



**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE
HIDALGO**



ESCUELA SUPERIOR DE CIUDAD SAHAGÚN

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis

Programación de propiedades del agua, mezclas binarias y ternarias
para el análisis y simulación de ciclos de refrigeración por absorción

Que para obtener el título de

Licenciado en Ingeniería Mecánica

Presenta

Mario Alonso Alvarado de la Sancha

Director:

Dr. José Luis Rodríguez Muñoz

Co-Director:

Dr. Jorge Zuno Silva

Cd. Sahagún, Hgo., Junio 2025.

Resumen

A nivel comercial, las mezclas refrigerantes que comúnmente se encuentran en los equipos de refrigeración por absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$. Sin embargo, dentro de la literatura existe una variedad de mezclas refrigerantes que han sido desarrolladas y que necesitan ser probadas en sistemas de refrigeración por absorción para mitigar los inconvenientes que presentan las mezclas tradicionales $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (flamabilidad y alta presión) y las mezclas $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ (cristalización y corrosión), así como la búsqueda de mejoras energéticas. Por tal motivo, el presente trabajo tiene como objetivo programar las propiedades termodinámicas del agua, así como de mezclas binarias ($\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$), ternarias ($\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1)) y cuaternarias ($\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) y $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)) para el análisis y simulación de sistemas de refrigeración por absorción, basadas en correlaciones empíricas obtenidas de resultados experimentales presentados en la literatura. La programación de las propiedades termodinámicas es efectuada por medio del software EES basadas en parámetros de entrada; temperatura, presión y concentración, que es la estructura definida para calcular las propiedades termodinámicas de las mezclas refrigerantes en softwares comerciales. Además, se hace una comparativa entre cada una de las propiedades termodinámicas para cada mezcla refrigerante y se analiza el comportamiento energético bajo las mismas condiciones de operación. Por otra parte, se determinó la incertidumbre asociada con los instrumentos de medición sobre los principales parámetros del sistema (rendimiento energético y la carga térmica en los principales equipos de intercambio de calor, así como en la bomba de solución). Los resultados obtenidos muestran

que la programación de las propiedades está acorde a los resultados presentados en la literatura para las diferentes mezclas refrigerantes aquí estudiadas, mostrando una máxima desviación del 1.0%. Además, la simulación para cada ciclo de refrigeración por absorción fue realizado de forma satisfactoria en el software EES, encontrándose que la máxima desviación entre el rendimiento energético obtenido por la simulación respecto a aquellos valores reportados en la literatura fue de 4.48% para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) y de 23.84% con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1). Finalmente, el cálculo de la incertidumbre mostró que los mayores errores son obtenidos a altas temperaturas de generación y bajas temperaturas de evaporación.

Palabras clave. Propiedades, nuevas mezclas, correlaciones, ciclos de refrigeración, incertidumbre

Abstract

Commercially, the working mixtures commonly found in absorption refrigeration equipment are $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, and $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$. However, a variety of working mixtures have been developed in the literature and need to be tested in absorption refrigeration systems to mitigate the drawbacks of traditional $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ mixtures (flammability and high pressure) and $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ and $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ mixtures (crystallization and corrosion), as well as to address energy performance improvements. For this reason, the present work aims to program the thermodynamic properties of water, as well as binary mixtures ($\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$), ternary ($\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ and $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1)) and quaternary ($\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) and

CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O (15.5:5:1)) for the analysis and simulation of absorption refrigeration systems, based on empirical correlations obtained from experimental results presented in the literature. The programming of the thermodynamic properties was carried out through the EES software based on input parameters; temperature, pressure and concentration, which is the defined structure to calculate the thermodynamic properties of fluids in commercial software. In addition, a comparison was made between each of the thermodynamic properties for each working mixture and the energy performance under the same operating conditions was analyzed. Furthermore, the uncertainty associated with the measurement instruments for the main system parameters (energy efficiency and thermal load on the main heat exchange equipment, as well as on the solution pump) was determined. The results obtained showed that the properties programming are in line with the results presented in the literature for the different mixtures studied here with a maximum deviation less than 1.0%. Furthermore, the simulation for each absorption refrigeration cycle was satisfactorily performed in the EES software, finding that the maximum deviation between the energy efficiency obtained by the simulation and those values reported in the literature was 4.48% for CaCl₂-LiBr-LiNO₃/H₂O (8.72:1:1) and 23.84% CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O (15.5:5:1), respectively. Finally, the uncertainty calculation showed that the greatest errors are obtained at high generation temperatures and low evaporator temperatures.

Keywords: Properties, new working pairs, correlations, absorption refrigeration cycles, uncertainty.

Índice general

Introducción	1
Justificación	6
Objetivo general	7
Objetivos específicos	7
Capítulo I. Fundamentos de los sistemas de refrigeración	9
1.1. Antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción	9
1.2. Comparativa entre ciclos de refrigeración	16
1.3. Comparativa entre sistema de compresión de vapor vs absorción	17
Capítulo II. Características de las máquinas de refrigeración por absorción	20
2.1. Máquinas de refrigeración por absorción	20
2.2. Sistemas de simple efecto	20
2.3. Sistema de doble efecto	27
2.3.1. Clasificación de las máquinas de absorción de doble efecto	32
2.4. Máquinas de refrigeración por absorción de triple efecto	34
Capítulo III. Metodología	36
3.1. Introducción	36
3.2. Fluidos de trabajo	36
3.2.1. Propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo	48
3.3. Propiedades termodinámicas del agua	51
3.3.1. Presión de saturación	51
3.3.2. Entalpía del vapor saturado	51
3.3.3. Entalpía de líquido saturado	53
3.3.4. Entalpía del vapor sobrecalentado	54
3.4. Propiedades de la mezcla ternaria $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	55
3.4.1. Temperatura de cristalización	55
3.4.2. Presión de vapor	56
3.4.3. Entalpía específica	58
3.4.4. Calor específico	60
3.5. Propiedades de la mezcla ternaria $\text{CaCl}_2\text{--LiNO}_3\text{--KNO}_3(15.5:5:1)/\text{H}_2\text{O}$	62
3.5.1. Presión de vapor	62

3.5.2. Densidad	64
3.5.3. Calor específico	65
3.5.4. Entalpía específica	66
3.6. Propiedades de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	66
3.6.1. Presión de vapor	67
3.6.2. Calor específico	68
3.7. Propiedades de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-}[\text{BMIM}]\text{NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	70
3.7.1. Presión de vapor	70
3.7.2. Calor específico	72
3.7.3. Entalpía específica	74
3.7.4. Densidad	75
3.7.5. Temperatura de cristalización	77
3.8. Propiedades de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-}[\text{EMIM}][\text{DEP}]/\text{H}_2\text{O}$	78
3.8.1. Densidad	78
3.8.2. Viscosidad	79
3.8.3. Calor específico	80
3.8.4. Entalpía específica	81
Capítulo IV. Resultados y discusiones	82
4.1. Propiedades del agua saturada	82
4.1.1. Presión de vapor	83
4.1.2. Entalpía específica del vapor saturado	84
4.1.3. Entalpía específica de líquido saturado	85
4.1.4. Entalpía del vapor sobrecalentado	86
4.2. Propiedades del $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1)	87
4.2.3. Densidad	87
4.3. Propiedades del $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)	93
4.3.1. Presión de vapor	93
4.3.2. Densidad	94
4.3.3. Calor específico	95
4.3.4. Entalpía específica	96
4.5. Propiedades del $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	97

4.5.1. Entalpía específica	97
4.5.2. Calor específico	98
4.5.3. Presión de vapor	99
5. Propiedades del $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	101
5.1. Presión de vapor	101
5.2. Calor específico	102
5.3. Entalpía específica	103
5.4. Densidad	104
6. Propiedades del $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$	105
6.1. Calor específico	105
6.2. Densidad	106
6.3. Entalpía específica	107
7. Condiciones para la simulación del ciclo de refrigeración por absorción	108
7.1. Validación del modelo desarrollado	109
8. Comparativa entre mezclas de trabajo	111
8.1. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	111
8.2. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	115
8.3. Ciclo de refrigeración por absorción con agua	117
8.4. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	120
9. Análisis de incertidumbre	122
9.1. Incertidumbre con la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	123
9.2. Incertidumbre con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	125
9.3. Incertidumbre con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	126
10. Conclusiones	128
Bibliografía	130

Índice de Figuras

Figura 1: Esquema de un ciclo de: a) compresión mecánica y b) absorción de simple efecto	17
Figura 2. Esquema del sistema de absorción de simple efecto	22

Figura 3. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto	28
Figura 4. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto conectado en serie	33
Figura 5. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto conectado en paralelo	34
Figura 6. Ciclo de refrigeración por absorción de triple efecto	35
Figura 7. Diagrama T- x para la mezcla LiBr-H ₂ O	38
Figura 8. Diagrama P- T para la mezcla LiBr-H ₂ O	39
Figura 9. Conductividad térmica de la mezcla LiBr-H ₂ O	40
Figura 10. Efecto de la concentración sobre la viscosidad para la mezcla LiBr/H ₂ O	41
Figura 11. Diagrama esquemático de un ciclo de simple efecto operando con LiBr/H ₂ O como mezcla refrigerante	42
Figura 12. Ciclo termodinámico para la mezcla LiBr/H ₂ O en el diagrama de Duhring	45
Figura 13. Ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa con NH ₃ /H ₂ O	46
Figura 14. Efecto de la temperatura de cristalización para diferentes mezclas de trabajo basadas en CaCl	56
Figura 15. Comparación de la temperatura de generación entre el LiBr/H ₂ O y la mezcla alternativa CaCl ₂ -LiNO ₃ -KNO ₃ /H ₂ O	64
Figura 16. Efecto de la temperatura sobre la presión de saturación del agua	84
Figura 17. Variación de la entalpía específica de vapor saturado con la temperatura	85
Figura 18. Entalpía específica de líquido saturado en función de la temperatura	86
Figura 19. Entalpía específica de vapor sobrecalentado en función de la temperatura para una presión de 4 kPa	87
Figura 20. Variación de la presión de vapor para la mezcla CaCl ₂ -LiBr-LiNO ₃ /H ₂ O a diferentes temperatura y concentraciones	88
Figura 21. Entalpía de la mezcla CaCl ₂ -LiBr-LiNO ₃ (8.72:1:1)/H ₂ O	90

Figura 22. Ajuste de valores de entalpía de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$ (8.72:1:1)/ H_2O	91
Figura 23. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$ (8.72:1:1)/ H_2O	92
Figura 24. Datos ajustados en la entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$ (8.72:1:1)/ H_2O	93
Figura 25. Presión de vapor para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3$ (15.5:5:1)/ H_2O	94
Figura 26. Densidad de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3$ (15.5:5:1)/ H_2O	95
Figura 27. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3$ (15.5:5:1)/ H_2O	96
Figura 28. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3$ (15.5:5:1)/ H_2O	97
Figura 29. Entalpía de la mezcla en función de la concentración a diferentes temperaturas de operación	98
Figura 30. Variación del calor específico con la temperatura a diferentes concentraciones	99
Figura 31. Variación de la presión de vapor con la temperatura de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$ (8.72:1:1)/ H_2O a diferentes concentraciones	100
Figura 32. Variaciones de la presión de vapor para diferentes temperaturas y concentraciones	101
Figura 33. Efecto de la temperatura y concentración sobre el calor específico para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3\text{/H}_2\text{O}$	102
Figura 34. Influencia de la temperatura y concentración en la entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3\text{/H}_2\text{O}$	104
Figura 35. Comportamiento de la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3\text{/H}_2\text{O}$ a diferentes temperaturas y concentraciones	105
Figura 36. Efecto de la temperatura sobre el calor específico a diferentes concentraciones para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]H}_2\text{O}$	106
Figura 37. Variación de la densidad con la temperatura y concentración para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]H}_2\text{O}$	107
Figura 38. Influencia de T y X sobre la para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]H}_2\text{O}$	108

Figura 39. Sistema de refrigeración por absorción trabajando como bomba de calor	112
Figura 40. Sistema de refrigeración por absorción en modo aire acondicionado	115
Figura 41. COP como función de la efectividad del SHX	119
Figura 42. Ciclo de refrigeración por absorción	120

Índice de Tablas

Tabla 1. Consideración y aplicaciones de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción	19
Tabla 2. Fabricantes y características de las máquinas de refrigeración por absorción de simple efecto enfriadas por aire	25
Tabla 3. Máquinas de refrigeración por absorción de doble efecto condensadas por agua: capacidades, condiciones de operación, COP y principales características	26
Tabla 4. Máquinas de refrigeración por absorción condensadas por agua: capacidades, condiciones de operación, COP y principales características	30
Tabla 5. Fabricantes y características de las máquinas de refrigeración por absorción de doble efecto enfriadas por aire	31
Tabla 6. Propiedades de las mezclas aplicadas a sistemas de refrigeración por absorción.	37
Tabla 7. Estados termodinámicos y cargas térmicas del sistema de refrigeración por absorción	44
Tabla 8. Estados termodinámicos y cargas térmicas del sistema de refrigeración por absorción	47
Tabla 9. Características principales de los refrigerantes y absorbentes	50
Tabla 10. Valores de los coeficientes a_1 , b_1 y c_1 empleados en la ecuación 29	57
Tabla 11. Presión de vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	58
Tabla 12. Valores de las constantes a_2 , b_2 y c_2 para la Ecuación 30	59

Tabla 13. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	60
Tabla 14. Valores de las constantes a_3 , b_3 y c_3 para la ecuación 31	61
Tabla 15. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3$	61
Tabla 16. Presión de vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	63
Tabla 17. Densidad para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	65
Tabla 18. Calor específico para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	66
Tabla 19. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	67
Tabla 20. Presión de vapor de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	67
Tabla 21. Calor específico de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	69
Tabla 22. Entalpía específica de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	70
Tabla 23. Presión de vapor para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	72
Tabla 24. Valores de C_p para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	73
Tabla 25. Valores de h para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	75
Tabla 26. Valores de densidad para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	77
Tabla 27. Temperatura de cristalización de $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$	78
Tabla 28. Densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$	79
Tabla 29. Viscosidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ en mPas	80
Tabla 30. Calor específico de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$	81
Tabla 31. Entalpía específica de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$	81
Tabla 32. Presión de saturación del agua a distintas temperaturas	83
Tabla 33. Validación del modelo con Arora y Kaushik (2009)	110
Tabla 34. Comparación de la simulación con resultados experimentales (Marashli et al., 2022)	111
Tabla 35. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	113
Tabla 36. Comparativa de la carga térmica y coeficiente de operación para el sistema de refrigeración por absorción	114
Tabla 37. Comparativa de la carga térmica y coeficiente de operación para el sistema de refrigeración por absorción	114
Tabla 38. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	116

Tabla 39. Comparativa energética para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	117
Tabla 40. Condiciones de operación del ciclo de refrigeración por absorción	118
Tabla 41. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	121
Tabla 42. Comparativa del COP para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	122
Tabla 43. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes condiciones de operación	125
Tabla 44. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes condiciones de operación	126
Tabla 45. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes condiciones de operación	127

Introducción

Los sistemas de refrigeración por absorción se están convirtiendo en una alternativa viable en el campo de la refrigeración, acondicionamiento de aire y climatización debido a que estos pueden operar con energías limpias y fluidos de trabajo los cuales contribuyen en una reducción del consumo de energía y a la emisión de gases de efecto invernadero, los cuales están acorde con las regulaciones ambientales establecidas por el parlamento Europeo No. 517/2014 (Durieux et al., 2019). Dentro de las mezclas refrigerantes que se emplean para trabajar los equipos comerciales de refrigeración por absorción se encuentran el amoníaco/agua ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) y bromuro de litio/agua ($\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$) (Rodríguez-Muñoz et al., 2024). En la primera mezcla de trabajo, amoníaco es empleado como refrigerante y agua como absorbente, mientras en la segunda mezcla, agua es el refrigerante y LiBr el absorbente.

Por otra parte, $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ se emplea comúnmente para aplicaciones de refrigeración, mientras $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ se usa para acondicionamiento de aire. La desventaja del $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ es que requiere de un rectificador para separar la mezcla, el cual ocasiona que una considerable cantidad de energía se rechace hacia el medio ambiente, provocando un menor rendimiento energético que el obtenido por el $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ (Pacheco-Cedeño et al., 2023). Sin embargo, los problemas de cristalización que presenta el $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ en los sistemas de refrigeración por absorción es una de las situaciones que está llamando la atención en la comunidad científica y que se requiere mitigar con la propuesta y análisis de nuevas mezclas refrigerantes.

En este sentido, se han desarrollado varios estudios para evaluar el rendimiento energético de nuevas mezclas refrigerantes en sistemas de refrigeración por absorción. Tal es el caso de Ferwati et al., 2021 quienes propusieron dimetilimidazolio dimetil fosfato-H₂O ([mmim][DMP]-H₂O) como mezcla sustituta al LiBr-H₂O en un sistema de refrigeración por absorción con una capacidad de enfriamiento de 1 kW y operando a temperaturas en el generador, evaporador, absorbedor y condensador de 140°C, 5°C, 30°C y 30°C, respectivamente. Basado en su estudio, los autores determinaron que la mezcla [mmim][DMP]/H₂O presentó 5.22% y 4.95% mayor rendimiento energético y exergético en comparación con la mezcla convencional LiBr-H₂O. Bao et al., 2024, propusieron metanol/betaina-urea como mezcla refrigerante en un sistema de refrigeración por absorción ciclo de simple efecto. Para el análisis energético del ciclo, los autores emplearon el software Aspen Plus y determinando que la mezcla metanol/betaina-urea presentó 4.9% mayor rendimiento energético que el LiBr-H₂O. Ayou et al., 2014 investigaron de manera energética el uso de [BMIM] [BF₄]/TFE y [EMIM][BF₄]/TFE en un transformador de calor por absorción. Al comparar dichas mezclas con las del LiBr-H₂O concluyeron que las mezclas propuestas eliminan los inconvenientes de cristalización y corrosión presentados en la mezcla LiBr-H₂O, aunque estas presentaron un menor rendimiento energético. Chen and Liang 2016 propusieron las mezclas [emim]DMP/CH₃OH y [emim]DMP/H₂O como alternativa al LiBr-H₂O. Bajo las mismas condiciones de operación, los autores encontraron que las mezclas propuestas presentaron rendimientos energéticos relativamente más bajos que los obtenidos por el LiBr-H₂O. Li et al., 2018 estudiaron el comportamiento energético de un sistema de refrigeración por absorción en el que emplearon CaCl₂-

LiBr-LiNO₃/H₂O como mezcla alternativa al LiBr-H₂O. Derivado de su estudio, los autores encontraron que las propiedades del CaCl₂-LiBr-LiNO₃/H₂O resultaron ser ligeramente superiores a las del LiBr-H₂O, con un incremento en el rendimiento energético de 0.04 y una reducción en la temperatura de activación de hasta 7°C. Además, determinaron que las mezclas refrigerantes alternativas son compatibles con materiales tales como el acero inoxidable 316L y cobre, cosa que no sucede con el LiBr-H₂O. El uso de LiBr-([BMIM]Cl)/H₂O en un ciclo de refrigeración de doble etapa fue también evaluado por Li et al., 2019. Bajo las mismas condiciones de operación, el rendimiento energético de la mezcla LiBr-([BMIM]Cl)/H₂O fue menor hasta 23.85% que el del LiBr-H₂O, aunque los problemas de corrosión se pueden mitigar en un 50% con el uso de dicha mezcla. Yang et al., 2019 calcularon las propiedades de la mezcla LiBr-([EMIM]Cl)/H₂O para ser empleadas en el análisis de un sistema convencional de refrigeración por absorción para aplicaciones de calefacción, concluyendo que dicha mezcla presenta presiones de vapor muy similares a las obtenidas por el LiBr-H₂O, aunque una menor temperatura de cristalización puede ser obtenida.

Takalkar et al., 2020 evaluaron termodinámicamente las propiedades de la mezcla [EMIM][DMP]/H₂O en el ciclo convencional de refrigeración por absorción. Al comparar los resultados obtenidos en su simulación, los autores determinaron que la mezcla propuesta presenta un menor rendimiento energético que la mezcla tradicional LiBr-H₂O, sin embargo, [EMIM][DMP]/H₂O mostró un mayor rendimiento energético al compararlo con NH₃/H₂O, EMISE/H₂O y [EMIM][BF₄]/H₂O. Takalkar y Sleiti, 2021 demostraron que la mezcla [MMIM][DMP]/H₂O presentó mayor rendimiento energético que la mezcla LiBr-H₂O, con lo que demostraron que dicha

mezcla refrigerante puede ser una alternativa viable para su aplicación en sistemas de refrigeración por absorción.

Guo et al., 2024 evaluaron ([Emim]Br)/H₂O en un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, en el cual diferentes condiciones de operación fueron analizadas y comparadas con las de la mezcla tradicional LiBr-H₂O. Los resultados obtenidos demostraron que la mezcla alternativa presentó un menor rendimiento energético que el obtenido con la mezcla tradicional. Kallitsis et al., 2023 propusieron la inclusión de líquidos iónicos a base de imidasolio como remplazo al absorbente bromuro de litio en diferentes ciclos de refrigeración por absorción, concluyendo que el uso de líquidos iónicos contribuye en el incremento del rendimiento energético del sistema por 5.12%, con una penalización en el incremento en los costos de producción, debido a una mayor razón de circulación en el sistema. Li et al., 2019b emplearon la mezcla CaCl₂-LiNO₃-KNO₃-H₂O en un ciclo de refrigeración por absorción, con el objetivo de comparar su rendimiento energético con el de la mezcla LiBr-H₂O. Los autores determinaron que el COP de la mezcla CaCl₂-LiNO₃-KNO₃-H₂O es 0.04 superior al del LiBr-H₂O.

Con base a la literatura revisada, las propiedades termodinámicas de una gran variedad de mezclas refrigerantes han sido obtenidas experimentalmente y son analizadas energéticamente en los ciclos de refrigeración por absorción, los cuales se centran en ciclos de refrigeración por absorción de simple y doble efecto para aplicaciones de refrigeración y algunos casos para aplicaciones de acondicionamiento de aire y/o calefacción. Sin embargo, existe la necesidad de incorporar las propiedades de estas mezclas de trabajo a softwares comerciales

que permitan obtener sus propiedades como función de las condiciones de operación, tales como la temperatura, presión y concentración, principalmente.

Por tal motivo, el presente trabajo de tesis tiene como objetivo generar códigos de las propiedades termodinámicas de las mezclas $\text{LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1), $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1), $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1) como función de la temperatura, presión y concentración que sean sencillas de calcular por el usuario. Para ello, se tomará como base el software EES, el cual contiene las propiedades termodinámicas de diferentes fluidos refrigerantes empleados en el análisis y simulación de ciclos de refrigeración por compresión de vapor y únicamente contiene rutinas para el cálculo de las propiedades termodinámicas de las mezclas $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$, las cuales son empleadas para el estudio de los sistemas de refrigeración por absorción. Para ello, se generará un código en el software EES por medio de Userlib, en el cual, el usuario podrá llamar y calcular las propiedades solicitadas (densidad, presión, volumen específico, entalpía específica y concentración) para ampliar la cantidad de mezclas de trabajo en este software que sirvan de base para su implementación, análisis y diseño de nuevas configuraciones de ciclos de refrigeración por absorción.

Justificación

Durante los últimos años se ha generado un incremento en el desarrollo de nuevas mezclas de trabajo con el objetivo de mitigar los problemas que contienen las mezclas comerciales $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en sistemas de refrigeración por absorción. Los inconvenientes asociados con la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ se debe principalmente a la toxicidad del amoníaco, sus altas presiones de operación y su menor rendimiento energético en comparación con la mezcla $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Por su parte, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ presenta problemas de cristalización y corrosión con la solución, así como las limitaciones de la temperatura de evaporación ($T_E > 0^\circ\text{C}$).

Comparativamente, la mayoría de mezclas alternativas se estudian de manera teórica para evaluar las prestaciones energéticas y las limitaciones que cada una conlleva, por lo que difícilmente se pueden encontrar códigos o funciones dentro de softwares comerciales que contribuyan en el modelado de sistemas de refrigeración por absorción. Actualmente, el software EES está limitado al uso de las propiedades termodinámicas de las mezclas $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$, por lo que la inclusión o programación nuevas mezclas refrigerantes ayudará a entender de mejor manera el comportamiento energético de nuevas configuraciones de ciclos de refrigeración por absorción usadas para acondicionamiento de aire y calefacción a nivel industrial y residencial, así como determinar los parámetros que contribuyen en su comportamiento energético.

Objetivo general

- ✓ Desarrollar códigos de programación de propiedades termodinámicas de mezclas alternativas al LiBr/H₂O en el software EES, la cual pueda usada como herramienta para el análisis, diseño y simulación de sistemas de refrigeración por absorción que dependa de parámetros de entrada como son; temperatura, presión y concentración, los cuales se encuentran disponibles comúnmente en los diferentes softwares comerciales de propiedades termodinámicas de fluidos.

Objetivos específicos

- ✓ Determinar las correlaciones de propiedades termodinámicas de mezclas alternativas al LiBr/H₂O mediante una revisión del estado del arte para evaluar los problemas de cristalización o corrosión que están presentan y puedan ser una alternativa en el campo de la refrigeración por absorción.
- ✓ Desarrollar códigos de programación de las propiedades termodinámicas de las mezclas alternativas al LiBr/H₂O empleando el software EES para ser su aplicación en análisis y simulación de sistema de refrigeración por absorción.
- ✓ Realizar la simulación de ciclos de refrigeración por absorción basados en las mezclas de trabajo propuestas mediante el software EES que permita determinar las cargas térmicas en los diferentes componentes que conforman el sistema, así como evaluar las prestaciones energéticas bajo ciertas condiciones de operación reportadas en la literatura.
- ✓ Mostrar la incertidumbre obtenida durante la simulación de las diferentes mezclas de trabajo propuestas mediante datos de exactitud de los

instrumentos de medición empleados para la medición de sus propiedades termodinámicas para determinar las óptimas condiciones de operación en el sistema refrigeración por absorción.

Capítulo I. Fundamentos de los sistemas de refrigeración

1.1. Antecedentes de los sistemas de refrigeración por absorción

Los sistemas de refrigeración de refrigeración comenzaron a surgir en los años 70s cuando Joseph Priestly comenzó a aislar algunos gases como el amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono (Marcos del Cano, J. D. (2008)). No fue hasta después que Faraday comenzó a producir frío por medio de un tubo en forma de U, al cual se le aplicaba calor en uno de sus extremos, lo que ocasionaba un incremento de temperatura, mientras el otro extremo se enfriaba. Para su estudio, Faraday utilizó amoniaco como refrigerante y cloruro de plata como absorbente. No fue hasta el año de 1850 cuando Edmond Carré inventó la primera máquina de refrigeración basada en el principio de absorción, la cual utilizaba agua como absorbente y ácido sulfúrico como refrigerante. Dicha máquina se comenzó a comercializar a partir de 1886 y fue distribuida por toda Norteamérica.

A partir de 1925, la compañía Servel exploró el uso de estos sistemas de refrigeración por absorción a nivel doméstico, la cual producía equipos de refrigeración por absorción basada en la mezcla amoníaco/agua/hidrógeno, la cual es denominada como sistemas de refrigeración difusión-absorción, patentada por Platen y Munters en 1921. En 1926, la empresa colocó en el mercado norteamericano 4 millones de equipos, sin embargo, la aparición de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor en 1950 redujo su producción y ventas abruptamente, debido a que dichos sistemas presentaban un mejor rendimiento energético, menor tamaño y podían ser alimentados por medio de energía eléctrica.

Con base a lo anterior, se comenzaron a desarrollar máquinas de refrigeración por absorción que pudieran competir con las máquinas de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Fue así que la empresa Carrier desarrollaría en 1945 la primera máquina de absorción de simple efecto basada en la mezcla Bromuro de litio-agua ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$), la cual fue recibida con mucho éxito en países con problemas de desabasto de combustibles (principalmente el petróleo), como fue el caso de Japón, China y Corea. El desarrollo de nuevos refrigerantes aplicados en los sistemas de compresión mecánica (R12 y R22), aumentaron la eficiencia en este tipo de sistemas, lo que provocó una caída considerable en el uso y aplicación de los sistemas de refrigeración por absorción.

Sin embargo, durante los últimos 10 años, la tecnología de refrigeración por absorción se está considerando como una opción viable en el campo de la refrigeración y acondicionamiento de aire en diferentes sectores de la sociedad debido a que la tecnología de compresión de vapor consume alrededor del 30% de la energía a nivel mundial (Belman-Flores et al., 2015), además, emplean fluidos refrigerantes que contribuyen en aproximadamente 27% en las emisiones de gases de efecto invernadero y por ende, al calentamiento global del planeta (European Commision, 2020).

Por lo tanto, una manera de reducir el consumo energético en equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire a nivel industrial y residencial es el uso de los sistemas de refrigeración por absorción, ya que estos presentan la ventaja de operar con energía térmica de baja temperatura durante el proceso de producción de frío, lo que permite emplear fuentes alternativas de energía como es el caso de

la solar, geotérmica, así como calor residual de procesos industriales, lo que contribuye al cuidado del medio ambiente (Liu et al., 2023).

Para mitigar el impacto ambiental, también se han desarrollado máquinas de refrigeración por absorción activadas con energía solar, permitiendo reducir los grandes consumos de energía eléctrica durante la estación de verano debido al uso de los sistemas de acondicionamiento de aire, las cuales pueden encontrar trabajos como el de Izquierdo et al., 2002 y Kim, 2007. Existen otras alternativas de máquinas de refrigeración empleadas para la cogeneración (calor y frío) y trigeneración (calor, frío y energía eléctrica). Las capacidades de las máquinas de refrigeración empleadas en los sistemas de trigeneración suelen ser equipos robustos con más de 100 kW de capacidad de enfriamiento (Ziegler, 2002), por lo que desarrollar equipos comerciales de cogeneración basados en absorción para aplicaciones residenciales es una de las propuestas que también han sido estudiadas por Bruno et al., 2002 y Foley y Devault, 2000.

Otro de los desafíos con los sistemas de refrigeración por absorción es mejorar su rendimiento energético y que puedan ser competitivos a los sistemas de compresión de vapor convencional, por tal motivo, se están desarrollando y analizando diferentes configuraciones y mezclas refrigerantes con el objetivo de incrementar sus prestaciones energéticas. Una alternativa a esta situación son los ciclos GAX (Generador-absorbedor heat exchanger) que trabajan con la mezcla amoníaco/agua y que fue desarrollada por Anand y Erikson en 1999, la cual permite producir frío a temperaturas de evaporación por debajo de los 0°C. En este sentido, Kang y Kashigawi, 2000 compararon el rendimiento energético de un ciclo PGAX

con aquel del ciclo convencional de refrigeración por absorción ARS-PSE. Sus resultados demostraron que el ciclo PGAX presenta mayor COP que el del ciclo ARS-PSE. Zheng et al., 2007 compararon un ciclo de refrigeración por absorción GAX de simple efecto con el del ciclo convencional ARS, en cual emplearon $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ como mezcla refrigerante, determinando que el ciclo GAX mejora el COP en un 31% en comparación con el ciclo convencional ARS bajo las mismas condiciones de operación. Shi et al., 2017 presentaron una comparativa energética del ciclo GAX convencional y un ciclo GAX alternativo. Los resultados demostraron que el COP del ciclo alternativo resultó 20% superior que el ciclo GAX estándar.

Por otro lado, Kumar y Udayakumar, 2007 simularon un ciclo de absorción híbrido GAX utilizando $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ como mezcla refrigerante. Los autores encontraron un aumento en el COP del 28.13% en comparación con los resultados obtenidos para el ciclo GAX convencional. Yari et al., 2011 estudiaron y compararon energéticamente un ciclo de refrigeración por absorción híbrido alternativo con el del ciclo GAX convencional. Ellos encontraron que la configuración propuesta presentó un 5% mayor COP que el del ciclo GAX convencional. Mehr et al., 2013 compararon un ciclo de absorción GAX y un ciclo de absorción GAX híbrido en el que se colocó un compresor entre el preenfriador y el absorbedor. Su estudio confirmó desde el punto de vista energético que el ciclo GAX híbrido es un buen remplazo al ciclo básico GAX. Jia et al., 2022 estudiaron el rendimiento energético en un ciclo de compresión GAX analizándolo en dos modos: 1) calefacción por suelo radiante y 2) calefacción por fan coil, determinando que la configuración por suelo radiante presenta mejores prestaciones energéticas que la configuración por fan

coil, esto, cuando el sistema opera a temperatura ambiente de hasta -40°C . Por su parte, Riffat et al., 1994 aplicaron un análisis energético a un ciclo híbrido de refrigeración por absorción (HCAS) alimentado por medio de la energía residual de los gases de escape y calor del radiador de un motor de combustión interna. Sus resultados mostraron que esta configuración presenta un mejor COP que el del ciclo convencional por compresión de vapor. Babaei et al., 2020 simularon energéticamente el ciclo HCAS agregando nano partículas al absorbente (Fe , Al_2O_3 y SiO_2), demostrando mejoras significativas en el COP en hasta 5%. Además, concluyeron que las nanopartículas de Fe son las que mejores resultados presentan. El efecto de líquidos iónicos ($[\text{HMIM}][\text{TfO}]$, $[\text{HMIM}][\text{PF}_6]$ y $[\text{HMIM}][\text{BF}_4]$) sobre el COP en dos sistemas híbridos de refrigeración por absorción fueron estudiados por Liu et al., 2019. Considerando las mismas condiciones de operación, la mezcla $\text{R1234yf}/[\text{HMIM}][\text{TfO}]$ mostró un mejor COP que las otras mezclas refrigerantes.

Por otro lado, Jeong et al., 2023 investigaron una bomba de calor de absorción híbrida de refrigeración/calefacción utilizando LiBr -agua como mezcla refrigerante. El COP resultó ser superior al del ciclo convencional ARS. Wang et al., 2016 compararon termodinámicamente un sistema de refrigeración híbrido de absorción-compresión (RCHG-ARS), demostrando que la carga térmica en el generador puede reducirse entre 70%-80% y el COP puede mejorarse 97.1% en comparación con el ciclo tradicional ARS. Zhang et al., 2023 estudiaron de manera experimental el rendimiento energético en un ciclo híbrido alternativo de refrigeración por absorción-compresión. Para su estudio emplearon

R134a/DMETEG como mezcla de trabajo, determinando que la nueva configuración incrementa el COP hasta en 91.04%, en comparación con el ciclo convencional ARS.

Con el objetivo de mejorar el rendimiento energético, reducir los problemas de cristalización y corrosión que presenta la mezcla LiBr/H₂O, nuevas mezclas refrigerantes han emergido como alternativa en los sistemas de refrigeración por absorción. En este sentido, la mezcla metanol/betaina-urea fue estudiada de manera energética empleando el software Aspen Plus en un sistema de refrigeración por absorción ARS por Bao et al., 2024. Sus resultados demostraron que la mezcla alternativa resultó en un 4.9% mayor rendimiento que el de la mezcla LiBr/H₂O. Guo et al., 2024 analizaron el comportamiento energético en un ARS empleando [Emim]Br/H₂O como par de trabajo y los resultados fueron comparados con los de las mezclas LiBr-H₂O y NH₃-H₂O bajo diferentes condiciones de operación. Sus resultados revelaron que la mezcla propuesta presenta un menor COP que el del LiBr-H₂O, aunque esté fue mayor que el del NH₃-Agua. Kallistsis et al., 2023 estudiaron el COP en tres ciclos de refrigeración por absorción en los cuales imidasolio fue empleado como remplazo al tradicional absorbente LiBr y determinando que el uso de líquidos iónicos permite aumentar el COP en un 5.12%. Li et al., 2019b incorporaron la mezcla CaCl₂-LiNO₃-KNO₃-H₂O a un ciclo de refrigeración por absorción. Al comparar el sistema de refrigeración desde el punto de vista energético, se puede determinar que la mezcla CaCl₂-LiNO₃-KNO₃-H₂O resultó ser ligeramente mayor que el del LiBr-H₂O. Otra mezcla ternaria (CaCl-LiBr-LiNO₃-H₂O) también fue propuesta como alternativa al LiBr/H₂O en un ciclo de

refrigeración por absorción (Li et al., 2018). Bajo las mismas condiciones de funcionamiento, la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$ es casi 0.04% superior al del $\text{LiBr-H}_2\text{O}$.

Con base a la revisión del estado del arte, las mezclas que comúnmente se encuentran en los equipos comerciales de refrigeración por absorción son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$. Sin embargo, existen varias mezclas de trabajo que han sido desarrolladas y que necesitan ser probadas experimentalmente para validar que no presentan inconvenientes durante su funcionamiento bajo diferentes condiciones de operación, la cual es un área de oportunidad para los diseñadores y fabricantes de este tipo de tecnología.

1.2. Comparativa entre ciclos de refrigeración

Uno de los sistemas más empleados en el proceso de producción de frío por sus buenas prestaciones energéticas es el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor (Figura 1a). Estos sistemas están diseñados para absorber el calor de los productos almacenados en las cámaras de refrigeración disminuyendo su temperatura de acuerdo a las necesidades del usuario. El ciclo convencional de refrigeración por compresión de vapor se compone de cuatro componentes básicos; compresor, condensador, válvula de refrigerante y evaporador. Al fluido que circula por el interior del circuito se le denomina refrigerante, dicho refrigerante tiene características y propiedades específicas que lo distinguen de los demás, el cual le da una aplicación particular. Para su correcto funcionamiento del sistema, vapor proveniente del evaporador a condiciones de saturación ingresa al compresor,

donde se incrementa su presión y temperatura hasta alcanzar condiciones de vapor sobrecalentada a la salida de este componente. Posteriormente, el refrigerante sobrecalentado es enfriado en el condensador hasta alcanzar las condiciones de líquido saturado. El refrigerante líquido ingresa a la válvula de expansión donde su presión y temperatura se reducen generando una mezcla bifásica. La mezcla bifásica ingresa al evaporador con un porcentaje de calidad (% de vapor) donde el calor del espacio a enfriar (cámara del refrigerador) es transferido al refrigerante ocasionando que la mezcla se evapore completamente hasta que alcanza las condiciones de vapor a la salida de dicho componente y de esta manera completar el ciclo.

En la Figura 1b se muestra el esquema del ciclo básico de refrigeración por absorción, el cual consta de dos circuitos, el circuito de refrigerante constituido por un condensador, una válvula de expansión y un evaporador (similar al ciclo de compresión de vapor), mientras el circuito dos, es un compresor termoquímico, el cual está constituido por el absorbedor, bomba de solución, recuperador de calor o intercambiador de calor de solución (IHX), generador y válvula de solución. Como se puede observar, ambos sistemas operan con dos niveles de presión, presión alta y presión baja. Sin embargo, la diferencia radica principalmente en que se requiere de un compresor mecánico (eléctrico) en el sistema de compresión de vapor, mientras en el sistema de refrigeración por absorción se requiere de un compresor termoquímico alimentado con calor. Por tal motivo, los sistemas de refrigeración por absorción resultan ser menos eficientes que los sistemas de compresión de vapor, sin embargo, emplean refrigerantes que son amigables con el medioambiente y puede emplear fuentes alternativas de energía que ayudan a reducir las emisiones

de gases de efecto invernadero, por lo cual están acorde a la legislación ambiental (The EU Regulation No 517/2014).

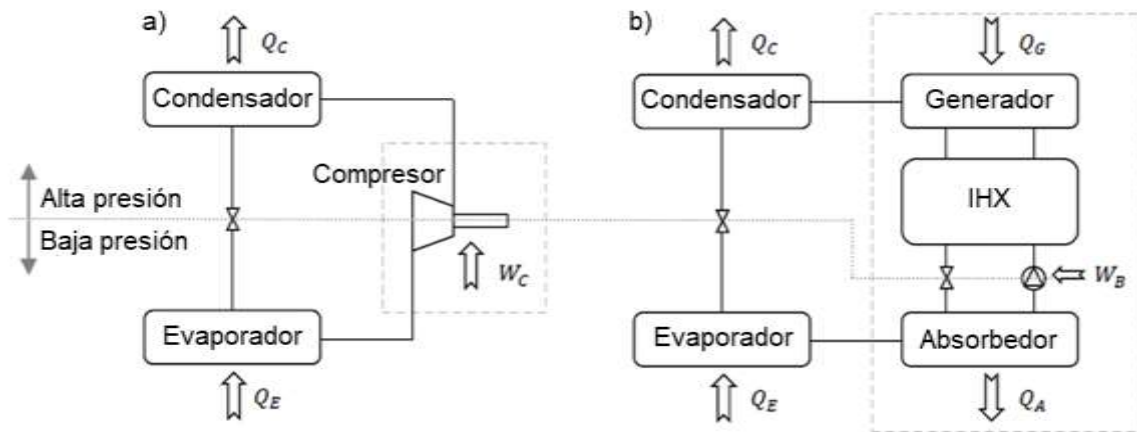


Figura 1: Esquema de un ciclo de: a) compresión mecánica y b) absorción de simple efecto. **Fuente:** (Vereda Ortiz, 2015)

1.3. Comparativa entre sistema de compresión de vapor vs absorción

Las aplicaciones de los sistemas refrigeración por compresión de vapor y los sistemas de refrigeración por absorción es variable, ya que depende de factores como la disponibilidad de energía y los diferentes requerimientos del proceso. Actualmente la refrigeración por compresión de vapor es la más utilizada en los diferentes sectores de la sociedad, como es el caso de la refrigeración doméstica, equipos de acondicionamiento de aire, en la industria alimentaria, para uso industrial, ya que su alta eficiencia y rapidez para reducir la temperatura lo hace el sistema idóneo, pero a la vez tiene un gran problema debido a su alto consumo de electricidad (Belman-Flores et al., 2015). Cabe mencionar que el sistema de compresión de vapor ha sido empleado por muchos años para refrigeración por sus buenas prestaciones energéticas, sin embargo, su alto consumo energético y su

impacto ambiental provoco que se buscaran otras soluciones, es aquí que emerge el sistema de refrigeración por absorción como la solución al problema. Si bien los sistemas por compresión mecánica de vapor, existen otras múltiples ventajas que lo han llevado ya a ser un sistema utilizado, principalmente en sectores donde se cuenta con disponibilidad de calor residual o fuentes de energía alternativa como lo es el gas y la energía solar, y se ha vuelto muy común en hoteles, hospitales y grandes edificaciones, debido a que estos de manera inteligente aprovechan el calor de procesos industriales o sistemas de calefacción. Por otro lado, es la solución perfecta en sitios marginados y remotos con acceso limitado a electricidad o en el peor de los casos sin acceso a ella (áreas rurales o vehículos recreativos). En la Tabla 1 se ilustran algunas de las diferencias o aplicaciones de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor y de absorción. Como se puede observar en la tabla, el uso de los sistemas de refrigeración por absorción para aplicaciones doméstica es poco común, más bien están enfocados a sistemas o máquinas robustas que sean utilizadas para satisfacer las condiciones de confort en edificios, zonas residenciales y/o universidades, etc. Además, presentan la ventaja en comparación con los ciclos de refrigeración por compresión mecánica de vapor que estos pueden ser empleados en zonas alejadas del suministro de energía eléctrica, ya que pueden ser alimentados por medio de energía solar.

Tabla 1. Consideración y aplicaciones de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción.

Consideraciones	Refrigeración por compresión de vapor	Refrigeración por absorción
Refrigeradores domésticos	Muy común, debido a su eficiencia y tamaño compacto	Poco común, se usa en modelos específicos sin acceso a electricidad
Aire acondicionado	Amplias aplicaciones en hogares, oficinas y automóviles	Usado en sistemas de climatización a gran escala, por ejemplo, hoteles o edificios que aprovecha el calor residual
Industria alimentaria	Utilizado en congeladores, cámaras frigoríficas y transporte de producto perecederos	Utilizado en fábricas de procesamiento alimentario donde existe calor residual aprovechable.
Refrigeración industrial	Es ideal para proceso que necesitan una refrigeración rápida y controlada	Es aplicado en industrias con energía calorífica residual a gran escala como plantas químicas y petroquímicas.
Difícil acceso a electricidad	No es funcional debido a su dependencia a la energía eléctrica para su correcto funcionamiento.	Ideal para utilizarse en zonas rurales con difícil o nulo acceso a la energía eléctrica debido a su funcionamiento con gas o energía solar.

Capítulo II. Características de las máquinas de refrigeración por absorción

2.1. Máquinas de refrigeración por absorción

A nivel comercial, existen diferentes tipos de máquinas de absorción cuyas mezclas de trabajo son $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, las cuales se pueden encontrar en pequeñas capacidades (4.5 kW) hasta unidades con capacidades de cientos de kW. Para el caso de la mezcla $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, el agua es usado como refrigerante y LiBr como absorbente, sin embargo, debido a que la temperatura de congelación del agua es de 0°C , esta mezcla está enfocada para ser empleada para aplicaciones de acondicionamiento de aire y/o calefacción. La ventaja de emplear la mezcla $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en los sistemas de refrigeración por absorción es que el agua como refrigerante presenta un elevado calor latente de vaporización (C_v), no es tóxico, no presenta problemas de flamabilidad, presenta nulo efecto a la capa de ozono (ODP) y al calentamiento global del planeta (GWP), no requiere de un rectificador para separar la mezcla y presenta un mayor rendimiento energético en comparación con la mezcla $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Por otra parte, las máquinas de refrigeración por absorción se clasifican dependiente de la mezcla de trabajo que se esté empleando, para el caso del $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, estas son de simple, doble y triple efecto.

2.2. Sistemas de simple efecto

Una de las configuraciones más básicas en los sistemas de refrigeración por absorción es el sistema de simple efecto (ver Figura 2). Este sistema se caracteriza por estar constituido de un generador, condensador, válvula de refrigerante, evaporador, absorbedor, válvula de solución y un intercambiador de solución que generalmente es empleado para mejorar las prestaciones energéticas. Se le conoce

como sistema de simple efecto debido a que este usa un solo generador para su operación, el cual se encarga de separar el refrigerante del absorbente. Este sistema opera a dos niveles de presión, presión baja en el evaporador y absorbedor ($P_E=P_A$) y presión alta en el generador y condensador ($P_G=P_C$), así como cuatro niveles de temperatura (T_G , T_C , T_E y T_A) o en su caso, tres niveles de temperatura (T_G , $T_C=T_A$ y T_E), cuando se considera que la temperatura de condensación y absorbedor sean las mismas. Sin embargo, la desventaja de esta configuración es que el máximo rendimiento energético oscila entre 0.7-0.8. Cabe mencionar que, en este tipo de sistemas, el consumo eléctrico de la bomba de solución es relativamente pequeño (aproximadamente 1-5% de la potencia de refrigeración total), por lo que en muchos trabajos la consideran como despreciable durante su análisis.

Para que el sistema funcione adecuadamente, el refrigerante proveniente del evaporador en condiciones de saturación (estado 1) ingresa al absorbedor, donde este se mezcla con la solución pobre en absorbente a través de la válvula de solución (estado 2). Como resultado, la mezcla se enriquece, incrementando la concentración, la cual se envía al generador por medio de la bomba de solución, esto conlleva en un incremento de su presión, hasta que esta ingresa al intercambiador de calor de solución (2). En este componente, la corriente 2 absorbe energía de la solución pobre en refrigerante (corriente 4), incrementando su temperatura a su ingreso al generador (3), mientras caso contrario ocurre con la corriente (5) donde su temperatura es reducida a su ingreso por la válvula de solución. Posteriormente, una cantidad de energía es suministrada al generador para separar la mezcla y enviar el refrigerante hacia el condensador, donde este es

enfriado hasta las condiciones de líquido saturado. A su salida del condensador como líquido saturado, este es enviado hacia la válvula de expansión, en la cual su presión y temperatura son reducidas, entrando al evaporador como mezcla bifásica. Finalmente, energía del espacio a enfriar se transfiere al evaporador lo que ocasiona que la mezcla sea evaporada hasta alcanzar las condiciones de saturación y repetir el ciclo.

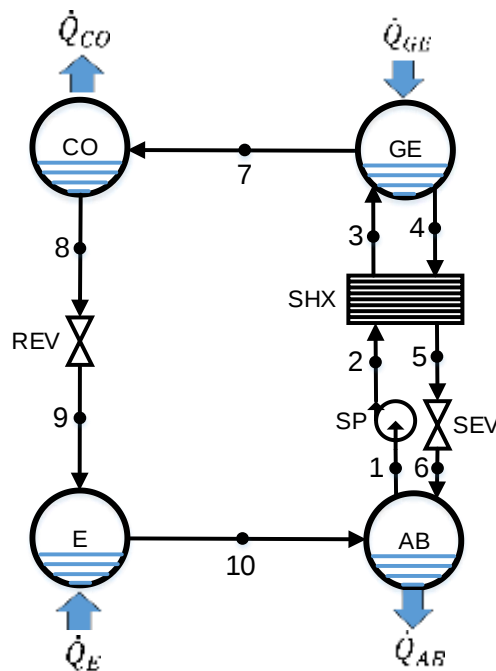


Figura 2. Esquema del sistema de absorción de simple efecto. **Fuente:** Elaboración propia.

El rendimiento energético para el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto se puede calcular como la razón de la capacidad frigorífica producida en el evaporador ($\dot{Q}_E$) respecto a la energía suministrada al generador ($\dot{Q}_G$):

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad 1$$

La capacidad frigorífica y la energía suministrada al generador se puede calcular de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_s - h_e) \quad 2$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_r h_s + \dot{m}_{sd} h_s - \dot{m}_{sf} h_e \quad 3$$

Considerando el consumo eléctrico de la bomba, el rendimiento energético puede ser obtenido a partir de la siguiente expresión:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad 4$$

Donde $\dot{W}_B$ representa la potencia de la bomba de solución en kW, la cual puede ser calculada a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{sf}(h_s - h_e) \quad 5$$

$$\dot{W}_B = \dot{m}_{sf} v_{sf} (P_s - P_e) \quad 6$$

Por lo tanto, el rendimiento energético puede también ser calculado a partir de las ecuaciones 7 y 8:

$$COP_R = \frac{\dot{m}_r(h_s - h_e)}{\dot{m}_r h_s + \dot{m}_{sd} h_s - \dot{m}_{sf} h_e + \dot{m}_{sf}(h_s - h_e)} \quad 7$$

$$COP_R = \frac{\dot{m}_r(h_s - h_e)}{\dot{m}_r h_s + \dot{m}_{sd} h_s - \dot{m}_{sf} h_e + \dot{m}_{sf} \dot{m}_{sf} v_{sf} (P_s - P_e)} \quad 8$$

Cuando el sistema de refrigeración por absorción opere como bomba de calor (calefacción), la siguiente expresión es empleada para calcular el rendimiento energético del sistema:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad 9$$

Al aplicar un balance general de energía en el sistema de refrigeración por absorción, se puede obtener la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_E + \dot{Q}_G = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A \quad 10$$

Al sustituir la ecuación 10 en la ecuación 9, el rendimiento energético del sistema de refrigeración por absorción en modo bomba de calor se puede calcular como sigue:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_E + \dot{Q}_G}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} = 1 - \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} = 1 - COP_R \quad 11$$

Dentro del mercado se pueden encontrar una variedad de máquinas de refrigeración por absorción de simple efecto condensadas por agua (Yazaki, Thermax, EAW, Phoenix, Climate Well, las cuales trabajan con LiBr/H₂O y LiCl/H₂O como pares de trabajo. Las máquinas Yazaki y Thermax se caracterizan por tener capacidades de refrigeración de hasta 35 kW, así como operar con combustibles fósiles, calor residual o energías renovable (solar y biomasa). A diferencia de las máquinas EAW, estas se limitan a capacidades frigoríficas de hasta 15 kW, aunque estas también son activadas de forma similar que las máquinas Yazaki y Thermax. Por su parte, las máquinas de refrigeración por absorción Phoenix y Climate Well, presentan la ventaja de ser activadas con energía solar, la cual puede ayudar a reducir las emisiones de gases efecto invernadero, sin embargo, su capacidad de enfriamiento está limitada a 10 kW y se debe seleccionar adecuadamente el sistema de enfriamiento para evitar riesgos de legionela (formación de bacterias). En la Tabla 2 se muestran las principales máquinas de refrigeración por absorción condensadas por agua encontradas en el mercado y sus principales características.

Tabla 2. Máquinas de refrigeración por absorción condensadas por agua: capacidades, condiciones de operación, COP y principales características.

Marca	Fluido de trabajo	$\dot{Q}_E$ (kW)	T_G (°C)	T_{af} (°C)	COP	Características de la máquina
Thermax	LiBr/H ₂ O	35	90/80	8-12	0.7	• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela • Sin bomba de solución
Yazaki	LiBr/H ₂ O		90	8-12		• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela • Sin bomba de solución
EAW	LiBr/H ₂ O	15	85	15		• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela • Sin bomba de solución
Phoenix	LiBr/H ₂ O	10	95/85	12-16		• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela • Sin bomba de solución
Climate Well	LiCl/H ₂ O	10	90	10-16		• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela • Estable en periodos nublosos

Otro de los sistemas de refrigeración de simple efecto son las máquinas enfriadas por aire. En la Tabla 3 se ilustran algunas máquinas de refrigeración por absorción de simple efecto enfriadas por aire, las cuales han sido diseñadas por varias empresas y por prototipos experimentales desarrollados a nivel institucional. En este sentido, se puede observar que la máquina que presenta la mayor capacidad de enfriamiento es de la empresa Carrier (35 kW), la cual es activada con energía solar y cuyos rendimientos energéticos oscilan entre 0.71 a 0.75. Por su

parte, la Universidad Politécnica de Cataluña diseñó una máquina de simple efecto enfriada por aire con una capacidad de 6.7 kW y alimentada con agua, la cual alcanzó un rendimiento energético de entre 0.32 a 0.47 a una temperatura ambiente de 32°C. Por su parte, Rotartica diseñó una máquina de absorción de simple efecto, la cual operaba con LiBr/H₂O como mezcla de trabajo y tenía una capacidad frigorífica de 4.5 kW. Además, podía ser alimentada con energía solar o agua caliente proveniente de una caldera y presentaba la ventaja de no tener inconvenientes con la cristalización, sin embargo, su rendimiento energético estaba limitado 0.43 y no podía trabajar a temperaturas de refrigeración altas. Por otra parte, la temperatura nominal de entrada de agua caliente era de 90°C, lo que representaba una carga térmica en el generador de 6.7 kW. Además, para que la máquina funcionara adecuadamente y pudiera producir frío, las temperaturas de operación en los circuitos secundarios en el evaporador, condensador y evaporador deben estar dentro del siguiente rango: $T_E=12^{\circ}\text{C}-22^{\circ}\text{C}$, $T_C=30^{\circ}\text{C}-40^{\circ}\text{C}$ y $T_G=80^{\circ}\text{C}-105^{\circ}\text{C}$, cuyo máximo rendimiento alcanzado fue de 0.5.

Tabla 3. Fabricantes y características de las máquinas de refrigeración por absorción de simple efecto enfriadas por aire.

Fabricante/prototipo	Fuente de calor	Potencia/kW	$T_{\text{amb}}/^{\circ}\text{C}$	COP
Carrier	Solar	35	N/D	0.71-0.75
Universidad Politécnica de Cataluña (Castro et al., 2002)	Agua caliente	6.7	32	0.32-0.47
Rotartica	Solar	4.5	35	0.5

2.3. Sistemas de doble efecto

Buscando mejorar en el rendimiento energético del sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, se desarrolló una configuración más avanzada, la cual es nombrada como sistema de refrigeración por absorción de doble efecto. A diferencia del sistema de absorción de simple efecto, la configuración de doble efecto trabaja con dos generadores conectados en serie, en el cual parte de la energía aplicada al primer generador (generador de baja temperatura) proviene del condensador de alta temperatura, lo que ayuda a mejorar el rendimiento energético del sistema, así como dos condensadores, dos válvulas de refrigerante, un evaporador, un absorbedor, dos bombas de solución, dos válvulas de solución y dos intercambiadores de calor. En la Figura 3 se ilustra el diagrama esquemático del sistema de refrigeración por absorción de doble efecto, así como la transferencia de calor del condensador de alta temperatura hacia el generador de baja temperatura, lo que permite mejorar el rendimiento energético en comparación con el ciclo convencional de refrigeración por absorción.

El proceso es muy similar al del ciclo de refrigeración de simple efecto. Primeramente, calor ingresa al generador de alta temperatura (Q_{d2}) separando la mezcla. Por un lado, el refrigerante es enviado al condensador ($c2$), producto de la transferencia de calor, el refrigerante alcanza las condiciones de líquido saturado a su salida por este componente. Posteriormente, el refrigerante ingresa a la válvula de refrigerante reduciendo su presión y temperatura a su ingreso al primer condensador ($c1$). Por su parte, la mezcla pobre en refrigerante es enviado hacia el generador vía el intercambiador de calor de solución ($SHX2$), donde el calor proveniente del condensador ($c2$) ocasiona que la mezcla sea separada

nuevamente. La solución rica en refrigerante es enviada de regreso al generador de alta presión por medio de la bomba de solución, mientras el refrigerante ingresa al condensador c1 y se mezcla con el refrigerante líquido del condensador c2. Es este componente, parte del calor es rechazado al medio ambiente e ingresa a la segunda válvula de refrigerante como líquido saturado. El refrigerante fluye hacia el evaporador a baja presión y temperatura, donde calor proveniente del espacio a enfriar provoca que se transforme en vapor saturado y se envía hacia el absorbedor. Por su parte, la solución pobre en refrigerante pasa a través del intercambiador de calor de solución (SHX1) para después ser enviado a la válvula de solución reduciendo su presión y temperatura a su ingreso al absorbedor. En el absorbedor, la solución pobre en refrigerante se mezcla con el vapor de refrigerante proveniente del evaporador. La mezcla rica en refrigerante fluye hacia el generador (d1) por medio de la bomba de solución de baja presión y de esta manera completar el ciclo.

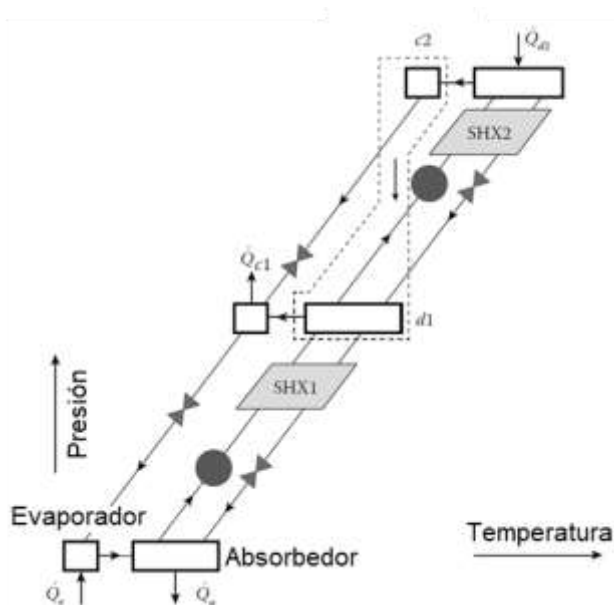


Figura 3. Sistema de refrigeración por absorción de doble efecto. **Fuente:** Fuente: (Herold et al., 2016)

Cabe mencionar que, con la implementación de un segundo efecto en el sistema de refrigeración por absorción, se pueden lograr mejoras significativas en el rendimiento energético del sistema, los cuales oscilan entre 1.0 y 1.4 (Herold et al., 2016), esto representa una mejora entre el 43% al 100%, en comparación con el sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. Sin embargo, las temperaturas de operación deben ser entre 150°C y 180°C (Henning, 2007), las cuales son entre 25% a 50% superiores a aquellas empleadas por el ciclo básico de refrigeración por absorción.

Es importante resaltar que este tipo de configuración es de mayor capacidad frigorífica, el cual se emplea comúnmente para acondicionamiento de aire en edificios y sistemas industriales. Además, permiten aprovechar la energía residual de procesos industriales y plantas de cogeneración, lo que ayuda a mejorar el rendimiento energético y reducir el impacto ambiental que ocasionan aquellos sistemas que son alimentados con electricidad. Las capacidades de las máquinas de refrigeración por absorción oscilan entre 200 TR hasta las 350 TR, las cuales son principalmente alimentadas con calor, aunque también se pueden encontrar máquinas de doble efecto que son accionadas con agua caliente, cuya temperatura de operación varían entre 155 a 205°C, sin embargo, el rendimiento energético para este tipo de máquinas es ligeramente menor en comparación con las máquinas de doble efecto activadas con calor, cuyos rendimientos energéticos oscilan entre 0.9 a 1.2, lo que representa un consumo de vapor de aproximadamente 1.4 kg/h por cada kW de refrigeración producido. Dentro del mercado se pueden encontrar dos tipos de máquinas de refrigeración por absorción de doble efecto: condensadas por aire y condensadas por agua. En la Tabla 4 se muestran algunas características,

temperaturas de evaporación, capacidad frigorífica y rendimiento energético de algunas máquinas de refrigeración por absorción condensadas por agua.

Tabla 4. Máquinas de refrigeración por absorción de doble efecto condensadas por agua: capacidades, condiciones de operación, COP y principales características.

Marca	Fluido de trabajo	$\dot{Q}_E$ (kW)	T_G (°C)	T_{af} (°C)	COP	Características de la máquina
Broad	LiBr/H ₂ O	16	150	10-16	1.2	• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela
Rinnai/Oska	LiCl/H ₂ O	6.7		10-15		• Consumo eléctrico • Riesgo de legionela

Las máquinas de refrigeración por absorción condensadas por aire tienen una ventaja de no requerir una torre de enfriamiento como sucede con las máquinas de refrigeración por absorción condensadas por agua, más bien requieren de un aerogenerador para liberar el calor proveniente del condensador y del absorbedor. Sin embargo, al emplear aire como medio de enfriamiento, este conlleva en un aumento de la temperatura de condensación, lo que puede ocasionar que la temperatura de ebullición de los generadores se eleve, por ende, se requiere una mayor cantidad de energía para poder separar la mezcla. Además, esto implica que el ciclo opere con mayores temperaturas y concentraciones de la disolución, lo que puede ocasionar que el ciclo se desplace peligrosamente a la zona de cristalización del LiBr, formando cristales que se depositen en los componentes y la tubería por donde circula la mezcla, lo que puede provocar que la máquina falle (Foley et al., 2000).

Hablando específicamente de los sistemas de refrigeración de doble efecto condensadas por aire, la empresa Yazaki desarrolló una máquina con 28 kW de capacidad de enfriamiento denominada Yazaki ACH-8 accionada por gas natural, cuyo rendimiento energético es de 0.85 a una temperatura ambiente de 35°C. Las potencias frigoríficas, fuente de calor y rendimiento energético de algunas máquinas de refrigeración por absorción enfriadas por aire se ilustran en la Tabla 5.

Tabla 5. Fabricantes y características de las máquinas de refrigeración por absorción de doble efecto enfriadas por aire.

Fabricante/prototipo	Fuente de calor	Potencia/kW	T _{amb} /°C	COP
Tokio gas (Kurosawa et al., 1998)	Flama directa	15	35	0.93
GRI/Batelle (De Vuono et al., 1992)	Flama directa	10	43	1.09
Yazaki (Tongu et al., 1993)	Flama directa	4.5	46	0.8
Yazaki ACH-8	Flama directa	28	42.5	0.85

El rendimiento energético de los sistemas de refrigeración de doble efecto es obtenido por medio de la misma expresión empleada para un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto. La diferencia radica en que el rendimiento energético para el sistema de refrigeración de doble efecto, se debe considerar la potencia frigorífica producida tanto por el evaporador de baja temperatura ($\dot{Q}_{E,B}$) como el de alta temperatura ($\dot{Q}_{E,A}$), así como la energía suministrada al generador de alta presión ($\dot{Q}_{G,A}$). Por lo tanto, su rendimiento energético se obtiene usando la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{Q}_{E,A} + \dot{Q}_{E,B}}{\dot{Q}_{G,A}} \quad 12$$

Considerando el consumo energético de la bomba de solución, el rendimiento energético puede ser obtenido como sigue:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{E,A} + \dot{Q}_{E,B}}{\dot{Q}_{G,A} + \dot{W}_{E,P}} \quad 13$$

Donde $\dot{W}_{E,P}$ es la potencia de la bomba de solución de alta y baja presión, la cual es obtenida por medio de la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{E,P} = \dot{W}_{E,A} + \dot{W}_{E,B} \quad 14$$

2.3.1. Clasificación de las máquinas de absorción de doble efecto

Dependiendo de la distribución del caudal que ingresa al condensador y absorbedor se clasifican en flujo en serie y flujo en paralelo. En el sistema de refrigeración por absorción en serie, todo el caudal de disolución es conducido hacia el generador de alta temperatura y, posteriormente es enviado al generador de baja temperatura, tal como se ilustra en la Figura 4.

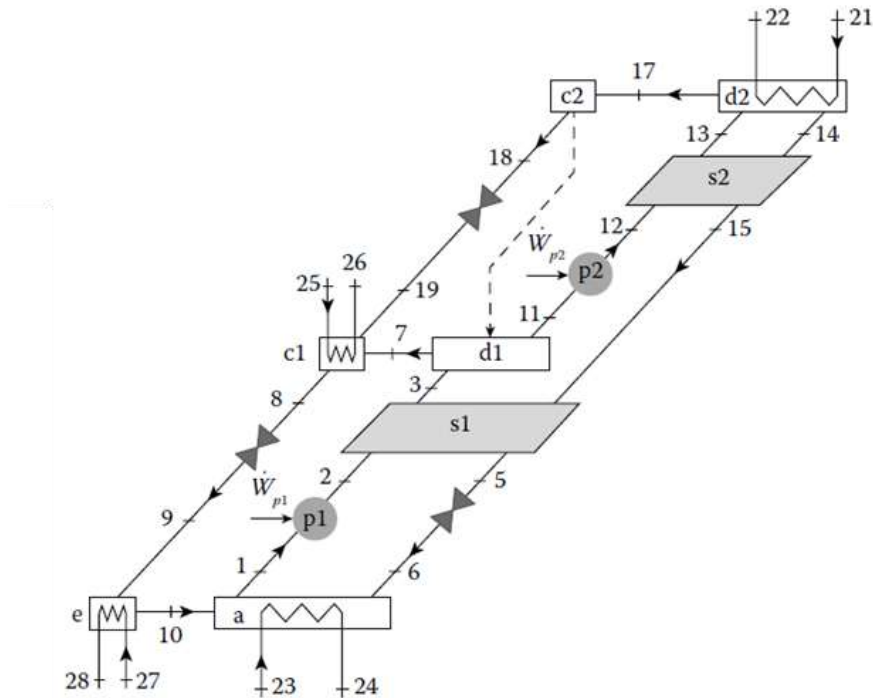


Figura 4. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto conectado en serie.
Fuente: (Herold et al., 2016)

Por otra parte, los sistemas de refrigeración de absorción de doble efecto con flujo en paralelo, la disolución proveniente del absorbedor se divide en dos circuitos, uno que va hacia el generador de alta presión y el otro que circula hacia el generador de baja presión. Un esquema de esta configuración se ilustra en la Figura 5, donde d, c, e, a, s y p representan el generador, condensador, evaporador, absorbedor, intercambiador de solución y bomba de solución, mientras los puntos 1 y 2 indica el número de componentes que conforman el sistema.

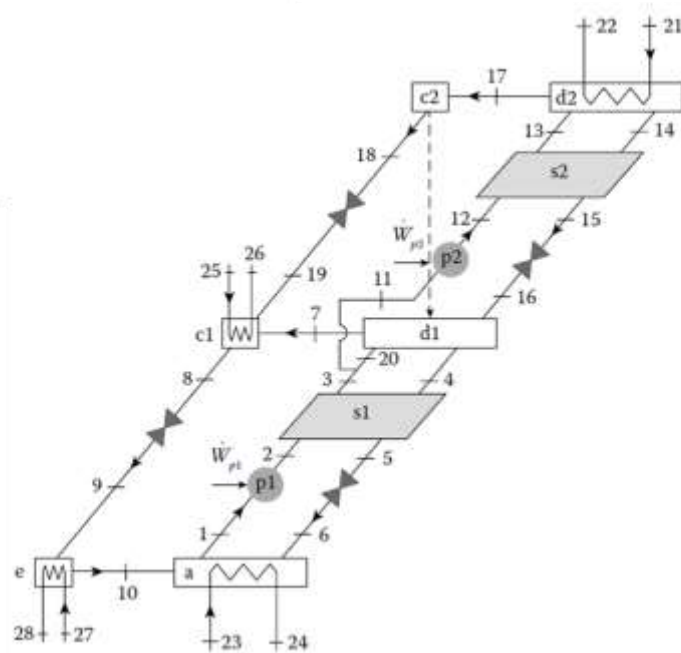


Figura 5. Ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto conectado en paralelo. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Existen algunas investigaciones con el objetivo de determinar cuál distribución de flujo presenta mejores rendimientos energéticos. Tal es el caso de Herold et al., 2016, quienes determinaron de manera teórica que las máquinas de doble efecto con flujo en paralelo presentan mejores rendimientos energéticos que aquellas con distribución de flujo en serie, el cual también fue demostrado por Arun et al., 2001.

2.4. Máquinas de refrigeración por absorción de triple efecto

Los sistemas de refrigeración por absorción de triple efecto se caracterizan por operar con tres generadores (Baja, intermedia y alta presión). La ventaja en comparación con el sistema de refrigeración por absorción de doble efecto, es que

esta configuración requiere relativamente menor cantidad de energía para separar el refrigerante, lo que contribuye en un mayor rendimiento energético del sistema, los cuales son superiores a 1.2, sin embargo, las temperaturas requeridas para su adecuado funcionamiento son mayores en comparación con el ciclo de refrigeración por absorción de simple y doble efecto. En la Figura 6 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción de triple efecto, donde E representa al evaporador, C al condensador, A al absorbedor, D al generador, p a la bomba de solución y SHX al intercambiador de calor de solución, mientras los subíndices 1-3 indican el número de componentes asociados al sistema. Además, para mejorar el rendimiento energético del sistema, el calor del condensador C3 se utiliza como fuente de calor en el generador D2, mientras la energía proveniente del condensador C2 es empleado como fuente de calor en el generador D1.

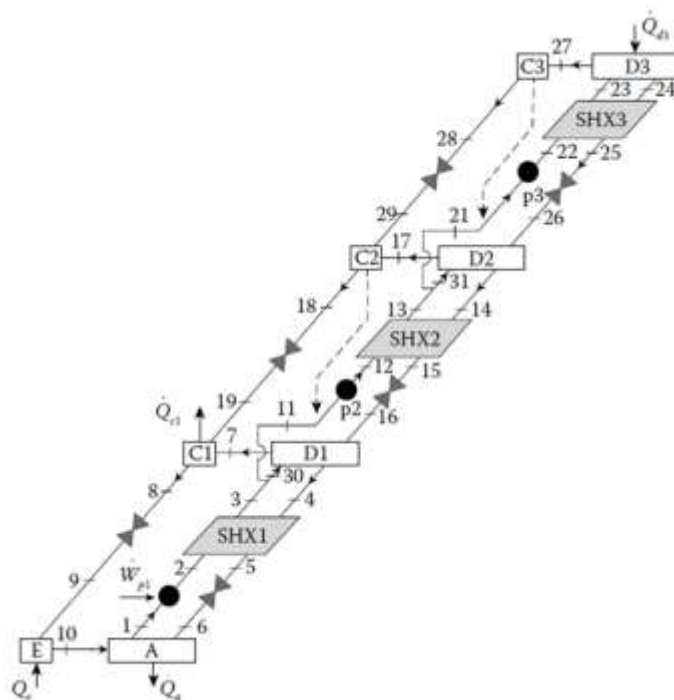


Figura 6. Ciclo de refrigeración por absorción de triple efecto. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Capítulo III. Metodología

3.1. Introducción

Las propiedades termodinámicas de las mezclas binarias, ternarias o cuaternarias juegan un rol importante en el desempeño energético, temperatura de activación, temperatura de cristalización y corrosión en los sistemas de refrigeración por absorción. Encontrar mezclas de trabajo que ayuden a mejorar estas condiciones se ha vuelto una tarea muy importante en el campo de la refrigeración por absorción. Dentro de la literatura, se han estudiado diferentes mezclas con el objetivo de tener alternativas a las mezclas comerciales $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, sin embargo, muchas de ellas aún no han podido ser comercializadas debido a los problemas de cristalización y a que presentan un menor rendimiento energético que la mezcla convencional $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Por otra parte, existe la necesidad de desarrollar códigos computacionales basados en correlaciones empíricas que permitan evaluar el comportamiento energético bajo diferentes condiciones de operación y determinar cuál de ellas presenta las mejores características de operación para que puedan ser consideradas como mezclas sustitutas al $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y/o $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en los equipos comerciales de refrigeración por absorción.

3.2. Fluidos de trabajo

El coeficiente de operación en los sistemas de refrigeración por absorción depende en gran medida del tipo de mezcla de trabajo que se esté empleando, de tal manera que los costos de fabricación y de operación también dependen de cada par de trabajo. Como se ha descrito anteriormente, los fluidos de trabajo que se

emplean comúnmente en las máquinas de refrigeración por absorción comerciales son $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. En la Tabla 6 se muestran las características más importantes para ambos fluidos, en la cual se puede observar que el $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ presenta un mayor calor latente que el del $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, aunque este tiene la desventaja de operar con presiones de vacío. Además, ambos refrigerantes tienen una buena afinidad entre el refrigerante y absorbente que los hace buenas mezclas para este tipo de sistemas. Por otra parte, al emplear agua como refrigerante en la mezcla $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo, esto lo limita para ser empleado en aplicaciones de acondicionamiento de aire, además, este presenta una baja toxicidad y una baja viscosidad, tanto para el refrigerante como para el absorbente.

Tabla 6. Propiedades de las mezclas aplicadas a sistemas de refrigeración por absorción (Herold et al., 2016).

Propiedad	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	$\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$
Refrigerante		
Calor latente	Bueno	Excelente
Presión de vapor	Muy alta	Muy baja
Baja Temperatura de congelación	Excelente	Limitada
Baja viscosidad	Buena	Buena
Absorbente		
Baja presión de vapor	Pobre	Excelente
Baja viscosidad	Buena	Buena
Mezcla		
Sin fase sólida	Excelente	Aplicación limitada
Baja toxicidad	Pobre	Buena
Alta afinidad entre refrigerante y absorbente	Buena	Buena

En la Figura 7 se muestra el efecto de la concentración sobre la entalpía específica a diferentes temperaturas de generación, el cual es conocido como

diagrama T- x para la mezcla LiBr-H₂O. Se puede observar que la entalpía se reduce hasta un mínimo valor y posteriormente se incrementa con el aumento de la concentración. Además, el aumento de la temperatura de generación provoca un incremento en la entalpía en la mezcla. También se puede observar una línea de cristalización que indica la máxima temperatura con la que debe trabajar el sistema antes de que el LiBr pueda ser depositado o solidificado en el sistema, lo que puede ocasionar que el este deje de funcionar.

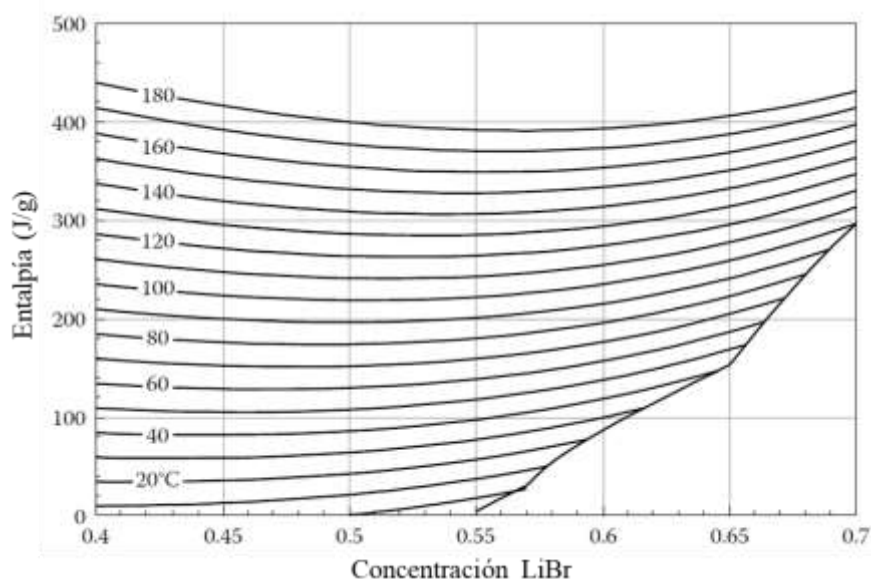


Figura 7. Diagrama T- x para la mezcla LiBr-H₂O. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Como se mencionó previamente, las propiedades de las mezclas de trabajo empleadas en los sistemas de refrigeración por absorción juegan un papel determinante en el rendimiento energético del sistema, en su diseño y su aplicación. Conocer las propiedades termodinámicas de cada mezcla permitirá determinar bajo qué condiciones de operación se obtienen los mejores rendimientos energéticos. Por lo tanto, es importante conocer la composición de la mezcla en equilibrio termodinámico a una temperatura y presión dada, los cuales se ilustran en la Figura

8. Cabe mencionar que dichos diagramas se conocen como diagramas de Dühring en honor a Eugen Karl Dühring.

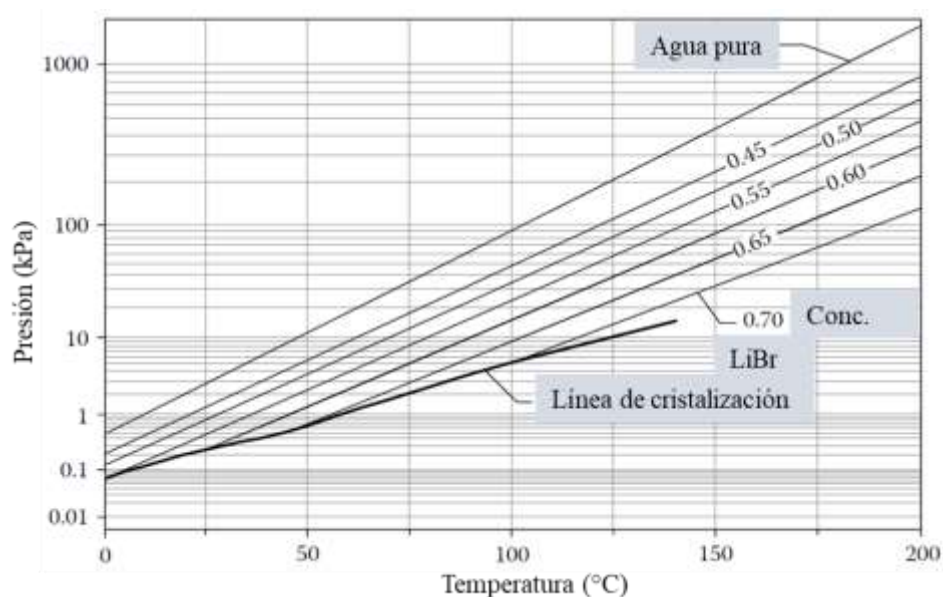


Figura 8. Diagrama T-P para la mezcla LiBr-H₂O. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Para poder comprender la transferencia de calor que ocurre en cada uno de los componentes de intercambio de calor que conforman el sistema de refrigeración por absorción, es necesario conocer la conductividad térmica del fluido de trabajo. Como es bien conocido, la conductividad térmica es la capacidad que tiene un fluido para transferirse hacia otro. Entre mayor es la conductividad térmica, mayor es la rapidez de transferencia de calor. En la Figura 9 se ilustra la influencia de la concentración de la solución sobre la conductividad térmica de la mezcla LiBr-H₂O a diferentes valores de temperatura. El incremento en la concentración de la solución ocasiona una reducción en la conductividad térmica de la mezcla, aunque este es menor conforme la temperatura de operación se reduce. Los mayores valores de conductividad térmica de aproximadamente 0.7 W/mK se presentan cuando la concentración de la mezcla es cero y una temperatura de 100°C, lo

anterior se debe a que, en este punto, la mezcla se comporta como un fluido puro (agua), cuya conductividad térmica es mayor que la de una mezcla.

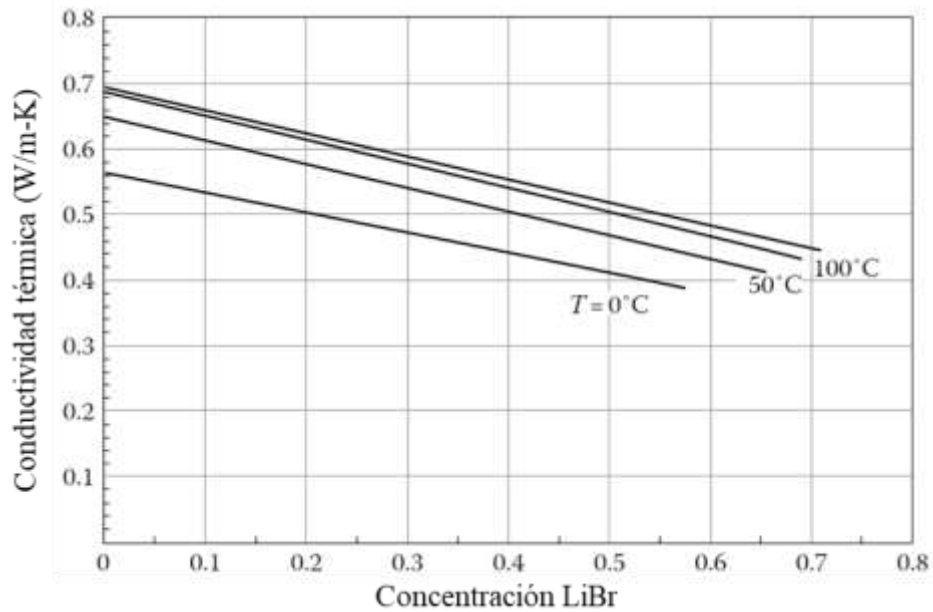


Figura 9. Conductividad térmica de la mezcla LiBr-H₂O. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

La viscosidad de la mezcla está relacionada con la capacidad que presenta para poderse desplazar a través del sistema. En la Figura 10 se ilustran las variaciones de la viscosidad dinámica en función de la concentración y temperatura. Los resultados revelan un incremento significativo en la viscosidad conforme la concentración se incrementa y esta resulta ser menor a bajas temperaturas de operación. También se observa que para un rango de concentración entre 0-0.2, no existen variaciones significativas en la viscosidad de la mezcla, sin embargo, para concentraciones mayores a los 0.2, la viscosidad comienza a incrementarse significativamente hasta valores de 0.0025 N-s/m² a una temperatura de operación de 150°C y una concentración de 0.7, mientras para la temperatura de 100, 50 y

0°C, los mayores valores de viscosidad de 0.004 N-s/m², 0.0065 N-s/m² y 0.013 N-s/m² se obtienen a las concentraciones de 0.69, 0.66 y 0.58, respectivamente.

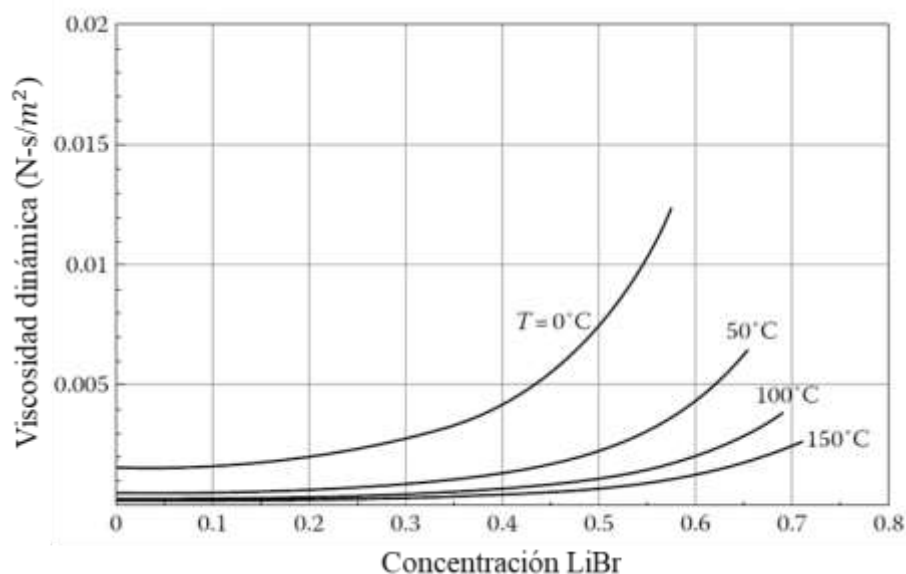


Figura 10. Efecto de la concentración sobre la viscosidad para la mezcla LiBr/H₂O. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Un diagrama representativo, así como los componentes principales que conforman el ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto se muestra en la Figura 11. Como se puede observar, los componentes que requieren de una carga térmica es el generador y evaporador, mientras aquellos que rechazan energía hacia el medioambiente son el absorbedor y condensador. La energía que se transfiere al generador es la encargada de provocar la separación del refrigerante de la mezcla, mientras en el evaporador, el calor se aprovecha para evaporar la mezcla bifásica proveniente de la válvula de refrigerante. Para que exista un equilibrio térmico, el calor del condensador y absorbedor es liberado hacia el medio ambiente con la ayuda de una torre de enfriamiento o aerogenerador. Cabe mencionar que en muchos análisis de ciclos de refrigeración por absorción se considera que la

temperatura del condensador y absorbedor se encuentran a la misma temperatura por simplicidad en los resultados obtenidos.

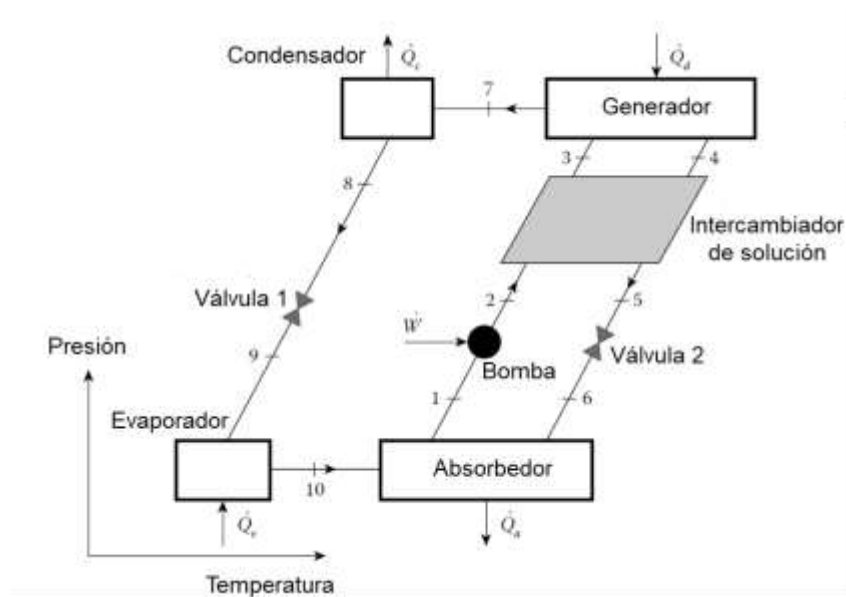


Figura 11. Diagrama esquemático de un ciclo de simple efecto operando con LiBr/H₂O como mezcla refrigerante. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

Con base a la figura, se puede observar que al generador ingresa la solución rica en refrigerante y esta es separada por medio del calor suministrado en dicho componente. Refrigerante en forma de vapor sale del generador, así como la solución pobre en refrigerante. Para tal efecto, el balance de masa queda determinado a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad 15$$

Por otra parte, el balance de especies en el generador se puede representar por medio de la siguiente ecuación, donde x representa la concentración a la entrada y salida de cada uno de los flujos del generador:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad 16$$

Considerando que refrigerante puro fluye hacia el condensador, por lo tanto, la concentración de la solución en el punto 7 es cero, de tal manera que el balance de concentraciones en el generador puede ser calculado por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad 17$$

Un parámetro importante en el diseño, análisis y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción es la razón de circulación, f . Este es empleado para determinar el tamaño de la máquina, esto quiere decir que entre mayor sea la razón de circulación, mayor el tamaño del sistema. Este parámetro puede ser calculada por medio de la siguiente expresión:

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad 18$$

Para la simulación del ciclo de refrigeración por absorción mostrado en la Figura 11, se consideró que el generador, condensador, evaporador y absorbedor operan bajo las siguientes condiciones de operación: $T_G = 89.36^\circ\text{C}$, $T_C = 40.06^\circ\text{C}$, $T_E = 1.39^\circ\text{C}$ y $T_A = 32.72^\circ\text{C}$, respectivamente. Además, se consideró que el flujo másico que sale del absorbedor es de 0.05 kg/s. Los valores correspondientes a cada uno de los estados termodinámicos, así como sus propiedades termodinámicas se muestran en la Tabla 7. Los resultados muestran que el sistema requiere de una carga térmica en el generador de 14.73 kW, una potencia en la bomba de solución de 0.205 kW y una carga térmica en el generador de 10.67 kW para lograr un rendimiento energético de 0.724. Además, la carga que se requiere

disipar en el condensador y absorbedor para mantener la máquina en correcto funcionamiento debe ser de 11.31 kW y 14.09 kW, respectivamente.

Tabla 7. Estados termodinámicos y cargas térmicas del sistema de refrigeración por absorción (Herold et al., 2016).

Estado termodinámico	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	x (kg/kg)
1	87.76	0.05	0.676	0.5648
2	87.76	0.05	7.406	0.5648
3	149.9	0.05	7.406	0.5648
4	223.3	0.05	7.406	0.6216
5	155.0	0.0454	7.406	0.6216
6	155.0	0.0454	0.676	0.6216
7	2643.1	0.0454	7.406	0.0000
8	167.8	0.00457	7.406	0.0000
9	167.8	0.00457	0.676	0.0000
10	2503.1	0.00457	0.676	0.0000
Componente		Energía		
Generador	14.73 kW	Evaporador	10.67 kW	
Condensador	11.31 kW	Absorbedor	14.09 kW	
Bomba	0.205 W	COP	0.724	

Para representar los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración, es necesario el uso del diagrama de Duhring. Como se observa, los estados termodinámicos 1, 6, 9 y 10 representan los valores correspondientes a la etapa de baja presión, mientras los estados termodinámicos 2, 3, 4, 5, 7 y 8 ilustran la etapa

de alta presión. Además, también se puede observar el circuito de refrigerante (7, 8, 9 y 10), así como la zona de cristalización para la mezcla LiBr/H₂O.

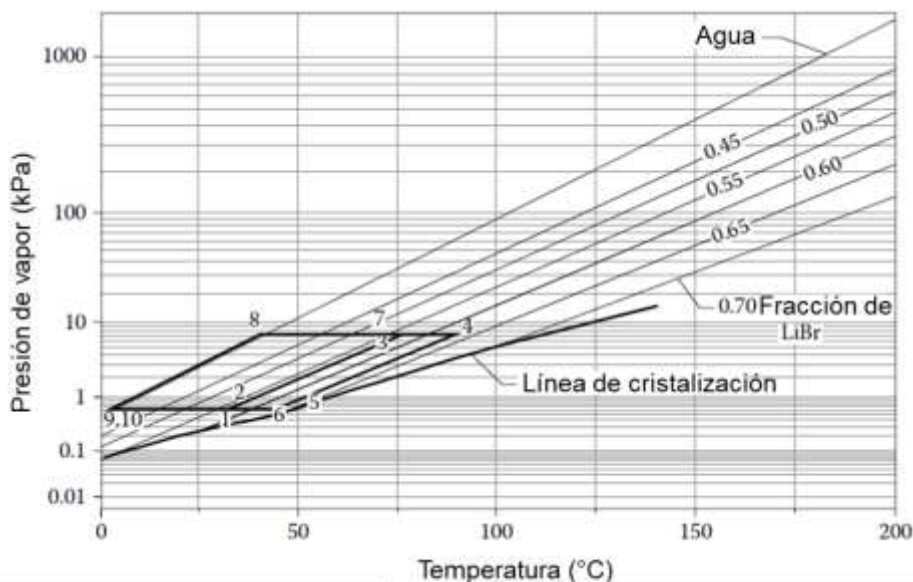


Figura 12. Ciclo termodinámico para la mezcla LiBr/H₂O en el diagrama de Duhring. **Fuente:** (Herold et al., 2016)

El ciclo empleado para la mezcla NH₃/H₂O es similar al empleado para la mezcla LiBr/H₂O. La diferencia radica en que el NH₃/H₂O requiere de un rectificador para separar el agua que se ha evaporado con el refrigerante. Debido a que el amoníaco es altamente corrosivo al cobre, los materiales empleados para este tipo de máquinas de refrigeración comprenden al acero al carbono o el acero inoxidable. En la Figura 13 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por absorción operando NH₃/H₂O como mezcla refrigerante. Par este caso, el amoníaco es empleado como refrigerante, mientras el agua como absorbente. Debido a que el punto de ebullición del agua es ligeramente inferior al del amoníaco, una pequeña cantidad de ésta es evaporada con el amoníaco y enviada al circuito de refrigeración. Por tal motivo, para evitar que el agua obstruya la circulación del

refrigerante y reduzca la carga térmica en el evaporador, se emplea un rectificador que separa al refrigerante del absorbente, sin embargo, esto provoca una ligera caída en el rendimiento energético del sistema.

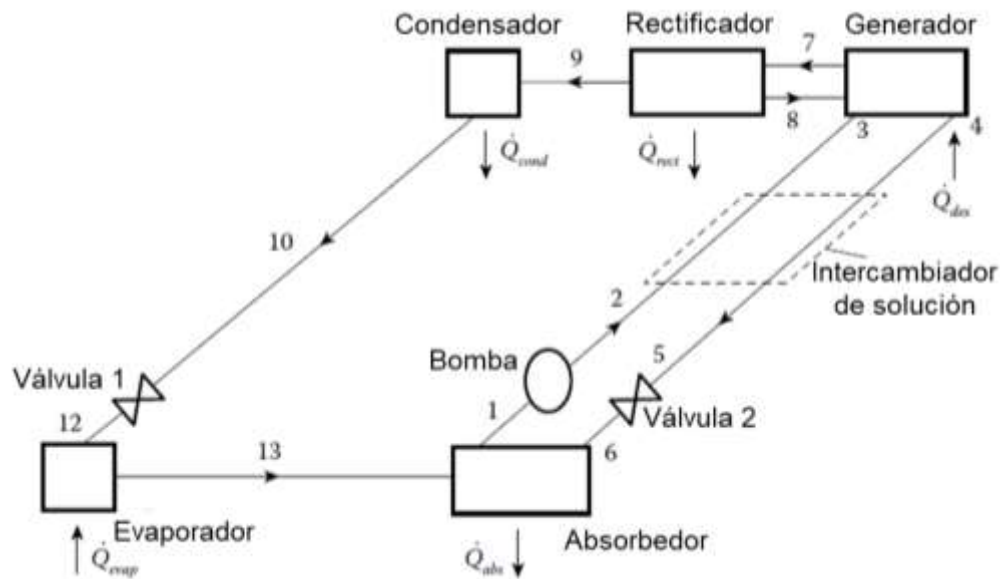


Figura 13. Ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa con $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.
Fuente: (Herold et al., 2016)

Las ecuaciones que modelan el ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa operando con $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ son similares a las obtenidas por la mezcla $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, la diferencia radica en que la fracción de amoníaco es de 0.9996, la temperatura en el evaporador es de -10°C , mientras la temperatura en el condensador y absorbedor es de 40°C . Para cumplir con los balances de concentración y energía en el sistema, es necesario emplear las siguientes ecuaciones:

Rectificador

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9$$

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_7 x_7 - (\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9)$$

Generador

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8$$

Basado en los balances de masa, concentración y energía, los estados termodinámicos, propiedades termodinámicas, carga térmica y rendimiento energético se ilustran en la Tabla 8. Los resultados muestran que las presiones del sistema operando con NH₃/H₂O son muy superiores a las del ciclo con LiBr/H₂O, mientras el rendimiento energético obtenido es de 0.447, para lo cual, es necesaria una carga térmica en el generador de 327.5 kW, mientras la potencia en la bomba y evaporador son de 1.5 kW y 146.9 kW, respectivamente.

Tabla 8. Estados termodinámicos y cargas térmicas del sistema de refrigeración por absorción.

Estado termodinámico	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	P (kPa)	x (kg/kg)
1	-49.8	1.000	286.4	0.3962
2	-49.8	1.000	1556	0.3962
3	209.6	1.000	1556	0.3962
4	358.9	0.8578	1556	0.2962
5	58.3	0.8578	1556	0.2962
6	58.3	0.8578	286.4	0.2962
7	1516.9	0.1526	1556	0.9582
8	230.1	0.01047	1556	0.3962
9	1310.3	0.1422	1556	0.9996
10	190.7	0.1422	1556	0.9996
12	190.7	0.1422	286.4	0.9996
13	1224.3	0.1422	286.4	0.9996

Componente		Energía	
Generador	327.5 kW	Evaporador	146.9 kW
Condensador	159.2 kW	Absorbedor	273.9 kW
Bomba	1.5 kW	COP	0.447

3.2.1 Propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo

Las propiedades del refrigerante y absorbente juegan un papel importante en el desempeño energético de los sistemas de refrigeración por absorción. Para poder evaluar su comportamiento energético, es necesario evaluar la presión de vapor, conductividad térmica, densidad, calor específico, entalpía específica y la temperatura de cristalización. Para el caso del refrigerante, cuando el sistema opera a una alta temperatura, la presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja para reducir el tamaño de los equipos y los costos de fabricación del sistema. Sin embargo, al operar a bajas temperaturas, debe suceder que la presión sea mayor para facilitar la detección de fugas en las líneas que alimentan el sistema. Con respecto a la conductividad térmica, esta debe ser alta, la cual ayudará el proceso de transferencia de calor en los ductos y equipos de intercambio de calor.

Para el caso del absorbente, este debe tener una presión lo más baja posible a la temperatura de generación, con el objetivo de evitar una columna de destilación/rectificador, lo que ocasiona que el rendimiento energético disminuya. Además, deben ser estables químicamente y no corrosivos, deben tener una

mínima viscosidad para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor, así como un bajo punto de congelación.

Dentro de la literatura se encuentran diferentes combinaciones de refrigerante/absorbente empleado en el análisis y simulación de sistemas de refrigeración por absorción, las cuales ayuden a mitigar los problemas de cristalización y corrosión que presenta la mezcla LiBr/H₂O, sin embargo, muchas de ellas no se han comercializado debido a problemas de estabilidad, corrosión y toxicidad que contienen algunas de ellas, mientras que otras, se encuentran todavía en la etapa de desarrollo, aunque existen pocos prototipos experimentales con el objetivo de determinar su viabilidad y aplicación en el campo de la refrigeración, climatización y acondicionamiento de aire a nivel industrial y residencial, principalmente. Dentro de las mezclas de trabajo comúnmente encontradas en la literatura se encuentran:

- Amoníaco/sales
- Metilamina/sales
- Alcoholes/sales
- Amoníaco/disolventes orgánicos
- Anhídrido sulfuroso/disolventes orgánicos
- Hidrocarburos halogenados/disolventes orgánicos

Aun cuando la mezcla LiBr/H₂O es empleada en sistemas de refrigeración por absorción, no daña la capa de ozono ni tampoco presenta efecto sobre el calentamiento global del planeta, se debe tomar en cuenta que, al ser una solución acuosa, es necesario evitar su ingestión. Además, durante su manipulación, se

deben seguir adecuadamente las normas de seguridad para evitar daños a las personas, así como a los materiales que estén en contacto con la misma, ya que algún derrame puede ocasionar decoloración en la madera y en otros materiales orgánicos, principalmente. En la Tabla 9 se muestran algunas de las características de los refrigerantes y absorbentes empleados en las máquinas de refrigeración por absorción. Se puede observar que el amoniaco presenta una alta toxicidad y una alta presión de operación, por lo que se debe tener cuidado durante su manipulación y/o uso. Por su parte, el agua como refrigerante se limita a trabajar con bajas presiones (presiones de vacío), aunque su uso se limita a aplicaciones de sistemas de acondicionamiento de aire y calefacción. Por su parte, la solución de LiBr generalmente se combina con el agua para su aplicación en los sistemas de refrigeración por absorción, aunque presenta inconvenientes como la cristalización y la corrosión, el cual lo limita para que se pueda emplear en materiales, tales como el acero inoxidable y bronce.

Tabla 9. Características principales de los refrigerantes y absorbentes.

Refrigerantes y absorbentes			
Refrigerantes y absorbentes	NH ₃	H ₂ O	LiBr
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Efectos contaminantes	Baja	Nula	Nula
ODP	0	0	0
GWP	0	0	0
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor latente de vaporización	1.25 MJ/Mkg	2.5 MJ/Mkg	N/A
Costo	Medio	Bajo	Medio

Para programar las propiedades de la mezcla en el software EES fue necesario emplear el proceso de interpolación múltiple. Dentro del EES existe la ventaja que contiene esta función, por lo que se requiere incluir los valores correspondientes de la función objetivo en función de los parámetros de entrada.

3.3. Propiedades termodinámicas del agua

El agua es un fluido que se emplea comúnmente como refrigerante en los sistemas de refrigeración por absorción, por tal motivo, sus propiedades termodinámicas son fundamentales durante su análisis y simulación. Dentro de la literatura existen varios tipos de correlaciones para el cálculo de dichas propiedades, las cuales pueden ser calculadas directamente por medio de diferentes softwares comerciales como es el caso del EES, Refprop, etc., sin embargo, la mayoría de estas correlaciones están basadas en ecuaciones diferenciales no lineales que en ocasiones complican los cálculos en sistemas complejos de sistemas de refrigeración por absorción, especialmente cuando se emplean los fluidos secundarios de los equipos de intercambio de calor, como es el generador, condensador, absorbedor, evaporador y los recuperadores de calor (pre-enfriador e intercambiador de solución). Por consiguiente, en la literatura están disponibles otras correlaciones que se emplean para el cálculo de las propiedades del agua, las cuales son más simples de programar como es el caso de aquellas propuestas por Jiang y Cao, 2003, así como Florides et al., 2003.

3.3.1. Presión de saturación

Para condiciones de saturación, Jiang y Cao, 2003 proponen la ecuación 1 para determinar la presión de saturación del agua.

$$p_{sat} = e^{\frac{1000a_0}{T} + a_1 + \frac{a_2T}{1000} + a_3 \ln(T)} \quad 19$$

Donde, p es la presión de saturación dada en MPa, T la temperatura en K. Los coeficientes de la ecuación pueden ser obtenidos a partir del siguiente vector:

$$A = [-7.7441545, 80.735421, 9.8945756, -11.138892]$$

Para estimar la presión de saturación del agua, Florides et al., 2003 propusieron la siguiente ecuación:

$$p_{sat} = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5 + a_6T^6 \quad 20$$

Donde p está dada en kPa, T, en °C y los coeficientes a_i son los elementos del siguiente vector:

$$A = [0.6108, 4.44 \times 10^{-2}, 1.4 \times 10^{-3}, 3 \times 10^{-5}, 2 \times 10^{-7}, -3 \times 10^{-9}, 2 \times 10^{-12}]$$

3.3.2. Entalpía del vapor saturado

La entalpía específica del vapor saturado (kJ/kg) es otra propiedad termodinámica empleada para el análisis y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción. Esta propiedad es empleada para determinar la cantidad de energía que contiene un fluido y ésta pueda ser empleada en forma de calor o trabajo, la cual depende principalmente de la temperatura, la cual debe estar en la escala absoluta (K). Para tal caso, la entalpía específica del vapor saturado se puede calcular en base a la ecuación propuesta por Jiang y Cao, 2003:

$$h_g = a_0 + \frac{a_1 T}{1000} + \frac{a_2 T^2}{1000^2} + \frac{a_3 T^3}{1000^3} + \frac{a_4 T^4}{1000^4} + \frac{a_5 T^5}{1000^5} + \frac{a_6 T^6}{1000^6} \quad 21$$

Los coeficientes a_i pueden ser obtenidos a partir de los elementos correspondientes al siguiente vector:

$$A = [3.4711033 \times 10^3, -1.7305388 \times 10^4, 9.7790853 \times 10^4, -2.4659887 \times 10^5, 3.1183497 \times 10^5, -1.6409925 \times 10^5]$$

Con lo que respecta a Florides et al., 2003, ellos propusieron la siguiente ecuación para el cálculo de la entalpía de vapor saturado:

$$h_g = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 \quad 22$$

Donde h_g representa la entalpía específica de vapor saturado (kJ/kg), T la temperatura del fluido (°C) y a_0, a_1 y a_2 son los elementos del siguiente vector:

$$A = [2500.559, 1.88060937, -1.25397 \times 10^{-3}]$$

3.3.3. Entalpía de líquido saturado

Para estimar la entalpía de líquido saturado (kJ/kg), Jiang y Cao, 2003 proponen la ecuación, la cual depende de la presión del fluido, en MPa:

$$h_f = a_0 + a_1 p^{0.125} + a_2 (p^{0.125})^2 + a_3 (p^{0.125})^3 + a_4 (p^{0.125})^4 + a_5 (p^{0.125})^5 + a_6 (p^{0.125})^6 + a_7 (p^{0.125})^7 \quad 23$$

Los coeficientes a_{0-7} se pueden obtener por medio del siguiente vector:

$$A = [-187.84245, 760.75728, -1637.9149, 2653.5223, -2575.211, 1500.939, -480.62572, 65.565467]$$

Para estimar la entalpía específica de cambio de fase, en kJ/kg, en función de la temperatura, en °C, Florides et al. [9] han propuesto la siguiente ecuación:

$$h_{fg} = a_0 + a_1T + a_2T^2 \quad 24$$

Donde los coeficientes a_{0-2} se obtienen a partir del siguiente vector:

$$A = [2500.43063, -2.29983657, -1.32635 \times 10^{-3}]$$

Debido a que Florides et al., 2003 no presenta una correlación para estimar la entalpía específica de líquido saturado, sin embargo, esta puede calcularse por medio de la siguiente ecuación:

$$h_f = h_g - h_{fg} \quad 25$$

3.3.4. Entalpía del vapor sobrecalentado

Por otra parte, Jiang y Cao, 2003 propusieron la ecuación para determinar la entalpía específica del vapor sobrecalentado, en kJ/kg.

$$h = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3p/T^{a_4} + a_5p^2/T^{a_6} \quad 26$$

Donde, la temperatura debe estar dada en una escala absoluta (K), y la presión, en MPa. Además, dicha ecuación está limitada para un rango de presiones $p \leq 35$ MPa y un rango de temperaturas $T \leq 650^\circ\text{C}$, mientras los coeficientes son obtenidos del siguiente vector:

$$A = [2026.384, 1.648536, 3.145604 \times 10^{-4}, -2.190522 \times 10^4, 2.534445, -4.148994 \times 10^{25}, 9.215999]$$

Para el caso de Florides et al., 2003, la entalpía específica del vapor sobrecalentado se puede calcular por medio de la siguiente expresión:

$$h = ((h_2 - h_1)/100)\Delta T + h_1 \quad 27$$

Donde, h_1 y h_2 son las entalpías del vapor sobrecalentado a las respectivas referencias en kJ/kg y ΔT representa el grado de sobrecalentamiento en °C.

$$h_1 = 32.508 \ln(p) + 2513.2 \quad 28a$$

$$h_2 = 0.00001p^2 - 0.1193p + 2689 \quad 28b$$

$$\Delta T = T - T_{\text{sat}}(p) \quad 28c$$

Donde p es la presión del fluido, en kPa

3.4. Propiedades de la Mezcla ternaria $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$

Las correlaciones para determinar las propiedades de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ fueron obtenidas del trabajo desarrollado por Li *et al.*, 2018 bajo diferentes condiciones de operación. La ventaja de estas correlaciones es que están basadas en ecuaciones simples que pueden ser programadas por medio del software Engineering Equation Solver (EES). A continuación, se describen las propiedades más importantes de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, las principales correlaciones y comparativas con resultados presentados en la literatura.

3.4.1. Temperatura de cristalización

La temperatura de cristalización para una mezcla con una solución acuosa como el $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) se ve influenciada con la concentración de la misma. En otras palabras, cuando una máquina de refrigeración por absorción alcanza la temperatura de cristalización, se comienza a solidificar la solución formando cristales que se depositan en el sistema y causan que este falle. Para evitar estos inconvenientes, es necesario determinar la temperatura de cristalización para cada mezcla en función de su concentración. En la Figura 14 se

muestra la temperatura de cristalización de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, así como la comparativa con la mezcla $\text{CaCl}_2/\text{H}_2\text{O}$. Los resultados muestran que al agregar LiBr y LiNO_3 a la mezcla CaCl_2 reduce la temperatura de cristalización, lo que ayuda a prevenir la formación de cristales en los sistemas de refrigeración por absorción que pueden ocasionar tapones en las tuberías, así como reducir su eficiencia energética.

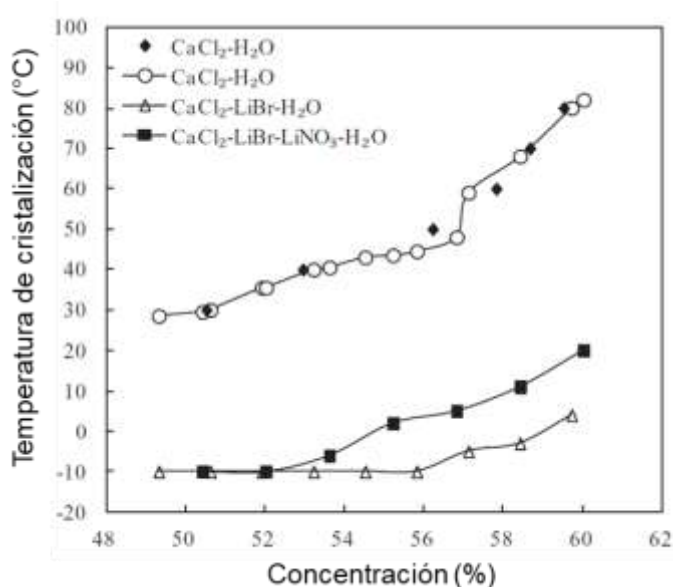


Figura 14. Efecto de la temperatura de cristalización para diferentes mezclas de trabajo basadas en CaCl_2 . **Fuente:** (Herold et al., 2016)

3.4.2. Presión de vapor

Para evaluar la presión de vapor saturado para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{--LiBr--LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1), la ecuación de Antoine fue empleada, la cual fue obtenida del trabajo desarrollado por Li et al., 2018, la cual puede ser calculada a partir de la ecuación 1.

$$\log P = \sum_{i=1}^2 \left[a1_i + \frac{b1_i}{T - c1_i} \right] (100x)^i \quad 29$$

Donde, P , T y x , representan la presión de saturación, la temperatura y concentración de la mezcla en kPa, °C y %, respectivamente. Los coeficientes $a1$, $b1$ y $c1$ para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) se obtienen a partir de los valores mostrados en la Tabla 10.

Tabla 10. Valores de los coeficientes $a1$, $b1$ y $c1$ empleados en la ecuación 29.

i	$a1_i$	$b1_i$	$c1_i$
0	-2.614×10^0	7.160×10^2	-5.757×10^1
1	2.234×10^{-1}	-2.886×10^1	-5.032×10^1
2	-2.685×10^{-3}	1.459×10^{-6}	2.770×10^1

Al sustituir los coeficientes de la Tabla 10 en la ecuación 29 se pueden obtener los valores correspondientes de la presión de vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ para un rango de temperaturas de 20°C a 100.5°C, así como para un rango de concentración de la solución entre 50% a 65%, los cuales fueron resueltos con la ayuda del software EES y los valores correspondientes se ilustran en la Tabla 11. Los resultados muestran que la concentración y la temperatura presentan una influencia significativa en la presión de vapor de la mezcla. A una concentración de 50%, la menor presión ($P=0.568$ kPa) se obtiene a la mínima temperatura de operación ($T=20^\circ\text{C}$), sin embargo, cuando se incrementa la temperatura hasta un valor de 100.1°C , la presión de vapor se incrementa hasta $P=36.81$ kPa, esto representa un aumento de casi 64 veces en la presión de operación, en

comparación con el valor obtenido a la temperatura de 20°C. Cuando la concentración se incrementa a valores de 55%, 60% y 65%, se puede observar el mismo comportamiento en las presiones de vapor, los menores valores se obtienen a la menor temperatura de operación del sistema, mientras los mayores valores se obtienen a las temperaturas más altas de operación, sin embargo, se tiene que considerar que estos valores están por debajo de la presión atmosférica. Esto significa que, al trabajar con esta mezcla y usar agua como fluido refrigerante, este tipo de máquinas deben operar con presiones de vacío.

Tabla 11. Presión de vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).

x (%)		P (kPa) a cada valor de T (°C)								
50	T	20	25	30.9	35.3	40.2	45.1	50	54.5	60.7
	p	0.568	0.802	1.185	1.572	2.144	2.843	3.734	4.731	6.458
	T	64.9	70.1	75	79.9	85	90.1	95	100.1	
	p	7.95	10.18	12.88	15.91	19.81	24.68	30.18	36.81	
55	T	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	p	0.365	0.530	0.746	1.040	1.438	1.935	2.571	3.382	4.392
	T	65	70	75	80	85	90	95	100	
	p	5.710	7.386	9.568	12.15	15.22	18.87	22.96	27.51	
60	T	25	30	35	40	45	50	55	60	65
	p	0.321	0.465	0.653	0.918	1.265	1.747	2.36	3.148	4.088
	T	70	75	80	85	90	95	100		
	p	5.333	6.947	8.951	11.30	13.97	17.18	21.19		
65	T	74.7	80.8	85.3	90	95.2	100.2	100.5		
	p	5.110	7.029	8.725	10.065	13.065	16.161	19.24		

3.4.3. Entalpía específica

Para el cálculo de la entalpía específica de la mezcla, fue necesario la utilización de la ecuación de regresión propuesta por Chen y Xi, 2006, la cual se puede obtener a partir de la siguiente expresión:

$$h = \sum_{i=0}^2 [(a2_i + b2_ix + c2_ix^2)T^i] \quad 30$$

Donde h , es la entalpía específica en kJ/kg; T es la temperatura en °C; x es la fracción en masa del absorbente en %, mientras los parámetros de regresión $a2$, $b2$ y $c2$ se obtienen a partir de los valores mostrados en la Tabla 12.

Tabla 12. Valores de las constantes $a2$, $b2$ y $c2$ para la Ecuación 30.

i	$a2_i$	$b2_i$	$c2_i$
0	3.202×10^2	-1.962×10^0	1.101×10^{-2}
1	4.127×10^0	-4.623×10^{-2}	1.870×10^{-4}
2	2.385×10^{-3}	2.066×10^{-5}	-2.753×10^{-7}

La ecuación 30 fue modelada con la ayuda del software EES y los valores de la entalpía específica de la mezcla se ilustran en la Tabla 13. Cabe mencionar que los valores de entalpía se obtuvieron para un rango de temperaturas entre 0-100°C y concentraciones entre 50-65%. Como se observa, los valores de entalpía específica son mayores con el aumento de la temperatura de operación, aunque son ligeramente menores conforme la concentración de la solución se incrementa. Por ejemplo, a una temperatura de 10°C y una concentración de 50%, la entalpía específica es de 272.222 kJ/kg, mientras al incrementar la concentración a un valor de 65%, la entalpía resultó ser de 258.788 kJ/kg, lo que indica una reducción del 5.19%. Sin embargo, para la temperatura de operación de 100°C y considerando los mismos valores de concentración, la diferencia entre ambos valores de entalpía específica se incrementa en 12.65%. Con base a los resultados obtenidos, se puede

concluir que la simulación predice adecuadamente los valores de entalpía específica para dicha mezcla.

Tabla 13. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).

x (%)	Valores de h (kJ/kg) para diferentes valores de T (°C)					
50	T	10	20	30	40	50
	h	272.222	295.413	318.713	342.117	365.620
	T	60	70	80	90	100
	h	389.215	412.898	436.663	460.505	484.418
	T	10	20	30	40	50
	h	267.285	288.918	310.619	332.393	354.246
55	T	60	70	80	90	100
	h	376.182	398.207	420.325	442.541	464.860
	T	10	20	30	40	50
	h	262.689	282.828	303.023	323.281	343.609
	T	60	70	80	90	100
	h	364.017	384.513	405.104	425.799	446.605
60	T	10	20	30	40	50
	h	258.788	277.500	296.280	315.134	334.064
	T	60	70	80	90	100
	h	353.074	372.170	391.355	410.632	430.007

3.4.4. Calor específico

El calor específico para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) es evaluado para rango de concentraciones en la solución de 50% a 65%, así como para un rango de temperaturas entre 10°C a 100°C. Los valores correspondientes fueron obtenidos a partir de la ecuación propuesta por He *et al.*, 2010, la cual se obtiene como sigue:

$$C_p = \sum_{i=0}^2 [(a3_i + b3_i T + c3_i T^2) x^i] \quad 31$$

Las constantes $a3$, $b3$ y $c3$, son obtenidos a partir de la Tabla 14, mientras los parámetros C_p , T y x expresan el calor específico de la mezcla en kJ/kg°C, la temperatura en °C y la fracción en masa en %, respectivamente.

Tabla 14. Valores de las constantes a_3 , b_3 y c_3 para la ecuación 31.

i	a_3i	b_3i	c_3i
0	3.842×10^0	3.028×10^{-2}	-2.530×10^{-4}
1	-3.192×10^{-2}	-9.980×10^{-4}	8.621×10^{-6}
2	2.244×10^{-5}	8.336×10^{-5}	-7.220×10^{-8}

En la Tabla 15 se muestran los valores del calor específico obtenidos para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1). Como se observa, el aumento de la temperatura de operación provoca un aumento del calor específico de la mezcla en alrededor del 2%. Por otra parte, el calor específico se reduce con el aumento de la concentración. El mayor valor del calor específico ($C_p=2.399 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$) se obtiene a una temperatura de 100°C y una concentración de 50%, mientras el menor resultado ($C_p=1.875 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$) se obtiene a una temperatura de 60°C y una concentración del 65%.

Tabla 15. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).

w (%)	Calor específico C_p (kJ/kg $^\circ\text{C}$) a cada valor de temperatura T ($^\circ\text{C}$)					
50	T	10	20	30	40	50
	C_p	2.312	2.323	2.335	2.345	2.354
	T	60	70	80	90	100
	C_p	2.365	2.374	2.382	2.387	2.399
	T	10	20	30	40	50
	C_p	2.168	2.178	2.186	2.193	2.199
55	T	60	70	80	90	100
	C_p	2.209	2.218	2.227	2.236	2.247
	T	10	20	30	40	50
	C_p	2.005	2.016	2.023	2.030	2.036
	T	60	70	80	90	100
	C_p	2.044	2.052	2.062	2.078	2.093
60	T	10	20	30	40	50
	C_p	1.875	1.885	1.891	1.899	1.908
	T	60	70	80	90	100
	C_p	1.916	1.924	1.933	1.941	1.956

3.5. Propiedades de la mezcla ternaria $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)

La mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) ha surgido como una alternativa para remplazar al $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en los sistemas de refrigeración por absorción debido a sus buenas propiedades termofísicas y que puede ser compatibles con materiales tales como el acero al carbono y el cobre. Además, con esta mezcla se pueden resolver los problemas de cristalización que presentan las mezclas LiBr y CaCl_2 . Para tal efecto, a continuación, se muestra el procedimiento para calcular las propiedades de la mezcla cuaternaria $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

3.5.1. Presión de vapor

Para evaluar la presión de vapor saturado para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1), esta fue calculada por medio de la correlación propuesta por Li *et al.*, 2019b:

$$\begin{aligned}\log P = & 1.243 - \frac{8.293}{T + 273.15 + 3.466 \times 10^3} \\ & + \left(1.698 \times 10^{-1} - \frac{3.894 \times 10^{-3}}{T + 273.15 + 1.944 \times 10^2} \right) x \\ & + \left(-1.503 \times 10^{-3} + \frac{-1.503 \times 10^{-3} + 3.97 \times 10^{-1}}{T + 273.15 + 2.836 \times 10^2} \right) x^2\end{aligned}\tag{32}$$

Donde, P , T y x , representan la presión de saturación, la temperatura y concentración de la mezcla en kPa, °C y %, respectivamente. Los valores correspondientes de la presión de vapor para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) se muestran en la Tabla 16.

Tabla 16. Presión de vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

x (%)	P (kPa) a cada valor de T ($^{\circ}\text{C}$)									
50	T	20.1	25.7	30.2	35.3	40.6	45.0	50.7	55.4	60.0
	p	0.634	0.901	1.225	1.705	2.371	3.064	4.325	5.626	7.206
	T	65.2	70.7	75.0	80.9	85.7	90.0	95.2	100.0	
	p	9.336	12.075	14.800	19.100	23.536	27.931	33.519	40.578	
55	T	21.2	28.0	32.1	35.0	39.9	45.1	52.0	55.6	60.0
	p	0.443	0.712	0.939	1.148	1.569	2.210	3.407	4.249	5.387
	T	65.2	70.2	75	80.9	85.0	90.4	95.0	100.0	
	p	7.060	9.016	11.301	14.825	17.699	21.912	26.011	31.898	
60	T	21.0	26.1	30.0	35.0	41.0	45.0	50.0	55.1	60.4
	p	0.280	0.412	0.541	0.769	1.166	1.492	2.071	2.855	4.026
	T	65.5	70.2	75.0	80.0	85.4	90.4	95.2	100.1	
	p	5.355	6.901	8.873	11.106	14.063	17.268	21.176	25.912	
65	T	25.1	30.0	35.0	40.5	45.0	50.0	55.6	60.5	65.6
	p	0.226	0.341	0.490	0.744	0.985	1.339	1.958	2.675	3.665
	T	71.1	75.4	80.1	85.2	90.0	94.6	100.5		
	p	4.971	6.282	7.749	9.894	12.395	15.241	19.243		

Para una presión de generación y evaporación fijas de 6.290 kPa y 0.872 kPa, respectivamente, la temperatura de generación para la mezcla alternativa resultó ser 7°C más baja que la de la mezcla convencional $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, los resultados fueron realizados a una temperatura de evaporación de 5°C y la temperatura en el condensador y absorbedor se estableció de 37°C , dicha comparativa se muestran en la Figura 15.

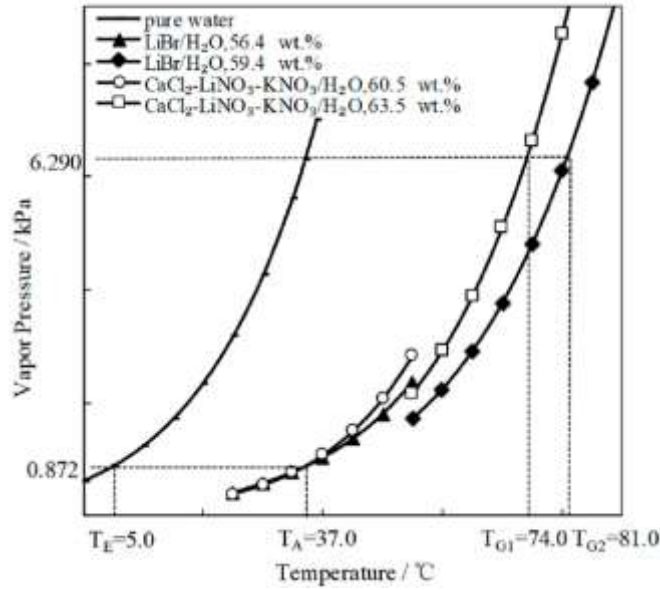


Figura 15. Comparación de la temperatura de generación entre el LiBr/H₂O y la mezcla alternativa CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O (15.5:5:1). **Fuente:** (Herold et al., 2016)

3.5.2. Densidad

La densidad de la mezcla CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O (15.5:5:1) puede ser obtenida por medio de la ecuación 33. Como se aprecia, la densidad depende de la temperatura (°C) y concentración de la mezcla (%). Los valores de la densidad (gr/cm³) se ilustran en la Tabla 17.

$$\begin{aligned}
 \rho = & 1.923 \times 10^2 - 1.139(T + 273.15) + 1.690 \times 10^{-3}(T + 273.15)^2 \\
 & + (-1.034 \times 10^3 + 6.162(T + 273.15) \\
 & - 9.146 \times 10^{-3}(T + 273.15)^2)x \\
 & + (1.859 \times 10^3 - 1.107(T + 273.15) + 1.642 \times 10^{-2}(T + 273.15)^2) \\
 & + (-1.108 \times 10^3 + 6.595(T + 273.15) \\
 & - 9.781 \times 10^{-3}(T + 273.15)^2)x^3
 \end{aligned} \tag{33}$$

Tabla 17. Densidad para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

T	50	55	60	65
20	1.4614	1.5181	1.5784	
30	1.4563	1.5111	1.5713	
40	1.4488	1.5042	1.5642	1.6245
50	1.4412	1.4977	1.5547	1.6185
60	1.4352	1.4906	1.5495	1.6131
70	1.4278	1.4834	1.5420	1.6058
80	1.4215	1.4761	1.5351	1.5991
90	1.4141	1.4696	1.5287	1.5915
100	1.4067	1.4618	1.5229	1.5820

3.5.3. Calor específico

El calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) puede ser medido en términos de la temperatura ($^{\circ}\text{C}$) y la concentración (%). La ecuación 34 corresponde a la correlación empleada para medir esta propiedad, la cual puede ser obtenida para temperaturas entre 10-100 $^{\circ}\text{C}$ y concentraciones entre 50-65%. En la Tabla 18 se muestran los valores correspondientes del calor específico obtenidos de manera experimental.

$$\begin{aligned}
 C_p = & 2.575 + 1.951 \times 10^{-2}(T + 273.15) - 2.200 \times 10^{-4}(T + 273.15)^2 \\
 & + (1.121 \times 10^{-2} - 6.433 \times 10^{-4}(T + 273.15) \\
 & + 7.593 \times 10^{-6}(T + 273.15)^2)x \\
 & + (-3.259 \times 10^{-4} + 5.570 \times 10^{-6}(T + 273.15) \\
 & - 7.020 \times 10^{-8}(T + 273.15)^2)x^2
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

Tabla 18. Calor específico para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

T	50	55	60	65
10	2.438	2.313	2.189	2.039
20	2.444	2.321	2.193	2.045
30	2.458	2.335	2.206	2.057
40	2.473	2.350	2.216	2.071
50	2.487	2.366	2.227	2.085
60	2.501	2.380	2.241	2.098
70	2.518	2.400	2.254	2.110
80	2.527	2.417	2.266	2.127
90	2.542	2.432	2.286	2.130
100	2.563	2.452	2.303	2.146

3.5.4. Entalpía específica

Para el cálculo de la densidad de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) es recomendable emplear la ecuación 35, la cual depende de la concentración y temperatura de operación del sistema.

$$\begin{aligned}
 h = & 3.151x10^2 - 1.193x + 6.998x10^{-3}x^2 \\
 & + (2.971 - 2.553x10^{-3}x - 1.817x10^{-4}x^2)(T + 273.15) \\
 & + (-1.775x10^{-3} + 1.198x10^{-4}x - 1.304x10^{-6}x^2)(T + 273.15)
 \end{aligned} \quad 35$$

Los valores de la entalpía especifican de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) en kJ/kg se muestran en la Tabla 19. Los resultados ilustran incrementos significativos en la entalpía específica de la mezcla con el aumento de la temperatura y una ligera reducción con el aumento en la concentración de la solución. También se observa que la máxima temperatura con la que puede operar el sistema de refrigeración por absorción es de 100°C, limitándolo el uso y análisis del ciclo convencional de refrigeración por absorción.

Tabla 19. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

T	50	55	60	65
10	296.787	293.028	290.874	287.666
20	321.185	316.239	312.767	308.113
30	345.720	339.568	334.776	328.685
40	370.395	363.026	356.907	349.382
50	395.214	386.622	379.172	370.205
60	420.183	410.368	401.578	391.155
70	445.305	434.272	424.134	412.233
80	470.584	458.345	446.849	433.438
90	496.025	482.598	469.733	454.773
100	521.632	507.039	492.793	476.237

3.6. Propiedades de la Mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$

3.6.1. Presión de vapor

Para evaluar la presión de vapor saturado para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, esta fue calculada de manera experimental por Luo *et al.*, 2013. Los valores de la presión para dicha mezcla son obtenidos para un rango de temperaturas entre 297.65°C a 422.75°C , así como para un rango de concentraciones entre 50% a 70%. Debido a que el trabajo de Luo *et al.*, 2013 no presenta un conjunto de correlaciones para determinar las propiedades termofísicas de la mezcla, estas fueron obtenidas de los resultados reportados experimentalmente, los cuales se muestran en la Tabla 20.

Tabla 20. Presión de vapor de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

x (%)	P (kPa) a cada valor de T (K) para el $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$								
50	T	297.65	303.25	307.65	312.65	323.05	333.25	342.95	353.15
	p	1.172	1.699	2.324	3.196	5.350	8.775	13.823	22.148
	T	363.65	372.15	383.15	388.45	393.05	396.45		
	p	34.28	46.446	65.870	77.492	90.800	98.012		
55	T	297.95	302.15	308.55	312.75	318.25	323.55	328.25	333.15

	p	0.930	1.107	1.792	2.475	3.444	4.547	5.909	7.502
	T	343.05	353.25	362.45	374.05	383.15	391.95	398.75	402.75
	p	11.93	18.144	26.074	39.407	55.389	70.976	87.59	97.504
	T	303.05	308.05	313.15	323.05	333.05	343.05	352.85	363.65
60	p	1.077	1.516	1.850	3.42	5.842	9.497	14.639	22.800
	T	373.45	383.55	394.05	401.75	407.85			
	p	31.631	44.24	62.22	79.414	95.628			
	T	333.05	342.85	352.55	363.35	374.15	383.15	393.65	403.75
65	p	4.544	6.995	11.18	17.975	25.332	34.484	48.816	66.787
	T	412.75	418.15						
	p	89.297	104.53						

3.6.2. Calor específico

En la Tabla 21 se muestran los valores del calor específico para el $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ para temperaturas entre 303.15 K a 373.15 K y rango de concentraciones entre 45% a 60%. El calor específico se incrementa con el aumento de la temperatura y con el aumento en la concentración. De manera similar a las demás mezclas ternarias, el menor calor específico de 2.998 kJ/kg-K se obtiene a la menor concentración (0.45) y a la temperatura de 303.15 K y este se incrementa hasta 1.191 kJ/kg-K cuando se emplea una temperatura de 373.15K. También se observa que el calor específico llega a un valor de 2.638 kJ/kg-K cuando el sistema opera a una concentración del 60% y una temperatura de 303.15K y aumenta hasta un valor de 2.770 kJ/kg-K al incrementar la temperatura hasta 373.15K. Por tal motivo, para absorber la mayor cantidad de energía entre una corriente y otra y transferir la mayor cantidad de

energía en el absorbedor, intercambiador de solución y generador, es recomendable usar altas temperaturas y altas concentraciones.

Tabla 21. Calor específico de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

x (%)		C_p (kJ/kg-K) a cada valor de T (K) para el $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$							
45	T	303.15	308.15	313.15	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	C_p	2.998	3.015	3.020	3.024	3.031	3.034	3.047	3.053
	T	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	C_p	3.065	3.090	3.102	3.133	3.149	3.171	3.191	
50	T	303.15	308.15	313.15	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	C_p	2.781	2.883	2.894	2.912	2.924	2.924	2.931	2.931
	T	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	C_p	2.943	2.955	2.960	3.005	3.023	3.033		
55	T	303.15	308.15	313.15	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	C_p	2.757	2.772	2.784	2.784	2.792	2.800	2.790	2.792
	T	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	C_p	2.807	2.820	2.840	2.851	2.877	2.895	2.903	
60	T	303.15	308.15	313.15	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	C_p	2.638	2.644	2.659	2.665	2.667	2.676	2.685	2.688
	T	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	C_p	2.691	2.706	2.712	2.716	2.733	2.751	2.770	

La entalpía específica de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ fue claculada para un rango de concentraciones entre 45% a 60% y temperaturas de operación entre 303.15K a 373.15K, la cual se muestra en la Tabla 22. Similar a las propiedades termofísicas de las demás mezclas de trabajo, la entalpía específica presenta un incremento con el aumento tanto de la temperatura de operación como con la concentración. Los menores valores de entalpía específica se obtienen a la temperatura de 303.15K y una concentración de 45%, cuyo valor corresponde a 509.38 kJ/kg, mientras el valor

más alto de 711.04 kJ/kg se obtiene a la temperatura de 373.15K y una concentración del 60%.

Tabla 22. Entalpía específica de la mezcla LiNO₃/H₂O.

x (%)	h (kJ/kg) a cada valor de T (K) para el LiNO ₃ /H ₂ O							
45	303.15	308.15	313.15	319.55	323.15	328.15	333.15	338.15
	509.38	524.48	539.59	558.97	569.89	585.09	600.33	558.97
	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	630.96	646.35	661.81	677.34	692.95	708.64	724.42	
50	303.15	308.15	313.15	316.55	323.15	328.15	333.15	338.15
	515.57	530.04	544.51	554.37	573.54	588.10	602.70	617.35
	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	632.05	646.81	661.64	676.53	691.50	706.55	721.69	
55	303.15	308.15	313.45	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	520.52	534.35	549.02	562.05	575.95	589.87	603.84	617.85
	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	631.92	646.05	660.23	674.49	688.83	703.25	717.75	
60	303.15	308.15	310.65	318.15	323.15	328.15	333.15	338.15
	522.65	535.85	542.45	562.29	575.55	588.85	602.18	615.56
	343.15	348.15	353.15	358.15	363.15	368.15	373.15	
	629.00	642.49	656.05	669.67	683.38	697.16	711.04	

3.7. Propiedades de la Mezcla LiNO₃-[BMIM]NO₃/H₂O

3.7.1. Presión de vapor

Como se ha observado en las anteriores mezclas refrigerantes, la presión de vapor depende de la temperatura y concentración de la solución. Para la mezcla LiNO₃-[BMIM]NO₃/H₂O, la presión de vapor se puede obtener a partir de la correlación propuesta por Zhang et al., 2020, la cual cumple para un rango de concentraciones entre 55% a 70% y temperaturas desde los 304.7°C a 412.89°C,

dicha propiedad se obtiene a partir de la ecuación 36. El máximo error para el cálculo de la presión de vapor es de 0.82%, el cual es obtenido a partir de la expresión 37:

$$\begin{aligned} \log P = & 3.95651193 - \frac{9.794473751}{T + 427.4521741} \\ & - \left(0.24579933 - \frac{11.11253477}{T + 217.0889198} \right) x + \left(0.011246174 + \frac{0.068553617}{T + 248.7190646} \right) \\ & - \left(0.0017068 + \frac{1.94 \times 10^{-5}}{T + 425.0876353} \right) x^3 \\ & + \left(8.64 \times 10^{-7} - \frac{1.62 \times 10^{-6}}{T + 272.4138443} \right) x^4 \end{aligned} \quad 36$$

$$AARD (\%) = 100 \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{P_{exp}^i - P_{cal}^i}{P_{exp}^i} \right) \quad 37$$

Los resultados experimentales de la presión de vapor para la mezcla LiNO_3 -[BMIM] $\text{NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ se muestran en la Tabla 23. Es importante mencionar que las mediciones de presión y temperatura fueron realizadas con una incertidumbre de $\pm 0.1\text{K}$ y $\pm 0.02\text{p}$, respectivamente. Los resultados muestran que los más bajos valores de presión de vapor se obtienen a altas concentraciones y dicha presión se incrementa con el aumento de la temperatura de operación. A la temperatura de 304.70K y una concentración de 55% (0.55), la presión es de 1.91 kPa, mientras a la temperatura de 305.23K, la presión es de 1.06 kPa, esto representa una reducción del 80.18% para dicha comparativa. Sin embargo, al incrementar la temperatura hasta un valor de 392.38K, las presiones a las respectivas concentraciones son de 95.81 kPa y 52.19 kPa, esto implica que la presión se

reduce en un 85.21%, por lo que es necesario operar con presiones de vacío para un adecuado funcionamiento del sistema.

Tabla 23. Presión de vapor para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

T/K	p/kPa	T/K	p/kPa	T/K	p/kPa	T/K	p/kPa
x=0.55		x=60%		x=65%		x=70%	
304.70	1.91	305.00	1.73	303.30	1.21	305.23	1.06
315.91	3.93	313.27	2.91	313.99	2.39	313.48	1.84
323.09	5.87	322.54	4.86	323.29	4.01	322.89	3.20
332.81	9.50	332.64	8.08	333.51	6.69	333.20	5.44
342.38	14.80	343.09	13.34	343.09	10.44	342.70	8.59
353.16	23.16	352.72	20.18	353.20	16.21	353.11	13.57
363.33	34.50	363.39	29.63	363.33	24.47	362.55	19.77
373.67	50.42	363.63	42.86	373.09	36.05	373.27	27.56
382.60	68.50	382.44	58.82	382.90	49.25	382.87	37.94
392.38	95.81	392.61	83.87	392.58	67.86	392.72	52.19
		398.44	103.07	404.07	99.67	403.06	73.33
						412.89	97.64

3.7.2. Calor específico

El calor específico de un fluido se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa de dicho fluido un grado Celsius, con ello, poder determinar o evaluar la transferencia de calor en un equipo de intercambio de calor. Para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$, el calor específico se puede determinar a partir de la expresión 38. El error de medición para el calor específico es de 0.18%, el cual es determinado a partir de la expresión 39.

$$\begin{aligned}
C_p = & -271.8238462 + 1.246814697T - 0.001305571T^2 \\
& + (1411.746961 - 6.532950322T + 0.00712117T^2)x \\
& + (-2446.89223 + 11.56382363T - 0.013092271T^2)x^2 \\
& + (1409.560696 - 6.794959487T + 0.007934925T^2)x^3
\end{aligned} \tag{38}$$

$$AARD (\%) = 100 \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{Cp_{exp}^i - Cp_{cal}^i}{Cp_{exp}^i} \right) \tag{39}$$

Los valores experimentales del calor específico en función de la temperatura y concentración se muestran en la Tabla 24. El calor específico incrementa con el aumento de la temperatura y se reduce con el aumento en la concentración. El menor calor específico de 2.40 J/g-K se obtiene a la temperatura de 373.15K y una concentración de 70% (0.7), mientras el mayor valor de 2.83 J/g-K se obtiene a una concentración del 55% (0.55).

Tabla 24. Valores de C_p para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-}[\text{BMIM}]\text{NO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

T/K	$C_p \text{ /J/g-K}$			
	x=0.55	x=0.60	x=0.65	x=0.70
303.15	2.73	2.61	2.50	2.43
313.15	2.75	2.65	2.51	2.42
323.15	2.79	2.67	2.54	2.43
333.15	2.80	2.67	2.54	2.43
343.15	2.82	2.67	2.54	2.43
353.15	2.84	2.68	2.55	2.43
363.15	2.83	2.67	2.53	2.41
373.15	2.83	2.66	2.52	2.40

3.7.3. Entalpía específica

Para el cálculo de la entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ es necesario el uso del polinomio mostrado en la ecuación 40. Como se observa, la entalpía específica depende de la temperatura y concentración de la mezcla como es encontrado en las demás propiedades termodinámicas. El error encontrado durante los resultados obtenidos fue de 0.05%, el cual es muy bajo y da certeza a que la correlación predice correctamente los valores experimentales de la entalpía específica, dicho valor fue obtenido a partir de la ecuación 41.

$$\begin{aligned}
 h = & -382.187687 + 2520.171513x - 7.806.361466x^2 + 6194.091x^3 \\
 & + (-8.847406334 + 36.8931297x - 29.18671617x^2 \\
 & - 0.107541045x^3)T + (0.021156319 - 0.064430568x \\
 & + 0.048147435x^2 + 7.96x10^{-5}x^{-5})T^2
 \end{aligned} \tag{40}$$

$$AARD (\%) = 100 \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{h_{exp}^i - h_{cal}^i}{h_{exp}^i} \right) \tag{41}$$

En la Tabla 25 se muestran los valores de la entalpía específica de la mezcla obtenidos de manera experimental. Para dicha propiedad, la entalpía específica incrementa con el aumento de la temperatura y concentración. Los menores valores se obtienen a la temperatura de 293.15K y una concentración del 70%, mientras los mayores resultados corresponden a la máxima temperatura de operación ($T=413.15\text{K}$) y una concentración del 70%.

Tabla 25. Valores de h para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

T/K	$h/\text{kJ}\cdot\text{kg}$			
	$x=0.55$	$x=0.60$	$x=0.65$	$x=0.70$
293.15	460.45	453.81	441.24	427.35
303.15	487.61	479.70	466.15	451.61
313.15	515.10	505.91	491.30	475.89
323.15	542.86	532.39	516.62	500.18
333.15	570.83	559.04	542.04	524.45
343.15	598.97	585.04	567.51	548.70
353.15	627.22	612.62	592.97	572.90
363.15	655.53	639.40	618.36	597.03
373.15	683.84	666.08	643.62	621.08
383.15	712.11	692.58	668.68	645.03
393.15	740.29	718.78	693.49	668.86
403.15	768.31	744.78	717.99	692.56
413.15	796.13	770.34	742.12	716.10

3.7.4. Densidad

Como ya se mencionó, la densidad es un parámetro que ayuda a determinar las dimensiones de una instalación. Para calcular la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ en gr/cm^3 es necesario emplear la ecuación 42. Esta ecuación cumple para un rango de temperaturas entre 303.15 K a 373.15 K y rango de concentraciones entre 0.55 a 0.70, cuyo error es de 0.03%, el cual puede ser obtenido a partir de la ecuación 43.

$$\begin{aligned}
\rho = & 0.194152635208131 + 0.0123173555138736T \\
& - 1.96320260686067 \times 10^{-5} T^2 \\
& + (4.38916124194139 - 0.0460963721416671T \\
& + 6.95075452234351 \times 10^{-5} T^2)x \\
& + (-3.2711791918147 + 0.0389484122963979T \\
& - 2.89826575140788 \times 10^{-5} T^2)x^2
\end{aligned} \tag{42}$$

$$AARD (\%) = 100 \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{\rho_{exp}^i - \rho_{cal}^i}{\rho_{exp}^i} \right) \tag{43}$$

En la Tabla 26 se muestra el efecto de la temperatura y concentración sobre los resultados experimentales de la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$. Como es de esperarse, la densidad se reduce con el aumento en la temperatura, aunque esta aumenta con el incremento de la concentración. Para una temperatura de 303.15 K y una concentración de 0.55, la densidad es de 1.304 g/cm^3 , mientras a la misma concentración, pero a una temperatura de 373.15K, la densidad se incrementa a un valor de 1.253 g/cm^3 , esto representa un aumento en la densidad del 16.79%. Sin embargo, para las mismas condiciones de temperatura y una concentración de 0.7, la densidad es de 1.412 g/cm^3 y 1.358 g/cm^3 , respectivamente, lo cual muestra una reducción del 38.24%.

Tabla 26. Valores de densidad para la mezcla LiNO₃-[BMIM]NO₃/H₂O.

T/K	D/g/cm ³			
	x=0.55	x=0.60	x=0.65	x=0.70
303.15	1.304	1.327	1.362	1.412
313.15	1.297	1.319	1.355	1.405
323.15	1.289	1.312	1.346	1.397
333.15	1.282	1.303	1.338	1.389
343.15	1.274	1.296	1.331	1.381
353.15	1.267	1.289	1.323	1.373
363.15	1.259	1.282	1.316	1.365
373.15	1.253	1.274	1.309	1.358

3.7.5. Temperatura de cristalización

La temperatura de cristalización (T_{cr}) es la temperatura a la cual una sustancia pasa de su estado líquido o gaseoso a su estado sólido, formando cristales, lo que puede generar fallas en el sistema si no se cuenta con los controles adecuados de operación. Para la mezcla LiNO₃-[BMIM]NO₃/H₂O, la temperatura crítica puede ser obtenida a partir de la ecuación 44, la cual es válida para un rango de concentraciones (x) desde 0.60 a 0.74. Además, el error de medición puede ser medido a partir de la ecuación 45, para este caso fue obtenido de $2.83 \times 10^{-5}\%$.

$$T_{cr} = -3.0415x10^7 + 4.41506x10^7x + \frac{4.10095x10^6}{x^2} - 2.64389x10^7x^3 - \frac{320009}{x^4} + 9.17444x10^6x^5 \quad 44$$

$$AARD (\%) = 100 \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{T_{cr_{exp}}^i - T_{cr_{cal}}^i}{T_{cr_{exp}}^i} \right) \quad 45$$

Dicha correlación fue programada con la ayuda del software EES y los resultados teóricos fueron comparados con aquellos obtenidos experimentalmente por Zhang et al., 2020, dicha comparativa se ilustra en la Tabla 27. Los resultados muestran que los valores obtenidos por la simulación en el software EES predicen correctamente la temperatura de cristalización de la mezcla, cuyos errores porcentuales en comparación con los datos experimentales son del 0.00%, lo cual está acorde al error medido a partir de la ecuación 45.

Tabla 27. Temperatura de cristalización de $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

X	T_{cr}/K		Error (%)
0.60	275.15	275.15	0.00
0.65	281.15	281.15	0.00
0.70	278.15	278.15	0.00
0.72	326.15	326.15	0.00
0.74	338.15	338.15	0.00
0.75	346.15	346.15	0.00

3.8. Propiedades del $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1)

3.8.1. Densidad

El efecto de la temperatura y concentración sobre la densidad de la mezcla se muestra en la Tabla 28. Como es bien sabido, para todo fluido, la densidad se reduce con el incremento en la temperatura. Cuando se trabaja con una mezcla, esta se ve beneficiada con el aumento de la concentración. La densidad en g/cm^3 $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1) es calculada por medio de la siguiente ecuación:

$$\rho = \sum_{i=0}^2 [(A_i + B_i T + C_i T^2) x^i] \quad 46$$

En la tabla se muestran los valores correspondientes a la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1) obtenidos de manera experimental, cuya incertidumbre en los sensores de temperatura y presión fue de ± 0.01 K y ± 3.0 kPa, respectivamente. La densidad de la mezcla a la temperatura de operación de 373.15 K resultó ser 4.14% menor en comparación a la densidad obtenida a la temperatura de 303.15 K y una concentración del 55%. Sin embargo, el aumento en la concentración de 55% a 70% ocasiona que la densidad se incremente desde un valor de 1.308 gr/cm^3 a 1.416 gr/cm^3 cuando se mantiene la temperatura en 303.15K, lo que representa un incremento del 8.25%. Al comparar dichas concentraciones a la temperatura de 373.15K, la diferencia entre ambas densidades es de 8.35%.

Tabla 28. Densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1).

X (%)	Temperatura (K)							
	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
55	1.308	1.300	1.294	1.286	1.279	1.271	1.264	1.256
60	1.343	1.335	1.327	1.320	1.312	1.305	1.297	1.290
65	1.380	1.372	1.364	1.356	1.348	1.341	1.333	1.325
70	1.416	1.408	1.400	1.392	1.384	1.376	1.369	1.361

3.8.2. Viscosidad

La viscosidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1) en mPas como función de la temperatura y la concentración, puede ser calculada empleando la siguiente ecuación:

$$\log(\eta) = \sum_{i=0}^3 \left(\left(A_i + \frac{B_i}{T} + \frac{C_i}{T^2} \right) x^i \right) \quad 47$$

Dicha ecuación es válida para un rango de temperaturas entre 303.15 a 373.15 K, así como para un rango de concentraciones entre 0.55 a 0.70. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 29. Como se puede observar, la viscosidad se reduce con el aumento de la temperatura e incrementa significativamente con el aumento en la concentración de la solución.

Tabla 29. Viscosidad de la mezcla LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O (3:1) en mPas.

X (%)	Temperatura (K)							
	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
55	6.096	4.397	3.523	2.943	2.493	2.138	1.797	1.641
60	8.689	6.669	5.272	4.143	3.435	2.905	2.494	2.181
65	13.731	10.218	7.846	6.236	5.082	4.035	3.414	2.924
70	23.525	16.770	12.518	9.666	7.648	6.228	5.154	4.357

3.8.3. Calor específico

El calor específico tiene una influencia importante en la cantidad de calor que va ganar o ceder un fluido, entre mayor es el calor específico de la mezcla, mayor será el potencial para poder aprovechar el calor. En la Tabla 30 se muestra el efecto de la concentración y la temperatura sobre el calor específico del LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O (3:1). El aumento de la concentración de la solución provoca una reducción en el calor específico de la mezcla, aunque este se incrementa con el aumento en la temperatura de operación.

Tabla 30. Calor específico de la mezcla LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O (3:1).

X (%)	Temperatura (K)							
	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
55	2.80	2.81	2.83	2.85	2.87	2.89	2.92	2.95
60	2.69	2.70	2.71	2.72	2.74	2.76	2.78	2.81
65	2.58	2.58	2.59	2.60	2.62	2.64	2.66	2.68
70	2.48	2.49	2.49	2.50	2.52	2.54	2.56	2.59

3.8.4. Entalpía específica

En la Tabla 31 se puede observar el efecto de la temperatura del sistema y la concentración de la solución sobre la entalpía específica de la mezcla LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O (3:1). Como sucede con las demás mezclas refrigerantes, la entalpía específica se incrementa con el aumento de la temperatura y se reduce con el aumento de la concentración de la solución. La más baja entalpía específica de 65.75 kJ/kg se obtiene a la temperatura de 303.15 K y una concentración de 55%, mientras el mayor valor de 254.95 kJ/kg corresponde a la temperatura de 373.15 K y una concentración del 70%.

Tabla 31. Entalpía específica de la mezcla LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O (3:1).

X (%)	Temperatura (K)							
	303.15	313.15	323.15	333.15	343.15	353.15	363.15	373.15
55	65.74	93.81	122.02	150.40	178.97	207.77	207.77	236.82
60	64.59	91.50	118.51	145.66	172.97	200.47	228.19	256.15
65	71.59	97.42	123.32	149.32	175.45	201.76	228.27	255.02
70	78.94	103.77	128.63	153.56	178.62	203.84	229.27	254.95

Capítulo IV. Resultados y discusiones

La comparativa de las diferentes correlaciones empleadas para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua propuestas por Jiang y Cao [7] y de Florides et al. [9], así como la de las propiedades termodinámicas de las mezclas $\text{LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1), $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1), $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ y $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1) fueron desarrolladas en el software EES basadas en las ecuaciones 1-47. Para el caso de las propiedades termodinámicas del agua propuestas por Jiang y Cao [7] y de Florides et al. [9], estas fueron comparados con las correlaciones formuladas por Yuan y Herold, 2005 bajo las mismas condiciones de operación.

4.1. Propiedades de agua saturada

Para el cálculo de la temperatura de saturación del agua, es necesario establecer las temperaturas del condensador con las que comúnmente operan los sistemas de refrigeración por absorción, las cuales se encuentran entre 25 a 45°C. Sin embargo, para cubrir todas las regiones del mundo, el rango de operación fue ampliado a un rango entre 1°C a 50°C. En la Tabla 32 se ilustran los valores de la presión de saturación del agua bajo el rango de temperaturas antes descrito obtenidos por medio de las correlaciones de Yuan y Herold, 2005, las cuales se encuentran incluidas en el software EES. Como se puede observar, la presión de saturación del agua incrementa con el aumento de la temperatura de operación, sin embargo, el uso del agua como fluido refrigerante en los sistemas de refrigeración por absorción conlleva a trabajar con presiones de vacío, haciendo más compleja

su operación y un correcto funcionamiento del sistema para evitar problemas de cristalización de la solución durante su operación.

Tabla 32. Presión de saturación del agua a distintas temperaturas.

$T (^{\circ}\text{C})$	$P_{sat} (\text{kPa})$
1	0.6572
10	1.2281
20	2.3388
30	4.2455
40	7.3814
50	12.3445

4.1.1. Presión de vapor

En la Figura 16 se muestra que la correlación propuesta por *Jiang y Cao* correlaciona correctamente las presiones de vapor de agua, las cuales se empalman con los valores obtenidos por la correlación propuesta por *Yuan y Herold, 2005* cuya máxima desviación fue menor a 1%. Sin embargo, la correlación propuesta por *Florides et al., 2003* ajusta correctamente los valores de la presión de saturación del agua para temperaturas inferiores a los 30°C, mientras para temperaturas superiores a los 30°C, existe una diferencia considerable entre las tres correlaciones estudiadas, presentándose la mayor diferencia de 15.55% a una temperatura de 50°C, por lo que es recomendable emplear las correlaciones propuestas por *Yuan y Herold, 2005* y *Jiang y Cao, 2003* y con ello, tener una mayor exactitud durante al análisis y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción.

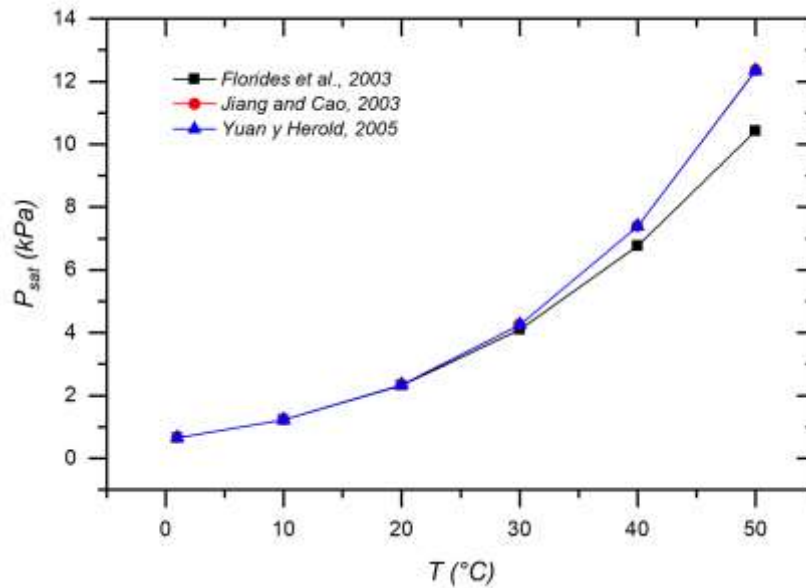


Figura 16. Efecto de la temperatura sobre la presión de saturación del agua.
Fuente: Elaboración propia

4.1.2. Entalpía específica del vapor saturado

La entalpía específica para el vapor saturado (h_g) en función de la temperatura de operación del sistema (T) se muestra en la Figura 17. Considerando el mismo rango de temperaturas empleado para el cálculo de la presión de saturación, se puede apreciar un aumento de la entalpía específica del vapor saturado con el aumento de la temperatura de operación y este comportamiento es muy similar para las tres correlaciones analizadas. Para tal caso, la correlación propuesta por Jiang y Cao, 2003 y la propuesta por Florides et al., 2003 estiman la entalpía específica de vapor saturado de forma satisfactoria, mostrando una máxima desviación del 0.013%, lo cual se puede comprobar debido a que los valores se empalman con los resultados obtenidos por medio de la correlación de

Yuan y Herold, 2005. Por lo tanto, para el cálculo de la entalpía específica de vapor saturado se puede emplear cualquiera de las correlaciones aquí estudiadas.

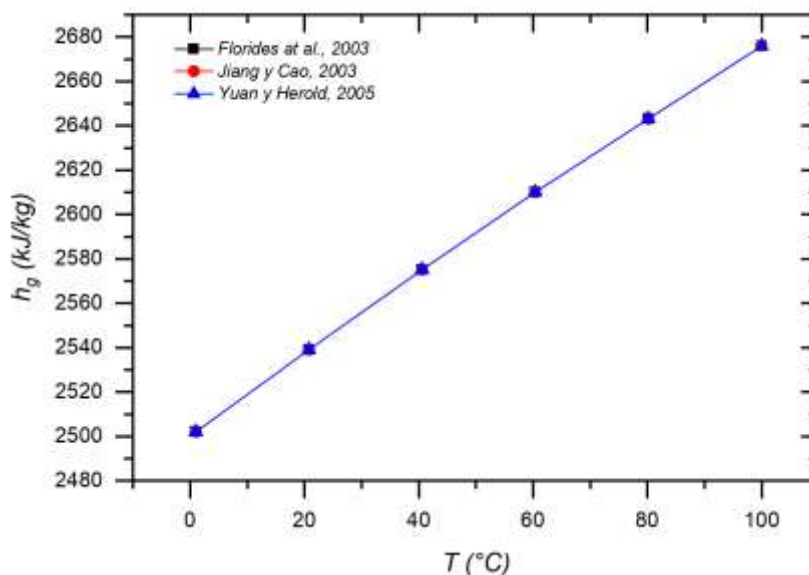


Figura 17. Variación de la entalpía específica de vapor saturado con la temperatura. **Fuente:** Elaboración propia

4.1.3. Entalpía específica de líquido saturado

La variación de la entalpía específica de líquido saturado con la temperatura se muestra en la Figura 18. Los resultados muestran que las correlaciones propuestas por Yuan y Herold, 2005 y Florides et al., 2003 presentan similares comportamientos, con una máxima desviación de 1.57% a la temperatura de operación de 50°C. Por otra parte, la correlación propuesta por Jiang y Cao, 2003 subestima los valores de la entalpía específica del líquido para todo el rango de temperaturas analizado, obteniéndose las menores desviaciones a una temperatura de 1°C, por lo cual, se puede establecer que Florides et al., 2003 es una mejor alternativa para determinar la entalpía específica de líquido.

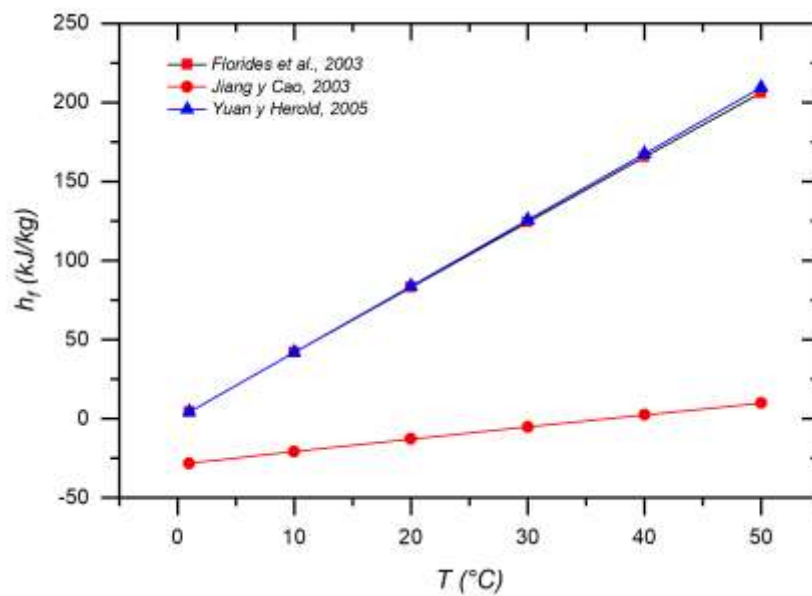


Figura 18. Entalpía específica de líquido saturado en función de la temperatura. **Fuente:** Elaboración propia

4.1.4. Entalpía del vapor sobrecalentado

La entalpía específica del vapor sobrecalentado depende de la temperatura y presión que se esté trabajando. Para realizar una adecuada comparativa entre las correlaciones empleadas para dicho cálculo, se estableció una presión de trabajo, de 4 kPa. En la Figura 19 se puede observar que la entalpía específica del vapor sobrecalentado incrementa con el aumento de la temperatura. También se puede apreciar que la correlación propuesta por *Jiang y Cao, 2003* predice correctamente la entalpía específica de vapor sobrecalentado. A bajas temperaturas, la diferencia entre la correlación propuesta por *Jiang y Cao, 2003* respecto a *Yuan y Herold, 2005* es de solamente 0.01%, mientras a la temperatura de 120°C, la diferencia entre ambas correlaciones se reduce a 0.18%. Con lo que respecta a la ecuación propuesta por *Florides et al., 2003* se tiene una subestimación en la entalpía

específica del vapor sobrecalentado para todo el rango de temperaturas, la menor desviación de 0.19% se obtiene a la temperatura de 30°C, sin embargo, este porcentaje se incrementa a 1.87% cuando se emplea una temperatura de 120°C. Aun cuando los resultados obtenidos no presentan desviaciones significativas, lo recomendable para el análisis y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción es el uso de la correlación propuesta por *Jiang y Cao, 2003*, debido a que han mostrado diferencias muy pequeñas para esta propiedad con el incremento en la presión del sistema.

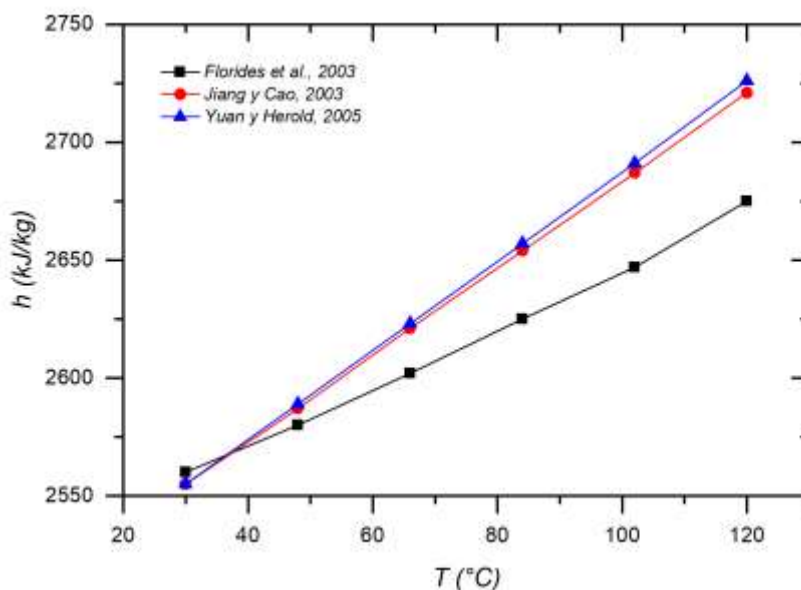


Figura 19. Entalpía específica de vapor sobrecalentado en función de la temperatura para una presión de 4 kPa. **Fuente:** Elaboración propia

4.2. Propiedades del $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1)

4.2.1. Presión de vapor

Los resultados obtenidos de la simulación de las propiedades del vapor de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) por medio del software EES son

comparados con aquellos obtenidos de manera experimental por Li *et al.*, 2018 (ver Figura 20). Cabe mencionar que el modelo desarrollado emplea el método de interpolación múltiple para calcular la presión de vapor para todo el rango de temperaturas y concentraciones de la solución establecidas en la Tabla 2 (líneas continuas), mientras los valores obtenidos experimentalmente se representan por medio de líneas punteadas para diferenciar entre ambos resultados. Como se puede apreciar en la figura, los valores obtenidos correlacionan adecuadamente con aquellos obtenidos de manera experimental, donde el máximo porcentaje de desviación entre ambos valores se obtuvo a la concentración de 65%, el cual corresponde a un valor de 9.34%, confirmando la exactitud del presente modelo.

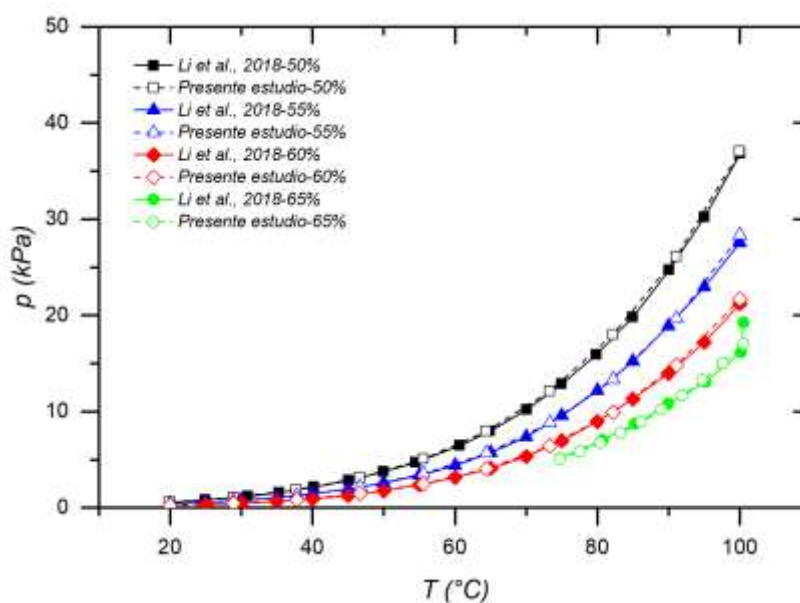


Figura 20. Variación de la presión de vapor para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) a diferentes temperatura y concentraciones. **Fuente:** Elaboración propia

4.2.2. Entalpía específica

La entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) fue depende de la concentración y de la temperatura de operación. En la Figura 21 se

muestra la influencia que tiene la concentración sobre la entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1). Los resultados muestran que la entalpía específica se reduce con el aumento de la concentración e incrementa con el aumento de la temperatura. También se puede observar que la correlación propuesta por Li *et al.*, 2018 predice correctamente los resultados para un rango de temperaturas entre 10-30°C. Sin embargo, a valores superiores a 30°C, la diferencia entre los resultados obtenidos por la simulación respecto a los valores reportados de manera experimental se incrementa considerable. Para una temperatura de operación de 40°C, la diferencia entre ambos valores es de 1.48%, mientras a la temperatura de 100°C, la diferencia se incrementa considerablemente hasta un valor de 6.04%. Considerando que la mayoría de correlaciones se basan en la ecuación de Antoine, la principal diferencia entre ambos resultados se atribuye a los coeficientes de dicha expresión. También se puede apreciar un incremento en la entalpía específica del 34.30% a medida que aumenta la temperatura de operación de 10°C a 100°C, sin embargo, el incremento en la concentración de la solución, reduce la entalpía específica de la mezcla.

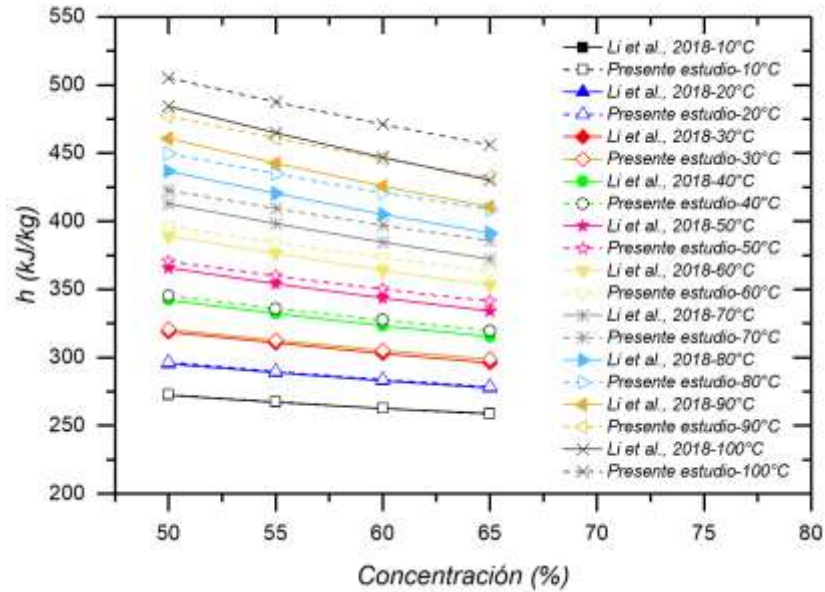


Figura 21. Entalpía de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1). **Fuente:** Elaboración propia

Para ajustar mejor los valores obtenidos por la simulación, fue necesario el uso de la técnica de interpolación múltiple, la cual viene contenida en el Software EES. En la Figura 22 se muestran los valores correspondientes de la entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) obtenidos en el presente estudio respecto a los valores obtenidos de manera experimental. Al emplear la técnica de interpolación múltiple, los resultados teóricos se ajustan correctamente con aquellos reportados de manera experimental, cuya máxima desviación fue menor al 1%.

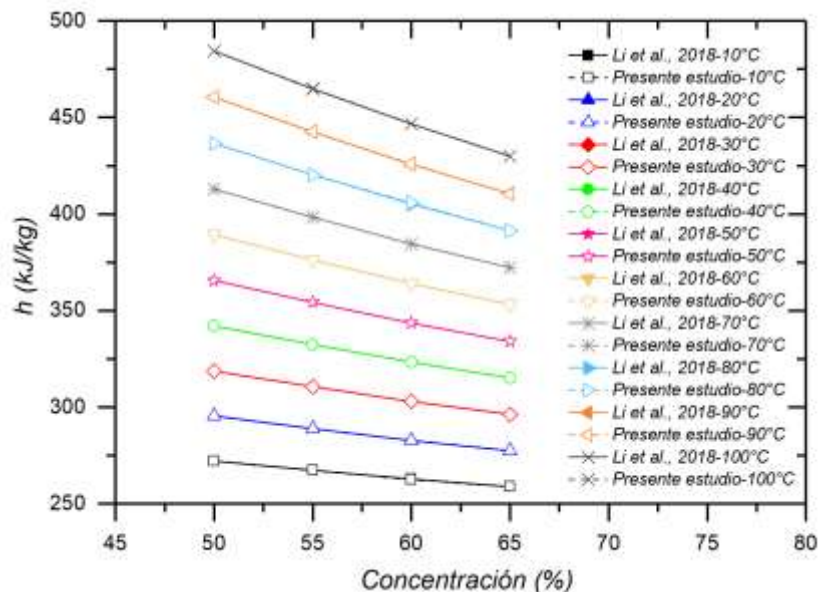


Figura 22. Ajuste de valores de entalpía de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1). **Fuente:** Elaboración propia

4.2.3. Calor específico

En la Figura 23 se ilustran los comportamientos del calor específico para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) como función de la temperatura y concentración, los cuales fueron comparados con los resultados experimentales reportados por Li et al., 2018. Como se aprecia en la figura, el calor específico aumenta con el incremento en la temperatura y se reduce con el aumento en la concentración de la solución. Los resultados muestran que, a bajas temperaturas, la correlación predice correctamente los valores del calor específico de la mezcla, sin embargo, conforme la temperatura se incrementa, la diferencia entre ambos valores también se incrementa. Por ejemplo, a una concentración de 50%, la desviación es de 2.08%, mientras a una concentración del 60%, la desviación se incrementa ligeramente a un valor de 2.76%. De manera similar a la entalpía

específica de la mezcla, la diferencia se puede deber directamente a los coeficientes empleados para el cálculo del calor específico.

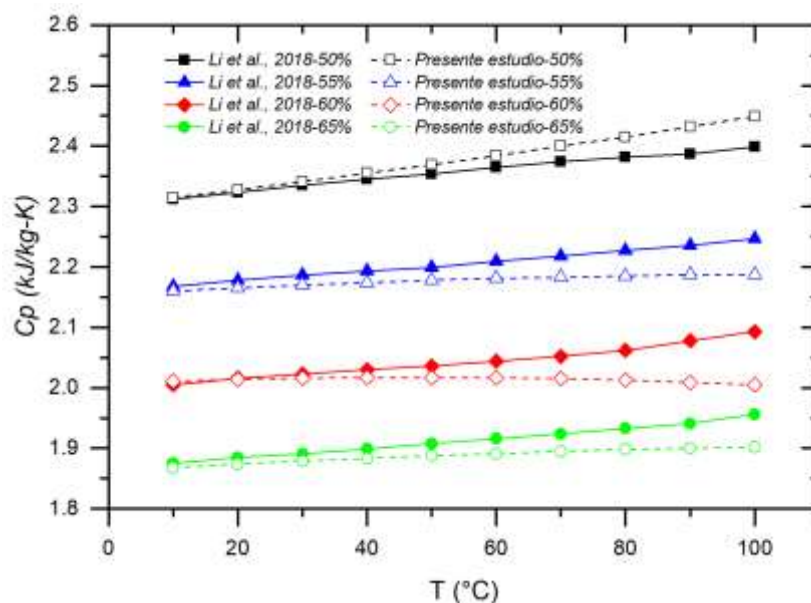


Figura 23. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).
Fuente: Elaboración propia

4.2.4. Densidad

En la Figura 24 se ilustran los comportamientos del calor específico para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) como función de la temperatura y concentración empleando el método de interpolación múltiple. Los resultados muestran que las tendencias entre los resultados teóricos y los experimentales se ajustan correctamente, cuyo máximo porcentaje de desviación es de 0.15%, el cual corresponde a una temperatura de 90°C y una concentración de la solución del 65%.

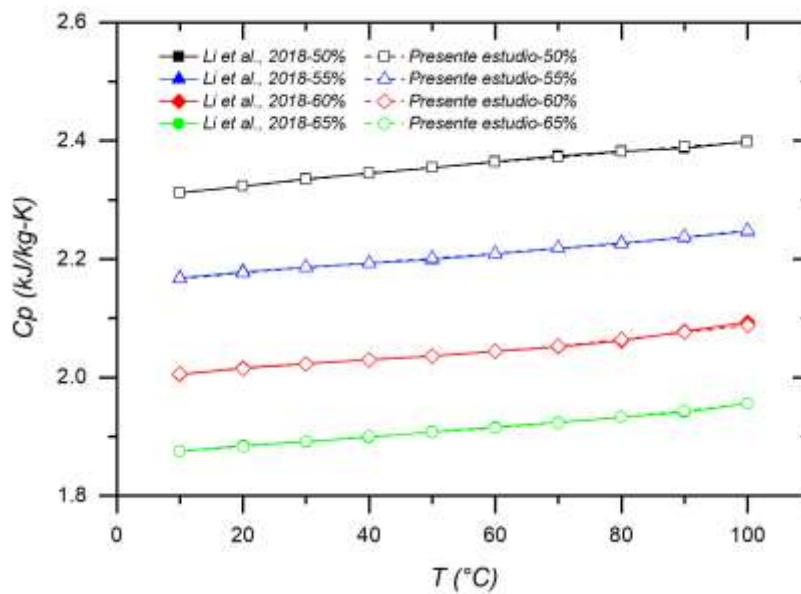


Figura 24. Datos ajustados en la entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1). **Fuente:** Elaboración propia

4.3. Propiedades del $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)

4.3.1. Presión de vapor

Para medir las propiedades termodinámicas de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1), Li et al., 2019 emplearon un medidor de presión absoluta con un error de ± 0.01 kPa y una sonda de temperatura PT-100, presentándose un error de medición de 0.5°C . En la Figura 25 se muestra la influencia de la temperatura y concentración sobre la presión de vapor de la mezcla. Es evidente que la presión de vapor incrementa de manera exponencial conforme la temperatura se incrementa y se reduce con el aumento de la concentración de la solución. Comparativamente, el modelo desarrollado predice correctamente la presión de vapor, cuya máxima desviación es de alrededor del 1.0%, el cual se obtiene a bajas concentraciones. A altas concentraciones, los valores de presión de vapor se ajustan correctamente con aquellos obtenidos de manera experimental, cuyas

desviaciones no superan el 0.5%, por lo que se puede determinar que los resultados obtenidos teóricamente están acorde a los resultados obtenidos de manera experimental.

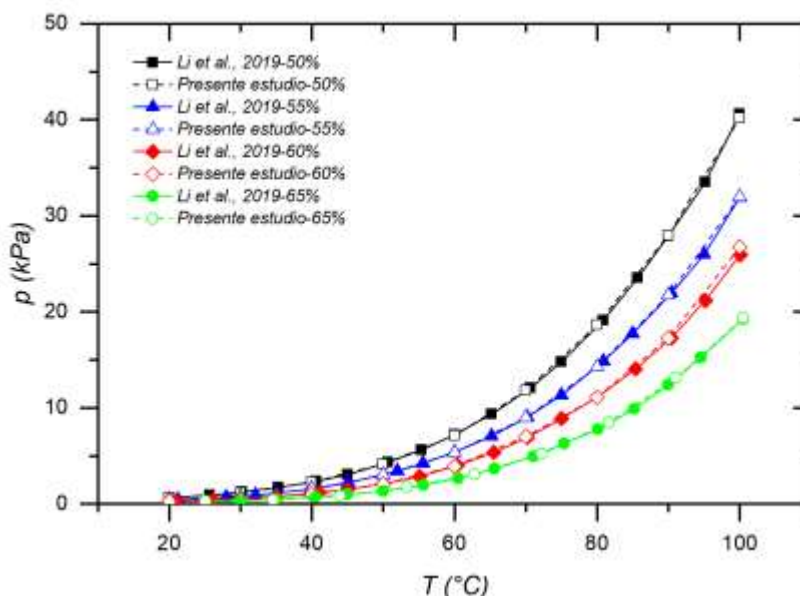


Figura 25. Presión de vapor para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).
Fuente: Elaboración propia

4.3.2. Densidad

Las variaciones de la densidad con la temperatura y concentración se muestran en la Figura 26. Como es de esperarse, el incremento en la temperatura de operación presenta una reducción en la densidad de la mezcla, la cual es mayor a una mayor concentración. A la mínima temperatura de operación ($T=20^\circ\text{C}$) y una concentración de la solución del 50%, la densidad de la mezcla es aproximadamente 1.46 g/cm^3 y se reduce a 1.40 g/cm^3 al incrementar la temperatura hasta 100°C , esto representa una reducción de la densidad en aproximadamente 2.2%. Sin embargo, cuando la concentración se incrementa

hasta un valor de 65%, la densidad se reduce en casi 2.6%. Por tal motivo, se debe tomar la correcta decisión sobre la concentración y temperatura que se empleará en los sistemas de refrigeración por absorción, ya que de ello determinará la potencia requerida por la bomba de solución. También se puede observar que los resultados obtenidos en el presente modelo se empalman correctamente con aquellos reportados de manera experimental, presentándose una máxima diferencia del 0.12%.

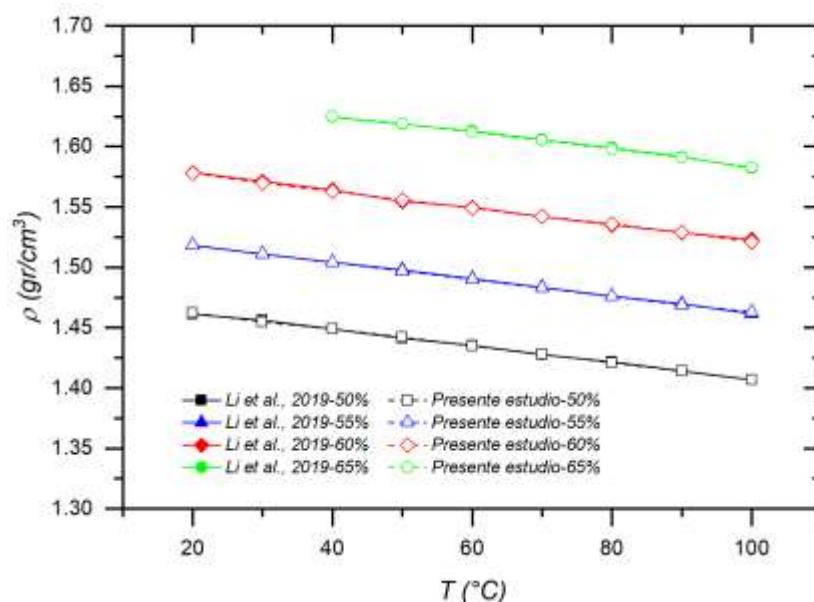


Figura 26. Densidad de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1). **Fuente:** Elaboración propia.

4.3.3. Calor específico

La variación de la temperatura sobre el calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) se muestra en la Figura 27. Para un rango de concentraciones entre 50% a 65% se puede ver que la temperatura presenta un efecto positivo sobre el calor específico de la mezcla. Los mayores valores del calor

específico se obtienen a altas temperaturas y bajas concentraciones, mientras los menores valores se obtienen a bajas temperaturas y altas concentraciones. Comparativamente, el presente estudio correlaciona los valores del calor específico de manera satisfactoria. Se puede observar que prácticamente todos los valores coinciden con aquellos resultados obtenidos de manera experimental, presentándose una diferencia inferior al 0.10%.

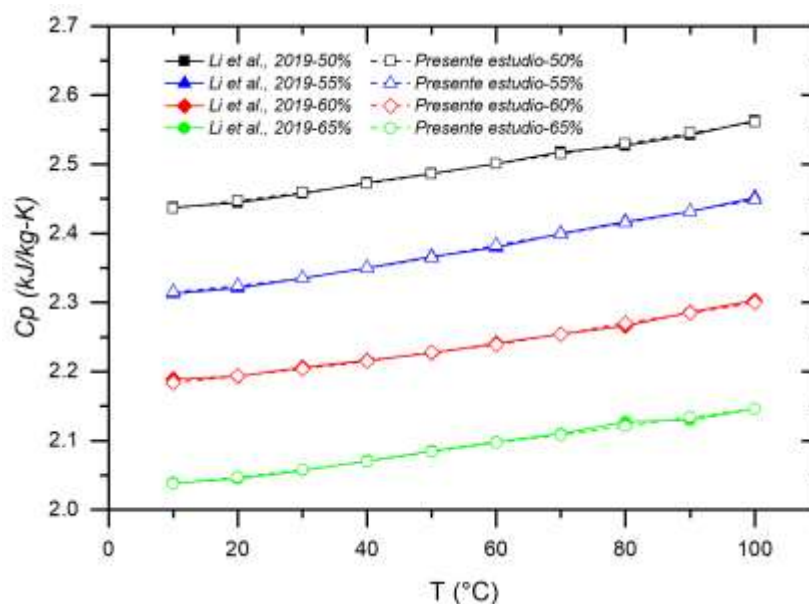


Figura 27. Calor específico de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).
Fuente: Elaboración propia

4.3.4. Entalpía específica

La influencia de la concentración sobre la entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) para diferentes temperaturas de operación se muestra en la Figura 28. La entalpía específica presenta una reducción con el incremento con la concentración y este comportamiento es más notorio a altas temperaturas de operación. Los valores más altos de entalpía específica se

obtienen a bajas concentraciones y altas temperaturas, mientras los menores resultados se obtienen a altas concentraciones y bajas temperaturas. También se puede observar que no existe diferencia entre los resultados obtenidos en el presente modelo respecto a los valores reportados de manera experimental, reportándose un error de $0.69 \times 10^{-3}\%$.

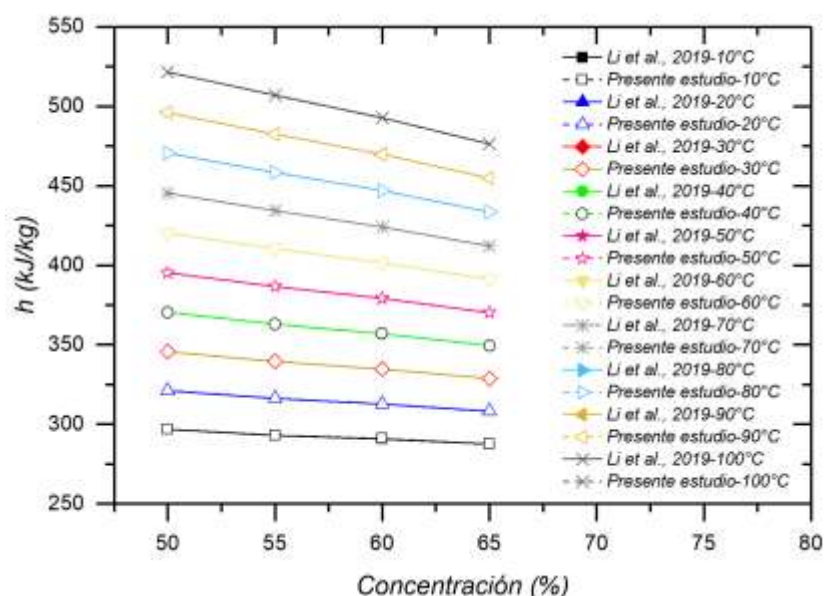


Figura 28. Entalpía específica de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

Fuente: Elaboración propia

4.5. Propiedades del $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$

4.5.1. Entalpía específica

Una comparativa entre los resultados experimentales de la entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ respecto a los valores obtenidos en la simulación son mostrados en la Figura 29. Se puede observar que los valores de la simulación se empalman con aquellos valores obtenidos experimentalmente para las diferentes concentraciones y temperaturas de operación bajo estudio, por lo cual

se pueden validar correctamente los resultados obtenidos. Los valores más bajos de entalpía específica de 509.38 kJ/kg se obtiene a la más baja concentración de la solución de $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (45%) y temperatura de operación ($T=303.15\text{K}$) y esta se incrementa hasta un valor de 522.65 kJ/kg al aumentar la concentración hasta un porcentaje de 60% y emplear una temperatura de operación (363.15K).

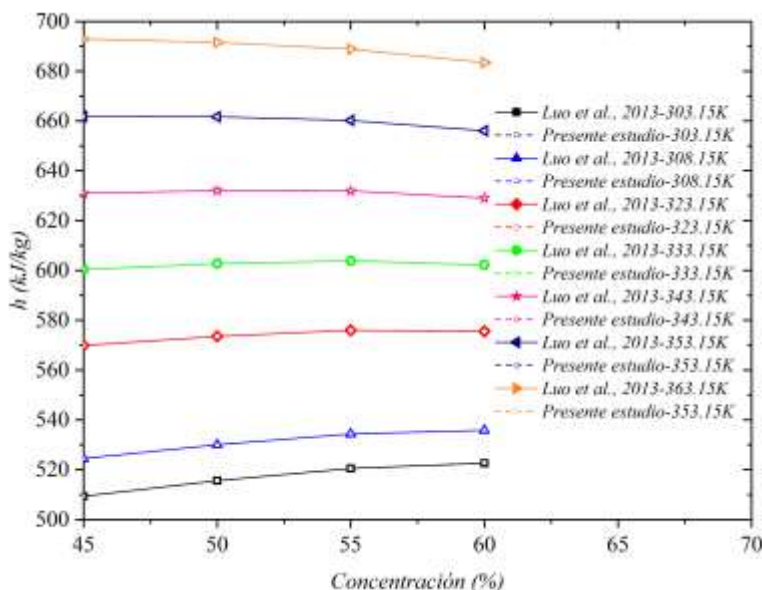


Figura 29. Entalpía específica de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ en función de la concentración a diferentes temperaturas de operación. **Fuente:** Elaboración propia

4.5.2. Calor específico

En la Figura 30 se muestra la influencia de la temperatura y concentración de la concentración sobre el calor específico para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$. El calor específico se incrementa con el aumento de la temperatura y este se reduce con el aumenta en la concentración de la solución. Comparativamente, el calor específico de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a la temperatura de 303.15K y 45% es 11.24% mayor que aquel obtenido a la concentración del 60%. Por otra parte, a la temperatura de operación de 363.15K, el calor específico de la mezcla a la concentración de 45% es de 3.149 kJ/kg-K, mientras a la concentración de 60% es de 2.735 kJ/kg-K, lo

que representa un incremento del 15.13%. De la figura también se puede observar que existen unas ligeras variaciones entre los resultados experimentales y los valores obtenidos por la simulación y estos son más notorios a concentraciones menores a 50%, cuyas máximas desviaciones son inferiores a 0.24%.

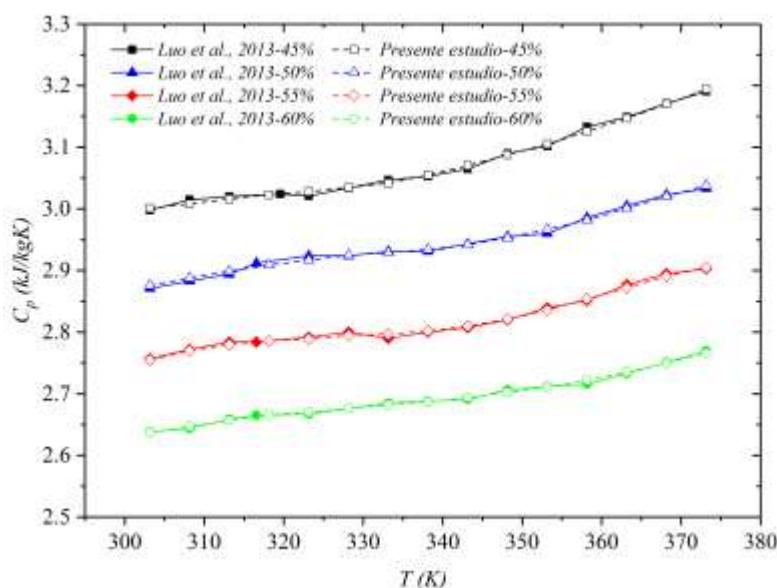


Figura 30. Variación del calor específico de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ con la temperatura a diferentes concentraciones. **Fuente:** Elaboración propia

4.5.3. Presión de la mezcla

La presión de vapor de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ es un parámetro importante en el análisis, diseño y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción. En un ciclo simple de refrigeración por absorción, la presión de vapor está ligada con la temperatura en el condensador y evaporador. Entre mayor sea la temperatura de condensación, mayor será la presión en la zona de alta presión, por ende, mayor la presión en el generador. Caso similar ocurre con la temperatura en el evaporador, entre mayor sea este valor, mayor será la presión en el absorbedor. En la Figura 31 se observa el efecto de la temperatura de operación sobre la presión de la mezcla

$\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes concentraciones. El aumento de la temperatura ocasiona que la presión se incremente de forma exponencial y este resulta es mayor a bajas concentraciones de la solución. Es importante mencionar que la simulación predice correctamente los valores obtenidos de forma experimental, cuya máxima desviación de 3.33% se obtiene a la concentración de 70% y una temperatura de 383.15K.

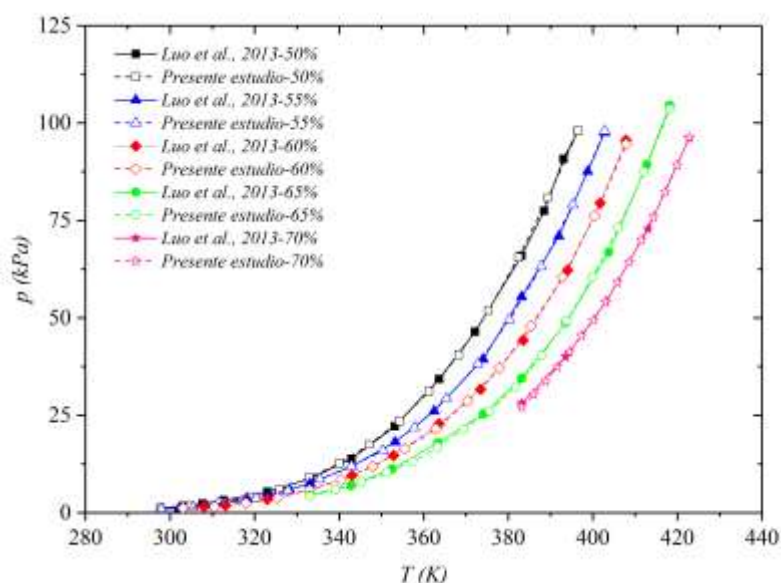


Figura 31. Variación de la presión de vapor con la temperatura de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes concentraciones. **Fuente:** Elaboración propia

Lo anterior indica que el modelo predice adecuadamente los valores de la presión de vapor, entalpía específica y calor específico de la mezcla, por lo que se puede establecer que el modelo propuesto puede ser utilizado como herramienta de análisis en sistemas de refrigeración por absorción, especialmente para sistemas de refrigeración de simple efecto utilizados específicamente para aplicaciones de acondicionamiento de aire y bombas de calor.

5. Propiedades del $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$

5.1. Presión de vapor

En la Figura 32 se muestran las variaciones de la presión de vapor con el aumento de la temperatura de operación en el rango de 304.7°C a 412.89°C , así como para el rango de concentraciones entre 55% a 70%. La máxima presión para una concentración de 55% es de 85.81 kPa, mientras para las concentraciones de 60%, 65% y 70%, las máximas presiones corresponden a 103.07 kPa, 99.67 kPa y 97.64 kPa, respectivamente. Las menores presiones se obtienen a bajas temperaturas y bajas concentraciones, las cuales están acorde al diseño y análisis de sistema de refrigeración por absorción. Los resultados también muestran una concordancia entre los valores obtenidos por la simulación respecto a aquellos obtenidos de manera experimental, empalmándose prácticamente todos los resultados.

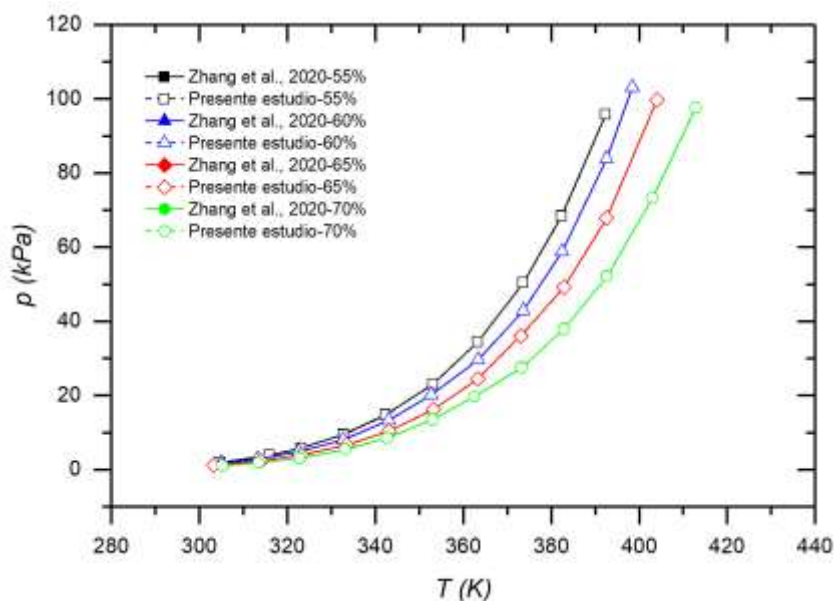


Figura 32. Variaciones de la presión de vapor de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ para diferentes temperaturas y concentraciones. **Fuente:** Elaboración propia

5.2. Calor específico

El calor específico es otra propiedad termodinámica comúnmente empleada para el análisis de los diferentes equipos que conforman un sistema de refrigeración por absorción. Entre mayor sea el calor específico del fluido, mayor será la capacidad para absorber o rechazar calor. Este parámetro es comúnmente empleado para el análisis del intercambiador de calor de solución, por lo tanto, conocer su comportamiento respecto a la temperatura y concentración influirá a establecer bajo qué condiciones se presentan las mejores prestaciones energéticas en el ciclo. Como se observa en la Figura 33, el calor específico no presenta variaciones significativas para todo el rango de temperaturas, sin embargo, a medida que se reduce la concentración a valores entre 65%-55%, se muestra un incremento del calor específico hasta alcanzar un óptimo valor y posteriormente este parámetro se reduce. Para las mismas concentraciones, los máximos valores de 2.55 J/g-K, 2.68 J/g-K y 2.84 J/g-K se obtienen a la misma temperatura de 353.2°C.

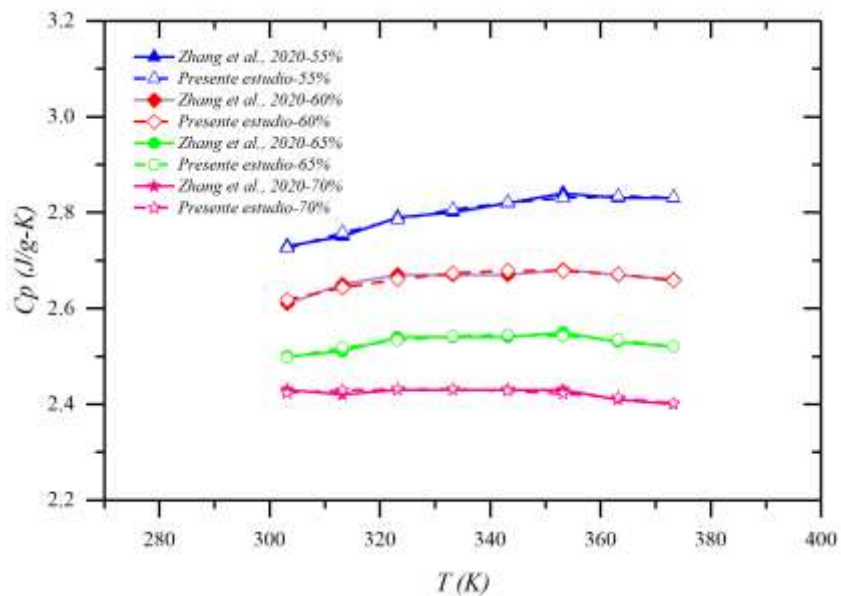


Figura 33. Efecto de la temperatura y concentración sobre el calor específico para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$. **Fuente:** Elaboración propia

5.3. Entalpía específica

La entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ fue obtenida para un rango de temperaturas entre 293.15K a 413.15K y concentraciones entre 55% a 70% (ver Figura 34). Los comportamientos muestran una reducción en la entalpía específica con el aumento en la concentración y un aumento con el incremento en la temperatura. Como se ha observado con las demás mezclas refrigerantes, la mayor entalpía específica se obtiene a altas temperaturas y bajas concentraciones, mientras los menores valores corresponden a altas temperaturas y bajas temperaturas. Los resultados también demuestran que el modelo desarrollado funciona correctamente, debido a que no hay variaciones significativas entre los resultados obtenidos en el presente trabajo respecto a aquellos reportados en la literatura.

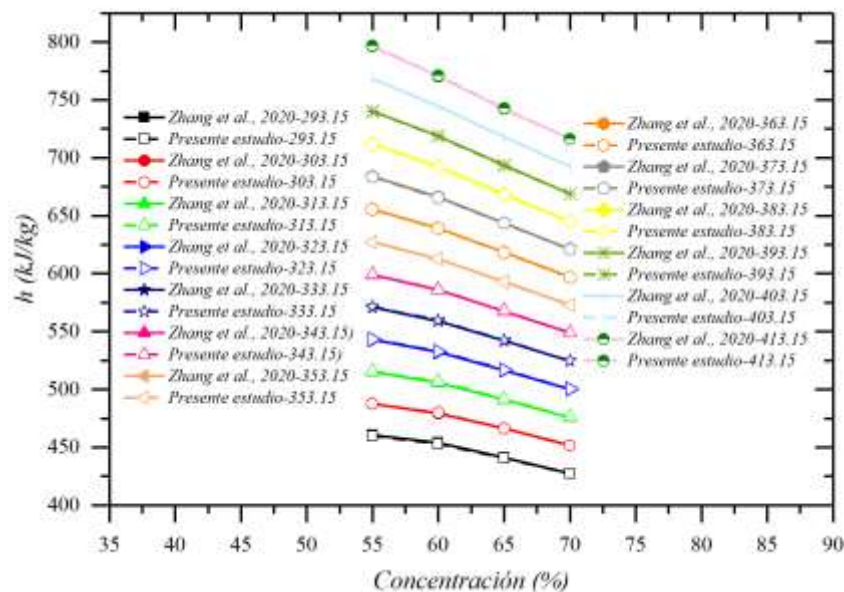


Figura 34. Influencia de la temperatura y concentración en la entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$. **Fuente:** Elaboración propia

5.4. Densidad

La densidad es una de las propiedades empleadas para determinar la potencia en la bomba de solución. Entre mayor sea la densidad de la mezcla refrigerante, mayor será el consumo eléctrico de la bomba. Como se observa en la Figura 35, la densidad se reduce con el aumento de la temperatura, aunque esta se incrementa con el aumento de la concentración. Para la más baja temperatura de operación y una concentración del 55%, la densidad de la mezcla es de 1.304 g/cm^3 , mientras a la concentración al 70%, la densidad es de 1.353 g/cm^3 , lo que representa un aumento de casi el 4%. Para altas concentraciones, las correlaciones programada en EES se ajustan correctamente con los valores experimentales, aunque la simulación presenta una diferencia del 0.3% en comparación con los resultados experimentales a una concentración del 55%.

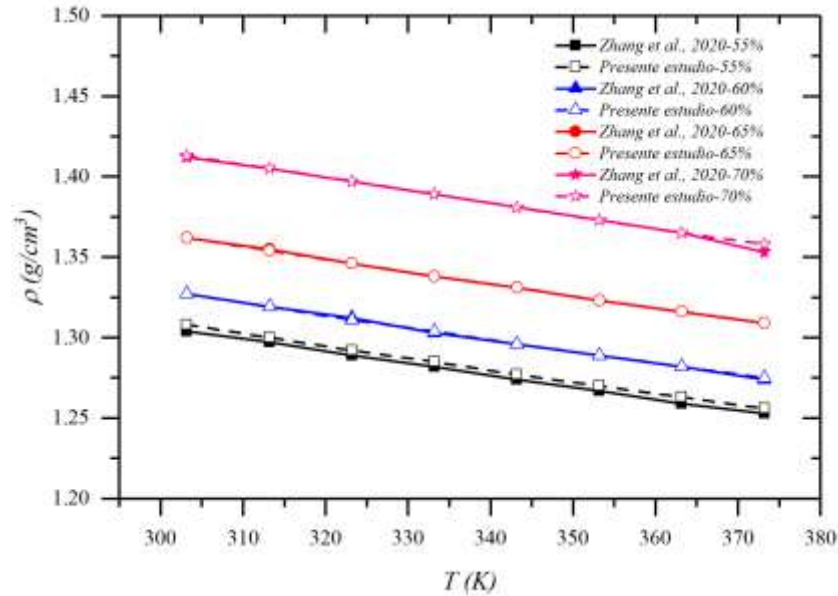


Figura 35. Comportamiento de la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[BMIM]NO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes temperaturas y concentraciones. **Fuente:** Elaboración propia

6. Propiedades del $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1)

6.1. Calor específico

En la Figura 36 se muestra la comparativa entre los valores obtenidos del modelo para el calor específico para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]}/\text{H}_2\text{O}$ (3:1) en comparación con los valores experimentales obtenidos por Luo et al., 2018. Los resultados muestran un incremento del calor específico con el aumento de la temperatura de operación y este es mayor a menores valores de concentración de la solución. También se puede observar que la simulación predice correctamente los valores del calor específico para todo el rango de temperaturas y concentraciones, teniendo una máxima desviación del 0.21% a una concentración del 70% y temperaturas superiores a los 350K.

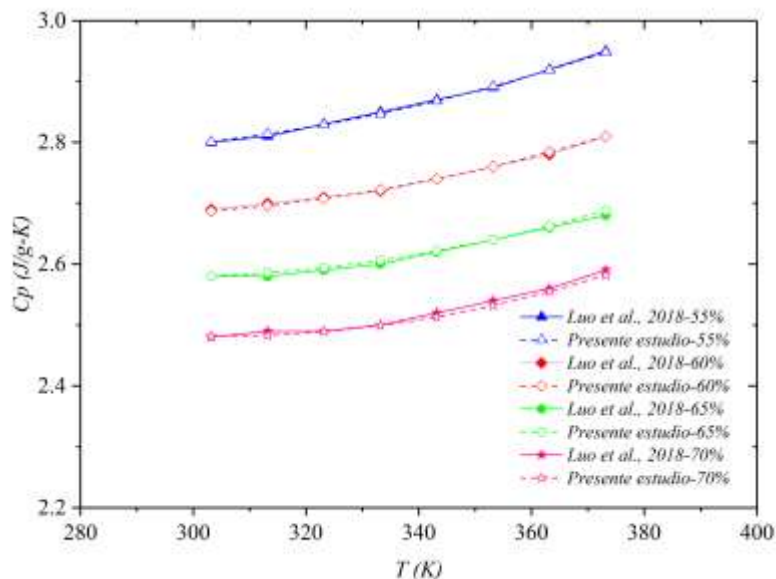


Figura 36. Efecto de la temperatura sobre el calor específico a diferentes concentraciones para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1). **Fuente:** Elaboración propia

6.2. Densidad

Con lo que respecta a la densidad de la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1), en la Figura 37 se muestra la diferencia entre los resultados obtenidos en el presente modelo respecto a aquellos reportados de manera experimental. Para dicha mezcla, la densidad se reduce con el aumento de la temperatura de operación y los más altos valores de densidad corresponden a bajas concentraciones de la solución. Comparativamente se puede ver que el modelo desarrollado predice correctamente los valores de densidad, demostrándose un empalme entre ambos resultados, cuya máxima desviación entre los resultados obtenidos fue de solamente 0.01%.

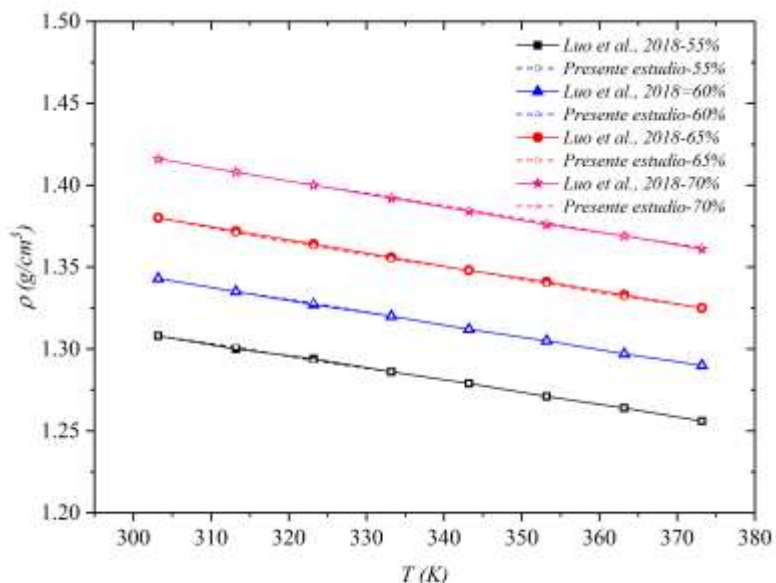


Figura 37. Variación de la densidad con la temperatura y concentración para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1). **Fuente:** Elaboración propia

6.3. Entalpía específica

El efecto de la concentración de la solución sobre la entalpía específica para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1) a distintas temperaturas de operación se observa en la Figura 38. Para un rango de concentraciones entre 55 y 60%, la entalpía de la mezcla se reduce ligeramente y posteriormente se incrementa y este efecto es más notorio a temperaturas inferiores a los 343.15 K. Para temperaturas superiores a los 343.15 K y concentraciones mayores al 60% no se muestran cambios significativos en la entalpía específica. También es evidente que los resultados teóricos y experimentales coinciden para todo rango de temperaturas y concentraciones garantizando la exactitud entre los resultados.

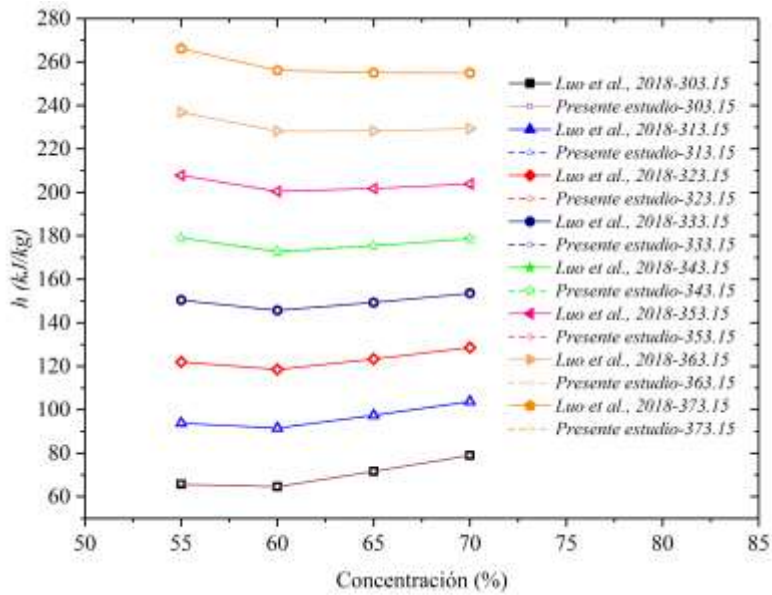


Figura 38. Influencia de T y X sobre h para la mezcla $\text{LiNO}_3\text{-[EMIM][DEP]/H}_2\text{O}$ (3:1). **Fuente:** Elaboración propia

7. Condiciones para la simulación del ciclo de refrigeración por absorción

Para el análisis y simulación del ciclo convencional de refrigeración por absorción (ARS) para cada una de las mezclas estudiadas en el presente trabajo se aplicaron las siguientes consideraciones:

- 1) Condiciones de estado estable.
- 2) No existen cambios significativos en la energía cinética y potencial del sistema.
- 3) La caída de presión en los equipos de intercambio de calor es despreciable.
- 4) La salida del fluido en el condensador se considera líquido saturado.
- 5) Vapor a la salida del evaporador se considera saturado.
- 6) A la salida del generador se considera vapor saturado.
- 7) Proceso isoentálpico en los componentes de estrangulación (válvulas).

La simulación energética del ciclo convencional de refrigeración por absorción ARS para cada una de las mezclas propuestas al LiBr/H₂O se desarrolló con la ayuda del software computacional Engineering Equation Solver (EES). Cabe mencionar que este software se caracteriza por contener las propiedades de fluidos puros y mezclas refrigerantes empleadas para el análisis y simulación de sistemas de compresión de vapor. De igual manera se pueden encontrar códigos para programar las propiedades de las mezclas de trabajo NH₃/H₂O, LiBr/H₂O y LiCl/H₂O empleado en los sistemas de refrigeración. Por otra parte, las mezclas propuestas también serán programadas con la ayuda de dicho software, con el objetivo de ampliar el número de propiedades disponibles durante el análisis y simulación de los sistemas de refrigeración por absorción.

7.1. Validación del modelo desarrollado

Para la validación del trabajo desarrollado, es necesario realizar un estudio termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción, en el cual LiBr-H₂O fue empleado como mezcla de trabajo. Para tal efecto, las condiciones de operación ($T_G=87.8^{\circ}\text{C}$, $T_C=T_{AB}=37.8^{\circ}\text{C}$, $T_E=7.2^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon_{shx} = 0.7$ y $\dot{m}_{ref} = 1 \text{ kg/s}$) propuestas por Arora y Kaushik, 2009 fueron consideradas y comparadas energéticamente. Derivado de la simulación, se pudo obtener que la máxima desviación se encuentra en el intercambiador de solución y en el rendimiento energético del sistema, el cual no supera el 1%, por lo cual se puede establecer que el modelo desarrollado se ajusta adecuadamente con los valores presentados en la literatura. En la Tabla 33 se ilustra la diferencia entre ambos modelos y los respectivos errores porcentuales

para cada uno de los principales componentes, así como para el rendimiento energético del sistema.

Tabla 33. Validación del modelo con Arora y Kaushik, 2009.

Trabajo	Componente/kW					COP
	G	C	E	AB	SHX	
Presente estudio	3095.6	2505.9	2355.4	2945.2	518.71	0.761
Arora y Kaushik (2009)	3093.1	2505.9	2355.4	2942.6	522.58	0.760
Error relativo (%)	0.080	0.000	0.000	0.088	0.740	0.131

Por otra parte, la simulación desarrollada del ciclo básico de refrigeración por absorción en el software EES fue comparado con resultados experimentales obtenidos por Marashli et al. (2022) para una capacidad frigorífica de 10 kW y operando bajo las siguientes condiciones de operación: $T_{GE}=90^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=44.3^{\circ}\text{C}$, $T_{AB}=34.9^{\circ}\text{C}$ y $T_E=6^{\circ}\text{C}$, mientras la efectividad en el intercambiador de solución se consideró como 0.522. En la Tabla 34 se muestra la comparativa entre los resultados teóricos y los experimentales, para lo cual se observa que el condensador presenta una máxima desviación del 1.39%, seguida del absorbedor con 0.66%, mientras el generador es el componente con la menor desviación con tal solo 0.21%. Con lo que respecta al rendimiento energético, se puede observar que el modelo matemático presenta una desviación del 0.28%, concluyendo que los resultados muestran un buen ajuste respecto a los valores obtenidos experimentalmente.

Tabla 34. Comparación de la simulación con resultados experimentales (Marashli et al., 2022).

Parámetro	Marashli et al. (2022)	Presente estudio	Error relativo (%)
Generador (GE), kW	14.20	14.23	0.21
Condensador (CO), kW	10.78	10.63	1.39
Absorbedor (AB), kW	13.51	13.60	0.66
COP	0.704	0.702	0.28

8. Comparativa entre mezclas de trabajo

8.1. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$

La simulación fue realizada considerando un sistema de refrigeración por absorción operando como bomba de calor y se utilizó $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ como mezcla de trabajo, tal como se muestra en la Figura 39. Para el análisis se emplearon las siguientes condiciones de operación: $T_C=53^\circ\text{C}$, $T_G=79^\circ\text{C}$, $T_A=32.7^\circ\text{C}$, $T_E=13^\circ\text{C}$, 1 kg/s y una efectividad en el intercambiador de calor de 1, las cuales han sido reportadas por Luo et al., 2013.

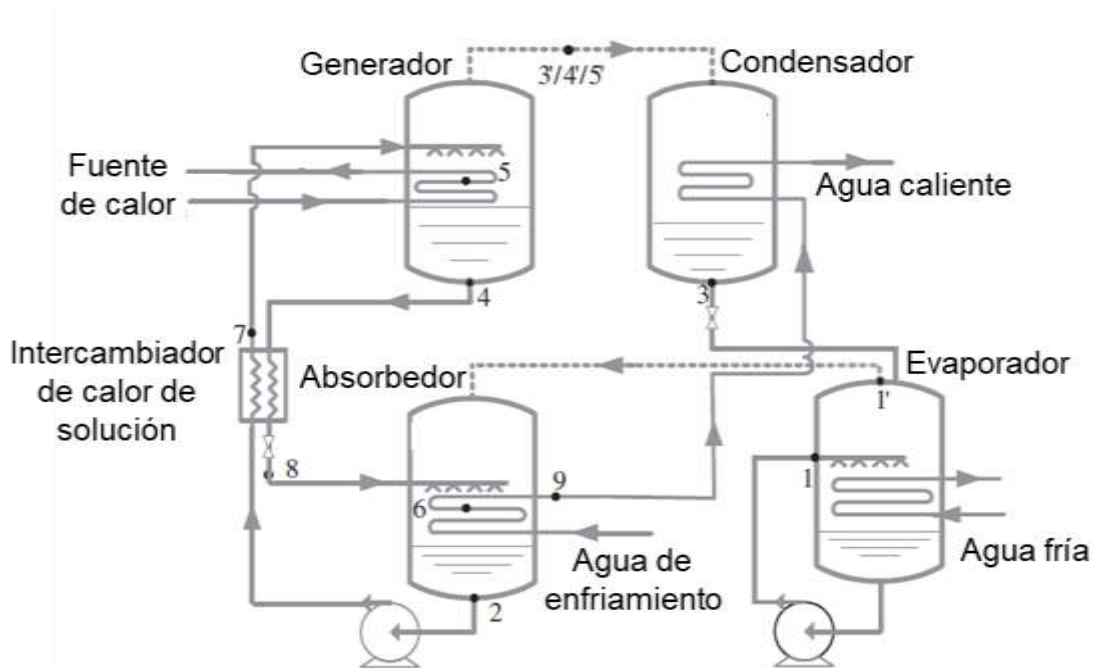


Figura 39. Sistema de refrigeración por absorción trabajando como bomba de calor. **Fuente:** (Luo et al., 2013)

Cada uno de los estados representativos del ciclo, las condiciones de operación y los parámetros termodinámicos se muestran en la Tabla 35. Los resultados muestran que las presiones y concentraciones son muy similares para ambos trabajos, sin embargo, existe una discrepancia entre los valores obtenidos de entalpía específica y el flujo másico de la mezcla, los cuales se deben principalmente al cálculo de las propiedades del refrigerante a la salida del generador, condensador y evaporador. Para el presente trabajo, las propiedades termodinámicas del agua fueron obtenidas de las correlaciones propuestas por Yuan y Herold, 2005, mientras que Luo et al., 2013, las propiedades termodinámicas del agua se obtuvieron por medio de las correlaciones de Jiang y Cao, 2003.

Tabla 35. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Estado	Luo et al., 2013					Presente estudio				
	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$
1	13	1.5	0	473.2	1	13	1.498	0	473.2	1
1'	13	1.5	0	2943.9	1	13	1.498	0	2524	1
2	32.7	1.5	55	528	12	32.7	1.498	55	528	17.16
3	53	14.3	0	640.5	1	53	14.30	0	221.9	1
4'	79	14.3	0	3064.9	1	79	14.30	0	645	1
4	79	14.3	60	653.3	11	79	14.30	60	2646	16.16
5	73.8	14.3	55	642.7	12	75.02	14.30	55	645	17.16
6	32.7	1.5	60	528.6	11	32.7	1.498	60	530	16.16
7	73.7	14.3	55	642.3	12	75.02	14.30	55	645	17.16
8	32.7	14.3	60	528.6	11	32.7	14.30	60	530	16.16

La comparativa entre la carga térmica en cada uno de los componentes del sistema, así como el rendimiento energético para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ se observa en la Tabla 36. Los resultados muestran que el sistema puede producir alrededor de 2302.5 kW de enfriamiento cuando se suministran casi 2500 kW de energía en el generador. Para el caso de Luo et al., 2013, el efecto frigorífico obtenido es de 2303.4 kW, mientras para el presente estudio, este corresponde a un valor de 2302.5, lo que representa un error porcentual de 0.039%. Para el caso del generador, el error porcentual entre ambas mediciones fue de 0.59%. Comparando los rendimientos energéticos, se puede observar que existe una diferencia de una unidad entre los resultados obtenidos en el presente trabajo respecto al obtenido por Luo et al., 2013, lo que indica una desviación del 0.52%, lo que demuestra que la programación de las propiedades, así como la simulación del sistema concuerdan correctamente.

Tabla 36. Comparativa de la carga térmica y coeficiente de operación para el sistema de refrigeración por absorción.

Referencia	$\dot{Q}_G$	$\dot{Q}_C$	$\dot{Q}_A$	$\dot{Q}_E$	COP
Presente estudio	2135.85	2424.5	2014.1	2302.5	2.07
Luo et al., 2013	2543.5	2424.4	2422.5	2303.4	1.90
Error (%)	0.59	0.004	0.65	0.004	0.52

Al comparar los resultados obtenidos de la carga térmica en cada uno de los componentes y el rendimiento energético del sistema de la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ con los de la mezcla convencional $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$, se pudo determinar que esta presenta mejores prestaciones energéticas bajo las mismas condiciones de operación, los cuales pueden ser comparados en la Tabla 37. Se requiere 3.91% menor cantidad de calor en el generador para producir la misma capacidad de enfriamiento en el sistema (2303.5 kW).

Tabla 37. Comparativa de la carga térmica y coeficiente de operación para el sistema de refrigeración por absorción.

Referencia	$\dot{Q}_G$	$\dot{Q}_C$	$\dot{Q}_A$	$\dot{Q}_E$	COP
$\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$	2135.85	2424.50	2014.10	2302.51	2.07
$\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	2677.01	2436.49	2543.14	2302.51	1.87
Diferencia (%)	20.21	0.49	20.80	0.00	10.69
$\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$	2677.01	2436.49	2543.14	2302.51	1.87
Luo et al., 2013	2627.60	2436.50	2494.50	2303.40	1.88
Diferencia (%)	1.88	0.00	1.49	0.04	0.53

8.2. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1)

Para el caso de la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1), la simulación fue realizada considerando un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto operando bajo las siguientes condiciones de operación: $T_C=37^\circ\text{C}$, $T_G=73.3^\circ\text{C}$, $T_A=37^\circ\text{C}$, $T_E=5^\circ\text{C}$, 1 kg/s y una efectividad en el intercambiador de calor de 0.8, el cual se muestra en la Figura 40. Por medio de un colector solar se calienta el fluido que ingresa al generador lo que ocasiona que la mezcla se comience a separar y se produzca el proceso de producción de frío, mientras para el enfriamiento del condensador y absorbedor se suministra agua fría a través de una torre de enfriamiento para garantizar el correcto funcionamiento de la unidad.

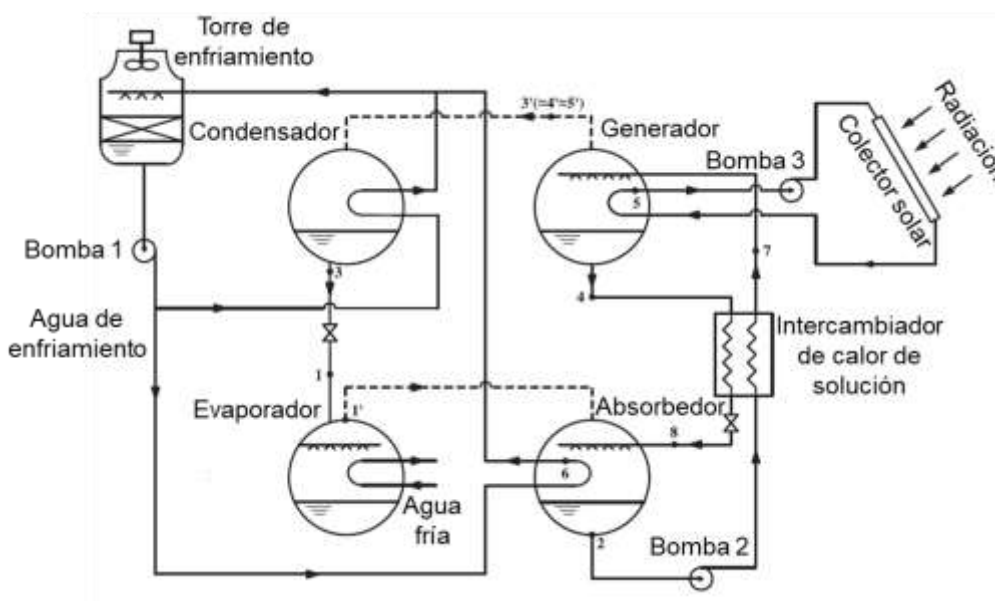


Figura 40. Sistema de refrigeración por absorción en modo aire acondicionado.
Fuente: (Li et al., 2018)

En la Tabla 38 se ilustran los estados termodinámicos representativos al ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1), así como las condiciones de operación y sus valores correspondientes. Los resultados

muestran una diferencia considerable en las propiedades del circuito de refrigeración, así como una pequeña diferencia en el cálculo de la concentración de la solución. Lo anterior conlleva a una diferencia en las cargas térmicas de los componentes que conforman el sistema, así como en el flujo másico de refrigerante en la solución pobre y en la solución rica. Para reducir esta discrepancia, las propiedades deben ser obtenidas bajo la misma referencia y la simulación debe ser realizada tomando en cuenta todas las consideraciones y parámetros de operación.

Tabla 38. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).

Estado	Li et al., 2018					Presente estudio				
	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$
1	5	0.872	0	439.6	1	5	0.873	0	155	1
1'	5	0.872	0	2927.9	1	5	0.873	0	2510	1
2	37	0.872	57.3	271.4	20.1	37	0.873	58.7	319.2	36.39
3	37	6.290	0	573.5	1	37	6.280	0	573.5	1
4'	73.3	6.290	60.3	353.9	19.1	73.3	6.280	60.4	390.1	35.39
4	73.3	6.290	0	3068.3	1	73.3	6.280	0	2637	1
5	70.5	6.290	57.3	345.6	20.1	70.5	6.290	58.7	345.6	36.39
6	39.6	0.872	60.3	281.5	19.1	38.48	0.873	60.4	319.2	35.39
7	63.1	----	57.3	335.2	20.1	62.8	----	58.7	334.8	36.39
8	44.2	----	60.3	286.8	19.1	46.0	----	60.4	334.8	35.39

En la Tabla 39 se muestran los resultados correspondientes al rendimiento energético del sistema para cuatro valores de efectividad en el intercambiador de solución (0.6,0.7,0.8,0.9 y 1.0). Los resultados muestran un incremento en el rendimiento energético con el aumento en la efectividad del intercambiador de solución y los mejores resultados se obtienen a una efectividad del 100%. También

se puede observar una desviación entre los resultados obtenidos respecto aquellos reportados por Li et al., 2018 del 1.51%, esto cuando el sistema opera con una efectividad del 0.6, mientras la diferencia se incrementa hasta un valor de 4.48% al operar el sistema de refrigeración por absorción con una efectividad de 1.0. Esto se debe principalmente al cálculo de las propiedades termodinámicas del agua, ya que para el trabajo desarrollado por Li et al., 2018 fueron obtenidas de Jiang and Cao, 2003, mientras que, en el presente trabajo se obtuvieron de las correlaciones reportadas por Yuan y Herold, 2005, las cuales están acorde a la Asociación internacional de las propiedades del agua y vapor (IAPWS) y son incluidas como funciones en el software EES.

Tabla 39. Comparativa energética para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1).

ε	COP/presente estudio	COP/Li et al., 2018	Desviación/%
0.6	0.723	0.734	1.51
0.7	0.786	0.768	2.34
0.8	0.831	0.805	3.22
0.9	0.876	0.847	3.42
1.0	0.932	0.892	4.48

8.3. Ciclo de refrigeración por absorción con agua

Considerando el esquema mostrado en la Figura, las condiciones de operación para el análisis y simulación del sistema de refrigeración de simple efecto operando con $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ como mezcla de trabajo se ilustran en la Tabla 40. Además,

se estableció que el intercambiador de solución opera con un rango de valores de efectividad de 60-100%.

Tabla 40. Condiciones de operación del ciclo de refrigeración por absorción.

Parámetro	Valor
Temperatura de evaporación	5°C
Temperatura de condensación	40°C
Temperatura de generación	80°C
Temperatura de absorción	40°C
Efectividad en el intercambiador de solución	60 – 100%

En la Figura 41 se observan los resultados del rendimiento energético del ciclo de refrigeración por absorción obtenidos por medio de las correlaciones propuestas por Jiang y Cao, 2003 y Florides et al., 2003 respecto a los valores obtenidos por Yuan y Herold, 2005 bajo las mismas condiciones de operación. Cuando se emplea la correlación de Yuan y Herold, 2005, el máximo COP que se obtiene a una efectividad del 60% es de 0.715, mientras con las correlaciones propuestas por Jiang y Cao, 2003 y Florides et al., 2003 dichos valores son de 0.738 y 0.691, respectivamente, lo que representa que la correlación de Jiang y Cao, 2003 sobreestima el COP en 3.21%, mientras Florides et al., 2003, este es del 3.35%. Sin embargo, al operar el sistema a la máxima capacidad en el intercambiador de solución ($\varepsilon = 100\%$), la sobre estimación del COP con la correlación de Jiang y Cao, 2003 es de 6.66% y para Florides et al., 2003 se subestima en 0.60%.

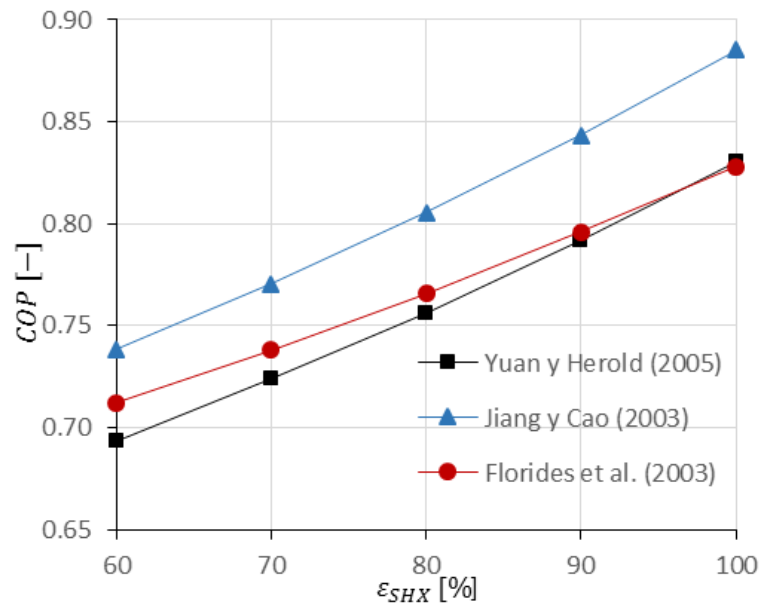


Figura 41. COP como función de la efectividad del SHX. **Fuente:** Elaboración propia

También se observa que el COP calculado utilizando las correlaciones propuestas por Florides et al., 2003 resulta ser prácticamente igual al COP de Yuan y Herold, 2005 para una efectividad en el intercambiador de solución del 90%. Derivado de los resultados y desviaciones obtenidas del COP, las correlaciones propuesta por Florides et al., 2003 puede ser una alternativa viable en el análisis y simulación de ciclos de refrigeración por absorción, debido a que son relativamente fáciles de programar (contener simples polinomios) y la diferencia con respecto a los valores obtenidos por Yuan y Herold, 2005 son de casi el 3.2%.

8.4. Ciclo de refrigeración por absorción con $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)

La simulación del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) fue realizada en base al esquema mostrado en la Figura 42. Como se observa, el ciclo de absorción consiste de un sistema de absorción de simple efecto, cuyos componentes principales son el generador, condensador, evaporador, absorbedor, bomba de solución, intercambiador de calor de solución y un intercambiador de calor de solución. Las condiciones de operación establecidas para la simulación son: $T_G = 74^\circ\text{C}$, $T_C = 37^\circ\text{C} = T_A$ y $T_E = 5^\circ\text{C}$, mientras el flujo másico de refrigerante fue de 1 kg/s.

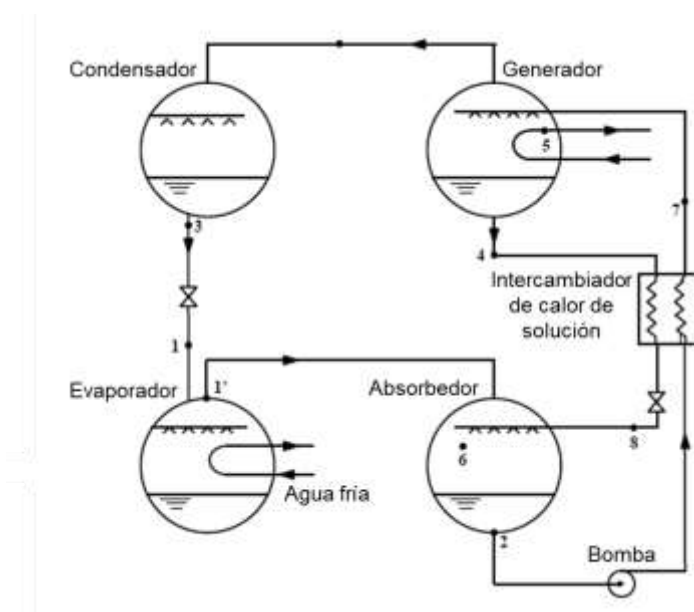


Figura 42. Ciclo de refrigeración por absorción. Fuente: (Li et al., 2019)

En la Tabla 41 se ilustran los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración por absorción usando $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) como mezcla refrigerante, tanto para el presente estudio, así como para los valores reportados por Li et al., 2019. Como se muestra en la tabla, las presiones y temperaturas de operación son

muy similares para ambos casos. Sin embargo, se puede apreciar que los flujos másicos difieren en casi 6 unidades debido a la pequeña diferencia en la presión de operación en el generador y absorbedor. También se observa una diferencia en las entalpías específicas del agua y vapor, debido a que las correlaciones empleadas no son obtenidas bajo la misma referencia, lo cual fue explicitado previamente.

Tabla 41. Resultados del ciclo de refrigeración por absorción operando con $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

Estado	Li et al., 2019					Presente estudio				
	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$	T/°C	P/kPa	C/%	h/kJ/kg	$\dot{m}/\text{kg/s}$
1	5	0.872	0	439.6	1	5	0.873	0	155	1
1'	5	0.872	0	2927.9	1	5	0.873	0	2510	1
2	37	0.872	60.5	349.2	21.2	37	0.873	60.7	349.3	15.7
3	37	6.290	0	573.5	1	37	6.280	0	349.3	1
4'	74	6.290	63.5	424.4	20.2	74	6.280	64.8	421	14.7
4	74	6.290	0	3054.2	1	74	6.280	0	2638	1
5	69.2	6.290	60.5	420.9	21.2	67.6	6.280	60.7	358.8	15.7
6	41	0.872	63.5	353.7	20.2	41.2	0.873	64.8	358.8	14.7
7	63.9	----	60.5	409.9	21.2	64.9	----	60.7	411.1	15.7
8	44.3	----	63.5	360.7	20.2	44.4	----	64.8	358.8	14.7

En la Tabla 42 se muestra la comparativa entre los resultados obtenidos en el presente trabajo con aquellos reportados por Li et al., 2019b empleando $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3$ como absorbente y H_2O como refrigerante. Bajo las condiciones de operación mostradas en la Tabla anterior se puede observar que existe una diferencia entre ambos resultados de casi 24%. Esto se debe principalmente a dos cosas; 1) el cálculo de la concentración de la solución y 2) el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua, siendo la segunda la que mayor impacto

presenta sobre el COP del sistema, esta misma diferencia también fue reportada por Rodríguez-Muñoz et al., 2025.

Tabla 42. Comparativa del COP para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1).

Reference	COP
Presente estudio	0.992
Li et al., 2019	0.801
Desviación (%)	23.84

9. Análisis de incertidumbre

En esta sección se estudian los errores obtenidos en cada uno de los parámetros principales que contribuyen en el rendimiento energético y exergético del sistema de refrigeración por absorción. Es importante señalar que los errores son asociados a la precisión de los instrumentos de medición y las ecuaciones termodinámicas de cada una de las mezclas estudiadas en el presente trabajo. Además, la incertidumbre en el sistema está asociado con las incertidumbres de los sensores empleados para la medición de las condiciones de operación o de las propiedades termofísicas de las mezclas de trabajo.

Al considerar que una de las características que incluyen los fabricantes de sensores de medición es la presión del mismo (δ), en la cual se indica la máxima desviación que presenta el instrumento respecto al valor real. Para tal caso, considerando que los resultados de la medición del intervalo 2δ son iguales (José Daniel Marcos del Cano, 2008), la incertidumbre del equipo de medición se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$u = \frac{\delta}{\sqrt{3}} \quad 48$$

Considerando que una determinada medición depende del número determinado de variables medidas, la incertidumbre de dicha medición puede ser calculada a partir de la siguiente expresión:

$$u_i(F) = \frac{\partial F}{\partial v_i} u(v_i) \quad 49$$

Donde, $u_i(F)$ es la incertidumbre de la medición, $\frac{\partial F}{\partial v_i}$ se refiere al coeficiente de sensibilidad del instrumento de medición y $u(v_i)$ es la incertidumbre asociada a la medición. Por tal motivo, la incertidumbre global de la medición (F) puede ser calculada a partir de la ecuación (Kline y McClintock, 1953).

$$u(F) = \sqrt{\sum \left[\frac{\partial F}{\partial v_i} \cdot u(v_i) \right]^2} \quad 50$$

La ecuación es también llamada incertidumbre de propagación, la cual es evaluada usando el método de la suma de las raíces cuadradas disponible en el software EES:

$$U_y = \sqrt{\sum \left[\frac{\partial U_y}{\partial X_i} \cdot X_i \right]^2} \quad 51$$

9.1. Incertidumbre con la mezcla LiNO₃/H₂O

La incertidumbre para la mezcla LiNO₃/H₂O fue calculada considerando que la exactitud con el que opera el sensor de temperatura y presión son de 0.1 K y 50

Pa, respectivamente, dicho valores se muestran en la Tabla 43. Los resultados revelan que el valor de incertidumbre del sistema se ve ligeramente afectado por las condiciones de operación, excepto para el evaporador, cuya incertidumbre es de aproximadamente ± 0.457 . Con el aumento de la temperatura en el generador, la incertidumbre en el generador se reduce considerablemente, desde un valor de ± 8.665 a ± 0.554 , lo que muestra que los valores se ajustan mejor a altas temperaturas de generación. Para el caso de la bomba de solución y el COP del sistema, los valores de la incertidumbre son menores con el aumento de la temperatura de generación, esto se debe a que menores diferencias existe entre el valor calculado respecto al valor real. Por otra parte, el aumento de la temperatura de evaporación produce la misma incertidumbre en el evaporador con un valor de 0.456 cuando el sistema opera con temperaturas en el generador de 79°C, 85°C y 90°C, respectivamente. Para el caso del generador, el mínimo valor de incertidumbre de ± 0.546 se obtiene a las siguientes condiciones de operación: $T_E=15$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=85^\circ\text{C}$, mientras para la bomba de solución corresponden a $T_E=15$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=90^\circ\text{C}$. Con lo que respecta al COP, el menor valor de incertidumbre se obtiene a una baja temperatura de evaporación ($T_E=13^\circ\text{C}$) y alta temperatura de generación ($T_G=90^\circ\text{C}$), con un valor de ± 0.00039 .

Tabla 43. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes condiciones de operación.

Condiciones de operación	Componentes del sistema			COP
	Q_E	Q_G	W_P	
$T_E=13$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=79^\circ\text{C}$	2302.50 ± 0.457	2094.74 ± 8.665	0.2176 ± 0.0180	2.07 ± 0.0043
$T_E=13$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2302.50 ± 0.457	2155.76 ± 0.563	0.055 ± 0.0009	2.07 ± 0.0021
$T_E=13$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=90^\circ\text{C}$	2302.50 ± 0.457	2155.76 ± 0.554	0.055 ± 0.0009	2.068 ± 0.00033
$T_E=15$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=79^\circ\text{C}$	2306.16 ± 0.456	2120.67 ± 3.978	0.118 ± 0.0057	2.087 ± 0.0018
$T_E=15$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2306.16 ± 0.456	2154.23 ± 0.546	0.062 ± 0.00143	2.07 ± 0.00038
$T_E=15$, $T_A=32.7$, $T_C=53$ y $T_G=90^\circ\text{C}$	2306.16 ± 0.456	2158.53 ± 0.718	0.046 ± 0.0007	2.068 ± 0.00039

9.2. Incertidumbre con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1)

En la Tabla 44 se muestran las incertidumbres asociadas en los principales componentes, así como para el rendimiento energético del sistema de refrigeración por absorción operando con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1). Par el cálculo de la incertidumbre se consideró que el error de medición de las propiedades termodinámicas para dicha mezcla relacionados a los sensores de temperatura y presión es de 0.1 K y 50 Pa, respectivamente. Como se puede observar en la tabla, seis diferentes condiciones de operación fueron evaluadas para determinar la incertidumbre en el evaporador, generador, bomba de solución, así como en el rendimiento energético del sistema. Los resultados muestran que la menor incertidumbre corresponde a altas temperaturas de generación y los mayores

vapores de incertidumbre corresponden a bajas temperaturas de generación y evaporación.

Tabla 44. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ a diferentes condiciones de operación.

Condiciones de operación	Componentes del sistema			COP
	Q_E	Q_G	W_P	
$T_E=5, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=74^\circ\text{C}$	2355 ± 0.4569	2372 ± 10.34	0.054 ± 0.0027	0.992 ± 0.0045
$T_E=5, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=80^\circ\text{C}$	2355 ± 0.4569	2261 ± 3.595	0.026 ± 0.0029	1.041 ± 0.0017
$T_E=5, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2355 ± 1.173	2259 ± 1.173	0.020 ± 0.0003	1.043 ± 0.0007
$T_E=10, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=74^\circ\text{C}$	2364 ± 0.456	2255 ± 2.284	0.024 ± 0.0007	1.048 ± 0.0012
$T_E=10, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=80^\circ\text{C}$	2364 ± 0.4567	2224 ± 1.011	0.017 ± 0.0012	1.063 ± 0.0064
$T_E=10, T_A=37,$ $T_C=37$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2364 ± 0.4567	2229 ± 0.572	0.0146 ± 0.0002	1.061 ± 0.0044

9.3. Incertidumbre con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1)

Las incertidumbres para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) son incluidas en la Tabla 45. Para determinar dichas incertidumbres, los valores correspondientes a los errores de medición en el sensor de temperatura y presión fueron considerados de 0.01°C y 3 kPa, respectivamente. El efecto de la temperatura de generación y evaporación sobre la carga térmica del evaporador y generador, así como en la potencia de la bomba de solución y el COP son comparados. Para el caso del evaporador no se muestran cambios significativos en la incertidumbre con el aumento de la temperatura del generador y evaporador. Sin embargo, la incertidumbre en el generador se ve fuertemente influenciada con el aumento de la

temperatura en el generador y evaporador. Las mayores incertidumbres de 2869 ± 72.84 se obtienen cuando el sistema de refrigeración por absorción opera bajo las siguientes condiciones de operación: $T_E=5$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=73.3^\circ\text{C}$, mientras las menores incertidumbres de 2338 ± 0.826 se presentan al trabajar el sistema a las condiciones de $T_E=10$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=85^\circ\text{C}$. Para el caso del rendimiento energético, las mayores incertidumbres también corresponden a bajas temperaturas de generación y evaporación, mientras las menores incertidumbres se obtienen a las más altas temperaturas de generación.

Tabla 45. Valores de incertidumbre para la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) a diferentes condiciones de operación.

Condiciones de operación	Componentes del sistema			COP
	Q_E	Q_G	W_P	
$T_E=5$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=73.3^\circ\text{C}$	2355 ± 0.4569	2869 ± 72.84	0.1253 ± 0.0145	0.820 ± 0.020
$T_E=5$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=80^\circ\text{C}$	2355 ± 0.4569	2397 ± 3.66	0.0306 ± 0.0001	0.982 ± 0.001
$T_E=5$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2355 ± 0.4569	2382 ± 1.192	0.0203 ± 0.0001	0.998 ± 0.000
$T_E=10$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=73.3^\circ\text{C}$	2364 ± 0.4567	2394 ± 6.341	0.0352 ± 0.0011	0.987 ± 0.002
$T_E=10$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=80^\circ\text{C}$	2364 ± 0.4567	2330 ± 1.531	0.0190 ± 0.0002	1.015 ± 0.000
$T_E=10$, $T_A=37$, $T_C=37$ y $T_G=85^\circ\text{C}$	2364 ± 0.4567	2338 ± 0.826	0.01458 ± 0.0002	1.011 ± 0.000

10. Conclusiones

Dentro del análisis y simulación de ciclos de refrigeración por absorción, existe la necesidad de incluir más propiedades termodinámicas de mezclas refrigerantes dentro de softwares comerciales que dependan de parámetros de entrada como lo es la temperatura (T), presión (P) y concentración (X), que es como comúnmente se realiza en el software EES. Sin embargo, el software comercial EES está limitado al cálculo de propiedades de mezclas binarias LiBr/H₂O, NH₃/H₂O y LiCl/H₂O, por tal motivo, incluir códigos de las propiedades de más mezclas binarias y ternarias ayudarán a entender mejor el comportamiento energético y/o exergético de los sistemas de refrigeración por absorción. Cabe mencionar que durante el presente trabajo, las propiedades termodinámicas de las mezclas binarias (LiNO₃/H₂O), ternarias (LiNO₃-[BMIM]NO₃/H₂O y LiNO₃-[EMIM][DEP]/H₂O) y cuaternarias (CaCl₂-LiBr-LiNO₃/H₂O (8.72:1:1) y CaCl₂-LiNO₃-KNO₃/H₂O (15.5:5:1)) son programadas en el EES empleando condiciones de entrada (P, T, X), las cuales son basadas en correlaciones obtenidas en la literatura. Además, se utilizó el método de interpolación múltiple para aquellas ecuaciones con una gran desviación respecto a los resultados obtenidos de manera experimental. Por otra parte, la comparativa de algunos ciclos de refrigeración por absorción de simple efecto son comparados con aquellos presentados en la literatura para evaluar la exactitud del presente trabajo bajo las mismas condiciones de operación, así como las incertidumbres asociadas con los instrumentos de medición empleados para medir las propiedades termodinámicas. Derivado del estudio, las siguientes conclusiones son encontradas:

La programación de las propiedades de las diferentes mezclas refrigerantes fue implementada en el software EES de forma satisfactoria. La máxima desviación de 34.30% fue encontrada con la mezcla $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) para el cálculo de la entalpía específica y del 2.76% para el calor específico a la más alta temperatura de operación ($T=100^\circ\text{C}$), la cual se redujo a menos del 1% cuando se emplea el método de interpelación múltiple.

Los resultados de las simulaciones realizadas en los ciclos de refrigeración por absorción empleando las mezclas $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) y $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1) revelan una diferencia significativa respecto a aquellos valores presentados en la literatura, los cuales se deben en gran medida al cálculo de las propiedades termodinámicas del agua y vapor. Para el caso del $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, la máxima desviación en el COP encontrada en el presente modelo respecto a los valores obtenidos por Luo et al., 2013 es de 0.52%, mientras para las mezclas $\text{CaCl}_2\text{-LiBr-LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (8.72:1:1) y $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3/\text{H}_2\text{O}$ (15.5:5:1), las desviaciones entre el modelo respecto a los resultados reportados por Li et al., 2018 y Li et al., 2019 fueron de 4.48% y 23.84%, respectivamente, lo cual se debe principalmente a las propiedades del vapor y agua en el circuito de refrigerante. Finalmente, el cálculo de la incertidumbre mostró que los mayores errores son obtenidos a altas temperaturas de generación y bajas temperaturas del evaporador.

Trabajo futuro

Las propiedades termodinámicas de las mezclas refrigerantes fueron programadas de forma satisfactoria en el software EES y pueden ser empleadas para el análisis

y simulación de forma satisfactoria en los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto. Sin embargo, éstas deben ser exploradas en un mayor rango de temperaturas de operación y extender su análisis y validación en ciclos avanzados, como es el caso de los ciclos de refrigeración por absorción de doble efecto, lo cual puede contribuir a determinar las condiciones de operación que presentan determinar las mayores prestaciones energéticas. Además, el desarrollo de un prototipo experimental podría servir de base para la validación de los resultados obtenidos en cada una de las mezclas aquí estudiadas.

BIBLIOGRAFÍA

- Anand, G. and Erikson, D.C., 1999, Identification and evaluation of advanced GAX cycles for space conditioning. International Sorption Heat Pump Conference ISHPC '99, pp. 507-521. Munich.
- Arora, A., & Kaushik, S.C. (2009). Theoretical analysis of LiBr/H₂O absorption refrigeration systems. Int. J. Energy Res. 33, 1321-1340.
<https://doi.org/10.1002/er.1542>.
- Arun, M. B., Maiya, M. P., & Murthy, S. S. (2001). Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water–lithium bromide absorption systems. Applied thermal engineering, 21(12), 1273-1279.
- Ayou, D. S., Currás, M. R., Salavera, D., García, J., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2014). Performance analysis of absorption heat transformer cycles using ionic liquids based on imidazolium cation as absorbents with 2, 2, 2-

trifluoroethanol as refrigerant. *Energy Conversion and Management*, 84, 512-523.

Babaei S.M., Razmi A.R., Soltani M., Nathwani J. Quantifying the effect of nanoparticles addition to a hybrid absorption/recompression refrigeration cycle. *J. Cleaner Prod.* 260 (2020) 121084. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121084>.

Bao, Y., Zhong, Y., Yang, J., Tang, S., Zhong, S., Feng, W., ... & Liang, B. (2024). Novel working fluid pair of methanol/betaine-urea for absorption refrigeration system driven by low-temperature heat sources. *Energy*, 298, 131223. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131223>.

Belman-Flores, J. M., Barroso-Maldonado, J. M., Rodríguez-Muñoz, A. P., & Camacho-Vázquez, G. (2015). Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 955-968. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.003>.

Bruno, J. C., Ortiz, A. M. and Coronas, A., 2002, Estado actual de la implantación de las tecnologías de refrigeración por absorción para la recuperación de calor en cogeneración, *Avances en Ciencias y Técnicas del Frío I. Libro de actas del I Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío I. Cartagena*, pp.19-29.

Castro, J., Leal, L., Pozo, P., Pérez-Segarra, C.D. and Oliet, C., 2002, Development and performance of an air-cooled water-libr. *Proceedings of the International Forum on Renewable Energies FIER'2002. Tétouan (Maroc)*.

Chen, D., Xie, J.H., 2006a. *Heat Pump Water Heater*. Chemical Industry Press, Beijing, p. 201.

- Chen, W., & Liang, S. (2016). Thermodynamic analysis of absorption heat transformers using [mmim] DMP/H₂O and [mmim] DMP/CH₃OH as working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 99, 846-856.
- De Vuono, A.C., Hanna, W.T., Osborne, R.L., and Ball, D.A., 1992, Development of a Double-effect Air-Conditioner Heater (DEACH). Phase 3 and Final Report, January 1990-December 1991. Phase 3, September 1987-December 1991. Overall Project, report by Battelle and Gas Research Institute.
- Durieux, L., Seyler, F., Laques, A. E., Mitja, D., Delaître, E., & de Souza Miranda, I. (2019). From sustainable development to coviability—the viewpoint of earth observation in the era of big data. *Coviability of Social and Ecological Systems: Reconnecting Mankind to the Biosphere in an Era of Global Change: Vol. 2: Coviability Questioned by a Diversity of Situations*, 285-304. https://doi.org/10.1007/978-3-319-78111-2_15.
- European Commission. Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables). European Commission 2020. https://ec.europa.eu/energy/studies_main/final_studiesmapping-and-analysescurrent-and-future-2020-2030-heatingcooling-fuel.
- Ferwati, M. S., Ahmad, A. M., Takalkar, G. D., & Bicer, Y. (2021). Energy and exergy analysis of parallel flow double effect H₂O-[mmim][DMP] absorption refrigeration system for solar powered district cooling. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101382. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101382>.

- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wroble, L.C. “Design and construction of a LiBr-water absorption machine”. *Energy Conversion and Management*, vol. 44, pp. 2483–2508, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2).
- Foley, G., DeVault, R., and Sweetser, R., 2000, The Future of Absorption Technology in America – A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation. Advanced Building Systems Conference, June 16.
- Guo, Y., Ding, Y., Li, J., & Paricaud, P. (2024). The performance of [Emim] Br/H₂O as a working pair in the absorption refrigeration system. *Next Energy*, 2, 100038. <https://doi.org/10.1016/j.nxener.2023.100038>.
- He, Z.B. , Zhao, Z.C. , Zhang, X.D. , Feng, H. , 2010. Thermodynamic properties of new heat pump working pairs: 1, 3-dimethylimidazolium dimethylphosphate and water, ethanol and methanol. *Fluid Phase Equilib.* 298, 83–91.
- Henning, H., 2007, Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1734-1749.
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC press.
- Izquierdo, M., de Vega, M., Lecuona, A., Rodríguez, P., 2002, Compressors driven by thermal solar energy: entropy generated, exergy destroyed and exergetic efficiency. *Solar Energy*, Vol. 72, N° 4, pp. 363-375.
- Jeong, J., Jung, H.S., Lee, J.W., Kang, Y.T. (2023). Hybrid cooling and heating absorption heat pump cycle with thermal energy storage. *Energy*, 283, 129027. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129027>

- Jia T., Chu P., Dou P., Dai Y. Feasibility and performance analysis of a hybrid GAX-based absorption compression heat pump system for space heating in extremely cold climate conditions. *Energy* 242 (2022) 122936. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122936>.
- Jiang, X., Cao, Z. A group of simple precise formulations for properties of water and steam. *Power Eng*, vol. 23: pp. 2777–2780, 2003.
- Kallitsis, K., Koulocheris, V., Pappa, G., & Voutsas, E. (2023). Evaluation of water+imidazolium ionic liquids as working pairs in absorption refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 233, 121201. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121201>.
- Kang Y.T., Kashiwagi T. An environmentally friendly GAX cycle for panel heating: PGAX cycle. *Int. J. Refrig.* 23 (2000) 378-387. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00069-9](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00069-9).
- Kim, D.S., 2007, Solar absorption cooling, Ph.D. Thesis, University of Technology of Delft, The Netherlands.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, 1953, pp. 3-8.
- Kurosawa, S., Yoshida, A., and Ogawa, M., 1988, Development of Next-Generation Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heaters, *Advanced Absorption Workshop*, October.
- Kumar A.R., Udayakumar G. Simulation studies on GAX absorption compression cooler. *Energy Convers. Manag.* 48 (2007) 2604-2610. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.013>.

- Li, Y., Li, N., Luo, C., & Su, Q. (2019). Thermodynamic performance of a double-effect absorption refrigeration cycle based on a ternary working pair: lithium bromide+ ionic liquids+ water. *Energies*, 12(21), 4200. <https://doi.org/10.3390/en12214200>.
- Li, Y., Li, N., Luo, C., & Su, Q. (2019b). Study on a quaternary working pair of $\text{CaCl}_2\text{-LiNO}_3\text{-KNO}_3\text{/H}_2\text{O}$ for an absorption refrigeration cycle. *Entropy*, 21(6), 546. <https://doi.org/10.3390/e21060546>.
- Liu X., Ye Z., Bai L., He M. Performance comparison of two absorption-compression hybrid refrigeration systems using R1234yf/ionic liquid as working pair. *Energy Conversion and Management*, 181 (2019) 319-330. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.030>.
- Liu Z., Lu D., Shen T., Guo H., Bai Y., Wang L., Gong M. New configurations of absorption heat transformer and refrigeration combined system for low-temperature cooling driven by low-grade heat. *Appl. Therm. Eng.* 228 (2023) 120567. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120567>.
- Luo, C., Su, Q., & Mi, W. (2013). Thermophysical properties and application of $\text{LiNO}_3\text{-H}_2\text{O}$ working fluid. *International journal of refrigeration*, 36(6), 1689-1700.
- Luo, C., Li, Y., Li, N., Wang, Y., & Su, Q. (2018). Thermophysical properties of lithium nitrate+ 1-ethyl-3-methylimidazolium diethylphosphate+ water system. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 126, 160-170.
- Marashli, A., Alfanatseh, E., Shalby, M., & Gomaa, M. R. (2022). Modelling single-effect of Lithium Bromide-Water ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) driven by an evacuated solar

- tube collector in Ma'an city (Jordan) case study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 37, 102239. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102239>.
- Marcos del Cano, J. D. (2008). Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire.
- Mher A.S., Zare V., Mahmoudi S.M.S. Standard GAX versus hybrid GAX absorption refrigeration cycle: From the view point of thermodynamics. *Energy Convers. Manag.* 76 (2013) 68-82. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.016>.
- Pacheco-Cedeño, J. S., Rodríguez-Muñoz, J. L., Ramírez-Minguela, J. J., & Pérez-García, V. (2023). Comparison of an absorption-compression hybrid refrigeration system and the conventional absorption refrigeration system: Exergy analysis. *International Journal of Refrigeration*, 155, 81-92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.08.003>.
- Riffat S.B., Wong C.V. Gas-driven absorption/recompression system. *Heat Recovery systems and CHP* 14 (1994) 165-171. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(94\)90007-8](https://doi.org/10.1016/0890-4332(94)90007-8).
- Rodríguez-Muñoz, J. L., Pacheco-Cedeño, J. S., Ituna-Yudonago, J. F., Ramírez-Minguela, J. J., & González-Hernández, I. J. (2024). First and Second Law Analysis of a LiBr-Water Absorption Cycle with Recovering Condensation Heat for Generation. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 22(6), 1719-1741. <http://dx.doi.org/10.32604/fhmt.2024.057924>.
- Rodríguez, J. L., de Jesús Ramírez-Minguela, J., Ituna-Yudonago, J. F., Pacheco-Cedeño, J. S., Zuno-Silva, J., & Borja-Soto, C. E. (2025). Evaluación energética y exergética de un ciclo alternativo de refrigeración por absorción usando mezclas sustitutas al LiBr-H₂O. *Acta Universitaria*, 35.

- Shi Y., Wang Q., Hong D., Chen G. Thermodynamic analysis of a novel GAX absorption refrigeration cycle. *International Journal of Hydrogen Energy* 42 (2017) 4540-4547. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.10.155>.
- Takalkar, G. (2020). Thermodynamic properties and performance evaluation of [EMIM][DMP]-H₂O working pair for absorption cooling cycle. *International Journal of Energy Research*, 44(15), 12269-12283.
- Takalkar, G., & Sleiti, A. K. (2021). Comprehensive performance analysis and optimization of 1, 3-dimethylimidazolylium dimethylphosphate-water binary mixture for a single effect absorption refrigeration system. *Frontiers in Energy*, 1-15.
- Tongu S., Makino, Y, Ohnishi, K, and Nakatsugawa, S., 1993, Practical Operating of Small-Sized Air-Cooled Double-Effect Absorption Chiller-Heater by Using Lithium Bromide and Aqueous. AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference, ASME.
- Vereda Ortiz, S. C. (2015). Eyector-absorbedor adiabático como potenciador de un ciclo hibrido para refrigeración por absorción basado en la disolución amoniaco-nitrato de litio (Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de MAdrid). Descargado de www.uc3m.es.
- Wang J., Wang B., Wu W., Li X., Shi W. Performance analysis of an absorption-compression hybrid refrigeration system recovering condensation heat for generation. *Appl. Therm. Eng.* 108 (2016) 54–65. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.100>.

- Yang, D., Zhu, Y., Liu, S., Lv, H., & Luo, C. (2019). Thermodynamic properties of a ternary AHP working pair: lithium bromide+ 1-ethyl-3-methylimidazolium chloride+ H₂O. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 64(2), 574-583.
- Yari M., Zarin A., Mahmoudi S.M.S. Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. *Renewable energy* 33 (2011) 2011-2020. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.004>.
- Yuan, Z., Herold, K. "Thermodynamic properties of aqueous lithium bromide using a multiproperty free energy correlation". *HVAC and R Research*, vol. 11: pp.377-393, 2005.
- Zhang, X., Cai, L., Liang, Y., Ma, Z., & Zhang, X. (2023). Experimental studies on absorption-compression hybrid refrigeration system using 1, 1, 1, 2-tetrafluoroethane/tetraethylene glycol dimethyl ether as working pair. *Applied Thermal Engineering*, 223, 120001. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120001>.
- Zheng D., Deng W., Jin H., Ji J. α -h diagram and principle of exergy coupling of GAX cycle. *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 1771-1778. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.01.003>.
- Ziegler, F., 2002, State of the art in sorption heat pumping and cooling technologies. *International Journal of Refrigeration*, vol 25, p.450-459.