^{3/2} \right)^{1/3} \quad (57)$$

Se calculó un Nu_{GLO} en función del porcentaje que representa el área de cada vuelta de diferente diámetro de enrollamiento, con respecto al área total considerando 4 serpentines:

$$Nu_{ENF,GLO} = Nu_{ENF,HEL,SER1} \frac{A_{SER1}}{A_{TOT}} + Nu_{ENF,HEL,SER2} \frac{A_{SER2}}{A_{TOT}} + Nu_{ENF,HEL,SER3} \frac{A_{SER3}}{A_{TOT}} + Nu_{ENF,HEL,S4} \frac{A_{SER4}}{A_{TOT}} \quad (58)$$

Para el cálculo de la $DTML_{GLO}$, se utilizó una ponderación similar en función del calor que aporta cada serpentín respecto del calor total [49]. Para la sección externa del serpentín, por donde fluye la solución por película descendente y ocurre el proceso de absorción del vapor, se calculó Nu mediante la correlación propuesta por Kaynakli y Horuz [58]. Esta ecuación se propone para absorbedores helicoidales a contraflujo en sistemas de $H_2O/LiBr$, donde Re está en función del flujo másico por longitud (Γ):

$$Nu_{SOL} = 0.0614 Re_{SOL}^{0.523} Pr_{SOL}^{0.344} \quad (59)$$

$$Re_{SOL} = \frac{4\Gamma_{SOL}}{\mu} \quad (60)$$

$$\Gamma_{SOL} = \frac{\dot{m}}{4\pi D_{ENR}} \quad (61)$$

En la **Tabla 17**, se resumen los resultados para el absorbedor de alta presión, obteniendo un área de transferencia de calor de 0.127 m² cada serpentín con dos vueltas y un U de 297.4 W/m²°C.

Tabla 16. Resultados del cálculo del absorbedor

| | ABORBEDOR | | | | |
|--------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------|
| | S ₁ | S ₂ | S ₃ | S ₄ | TOTAL |
| D _{ENR} [m] | 0.23 | 0.18 | 0.13 | 0.08 | - |
| A x vuelta [m ²] | 0.031 | 0.024 | 0.0177 | 0.011 | 0.084 |
| % del área total | 36.7 | 28.9 | 21.1 | 13.3 | 100 |
| Γ_{SOL} [kg/ms] | 0.0009 | 0.0008 | 0.0010 | 0.0010 | 0.0038 |
| U_{GLO} [W/m ² °C] | | | | | 297.4 |
| DTML [°C] | | | | | 20.1 |
| Q _{INT} [W] | 324.0 | 232.6 | 202.1 | 141.2 | 630 |
| Q _{EXT} [W] | 226.8 | 162.8 | 141.5 | 98.8 | 900 |
| L [m] | 1.15 | 0.83 | 0.72 | 0.50 | 3.196 |
| A _{TRA} [m ²] | | | | | 0.127 |
| NV [-] | | | | | 2 |
| ALT _{SER} [m] | | | | | 0.04 |
| ALT _{COR} [m] | | | | | 0.10 |
| VOL _{COR} [m ³] | | | | | 0.0044 |

6.5 Construcción del absorbedor

Bajo las especificaciones anteriormente descritas, se construyó el absorbedor en un taller especializado. Se utilizó tubing para evitar partes soldables y por la experiencia que se tiene en el rolado de los calibres seleccionados para evitar deformaciones. Las Figuras 55 y 56 se muestran sus características y disposición en la coraza.



Figura 55. ICHA absorbedor



Figura 56. Coraza del absorbedor

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se presenta las conclusiones de los resultados obtenidos de las pruebas experimentales, incluyendo los dos sistemas de recuperación para retirar el calor en el absorbedor, y además se presentan las recomendaciones con la finalidad de brindar información para trabajos futuros y poder maximizar el desempeño del TCA.

7.1 Generalidades

Se realizó un análisis experimental de manera individual e integral de todos los componentes que conforman el TCA, bajo dos sistemas de recuperación de calor en el absorbedor; el primero utilizando agua de enfriamiento proveniente de una torre de enfriamiento, y el segundo utilizando aceite termico Paratherm HE suministrado por un baño térmico. El TCA es un equipo que fue diseñado en el proyecto de maestría [45], la propuesta de diseño mejora el grado de compactación respecto a HE con la misma geometría reportados en la literatura, para los componentes de baja presión presenta un UA/VOL_{COR} de $15.85 \times 10^3 \text{ Wm}^3/\text{°C}$ para el generador, mientras que para el condensador es de $70.46 \times 10^3 \text{ Wm}^3/\text{°C}$. Para los componentes de presión alta presentan un UA/VOL_{COR} de $30.4 \times 10^3 \text{ Wm}^3/\text{°C}$ para el evaporador, mientras que para el absorbedor de $4.12 \times 10^3 \text{ Wm}^3/\text{°C}$. Al realizar las pruebas experimentales utilizando $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, se concluye que el equipo es capaz de operar conforme a lo diseñado logrando una estabilidad en un rango de 1.2 a 1.8 horas, teniendo tiempos de respuesta cortos a la modificación de alguna variable.

Para el sistema de recuperación con agua se obtuvieron COP 's de 0.18 a 0.44 con un rango de temperatura de 75 a 85°C y GTL 's de 11.9 a 24.9°C con un flujo de solución en el generador de 0.019 kg/s.

Para el sistema con aceite a una temperatura de 85°C de calentamiento en el generador se obtuvo un GTL de hasta 41.33 con un COP de 0.28 y un ΔX de 4.63% y una relación de flujo de 11.87.

Se pretendían realizar pruebas a mayores niveles de activación (superiores a 85°C) sin embargo, no se pudieron realizar más pruebas debido a la pandemia, y así poder evaluar el efecto y de esta manera obtener manera mejorar la reacción exotérmica y obtener mayor calor útil, así como temperaturas más altas en el absorbedor.

Se presentó también el diseño y la construcción de un absorbedor a presión alta, de la misma geometría helicoidal anidada con un 4 serpentines con dos

vueltas en cada helicoidal, de una potencia de 765 W con un U de 297.4 W/m² °C, un área de transferencia de calor de 0.127 m² y un volumen en la coraza de 0.0044m³, el cual tiene una relación de compactación de 8.5×10^3 Wm³/°C, dicho intercambiador servirá para que en trabajos futuros el equipo pueda operar como un TCA de doble absorción y obtener un grado de revalorización superior a los obtenidos.

7.2 Caracterización del componente GECO

Generador

Para evaluar el generador es necesario correr pruebas experimentales en el TCA a distintas condiciones de operación. Se obtiene la mejor relación de desorción de 0.077 en donde se alcanzó un U_{GEN} de 447.4 W/m²°C a una T_{CAL} de 85°C. A flujos de solución de trabajo más altos, la película de solución sobre los tubos se desvía y, como consecuencia, la transferencia de calor disminuye también. El comportamiento del $\alpha_{SOL,GEN}$ es parabólico al incrementar el Γ_{SOL} y manteniendo $T_{ENT,CAL}$ constante. Para un $T_{ENT,CAL}$ de 85°C y un flujo masico de solución óptimo de 0.00249 kg/sm, se obtiene $\alpha_{SOL,GEN}$ es de 288.7 W/m²°C, mientras que para valor bajos de $T_{ENT,CAL}$ de 75°C y un flujo de 0.00181 kg/sm, se alcanzan valores de $\alpha_{SOL,GEN}$ de 186.8 W/m²°C. El generador

Para el sistema de recuperación con aceite se obtuvo un U_{GEN} de hasta 546.9 W/m²°C para una $T_{ENT,CAL}$ 85°C, aumentando hasta un 22%. Para la misma temperatura se obtuvo un $\alpha_{SOL,GEN}$ de hasta 343.7 W/m²°C con un Γ_{SOL} óptimo de 0.00249 kg/sm, resultando un incremento de 19% con respecto al sistema de recuperación con agua, mientras que para una temperatura de 75°C se obtuvo un $\alpha_{SOL,GEN}$ de 212.8 W/m²°C con un Γ_{SOL} óptimo de 0.00260 kg/sm.

Condensador

Para el condensador, se variaron diferentes condiciones de enfriamiento y flujo de refrigerante de este último dependiente del generador. Es importante mencionar que este componente comparte disposición de la coraza con el generador por lo que el calor del generador se transfiere hacia el condensador, y una de las principales variables que se afecta es el ΔT entre la entrada y salida del agua de enfriamiento proveniente del chiller, el cual es en promedio de 1-3°C ocasionando que el \dot{Q}_{CED} , sea menor con respecto al \dot{Q}_{SUM} , por lo que al promediar el \dot{Q}_{PROM} es relativamente bajo, así que para el cálculo de U resultan valores bajos, para que U sea mayor el calor promedio debe ser mayor y la $DTML$ con valores relativamente menores. Se obtuvieron U 's, en un intervalo de 323.7 a 987.1 W/m²°C para un flujo másico de vapor de 6.24 a 10.18 x10⁻⁴ kg/s. La $DTML_{CON}$ fue de alrededor de 18 a 22 °C obteniéndose condensado de alrededor de 45 °C. La eficiencia promedio fue de 0.55, debido a la reversibilidad del vapor por la unión de la coraza con la zona caliente del generador. α_{CON} varió en un intervalo de 337.5 a 996.6 W/m²°C. El comportamiento de α_{CON} desciende cuando incrementa la $T_{ENT,ENF}$, obteniendo un valor mayor de 1052.05 W/m²°C con una $T_{ENT,ENF}$ de 18°C y un \dot{m}_{REF} de 0.007 kg/s. Este componente alcanza una eficiencia máxima de 0.7 considerando 61°C de T_{REF} y 0.001 kg/s de \dot{m}_{REF} .

Para el sistema de recuperación de calor útil con aceite, se obtiene U 's de hasta 1019 W/m²°C bajo la misma condición de temperatura de calentamiento (85°C) y, incrementándose hasta un 19% la transferencia de calor con respecto al sistema de recuperación de calor útil con agua.

7.3 Caracterización del componente EVAB

Evaporador

Para la caracterización del evaporador, presentó una eficiencia en un rango de 0.42 a 0.82. Para una temperatura $T_{ENT,CAL}$ de 85°C se obtuvieron U 's con una variación de 620.79 a 693 W/m²°C al incrementar el flujo másico de

vapor de refrigerante de 8.02 a 9.83×10^{-4} kg/s. El comportamiento de α_{EVA} , presento valores muy similares al coeficiente global de transferencia de calor en un rango de 159.7 a 720.8 W/m²°C. Es importante considerar que dicho componente cuenta con un espacio muerto en coraza, por lo que puede existir posibles pérdidas de calor lo que ocasiona tener U 's experimentales bajos, con respecto a lo diseñado.

Para el sistema de recuperación de calor útil con aceite, se obtiene U 's de hasta 831.6 W/m²°C bajo la misma condición de temperatura de calentamiento (85°C) y, incrementándose hasta un 20% la transferencia de calor con respecto al sistema de recuperación de calor útil con agua.

Absorbedor

Para el absorbedor, se variaron las condiciones de enfriamiento, solución y vapor. Los U_{ABS} más altos se obtuvieron a ΔX mayores favoreciendo la afinidad de la solución concentrada por la absorción del vapor, que genera una mejor reacción exotérmica. Para $\Delta X=5\%$ se obtuvo hasta 160.5 W/m²°C y para un $\Delta X=3\%$ se obtuvo hasta 87.4 W/m²°C. La máxima eficiencia alcanzada en el absorbedor fue de 0.88 . Su desempeño está ligado directamente a la producción de vapor del evaporador, humectación de película de solución, condiciones que alcanza la solución a la salida del economizador, entre otras. Cuando se tiene un ΔX de 3% las eficiencias varían de 0.68 a 0.81 , incrementándose a medida que aumenta el flujo másico de vapor, ya que existe una mayor reacción exotérmica y por lo tanto aumenta la transferencia de calor, y por lo tanto a mayores temperaturas, menores perdidas hacia el ambiente y mayores eficiencias en el absorbedor. Al variar Γ_{SOL} , se identificó que el flujo óptimo de solución donde se alcanza un $\alpha_{SOL,ABS}$ máximo de 160.5 fue de 2.48×10^{-3} kg/sm para una temperatura de calentamiento de 85°C .

Para el sistema de recuperación de calor útil con aceite se obtuvieron U_{ABS} con un ΔX de 3% en un rango de 115.19 a 160.484 W/m² °C, comparando

datos obtenidos a un mismo flujo másico de 8.11×10^{-4} se obtuvo un U_{ABS} de $112.4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, el cual es superior al obtenido con el sistema de recuperación con agua, que fue de $63.85 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, por lo que al utilizar este tipo de sistema de recuperación se concluye que la transferencia de calor se maximiza hasta en un 77%.

Economizador

El economizador su desempeño depende totalmente del absorbedor y generador. A mayores flujos másicos de solución se transfirió mayor cantidad de calor en el economizador, asociado a la turbulencia en un flujo interno en tubo helicoidal. El U_{ECO} máximo alcanzado fue de $518 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, la eficiencia oscilo entre 0.3 a 0.9, valor relativamente alto asociado a la configuración de los fluidos, aislamiento y la generación de vorticidad en ambos circuitos. La solución fría presentó los valores menores de α_{INT} dominando el proceso de transferencia, en un intervalo de 105 a $310.7 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que la solución caliente un α_{ANULO} de 350 a $1195.1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Al aumentar Re en ambos circuitos, aumentó la turbulencia y por consecuencia el transferencia de calor convectiva.

7.4 Recomendaciones

1. Reemplazar el flujómetro de aceite en el absorbedor por uno de menor capacidad y mayor precisión, para disminuir la incertidumbre en las mediciones.
2. Eliminar el espacio muerto en la coraza del evaporador, y ajustar el distribuidor, ya que la humectación de los tubos no es uniforme y para asegurar la evaporación completa del refrigerante, se tiene que mantener cierto nivel de agua sin tocar los tubos (el cual se controla a través de la mirilla), además de que al contar con espacios muertos existen mayores pérdidas de calor y con esta medida se puede aumentar la transferencia de calor.
3. Reemplazar todas las mirillas del equipo por unas de acero inoxidable, ya que las instaladas son de acero plateado en zinc, lo que provoca una mayor corrosión y por consecuencia una contaminación en la solución, lo que podría ocasionar un cambio en las propiedades termofísicas de la solución.
4. Operar a concentraciones más altas, para mejorar la reacción exotérmica y obtener mayor calor útil, así como temperaturas más altas en el absorbedor.
5. Asegurar el aislamiento térmico entre los componentes; generador y condensador, ya que al compartir la misma coraza el calor del generador se transfiere hacia el condensador, provocando irreversibilidades, afectando al desempeño del condensador.
6. Realizar pruebas a temperaturas de calentamiento superiores a los 85°C en el evaporador y generador, con el sistema de recuperación de calor con aceite y así poder incrementar U_{ABS} .
7. Eliminar el espacio muerto que existe en el evaporador, para así evitar pérdidas de calor y alinear el distribuidor, para obtener una humectación uniforme en todos los tubos, ya que actualmente se tiene que almacenar

un nivel de agua por debajo de los tubos, esto para asegurar que todo el líquido condensado se evapore en su totalidad.

8. Incrementar la potencia de las bombas de los circuitos de calentamiento, ya que se ha demostrado que a mayores flujos volumétricos en el generador y evaporador se obtienen mayores potencias térmicas.

APÉNDICE A CARACTERÍSTICAS DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

ADQUISIDOR DE DATOS



Marca: AGILENT, modelo: 34970^a, software: B BenchLink Data Logger 3, alimentación 120 VAC, con capacidad de 3 tarjetas multiplexoras, puertos de salida: RS-232 y GPIB, señales que soporta: RTD, termopares, termistores.

BOMBA DE VACÍO



Marca: CHEMSTAR, modelo 1400N-01 de bandas, resistente a productos químicos, con un flujo de desplazamiento de 25 LPM de aire libre y una presión alcanzada de 1×10^{-05} kPa y una potencia de motor de 0.25 kW con una velocidad de bombeo de 580 rpm, cuenta con una capacidad de aceite de 0.62 L y una alimentación de 115 VAC

BOMBA PRESURIZADORA B4



Marca GRUNDFOS, modelo Upa-15-90, con una potencia de 0.125 kW, elevación máxima 15 m, con succión y descarga de 1/2" y funcionamiento automático, silenciosa y de bajo consumo de energía.

BOMBA PRESURIZADORA B5



Marca Bosch, modelo BOMBA 120w, con una potencia de 0.120 kW, una alimentación de 127v 60hz v, una altura de trabajo de 0.1 kg/cm², con conexión a proceso 1/2 " NPT

FLUJÓMETROS F1 y F2



Marca Cole-Parmer, Modelo 3229-35 con una escala máxima de 150 mm, flujo de 0.057 a 1.288 LPM, temperatura máxima de 121°C y una presión máxima de 1379 kPa, una precisión de $\pm 2\%$ a escala completa y una repetitividad de $\pm 0.25\%$ a escala completa, material del cuerpo, flotador y válvula de 316 S, borosilicato como material del tubo, con conexiones de 1/8" (H).

FLUJÓMETROS F3, F4 y F7



Marca Blancett, monitor modelo B2800 y modelo de turbina 1100, con una exactitud de $\pm 0.1\%$ de lectura sobre el 70% superior del rango de medición, de 1 a 13 LPM, con una temperatura máxima 177°C, con conexiones de 1/2 NPT.

FLUJÓMETRO F5



Marca Mc Millan, modelo S-114-3, con una exactitud de $\pm 1\%$ a escala completa, una repetitividad de ± 0.2 a escala completa, con una presión máxima de 4136 kPa con una temperatura de operación de 5 a 55°, con conexiones de 1/8" (H), de material 316 SS

MANOVACUÓMETRO



Marca Ashcroft, modelo 6801301, presión de operación de -101.6 a 208.6 kPa, temperatura máxima de 115°C, conexiones de proceso 1/4" (M), relleno de glicerina con cuerpo en acero inoxidable, 2 1/2" (63 mm), lente de policarbonato.

FUENTE DE PODER



Marca: BK PRECISION, modelo 1671A, con una alimentación de 120 VAC y un voltaje de salida de 0-30 VDC, con una regulación de línea de voltaje de <math><0.01\%</math> 3 mV, con un display digital

MICRO-BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO B1,B2 y B3



Marca Cole-Parmer, modelo EW-75211-10, con una potencia de 74.57 W, una temperatura de operación de -46 a 124 °C, con una velocidad variable de 50 a 5000 rpm, cuenta con una presión diferencial de 423.7 kPa, posee una alimentación de 115 VAC, 50/60 Hz, 2 A, con engrane y cuerpo de acero inoxidable, con conexión a proceso de 1/8" NPT (H).

MIRILLAS CIRCULARES



Marca Trico, modelo 34307, temperatura máxima de 149°C y una presión máxima de 344 kPa con conexión a proceso de 1", con material del cuerpo de acero plateado en zinc, lente de polisulfona

SENSORES DE TEMPERATURA PT1000



Marca West, modelo RTDC21882C250, precisión de $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, 3 hilos, temperatura máxima 260°C, cerámico.

RACORES



Marca Swagelok, multiples modelos disponibles en catalogo virtual en la página oficial www.swagelok.com.mx, de material 316L

REFRACTÓMETRO DE MASAS



Marca Atago, modelo NAR-1T, Intervalo de medición de 1.3 a 1.7 nD, con un intervalo brix de 0 a 95% con una precisión de $\pm 0.1\%$, precisión del control de temperatura de ± 0.2 °C, con una lámpara de tungsteno de 8 V, 0.15 A y una alimentación de 115 VAC.

RESISTENCIAS ELÉCTRICAS DE INMERSIÓN



Resistencia tubular de inmersión Tapón 1" NPT (acero inox) con elemento de 12cm, en 500W 110V

Resistencias tubular con regreso de Tapón 1" NPT (acero inox) con elemento de 12cm, en 1500W 220V

Resistencias tubular con regreso de Tapón 1" NPT (acero inox) con elemento de 12cm, en 1000W 220V

TERMOPARES



Tipo T, con una precisión de 0.75 % y una temperatura de operación de -200 a 350 °C, recubiertos con aluminio.

TORRE DE ENFRIAMIENTO



Marca ESIN, con una potencia de enfriamiento de hasta 10 kW, vertical, de acero al carbón, con tina de acero inoxidable, posee dimensiones de 2.66x0.72x1.05 y un ventilador de 120 VAC.

TRANSDUCTOR DE PRESIÓN



Marca Cole Parmer, modelo 6807302, con un rango de operación de -101.35 a 206.84 kPa y -40 a 126°C, con una precisión de $\pm 0.13\%$ a escala completa, con salida 4 a 20 mA y 12 a 28 VDC, de acero inoxidable con conexión de 1/4" NPT.

APÉNDICE B. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL TCA

El procedimiento de operación del TCA (ver Figura 17), que se utilizó para la realización de las pruebas experimentales, se describe a continuación:

1. Encender la bomba y el ventilador de la torre de enfriamiento (y/o baño térmico de aceite, según sea el modo de operación del sumidero en el absorbedor) y la bomba del chiller para garantizar recirculación de agua fría en el absorbedor y condensador respectivamente, ajustar el flujo volumétrico mediante V7 y V8.
2. Abrir válvulas V1, V2 para realizar vacío, encender la bomba de vacío hasta alcanzar la condición deseada. Posteriormente cerrar V1 y V2. La función de V2 es igualar la presión en ambas corazas del equipo.
3. El equipo fue alimentado inicialmente con solución a través de la V3, con 7 L de H₂O/LiBr al 54%.
4. Encender B1 y B2 para recircular la solución, controlando los flujómetros F1 y F2, controlar los niveles mediante las mirillas de las corazas del absorbedor y generador, regulando los flujos mediante las válvulas de los flujómetros o bien también se pueden regular mediante el control de las revoluciones de las bombas B1 y B2.
5. Activar las tres resistencias de las dos fuentes de calor por medio de las pastillas del centro de carga, se activan las fuentes de calor, encender las bombas B4 y B5 y regular el flujo volumétrico deseado mediante las válvulas de retorno V11 y V10, según la prueba a realizar.
6. Ajustar el control de temperatura de las dos fuentes en los tableros y monitorear T117 y T107 hasta llegar al nivel térmico deseado, de lo contrario ajustar manualmente mediante el variac y el encendido de las resistencias eléctricas con la potencia necesaria según la prueba a realizar.
7. Monitorear T210 cuando esta se incrementa será una muestra que ha comenzado la generación de vapor en el generador, y cuando exista una

diferencia entre T107 y T108 sera indicativo de que inicia la condensación, por lo que se deberá realizar un balance energético para determinar la cantidad de condensado a enviar al evaporador.

8. Una vez determinado el flujo a enviar, se debe encender la bomba B3 y regular el flujo volumétrico mediante la válvula V6 o de igual manera a través del control de las revoluciones de la bomba.
9. Al momento de que es suministrado el liquido condensado hacia el evaporador, iniciará el la evaporación, por lo tanto habrá un incremento de la presión en la coraza y se visualizará con un aumento en la medición del TP122 y a traves del sensor T206. Conjuntamente se visualizará una diferencia de temperaturas entre los sensores T118 y T120 del evaporador.
10. El vapor se absorberá por la solución concentrada proveniente del generado y dará inicio a la reacción exotérmica, la temperatura de la salida de solución del absorbedor se irá incrementando T104 y con esto se iniciará la reacción exotérmica.
11. En el caso de operar el absorbedor con la torre de enfriamiento como sumidero, una vez que la temperatura de salida de solución este entre 94 y 95°C, se deberá iniciar el retiro de calor útil, por lo que se deberá encender la bomba de la torre y el ventilador, posteriormente abrir la válvula V7 y ajustar el flujo volumétrico de enfriamiento mediante la visualización de F6, dependiendo de la reacción tratando que en el sensor de temperatura T110 no rebasen los 95 °C. Esto debido a que se refrigera mediante agua a presión atmosférica y temperaturas superiores lograrían su evaporación, lo cual complicaría la cuantificación del calor debido a que se tendría una mezcla de vapor/liquido.
12. En el caso de operar con aceite termico como sumidero en el absorbedor, se deberá dejar que la T104 deje de incrementarse y se encuentre estable para comenzar a retirar el calor útil, por lo que se

deberá encender el baño térmico y su bomba y regular el flujo mediante la válvula V7.

13. Al alcanzar condiciones de estado estable con los flujos volumétricos y niveles térmicos deseados, se inicia la contabilización durante 60 minutos para garantizar que no haya variaciones. Una vez transcurrido este tiempo, se podrá modificar alguna variable para evaluar el efecto de este cambio en el desempeño del TCA.
14. Una vez finalizada la prueba y al haber obtenido los estados estables deseados, para un correcto paro, se deberá detener el calentamiento de todas las resistencias electricas que alimentan al generador y evaporador, y dejar de enviar flujo de agua de calentamiento hacia el generador apagando la bomba B4, asi como también apagar la bomba B3 y cerrar la válvula V6.
15. Para garantizar toda la evaporación del refrigerante en el evaporador se deberá continuar unos 10 minutos encendida la bomba B5, transcurrido ese tiempo se procederá su apagado.
16. Posteriormente se deberá detener la recirculación de solución apagando B1 para dejar de enviar solución hacia el absorbedor y dejar encendida la B2 hasta que ya no haya solución acumulada en el absorbedor y toda la solución sea enviada hacia el generador.
17. Dejar unos 15 minutos el enfriamiento tanto en el condensador como en el absorbedor para enfriar ligeramente el equipo, transcurrido ese tiempo se deberá apagar la torre de enfriamiento y/o el baño térmico, así como el chiller.
18. Detener el monitoreo en la PC y exportar y guardar el archivo generado de la prueba.

APENDICE C . DETERMINACIÓN DE CONCENTRACIÓN DE H2O/LiBr

La concentración de la solución de trabajo se determinó mediante una correlación en función de las concentraciones y el índice de refracción para cada solución de trabajo.

El índice de refracción de las concentraciones se midió con un refractómetro estándar marca ATAGO (ver Apéndice B), para la determinación de la concentración en cada prueba se utiliza la siguiente ecuación [59]:

$$X_{LiBr} = -1144.7 (IR)^2 + 3636.5 (IR) - 2812.5$$

Donde IR es el índice de refracción evaluado en el rango de $1.4382 < IR < 1.4754$ y $50\% < LiBrX < 61\%$ en peso a una temperatura de 40°C.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] C. Forman, I.K. Muritala, R. Pardemann, B. Meyer, Estimating the global waste heat potential, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 57 (2016) 1568–1579. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [2] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, S.A. Tassou, Waste heat recovery technologies and applications, *Therm. Sci. Eng. Prog.* (2018). <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>.
- [3] K. Parham, M. Khamooshi, D.B.K. Tematio, M. Yari, U. Atikol, Absorption heat transformers - A comprehensive review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* (2014). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.03.036>.
- [4] Z. Ma, H. Bao, A.P. Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer, (2016). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.002>.
- [5] N.D. L.I. Morales, P.J. Solorzano, Design and characterization of an evaporator condenser duplex equipment for an absorption machine, *Rev. Multidisciplinaria Av. Investig. ISSN.* (2018) 2448–5772.
- [6] P. Donnellan, K. Cronin, E. Byrne, Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 42 (2015) 1290–1304. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.002>.
- [7] Y. Jing, F. Liu, J. Sui, T. Liu, A novel method and operation strategy for the improved performance of an absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.* 178 (2020) 115548. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115548>.
- [8] P. Donnellan, K. Cronin, Y. Acevedo, E. Byrne, Economic evaluation of

- an industrial high temperature lift heat transformer, *Energy*. (2014).
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.059>.
- [9] N. Demesa, A. Huicochea, J.A. Hernandez, J. Siqueiros, Heat transfer coefficients for evaporator with nested helical coils, *Int. J. Therm. Sci.* (2017). <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.002>.
- [10] I. Horuz, B. Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, *Renew. Energy*. 35 (2010) 2175–2181.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.02.025>.
- [11] M.R. Salimpour, Heat transfer characteristics of a temperature-dependent-property fluid in shell and coiled tube heat exchangers, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 35 (2008) 1190–1195.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.07.002>.
- [12] P. Coronel, K.P. Sandeep, Flow dynamics and heat transfer in helical heat exchangers, in: *Transp. Phenom. Food Process.*, 2016.
<https://doi.org/10.1201/9781420006261.ch25>.
- [13] V. Kumar, M. Mridha, A.K. Gupta, K.D.P. Nigam, Coiled flow inverter as a heat exchanger, *Chem. Eng. Sci.* (2007).
<https://doi.org/10.1016/j.ces.2007.01.032>.
- [14] V.M. Samant, J. V Bute, Review on Comparative Study between Straight Tube Heat Exchanger and Helical Coil Heat Exchanger, 2018.
www.ijraset.com498 (accessed March 17, 2020).
- [15] N. Demesa, J.A. Hernández, J. Siqueiros, A. Huicochea, Heat transfer coefficients for helical components inside an Absorption Heat Transformer, *Int. J. Heat Mass Transf.* (2018).
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.038>.

- [16] W. Rivera, A. Huicochea, H. Martínez, J. Siqueiros, D. Juárez, E. Cadenas, Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification, *Energy*. (2011). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.036>.
- [17] N. Demesa, Análisis teórico-experimental de un transformador térmico por absorción usando intercambiadores de calor anidados, PhD Thesis, Universidad Autónoma Del Estado De Morelos, Cuernavaca, Morelos, MX, 2017.
- [18] S.J. Hong, C.H. Lee, S.M. Kim, I.G. Kim, O.K. Kwon, C.W. Park, Analysis of single stage steam generating absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.* 144 (2018) 1109–1116. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.104>.
- [19] N. Merkel, M. Bücherl, M. Zimmermann, V. Wagner, K. Schaber, Operation of an absorption heat transformer using water/ionic liquid as working fluid, *Appl. Therm. Eng.* 131 (2018) 370–380. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.147>.
- [20] S. Sekar, R. Saravanan, Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system, *Desalination*. (2011). <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.01.064>.
- [21] M. Meza, A. Márquez-Nolasco, A. Huicochea, D. Juárez-Romero, J. Siqueiros, Experimental study of an absorption heat transformer with heat recycling to the generator, *Exp. Therm. Fluid Sci.* (2014). <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.12.002>.
- [22] A. Genssle, K. Stephan, Analysis of the process characteristics of an absorption heat transformer with compact heat exchangers and the mixture TFE-E181, *Int. J. Therm. Sci.* (2000).

[https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(00\)00197-5](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(00)00197-5).

- [23] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C. V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, Experimental thermodynamic evaluation for a single stage heat transformer prototype build with commercial PHEs, in: *Appl. Therm. Eng.*, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.018>.
- [24] W. Rivera, R.J. Romero, R. Best, C.L. Heard, Experimental evaluation of a single-stage heat transformer operating with the water/CarrolTM mixture, *Energy*. (1999). [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(98\)00097-8](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00097-8).
- [25] W. Rivera, H. Martínez, J. Cerezo, R.J. Romero, M.J. Cardoso, Exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with single water/lithium bromide and using additives (1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol), *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3526–3532. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.006>.
- [26] I. Horuz, B. Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, *Renew. Energy*. (2010). <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.02.025>.
- [27] X. Ma, J. Chen, S. Li, Q. Sha, A. Liang, W. Li, J. Zhang, G. Zheng, Z. Feng, Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant, *Appl. Therm. Eng.* (2003). [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00011-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00011-5).
- [28] C. Mostofizadeh, C. Kulick, Use of a new type of heat transformer in process industry, *Appl. Therm. Eng.* (1998). [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(97\)00115-4](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(97)00115-4).
- [29] G. Aly, K. Abrahamsson, Å. Jernqvist, Integration of Absorption Heat

Transformers in the Process Industry — Applications in the Oleochemical, Pulp and Paper Industries, in: Energy Effic. Process Technol., Springer Netherlands, 1993: pp. 1005–1014. https://doi.org/10.1007/978-94-011-1454-7_89.

- [30] M. Scott, Å. Jernqvist, J. Olsson, G. Aly, Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures. Part I: Hydrodynamic and heat transfer characteristics, *Appl. Therm. Eng.* (1999). [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00050-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00050-7).
- [31] Heat Transformers | Thermax, (n.d.). <https://www.thermaxglobal.com/absorption-cooling/heat-transformers/> (accessed April 7, 2020).
- [32] W. Rivera, A. Huicochea, R.J. Romero, A. Lozano, Experimental assessment of double-absorption heat transformer operating with H₂O/LiBr, *Appl. Therm. Eng.* 132 (2018) 432–440. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.117>.
- [33] H. Martínez, W. Rivera, Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide, *Int. J. Energy Res.* 33 (2009) 662–674. <https://doi.org/10.1002/er.1502>.
- [34] B. Satya Sekhar, P. Muthukumar, Performance tests on a double-stage metal hydride based heat transformer, *Int. J. Hydrogen Energy.* (2013). <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.09.103>.
- [35] A. Isselhorst, M. Groll, Two-stage metal hydride heat transformer laboratory model, *J. Alloys Compd.* (1995). [https://doi.org/10.1016/0925-8388\(95\)01777-1](https://doi.org/10.1016/0925-8388(95)01777-1).
- [36] S. Silva-Sotelo, R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, Double stage

heat transformer controlled by Flow ratio, in: *Innov. Comput. Sci. Softw. Eng.*, 2010. <https://doi.org/10.1007/978-90-481-9112-3-100>.

- [37] L. Wang, H. Li, X. Bu, H. Wang, W. Ma, Performance Study of a Double Absorption Heat Transformer, in: *Energy Procedia*, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.439>.
- [38] C.Z. Zhuo, C.H.M. Machielsen, Performance of high-temperature absorption heat transformers using alkylate as the working pair, *Appl. Therm. Eng.* (1996). [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00069-0](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00069-0).
- [39] W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C.L. Heard, F.A. Holland, Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers-I. Single and two stage configurations with heat exchangers, *Heat Recover. Syst. CHP.* 14 (1994) 173–183. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90008-6](https://doi.org/10.1016/0890-4332(94)90008-6).
- [40] W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C.L. Heard, F.A. Holland, Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers-II. Double absorption configurations, *Heat Recover. Syst. CHP.* 14 (1994) 185–193. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90009-4](https://doi.org/10.1016/0890-4332(94)90009-4).
- [41] Performance analysis of the two stage heat transformer | Request PDF, (n.d.). https://www.researchgate.net/publication/283147109_Performance_analysis_of_the_two_stage_heat_transformer (accessed April 8, 2020).
- [42] R.M. Barragán Reyes, V.M.A. Gómez, A. García-Gutiérrez, Performance modelling of single and double absorption heat transformers, *Curr. Appl. Phys.* (2010). <https://doi.org/10.1016/j.cap.2009.11.052>.
- [43] Z. Zhao, Y. Ma, J. Chen, Thermodynamic performance of a new type of

double absorption heat transformer, *Appl. Therm. Eng.* (2003).
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.08.006>.

- [44] A. Costa, B. Bakhtiari, S. Schuster, J. Paris, Integration of absorption heat pumps in a Kraft pulp process for enhanced energy efficiency, *Energy*. (2009). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.07.019>.
- [45] K. Varela, Intercambiadores de Calor Helicoidal para un Transformador de Calor por Absorción, maximizando su área de transferencia de calor, UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS E INGENIERÍA CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS, 2016.
- [46] J.E. Hesselgreaves, R. Law, D.A. Reay, Introduction, in: *Compact Heat Exch.*, Elsevier, 2017: pp. 1–33. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100305-3.00001-x>.
- [47] J.E. Hesselgreaves, R. Law, D.A. Reay, Thermal Design, in: *Compact Heat Exch.*, Elsevier, 2017: pp. 275–360. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100305-3.00007-0>.
- [48] J. Delgado-Gonzaga, Análisis experimental de un transformador térmico por absorción para purificación de agua que opera con componentes duales, Universidad Autónoma Del Estado De Morelos, 2018.
- [49] N. Demesa, Diseño y construcción de un intercambiador de calor dúplex para un transformador térmico por absorción, Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas. Universidad Autónoma del Estado de Morelos, 2012.
- [50] S. Cano, Diseño de un absorbedor de película descendente con múltiples serpentines helicoidales, Facultad de Ciencias Químicas e

Ingeniería. Universidad Autónoma del Estado de Morelos., 2013.

- [51] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, heat and mass transfer - Incropera 6e, Fundam. Heat Mass Transf. (2007). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022>.
- [52] P. Balamurugan, A. Mani, Heat and mass transfer studies on compact generator of R134a/DMF vapour absorption refrigeration system, Int. J. Refrig. (2012). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.009>.
- [53] Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, Heat and Mass Transfer, Fundamentals & Application, Fifth Edition in SI Units, 2015.
- [54] JCGM, Evaluation of measurement data-Guide to the expression of uncertainty in measurement Évaluation des données de mesure-Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure, 2008.
- [55] L.A. McNeely, THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AQUEOUS SOLUTIONS OF LITHIUM BROMIDE., in: ASHRAE Trans, 1979.
- [56] W. Rivera, Estudio Teórico de Transformadores de Calor por Absorción Operando con la Mezcla Bromuro de Litio-Agua, Instituto de Investigaciones en Materiales, Unidad Académica de los Ciclos Profesional y de Posgrado, Colegio de Ciencias y Humanidades, Universidad Nacional Autónoma de México, 1991.
- [57] R.L. Manlapaz, S.W. Churchill, Fully developed laminar flow in a helically coiled tube of finite pitch, Chem. Eng. Commun. (1980). <https://doi.org/10.1080/00986448008912549>.
- [58] O. Kaynakli, I. Horuz, Comparison of parallel and counter flow coil absorber performance, Int. Commun. Heat Mass Transf. (2006). <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.09.005>.

- [59] A. Huicochea, Puesta en marcha y evaluación experimental de un sistema portátil de purificación de agua integrado a un transformador térmico, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico., 2004.