

## ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADO POR AGUA HELADA.

Juan C. Armas, Margarita J. Lapido, Juan A. Castellanos & Mario A. Álvarez.

*Centro de Estudio de Energía y Medio Ambiente (CEEMA),  
Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”, Cuba*

*Recibido para evaluación: 24 de Octubre de 2006*

*Aceptación: 6 de Noviembre de 2006*

*Entrega de versión final: 5 de Noviembre de 2006*

### Resumen

Se presenta un análisis exergético de un sistema de climatización centralizado, basado en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. La investigación permite calcular las irreversibilidades (destrucción de exergía) en los componentes principales del ciclo así como evaluar la sensibilidad de este indicador ante las variaciones de las condiciones de operación. Como resultado se identifican los componentes del ciclo más sensibles lo que resulta útil para la definición de estrategias de operación enfocadas a la elevación de la eficiencia energética.

*Palabras Claves:* exergía, energía, irreversibilidad, sensibilidad, refrigeración

### Abstract

An exergetic analysis of a centralized system of air conditioning, based on a vapor compression refrigeration cycle, appears in this article. The investigation allows to calculate the irreversibilities (exergy destruction) in the main components of the refrigeration cycle as well as to evaluate the sensitivity of this indicator when the operating conditions changes. As main result the most sensible components of the cycle are identified, information that will be useful in order to define strategies of operation focused to the power efficiency increase.

*Keywords:* exergy, energy, irreversibility, sensitivity, refrigeration

## 1. INTRODUCCIÓN

El análisis termodinámico de las instalaciones energéticas persigue dos objetivos: el cálculo del grado de perfección termodinámica de los procesos de trabajo y la indicación de las vías para el incremento del ahorro de combustible o energía eléctrica suministrada a las instalaciones.

Para ello se han utilizado históricamente dos métodos fundamentales: los llamados energéticos (basados en la Primera Ley de la Termodinámica) y los exergéticos (basados en la Segunda Ley). La limitación principal de los métodos energéticos de análisis radica en que los mismos no establecen diferencias entre la calidad de la energía que se distribuye. Esta calidad está relacionada con la capacidad para realizar trabajo útil y la imposibilidad de realizar un análisis de los cambios de calidad de la energía a través de la instalación, lo que deja una vía de perfeccionamiento no explotada para el ahorro de combustible o energía eléctrica.

El objetivo de este trabajo es evaluar el comportamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor de un sistema de climatización centralizado tipo todo agua. La investigación persigue calcular las irreversibilidades (destrucción de exergía) en los componentes principales del ciclo, su influencia en las irreversibilidades totales así como evaluar la sensibilidad de este indicador ante las variaciones de las condiciones de operación.

## 2. DESARROLLO

Los principios y metodologías del análisis exergético están bien establecidos, fundamentalmente para el caso de las instalaciones térmicas de fuerza [1,2,9,11,12,14,15]. Sin embargo su aplicación en los sistemas de refrigeración no ha sido tan extensiva por la difícil comprensión de las implicaciones del concepto exergía en estos ciclos, cuyo objetivo final no es la producción de trabajo útil.

Autores como dAccadia [3,4], El- Sayed [5], Gordon [6], Khan [7], Kotas [8], Wall [16] y Yumrutas [17] han abordado esta problemática desde diferentes ángulos y con fines disímiles. Szargut [13] plantea que las pérdidas exergéticas fundamentales en los sistemas de frío se deben a:

- Ineficiencias en la compresión: Muy representativas

en la mayoría de los sistemas. Están asociadas a los rendimientos eléctrico, mecánico, volumétrico e isentrópico. Ejemplo: la capacidad de llenado del cilindro se afecta por efecto del intercambio de calor entre las paredes calientes y el vapor refrigerante que penetra, se consume energía de alta calidad (eléctrica) para realizar trabajo sin que se logre el efecto útil deseado.

- Calor rechazado al sumidero: Este flujo de calor es considerable, pero de baja calidad energética (flujo de calor en tránsito).

- Caída de presión en conductos: Usualmente pequeñas comparadas con otras pérdidas, por lo general no son tomadas en cuenta para la evaluación exergética del sistema.

- Pérdidas de calor en la válvula de expansión: Significativas en los sistemas de baja temperatura.

Sin embargo, no se reportan referencias respecto a la sensibilidad de la destrucción de exergía en los componentes individuales del ciclo ante las variaciones de las condiciones de operación, cuestión de importancia relevante en los sistemas de climatización continuamente sometidos a las variaciones climatológicas y de ocupación de la edificación climatizada.

Una dificultad adicional para la aplicación del método exergético a los ciclos de refrigeración radica en la definición de la temperatura de referencia, dato necesario para el cálculo de las exergías. Algunos autores [8,12,16,17] toman referencias distintas para el refrigerante primario y el secundario, por ejemplo temperatura ambiente para el primario y temperatura de entrada del agua al evaporador para el secundario.

Como estos sistemas trabajan indistintamente con temperaturas inferiores y superiores a la del medio ambiente surge el problema de la obtención de exergías negativas en algunos puntos, lo que aparentemente contradice principios termodinámicos. Szargut [13] resuelve esta problemática adicionando a cada una de las corrientes exergéticas del sistema la mayor exergía negativa obtenida, cambiando la escala por descenso del sistema de referencia y convirtiendo todas las corrientes exergéticas negativas en términos positivos, procedimiento que se utiliza en la presente investigación.

### 3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La investigación se realiza en ciclo de refrigeración convencional por compresión de vapor de un sistema de climatización centralizado tipo todo agua (Figura 1).

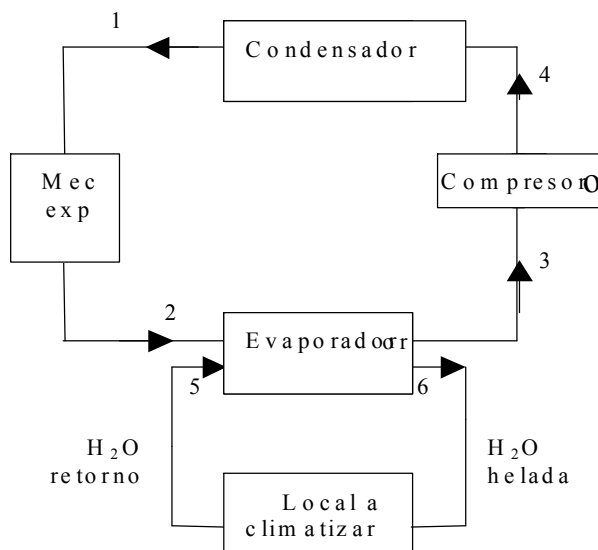


Figura. 1

El sistema cuenta con dos circuitos de trabajo: el primario donde evoluciona el refrigerante R-22 y el secundario donde se utiliza agua para la distribución de frío a los locales a climatizar. En la Figura 2 se muestra la representación del ciclo de refrigeración en el diagrama Presión Entalpía y en la Tabla 1 las propiedades termodinámicas del refrigerante en cada uno de los puntos de análisis para diferentes regímenes de trabajo.

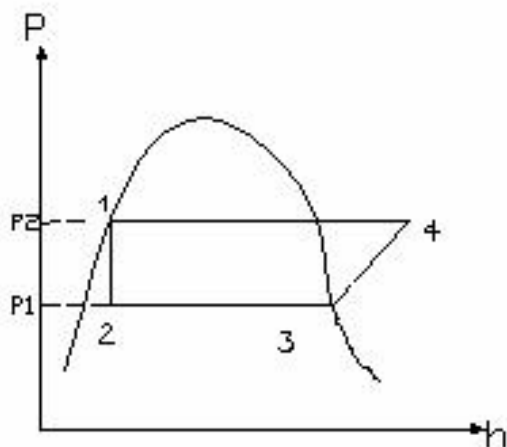


Figura. 2

### 4. RÉGIMENES DE TRABAJO

Para dar cumplimiento al objetivo trazado se estudian dos regímenes de trabajo diferentes:

-Condiciones de explotación nominales:

Presión de evaporación: 4.92 kg/cm<sup>2</sup> Presión de condensación: 17.87 kg/cm<sup>2</sup>, Temperatura agua impulsión: 8,5 °C, Temperatura agua retorno = 10 °C

-Condiciones de carga parcial:

Presión de evaporación: 4.70 kg/cm<sup>2</sup>, Presión de condensación: 18.35 kg/cm<sup>2</sup>, manteniendo invariables las condiciones de temperatura del agua.

Tabla 1. Propiedades Termodinámicas del Refrigerante Primario (R-22).

Puntos	Régimen Nominal		Régimen Parcial	
	h kJ/kg	s kJ/kg K	h kJ/kg	s kJ/kg K
1	102.285	0.347	99.962	0.360
2	102.285	0.384	99.962	0.375
3	251.507	0.936	250.896	0.937
4	283.740	0.936	284.857	0.937

### 5. CÁLCULOS ENERGÉTICOS

En esta etapa de la investigación se determinan indicadores que permiten valorar el comportamiento termodinámico del ciclo, tales como: COP, Potencia Consumida por el compresor y el COP del ciclo de Carnot equivalente. En las Tablas 2 y 3 se muestran las ecuaciones de cálculo fundamentales y los resultados obtenidos para los dos regímenes de operación estudiados. Al comparar energéticamente ambos regímenes puede observarse como, al aumentar la relación de compresión, disminuye el coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP) y aumenta la potencia consumida.

**Tabla 2.** Ecuaciones de Cálculo Fundamentales.

Efecto refrigerante del ciclo	$q = h_3 - h_2$
Trabajo de compresión del ciclo	$L = h_4 - h_3$
Potencia del compresor	$P = (L \text{ m}) / \mu_s \mu_v$
Coefficiente de efecto frigorífico del ciclo	$COP = \frac{q}{L} = \frac{Q}{P}$
Calor rechazado en el condensador	$Q_R = h_4 - h_1$
Calor absorbido en el evaporador	$Q_A = h_3 - h_2$
Coefficiente de efecto frigorífico del ciclo Carnot	$COP = \frac{T_1}{(T_2 - T_1)}$
Exergía Física	$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$
Irreversibilidad Evaporador	$I_E = (E_2 - E_3) + (E_5 - E_6)$
Irreversibilidad compresor	$I_C = (w - E_4)$
Irreversibilidad condensador	$I_{Cond} = (E_4 - E_1)$
Irreversibilidad Mec. Expansión	$I_{Mec. Exp} = (E_1 - E_2)$
Rendimiento isentrópico ( $\mu_s$ )	$\mu_s = 0.86 - 0.038 (P_2 / P_1)$
Rendimiento volumétrico ( $\mu_v$ )	$\mu_v = 1.00 - 0.05 (P_2 / P_1)$

**Tabla 3.** Cálculos Energéticos

	Régimen Nominal	Régimen Parcial
m (kg/s)	0.710	0.710
RC	3.63	3.90
Rendimiento isentrópico	0.730	0.712
Rendimiento volumétrico	0.829	0.805
q (kJ/kg)	149.223	150.935
L (kJ/kg)	32.233	33.961
COP	4.629	4.444
COP carnot	6.993	5.548
Capacidad de Refrigeración (kW)	105.37	106.58
$Q_R$ (kJ/kg)	149.223	184.896
$Q_A$ (kJ/kg)	105.351	150.935

## 6. CÁLCULOS EXERGÉTICOS

Para la realización de los cálculos exergéticos se toman las consideraciones siguientes:

- 1- Temperatura de referencia para el refrigerante primario (R-22) = 25 °C.
- 2- Temperatura de referencia para el refrigerante secundario (agua) = 10 °C.
- 3- El proceso de compresión del gas se considera adiabático.
- 4- Las corrientes exergéticas del sistema son afectadas adicionándoles el valor de la mayor corriente exergética negativa, con el objetivo de resolver el problema de las exergías negativas.
- 5- Se desprecia el calor rechazado al medio en el condensador.

Utilizando las expresiones mostradas en la Tabla 2 se determinan las exergías físicas a la entrada y salida de cada componente y el rendimiento exergético de la instalación para ambos regímenes de trabajo, resultados que se muestran en la Tabla 4.

**Tabla 4.** Corrientes exergéticas por componentes

Componentes	Régimen Nominal	Régimen Parcial
Condensador	Exergías (kW)	Exergías (kW)
entrada	22.601	23,245
salida	17.837	14,058
Mec. Expansión		
entrada	17.837	14,058
salida	9,992	10,884
Evaporador		
entrada	9,992	10,884
salida	0,000	0
Compresor		
Entrada	32,554	33,866
Salida	22,026	23,245
Rendimiento Exergético	60%	59%

En la Tabla anterior se observa que la exergía de la corriente de salida del compresor es menor que la de la corriente de entrada, resultado aparentemente contradictorio. Ello se explica a partir del balance exergético de este componente que según Kotas [8] debe ser escrito de la siguiente forma:

$$E_3 + N = P_Q + E_4 + I \quad (1)$$

donde:

E: Corrientes exergéticas de entrada y salidas al componente.

$P_Q$ : Pérdidas de calor al medio.

N: Energía eléctrica suministrado al compresor

I: Irreversibilidad o pérdida de exergía.

A partir de las consideraciones iniciales los términos  $E_3$  y  $P_Q$  se anulan ( $E_3$  por coincidir con la exergía mayor negativa del sistema y  $P_Q$  al considerar el proceso de compresión adiabático), por lo tanto despejando en la ecuación 1 se obtiene:

$$E_4 = N - I \quad (2)$$

por tanto la corriente exergética a la entrada del compresor será mayor que la corriente exergética de salida.

Al realizar la comparación de ambos regímenes de operación se puede observar que el cambio de las presiones de trabajo del ciclo no reporta gran incidencia en el rendimiento exergético.

## 7. CÁLCULO DE LAS IRREVERSIBILIDADES POR COMPONENTES

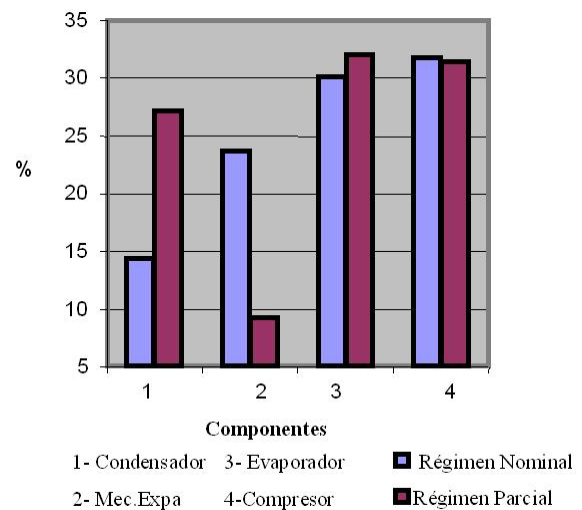
Utilizando las expresiones mostradas en la Tabla 2 se determinan las irreversibilidades locales en cada componentes. En la Tabla 5 se ilustran los valores obtenidos así como la incidencia de cada componente en las irreversibilidades totales del ciclo para ambos regímenes de trabajo

**Tabla 5.** Análisis de Irreversibilidad por componentes

Componentes	Régimen Nominal		Régimen Parcial	
	$I_L$	% ( $I_L / I_T$ )	$I_L$	% ( $I_L / I_T$ )
Condensador	4,764	14,38	9,187	27,157
Mec Expansión	7,846	23,682	3,174	9,381
Evaporador	9,992	30,16	10,850	32,071
Compresor	10,528	31,778	10,620	31,392
<b><math>I_T</math></b>	<b>33,129</b>		<b>33,831</b>	

Del análisis de la tabla anterior se observa que los componentes mas sensibles son el evaporador y el compresor, los cuales reportan una incidencia alrededor de un 60% de las irreversibilidades totales del sistema.

Al estudiar la sensibilidad de las irreversibilidades de cada componente con los cambios de regímenes se identifican como los componentes mas sensibles el condensador y el mecanismo de expansión, según se muestra en la Figura 3.



**Figura 3.** Irreversibilidades relativas por componentes

El condensador es un elemento clave porque, a partir de estrategias operacionales pueden disminuirse las pérdidas exergéticas. Por el contrario, aunque el mecanismo de expansión resulta el componente de mayor sensibilidad, no es un elemento donde se pueda actuar operacionalmente para minimizar estas irreversibilidades.

## 8. CONCLUSIONES

- 1- Aunque los principios y metodologías del análisis exergético están bien establecidos, su aplicación en los sistemas de refrigeración no ha sido tan extensiva por la difícil comprensión de las implicaciones del concepto exergía en estos ciclos y la diversidad de criterios para la definición de la temperatura de referencia para el cálculo de las exergías.
- 2- El análisis de destrucción de exergía por componentes del ciclo muestra que los componentes

mas sensibles son el evaporador y el compresor, los cuales reportan una incidencia alrededor de un 60% de las irreversibilidades totales del sistema.

- 3- El análisis de sensibilidad de la irreversibilidad ante los cambios de régimen de trabajo muestra como componentes mas sensibles al mecanismo de expansión y al condensador. El mecanismo de expansión tiene asociada una perdida de exergía técnicamente no recuperable por lo que no resulta practico su recuperación. En el caso del condensador si pueden definirse estrategias de operación con el fin de reducir las perdidas exergéticas y elevar la eficiencia energética de la instalación.

## 9. NOMENCLATURA

h: entalpía específica [kJ/kg]  
s: entropía específica [kJ/kg K]  
T: Temperatura absoluta [K]  
I: Irreversibilidad [kW]  
 $I_L$ : Irreversibilidades locales [kW]  
 $I_T$ : Irreversibilidades totales [kW]

Subíndices:

R: referente al refrigerante

0: referente al estado de referencia

## 10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ahem, J.E., 1980. The Exergy Method of Energy Systems Analysis, J. Wiley and Sons, New York.
- [2] Bejan, A., 1988. Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, New York,
- [3] d'Accadia, M.D. y L. Vanoli, s.f. Thermoeconomic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump. International Journal of Refrigeration. 27(4). 433 P.
- [4] d'Accadia, M., et al., s.f. Determining the optimal configuration of a heat exchanger (with a two-phase refrigerant) using exergoeconomics. Applied Energy. 71 (3).191 P.
- [5] El-Sayed Y.M. y M. Tribus, 1983. Strategic use of thermoeconomics for systems improvement. En Efficiency and Costing, ACS Symp. R. A. Gaglioli ed. ser. No. 225.
- [6] Gordon, J. y K.C., 2000. Ng. Cool Thermodynamics. Cambridge International Science Publishing, UK.
- [7] Khan, Jameel-ur-Rehman y S.M., 2001. Zubair. Thermodynamic optimization of finite time vapor compression refrigeration systems. Pergamon, Elsevier Science Ltd., Energy Conversion and Management, 42, pp. 1457-1475.
- [8] Kotas, T.J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, UK. 296 P.
- [9] Manfrida G. y S.S., 1982. Stecco, Exergy-Loss Modeling of Power Plants and Industrial Processes, IEEE Paper 829004, 17th IECEC Conference, Los Angeles.
- [10] McGovern, J.A. y S. Harte. 1995. An exergy method for compressor performance analysis. Elsevier Science Limited and IIR, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 6, pp. 421-433
- [11] Moran, M.J., 1982. Availability Analysis: A guide to efficient energy use, Ed. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- [12] Moran, M.J. y Shapiro, H.N., 1995. Fundamentos de Termodinámica Técnica, Barcelona: Editorial Reverte
- [13] Szargut, J., Morris, D.R. y Steward, F.R., 1988. Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [14] Tsatsaronis, G., 1987. A review of exergoeconomic methodologies. International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems, Rome, ASME Book 100236, pp. 81-87,
- [15] Valero, A., et al., 2002. Structural theory and thermoeconomic diagnosis. Pergamon, Elsevier Science Ltd., Energy Conversion Management, (43), pp. 1519-1535,
- [16] Wall, G., 1991. On the optimization of refrigeration machinery. International Journal of Refrigeration, 1991, Vol. 14, pp. 336-340.
- [17] Yumrutas, R., Kunduz ,M. y Kanoglu M., 2002. Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems. Elsevier Science Ltd., Exergy, an International Journal, 2, pp. 266-272,