

Identificación del Trabajo	
Área:	Ingeniería de procesos y de productos
Categoría:	Alumno
Regional:	Facultad Regional Rosario

## Minimización del área de transferencia de calor en sistemas de refrigeración por absorción de vapor utilizando soluciones de LiBr

---

**Federico ESCOBAR**

*Centro de Aplicaciones Informáticas y Modelado en Ingeniería (Zeballos 1341, Rosario), Facultad Regional Rosario, UTN*

*E-mail de contacto: federico.e.escobar@gmail.com*

*Este trabajo ha sido realizado bajo la dirección de los Dres. Sergio Mussati y Miguel Mussati, en el marco del proyecto "Síntesis y Diseños Óptimos de Procesos de Captura de CO<sub>2</sub> y/o SO<sub>2</sub>. Su Integración a Plantas de Cogeneración de Energía Eléctrica y Vapor".*

### Resumen

---

Se presenta la minimización del área total de transferencia de calor de un sistema de refrigeración por absorción de vapor que utiliza una solución de LiBr. El modelo de optimización se formula como un problema de programación matemática del tipo no lineal NLP. Se considera un modelo de estado estacionario del proceso basado en primeros principios. El interés es determinar las condiciones operativas y las dimensiones (diseño) de las unidades del proceso propiamente dicho y de la torre de enfriamiento acoplada a él, que minimizan el área total de transferencia de calor del sistema para satisfacer una capacidad de refrigeración requerida, respetando especificaciones de diseño, operativas y tecnológicas.

**Palabras Claves:** Refrigeración; Absorción; LiBr; Optimización NLP; Área de Transferencia

---

### 1. Introducción y Objetivos

#### 1.1. Consideraciones Generales

A comienzo del siglo XX, los sistemas basados en ciclos de vapor por absorción eran ampliamente utilizados, pero fueron perdiendo importancia ante el desarrollo y aplicación de ciclos de compresión de vapor. Actualmente, se observa un renovado interés por los sistemas de refrigeración por absorción debido a su bajo requerimiento de energía, bajo costo y consideraciones ambientales y de seguridad. Sin embargo, aún se requiere esfuerzos relacionados a su diseño y operación para mejorar su desempeño y aprovechar sus principales ventajas comparativas.

Dado que todo ciclo de absorción de vapor necesita una fuente de calor, es posible operar estos sistemas aprovechando las corrientes calientes residuales de los procesos industriales y la energía proveniente de fuentes renovables, como la solar y geotérmica. El aprovechamiento de las corrientes calientes residuales tiene el beneficio concomitante de reducir las emisiones globales de CO<sub>2</sub> ya que se utiliza energía ya generada.

Con el fin de mejorar el desempeño y rendimiento de los sistemas de refrigeración por absorción (ARS), se han publicado trabajos sobre análisis energético, análisis exergético (basado en la segunda ley de la Termodinámica) y análisis termo-económico (combinando la segunda ley de la Termodinámica y un modelo de costos) de estos sistemas, muchos de los cuales se basan en formulaciones de problemas de programación matemática.

Entre los ARS utilizados en instalaciones industriales, se encuentran los basados en el par refrigerante-absorbente NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Los sistemas que utilizan este par de trabajo tienen la desventaja que emisiones accidentales de amoníaco ponen en riesgo la salud y seguridad de los

trabajadores y personas en general, e impacta negativamente en el medio ambiente. Tal desventaja se soluciona con la selección de un par de trabajo más amigable, como soluciones de LiBr-H<sub>2</sub>O, que utilizan agua como fluido refrigerante. Se han desarrollado modelos matemáticos para evaluar el rendimiento del sistema en función de las propiedades de la solución LiBr-H<sub>2</sub>O (Tufano, 1998), para identificar las mejores condiciones operativas del ciclo (Felli, 1993; Tozer y James, 1997) o para predecir su desempeño mediante simulación (Hellmann y Ziegler, 1999; Kaynakli y Kilic, 2007).

Por otro lado, el desempeño y la eficiencia de procesos industriales en general pueden mejorarse mediante su modelado y la aplicación de técnicas algorítmicas de optimización. Entre estas últimas, una de las más usadas en el área de ingeniería de sistemas de procesos (*process systems engineering*) es la programación matemática, tales como programación lineal LP, no lineal NLP, entera mixta lineal MIP y entera mixta no lineal MINLP. Entre las herramientas de software específicas que recurren a estas técnicas se pueden mencionar a GAMS (Brooke et al., 1996), gPPROMS (Barton y Pentalides, 1993) y AMPL (Fourer et al., 1990), las que han demostrado ser especialmente potentes para la optimización de sistemas de gran escala, altamente no lineales y combinatorios.

En la bibliografía se puede encontrar un número limitado de trabajos que aplican estas técnicas para optimizar sistemas ARS (Mazzei et al., 2014). Algunos autores aplicaron la teoría termo-económica para la optimización de ARS operando con solución de LiBr-H<sub>2</sub>O para minimizar costos operativos y de capital (Kodal et al., 2000; Kodal et al., 2002; Kodal et al., 2003; Misra et al. 2003, 2005, 2006). En la gran mayoría de los trabajos reportados se considera una fuente de calor y sumidero de calor de capacidad infinita; es decir, que satisfacen los requerimientos de calefacción y enfriamiento ilimitadamente.

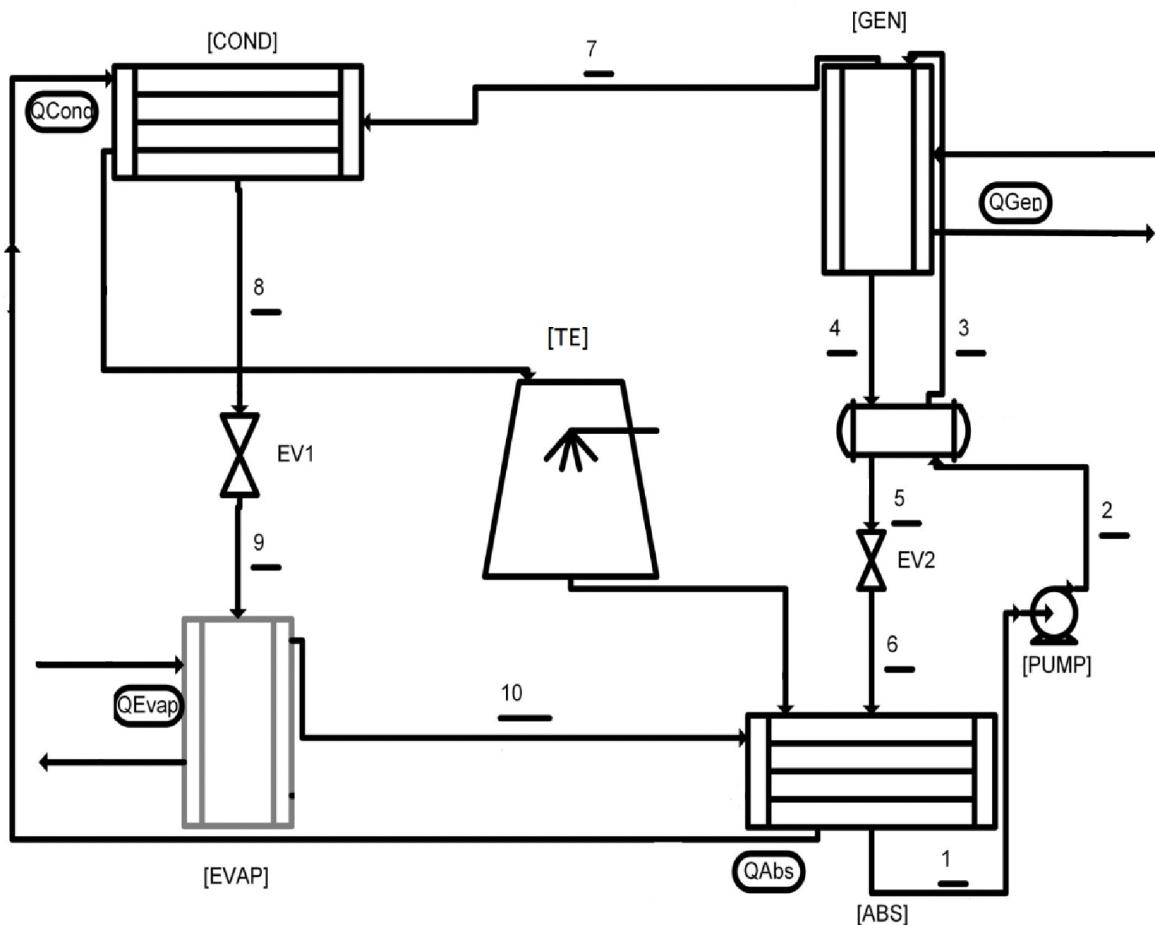
En este trabajo se examina un proceso de refrigeración por absorción de vapor de simple efecto que opera con una solución de LiBr-H<sub>2</sub>O, en el que los requerimientos de enfriamiento se satisfacen mediante la circulación en serie de un fluido externo (agua) en circuito cerrado que disipa calor en una torre de enfriamiento a la temperatura ambiente. Se asume una fuente de calor ilimitada a una temperatura dada y conocida.

Se presenta un modelo de estado estacionario del proceso basado en primeros principios, formulado como un problema de programación matemática del tipo no lineal NLP. En este trabajo, el objetivo es determinar las condiciones operativas y las dimensiones (diseño) de las unidades del proceso propiamente dicho y de la torre de enfriamiento acoplada a él, que minimizan el área total de transferencia de calor del sistema para satisfacer una capacidad de refrigeración requerida, respetando especificaciones de diseño, operativas y tecnológicas.

Las variables de decisión que revisten más interés son el área de transferencia de calor individual de las unidades de proceso, la temperatura, caudal y presión de cada corriente de proceso, la concentración de las soluciones débil y fuerte de LiBr, y las dimensiones de la torre de enfriamiento (altura y área). Entre el resto de las variables del modelo se encuentran los flujos calóricos intercambiados en las unidades, las propiedades de las corrientes (entalpía, densidad y capacidad calorífica) y los costos operativos asociados a las variables operativas determinantes.

## 1.2. Descripción del sistema de refrigeración por absorción usando LiBr-H<sub>2</sub>O

Una solución concentrada de LiBr es el medio absorbente y vapor agua es el fluido refrigerante. La figura 1 muestra un esquema del sistema de refrigeración de simple efecto considerado, que consiste de un generador GEN, un absorbedor ABS, un condensador COND, un evaporador EVAP, una bomba PUMP, válvulas de expansión para el refrigerante EV1 y para la solución EV2, un intercambiador de calor entre las soluciones débil y fuerte SHE, y una torre de enfriamiento de agua TE.



**Figura 1.** Sistema de refrigeración por absorción de vapor simple efecto usando solución de LiBr

La principal diferencia entre este sistema y los más tradicionales es que en éste el ABS y el COND se enfrian (en serie) mediante una corriente de agua que circula en un sistema cerrado; es decir, el agua de enfriamiento pasa primero por ABS y luego por COND, disipando calor en TE.

En el GEN, la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O se calienta y vaporiza, separándose el fluido refrigerante (vapor de H<sub>2</sub>O) de la solución. Este vapor ingresa al COND, donde condensa cediendo su calor al agua de refrigeración. El líquido condensado se expande a través de EV1 en el EVAP, donde se evapora produciendo el efecto de enfriamiento. El vapor refrigerante se dirige al ABS, donde se absorbe en la solución de alta concentración procedente de GEN cediendo calor al agua de enfriamiento. Finalmente, la solución de baja concentración se bombea a través SHE al GEN, donde comienza nuevamente el ciclo. Las soluciones de alta y baja concentración intercambian calor en SHE.

## 2. Modelado

### 2.1. Hipótesis del modelo

El modelo matemático del proceso incluye los balances de materia y energía, las ecuaciones de diseño de cada equipo del proceso y las correlaciones para predecir las entalpías de las corrientes del proceso. El modelo matemático se basa en las siguientes hipótesis:

- Estado estacionario.
- Caída de presión y pérdidas de calor despreciables en las unidades de proceso.
- El trabajo de la bomba se desprecia en el balance de energía total, ya que es pequeño comparado con el calor total transferido en el proceso.
- La expansión del fluido en las válvulas es un proceso adiabático.
- El vapor refrigerante que sale del generador se supone que está sobrecalentado.

- La solución de baja concentración sale del absorbador como líquido saturado en equilibrio.
- La solución concentrada sale del generador en equilibrio a su respectiva T y P.
- Las propiedades termodinámicas de la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O dependen de la temperatura y composición, y las del agua y vapor de agua dependen de la temperatura y presión.

## 2.1. Modelo matemático de optimización del proceso

Se formula un modelo de programación matemática del tipo NLP para determinar las condiciones operativas y las dimensiones (diseño) de las unidades del proceso y de la torre de enfriamiento acoplada, que minimizan el área total de transferencia de calor del sistema para satisfacer una capacidad de refrigeración requerida, respetando especificaciones de diseño, operativas y tecnológicas. Las restricciones de igualdad del modelo incluyen los balances de materia (global y por componente), balance de energía (en términos de entalpía), estimación de propiedades físico-químicas y termodinámicas, y estimación de costos. Las restricciones de desigualdad incluyen las relaciones y especificaciones para un diseño y operación factible y seguro de sistemas ARS. Por limitaciones de espacio, seguidamente se listan solamente las principales restricciones del modelo:

- Balances de materia y energía

En el generador GEN:

$$F_3 = F_4 + F_7 \quad (1)$$

$$F_3 \times X_3 = F_4 \times X_4 \quad (2)$$

$$Q_{GEN} + F_3 \times H_3 = F_4 \times H_4 + F_7 \times H_7 \quad (3)$$

$$Q_{GEN} = M_{GEN} \times (H_{ENT\_GEN} - H_{SAL\_GEN}) \quad (4)$$

$$Q_{GEN} = U_{GEN} \times A_{GEN} \times LMTD_{GEN} \quad (5)$$

En el condensador COND:

$$F_0 = F_7 \quad (6)$$

$$Q_{COND}^1 = F_7 \times (H_7 - H_8^{VAP\_SAT}) \quad (7)$$

$$Q_{COND}^2 = F_7 \times (H_8^{VAP\_SAT} - H_8^{LIQ\_SAT}) \quad (8)$$

$$Q_{COND}^1 = M_{COND} \times (H_{SAL\_COND} - H_{**\_COND}^{**}) \quad (9)$$

$$Q_{COND}^2 = M_{COND} \times (H_{**\_COND}^{**} - H_{ENT\_COND}) \quad (10)$$

$$Q_{COND} = Q_{COND}^1 + Q_{COND}^2 \quad (11)$$

$$Q_{COND}^1 = U_{COND} \times A_{COND}^1 \times LMTD_{COND}^1 \quad (12)$$

$$Q_{COND}^2 = U_{COND} \times A_{COND}^2 \times LMTD_{COND}^2 \quad (13)$$

$$A_{COND} = A_{COND}^1 + A_{COND}^2 \quad (14)$$

En el evaporador EVAP:

$$F_9 = F_9^{LIQ} + F_9^{VAP} \quad (15)$$

$$F_9 = F_{10} + F_{11} \quad (16)$$

$$(17) \quad Q_{EVAP} + F_9^{LIQ} \times H_9^{LIQ\_SAT} + F_9^{VAP} \times H_9^{LIQ\_VAP} = F_{10} \times H_{10}^{LIQ\_SAT} + F_{11} \times H_{11}^{VAP\_SAT}$$

$$Q_{EVAP} = M_{EVAP} \times (H_{ENT\_EVAP} - H_{SAL\_EVAP}) \quad (18)$$

$$Q_{EVAP} = U_{EVAP} \times A_{EVAP} \times LMTD_{EVAP} \quad (19)$$

En el absorbedor ABS:

$$F_{10} + F_{11} + F_6 = F_1 \quad (20)$$

$$F_9 = F_{10} + F_{11} \quad (21)$$

$$F_{10} \times H_{10}^{LIQ\_SAT} + F_{11} \times H_{11}^{VAP\_SAT} + F_6^{VAP} \times H_6^{VAP\_SAT} + F_6^{LIQ} \times H_6^{LIQ\_SAT} = F_1 \times H_1 + Q_{ABS} \quad (22)$$

$$(23) \quad Q_{ABS} = M_{ABS} \times (H_{ENT\_ABS} - H_{SAL\_ABS})$$

$$Q_{ABS} = U_{ABS} \times A_{ABS} \times LMTD_{ABS} \quad (24)$$

En el Intercambiador de calor SHE:

$$F_5 \times H_5 + F_4 \times H_4 = F_2 \times H_2 + F_3 \times H_3 \quad (25)$$

$$Q_{SHE} = U_{SHE} \times A_{SHE} \times LMTD_{SHE} \quad (26)$$

- Función Objetivo:

La función objetivo que se minimiza es el área total de transferencia de calor involucrada (COND, GEN, ABS, EVAP y SHE). No se incluye la torre de enfriamiento de agua TE.

$$A_{TOT} = A_{ABS} + A_{COND} + A_{EVAP} + A_{GEN} + A_{SHE} \quad (27)$$

### 3. Resultados y Discusión

#### 3.1. Verificación del modelo mediante simulación

Primeramente se compararon los resultados del modelo con los obtenidos por Florides et al. (2003). Para ello se resolvió el modelo en modo *simulación*; es decir, fijando estratégicamente

los grados de libertad del sistema para transformar el problema de optimización en un problema de simulación. La comparación resultó satisfactoria, mostrando concordancia en las predicciones. En la Tabla 1 se presentan los valores de las propiedades de las corrientes del proceso, obtenidos de esa manera, para una capacidad frigorífica requerida de 10 kW.

Tabla 1. Propiedades de las corrientes

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Caudal (kg/s)	Concentración (%)
1	1,278	34,015	0,019	51,58
2	6,971	34,015	0,019	51,58
3	6,971	53,664	0,019	51,58
4	6,971	98,981	0,014	66,734
5	6,971	67,688	0,014	66,734
6	1,278	63,958	0,014	66,734
7	6,971	98,981	0,004	
8	6,971	38,126	0,004	
9	1,278	10,619	0,004	
10	1,278	10,619	0,004	

En la Tabla 2 se presentan los resultados correspondientes al diseño (área de transferencia) y operación (temperatura y flujo de calor transferido) de los equipos del sistema ARS, y en la Tabla 3 los correspondientes a la torre de enfriamiento acoplada que satisface los requerimientos de enfriamiento de todo el sistema.

Tabla 2. Diseño y operación del sistema ARS

	Evaporador	Generador	Condensador	Absorbedor	Intercambiador
T entrada (°C)	20	100	33,815	28,827	
T salida (°C)	19,992	100	38,081	33,815	
Q (kW)	10	12,831	10,525	12,306	0,79
Area (m <sup>2</sup> )	0,711	0,72	3,21	1,24	0,02
DTLM (°C)	9,37	11,873	62,235	14,182	39,207

Tabla 3. Diseño y condiciones operativas de la torre de enfriamiento acoplada al sistema ARS

T entrada (°C)	38,081
T salida (°C)	28,827
Sección (m <sup>2</sup> )	0,347
Diámetro (m)	0,333
Altura (m)	1,54

Con estos resultados se puede evaluar el costo operativo de la torre de enfriamiento de agua (ventilación y bombeo) y del ARS (costo de calefacción en el generador). Dichos costos se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Costos operativos

	Torre	Generador

Costo anual (\$/año)	Ventilador	Bomba	Calor Q <sub>GEN</sub>
	69814	12956	3610

### 3.2. Minimización del área de transferencia de calor total del sistema

Luego se resolvió el problema de la minimización del área de transferencia de calor total del sistema  $A_{total}$ , liberando los grados de libertad fijados en la sección anterior, para satisfacer la misma capacidad de refrigeración (10 kW). Las Tablas 5, 6 7 y 8 incluyen los resultados de la solución óptima obtenida.

Tabla 5. Propiedades de las corrientes que minimizan el área total de transferencia de calor

Corriente	Presión (kPa)	Temperatura (°C)	Caudal (kg/s)	Concentración (%)
1	1,265	41,556	0,033	55,88
2	8,553	41,556	0,033	55,88
3	8,553	61,61	0,033	55,88
4	8,553	96,939	0,029	64,069
5	8,553	71,053	0,029	64,069
6	1,265	58,117	0,029	64,069
7	8,553	96,939	0,004	
8	8,553	41,795	0,004	
9	1,265	10,465	0,004	
10	1,265	10,465	0,004	

Tabla 6. Diseño y operación óptimos para mínima área total de transferencia del sistema ARS

	Evaporador	Generador	Condensador	Absorbedor	Intercambiador
T entrada (°C)	20	100	33,883	28,786	
T salida (°C)	19,992	100	37,996	33,883	
Q (kW)	10	13,64	10,514	13,126	1,37
Area (m <sup>2</sup> )	0,699	0,651	0,7	1,048	0,042
DTLM (°C)	9,534	13,969	64,9	17,894	32,326

Tabla 7. Diseño y condiciones operativas de la torre de enfriamiento para mínima área de transferencia de ARS

T entrada (°C)	37,996
T salida (°C)	28,786
Sección (m <sup>2</sup> )	0,63
Diámetro (m)	0,448
Altura (m)	1,54

Tabla 8. Costos operativos para mínima área total de transferencia de calor de ARS

Costo anual (\$/año)	Torre		Generador
	Ventilador	Bomba	Calor Q <sub>GEN</sub>
	83263	13493	3837

Comparando los resultados de la Tabla 2 con los de la Tabla 6 se observa que el área total de transferencia de calor del sistema ARS se reduce de 5,901 a 3,14 m<sup>2</sup> (más del 46%). Esta reducción se atribuye mayoritariamente al condensador (78.2%) y, en menor medida, al absorbedor (15.5%), generador (9.6%) y evaporador (1.7%). Contrariamente, el área de transferencia de calor en el intercambiador aumenta un 110% con respecto a las de las condiciones de referencia. Esta reducción de área total y su nueva distribución entre las unidades de procesos determinará un menor costo de inversión. Pero ello se consigue a expensas de un aumento en la diferencia de temperatura media logarítmica DTLM en las unidades (comparar Tablas 2 y 6), lo que determina un mayor costo operativo para satisfacer las necesidades energéticas del sistema (comparar Tablas 4 y 8).

#### 4. Conclusiones

Se presentó un modelo matemático de estado estacionario, basado en primeros principios, de un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto que utiliza una solución de LiBr-H<sub>2</sub>O como par refrigerante-absorbente. El modelo se formuló como un problema de programación matemática del tipo NLP, siendo apto tanto para optimizar una dada función objetivo como para simular el comportamiento o desempeño del sistema. En este trabajo se utilizó el modelo para minimizar el área total de transferencia del calor del sistema estudiado.

Además, se implementó un modelo matemático de la torre de enfriamiento acoplada al sistema de refrigeración.

La reducción del área total de transferencia de calor que se obtiene mediante optimización es más del 46% respecto a la requerida por el proceso no optimizado.

#### Agradecimientos

Se agradece a la Universidad Tecnológica Nacional, especialmente a la Facultad Regional Rosario, y al CONICET.

#### Bibliografía

- Barton, P.I.; Pantalides, C.C; (1993) gPROMS- A combined discrete/continuous modeling environment for chemical processing systems. Sim. Ser. 25(3), 25-34.
- Brooke, A.; Kendrik, D.; Meeraus,A.(1996). GAMS- a User's Guide (Release 2.25) The Scientific Press, San Francisco, CA.
- Felli, M. (1993). Absorption refrigeration thermodynamics. ASHRAE Trans. 89, 189-204.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A.,Wrobel, L.C., 2003. Design and construction of a LiBr-waterabsorption machine. Energ. Convers. Manage. 44, 2483-2508.
- Fourer,R.;Gay,D.M.;Kernighan, B.W.(1990). A modeling language for mathematical programming. Manage. Sci. 36, 519-354.
- Hellmann, H.M.; Ziegler, F.,(1999). Simple absorption hear pump modules for system simulation programs. ASHRAE Trans. 105, 780-787.
- Kaynakli, O., Kilic, M (2007). Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. Energy Convers. Manage. 48, 559-607.
- Kodal, A., Sahin, B., Octem, A.S 2000. Performance analysis of two stage irreversible heat pump system under maximum heating load per unit total cost conditions. Int. J. Refrigeration 2 (3), 159-166.
- Kodal, A., Sahin, B., Erdil, A 2002. Performance analysis of two stage combined heat upm system based on thermoeconomic optimization criterion. Energ. Convers. Manage. 41 (18), 1989-2008.
- Kodal, A., Sahin, B., Ekmekei, I., Yilmaz, T., 2003. Thermoconomicoptimization for irreversibleabsorption refrigerators and heatpumps. Energ. Convers. Manage. 44 (1),109-123.

- Mazzei M.S., Mussati, M.C., Mussati, S.F. 2014. NLP model-based optimal design of LiBr-H<sub>2</sub>Oabsorption refrigeration systems. Int. J. Refrigeration, 38, 58-70.
- Misra, R.D.; Sahoo, P.K.; Sahoo, S.;Gupta, A. (2003). Thermo-economic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. Int. J of Refrigeration, 26 (2) 158-169.
- Misra, R.D., Sahoo, P.K., Sahoo, S., Gupta, A., 2005. Thermo-economic evaluation and optimization of a double effect H<sub>2</sub>O/LiBr vapour-absorption refrigeration system. Int. J. Refrigeration 28 (3), 331-343.
- Misra, R., Sahoo, P., Sahoo, S., Gupta, A., 2006. Thermo-economic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapor absorption refrigeration system. Int. J. Refrigeration, 29 (1) 47-59.
- Tozer, R; James, R.W. (1997). Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles. International Journal of Refrigeration. 20, 120-135.
- Tufano, V. (1998) Simplified criteria for the development of new absorption working pairs. Appl. Therm. Eng., vol. 18, 1998, p.171-177.