



## TRABAJO TEORICO.EXPERIMENTAL

### Estudio exergético del espacio climatizado en una embarcación fluvial

#### *Exergy Study of air-conditioned space on a river vessel*

Juan Gabriel- Fajardo Cuadro  
Bienvenido- Sarria López  
Mario- Álvarez Guerra Plasencia

**Recibido:** diciembre de 2014

**Aprobado:** febrero de 2015

#### **Resumen/ Abstract**

En este trabajo se presentan los resultados del análisis exergético realizado al sistema de acondicionamiento de aire de una embarcación fluvial. El estudio se realizó en un prototipo a escala de laboratorio, el cual simula uno de los locales de la embarcación real. Los resultados principales son: A mayor carga térmica la destrucción de exergía aumenta, al incrementar la temperatura promedio del local se incrementa la eficiencia exergética y disminuye la destrucción de exergía. Existe una carga térmica por unidad de área óptima de  $214.074 \text{ W/m}^2$  que al ser superada se genera una disminución en la eficiencia exergética del sistema. Las mayores eficiencias exergéticas y los menores valores de índices de destrucción de exergía se dan cuando la temperatura promedio del local se encuentra en la zona de confort recomendada por ASHRAE y ABS de 22 a 24°C.

**Palabras clave:** análisis exergético, carga térmica, embarcaciones.

*This work presents the results of the exergy analysis performed to a river boat air conditioning system. The study was carried out on a prototype at laboratory scale, which simulates one of the rooms of the actual vessel. The main findings are: greater thermal load of exergy destruction increases, increasing the room average temperature is increased the exergetic efficiency and decreases the destruction of exergy. There is an optimum thermal load per area unit of  $214,074 \text{ W/m}^2$  which to be overcome decrease is generated in the system exergetic efficiency. The larger exergetic efficiencies and the lower values of exergy destruction index occurs when the average room temperature is in the comfort zone recommended by ASHRAE and ABS from 22 to 24° C.*

**Key words :** exergy , analysis, heat load, ship.

#### INTRODUCCIÓN

En el análisis térmico de equipos de refrigeración el método exergético juega un papel muy importante. Comparado con el análisis energético, el análisis exergético puede mostrar con mejor precisión la localización de las ineficiencias. Los resultados del análisis exergético pueden utilizarse para calcular y optimizar el desempeño de los sistemas HVAC. La adición de los análisis energéticos, de entropía y exergéticos pueden ilustrar completamente el desempeño de los sistemas [1]. A la hora de seleccionar un tipo de tecnología adecuado con el objeto de acondicionar un recinto el método exergético proporciona herramientas de evaluación de las corrientes exergéticas de cada sistema, con las que se logran determinar potenciales desaprovechamiento de trabajo útil y eficiencias racionales [2].

Algunos estudios han demostrado que para calcular la eficiencia de un equipo de acondicionamiento de aire o para definir el mejor rango de temperaturas para la operación del mismo, se debe no solo considerar el valor del COP del rango y las características de los refrigerantes, sino que también se deben considerar las pérdidas y la eficiencia exergética presentes en el [3]. Como lo realizaron Wang & otros [4], al analizar basados en COP, eficiencias y pérdidas exergéticas el desempeño de un sistema de refrigeración por absorción de para el acondicionamiento de aire y la desalinización en regiones con climas calientes y deficiencias de agua fresca. Al aplicar los métodos exergéticos en el análisis de edificaciones y de sus sistemas de acondicionamiento de aire, se ha encontrado que la emisión de energía térmica, el sistema de control y los sistemas de conversión de energía son los principales causantes de las ineficiencias exergéticas en los mismos, Al igual dichos análisis han revelado que las principales pérdidas de exergía se deben a la carga térmica generada por la radiación solar [5]. Otros estudios reportan que edificaciones que utilicen enfriamiento de baja exergía (fuentes con temperaturas cercanas a la del medio a refrigerar), permiten utilizar energía de bajo valor, como las entregadas por las fuentes energéticas sostenibles, es decir que el desarrollo de sistemas de enfriamiento a alta temperatura es un prerequisite necesario para el uso de fuentes de energía alternativas [6]. A pesar de la importancia de estos hallazgos, los mismos no han sido verificados en los sistemas de acondicionamiento de aire instalados en embarcaciones.

Las ventajas de los métodos basados en la segunda ley de la termodinámica como los métodos exergéticos y termoeconómicos para el análisis de sistemas térmicos son amplios y han sido demostradas en una gran cantidad de estudios, sin embargo dichas ventajas no han sido utilizadas para el análisis y estudio de los sistemas de acondicionamiento de aire instalados en embarcaciones. El problema que motivó la realización de este trabajo, lo constituye el desconocimiento de los efectos de las variaciones de las cargas térmicas y las temperaturas promedio en las eficiencias exergéticas y las irreversibilidades en los espacios climatizados.

## MATERIALES Y MÉTODOS

### Prototipo experimental de acondicionamiento de aire a escala de laboratorio

La instalación experimental construida simula un local característico de una embarcación que navega en una zona donde las condiciones ambientales más críticas son 35° C y 80% de humedad relativa. La selección del local obedeció a su complejidad geométrica y carga térmica. Con el objeto de generar condiciones similares a las presentadas en el local real, el diseño del mismo se realizó a partir de análisis dimensional por similitud geométrica para determinar sus dimensiones y, por similitud cinemática, para establecer las condiciones de velocidad de aire requerida [7].

La similitud geométrica se determinó con la ecuación (1), donde  $l_e$  es la relación de longitudes,  $l_R$  una longitud característica del local real y  $l_p$  la longitud correspondiente del prototipo a escala.

$$l_e = \frac{l_p}{l_R} \tag{1}$$

Una variable adicional que se consideró fue la relación de áreas  $l_e^2$  determinada de la ecuación (2), donde  $A_p$  es el área del local real y  $A_R$  es el área correspondiente del prototipo.

$$l_e^2 = \frac{A_p}{A_R} = \frac{l_p \times l_p}{l_R \times l_R} = \frac{l_p^2}{l_R^2} \tag{2}$$

El análisis por similitud cinemática se realizó mediante el número adimensional de Froude  $N_F$ , que relaciona las fuerzas inerciales con las fuerzas de gravedad y se determinó con la ecuación (3), donde  $V_R$  y  $V_p$  representan las velocidades del aire en el local real y el prototipo y  $g_R$  y  $g_p$  las aceleraciones de la gravedad.

$$N_F = \frac{V_R}{\sqrt{l_R g_R}} = \frac{V_p}{\sqrt{l_p g_p}} \tag{3}$$

Al considerar  $g_R = g_p$  y combinar la ecuación (3), con la ecuación (1), quedo la relación de velocidades igual a la raíz cuadrada de la relación de longitudes ecuación (4):

$$\frac{V_P}{V_R} = \sqrt{l_e} \tag{4}$$

En la tabla 1, se muestran las dimensiones del local real y las dimensiones del prototipo a escala de laboratorio.

Tabla 1. Dimensiones del local real y del modelo de a escala de laboratorio.		
Descripción	Dimensiones en mm	
	Reales	Prototipo de laboratorio
Longitud inferior a babor	4800	1 600
Longitud superior a babor	2700	900
Longitud mamparo inclinado	3663	1 221
Longitud proa	3600	1 200
Longitud popa	3600	1 200
Altura del local	3000	1 000

**Diseño de Experimentos**






Para la ejecución de las pruebas experimentales, se empleó un diseño de experimentos basado en combinaciones de varios factores. Los factores controlados fueron: la temperatura de control (o *set point*), la velocidad de ventilador y la ganancia de calor suministrada al interior del prototipo experimental (banco de resistencias). Para las ganancias de calor suministradas se tomaron valores entre 1000 y 2500 W con el objeto de generar en el prototipo a escala, el mismo rango de cargas térmicas por unidad de área de 110 a 270 W/m<sup>2</sup> que se generan en los locales de la embarcación real. La variable entrada fue la energía eléctrica y las variables de salida: la temperatura del aire, la temperatura superficial y el flujo de calor en paredes pisos y techos. El arreglo para estas pruebas experimentales quedo de la siguiente forma:

- A = La ganancia de calor suministrada
- B= Matriz de temperatura del Set Point.
- C = Matriz de Velocidades del ventilador

$$A = \begin{matrix} 1000W \\ 1500W \\ 2000W \\ 2500W \end{matrix} \quad B = \begin{matrix} 20^\circ C \\ 22^\circ C \\ 24^\circ C \end{matrix} \quad C = \begin{matrix} LOW \\ HIGH \end{matrix}$$

**Instrumentación y sistemas de adquisición de datos**

Las variables monitoreadas en el prototipo fueron: temperaturas superficiales, temperaturas de aire, flujo de calor a través de paredes, techos y pisos, consumo eléctrico, velocidad de aire y humedad relativa en el suministro y retorno del *fancoil*. La tabla 2, resume los detalles de la instrumentación utilizada y la ubicación de los sensores se muestra en la figura 1. El sistema de adquisición de datos empleado corresponde a la serie Compact Field Point de National Instrument, conectado a través del puerto LAN a un PC.

Tabla 2. Instrumentación del modelo experimental.			
Variable medida	Equipo	Rango	Símbolo (figura 1)
Temperatura de aire	Termopar expuesto	-50 a 400 K	
Velocidad de aire	Sensor de velocidad de Flujo de Aire	0,5 a 15 m/s	
Humedad Relativa	Sensor de Humedad	-50 a 400 K	
Temperatura superficial paredes, piso y techo	Termopares superficiales	-50 a 400 K	
Flujo de calor paredes, piso y techo	Sensores de flujo de calor	< 30000 BTU/(Ft <sup>2</sup> *h)	
Consumo eléctrico	Analizador de redes eléctricas	< 600 V ; < 1000 A	----
Temperatura y Humedad Ambiente	Termo hidrómetro	-40 a 70°C ; 0 a 100 %RH	----

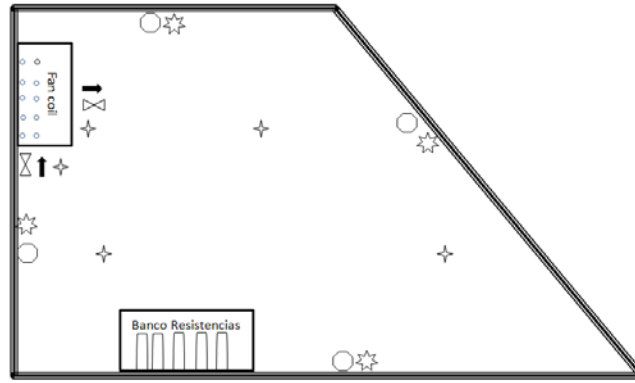


Fig. 1. Ubicación de sensores en el modelo experimental.

**Análisis exergético**

El balance energético se formuló a partir de las cargas térmicas por transmisión a través de paredes, piso y techo, la carga por ganancia interna de calor (generada con un banco de resistencias) y la carga de enfriamiento medidas. Para el balance de exergía se utilizó la ecuación (5), donde  $\dot{x}_F$  es la exergía por unidad de área de la corriente de aire frío necesaria para alcanzar el confort y se define con la ecuación (6),  $\dot{x}_p$  la sumatoria de las exergías por unidad de área de la carga térmica a vencer por el sistema y la representa la ecuación (7), y  $\dot{x}_{destruida}$  la exergía destruida por unidad de área. Los componentes de las ecuaciones (6) y (7), se obtuvieron a partir de la adaptación para el prototipo experimental de las expresiones propuestas por Popping Sakulpipatsin [8], y se describen mediante las ecuaciones (8), (9) y (10).

$$\dot{x}_F = \dot{x}_p + \dot{x}_{destruida} \tag{5}$$

donde

$$\dot{x}_F = \dot{x}_{cooling} \tag{6}$$

$$\dot{x}_p = \dot{x}_{tran} + \dot{x}_{gain} \tag{7}$$

$$\dot{x}_{cooling} = \left| \dot{q}_{cooling} \left( 1 - \frac{T_o}{T_i} \right) \right| \tag{8}$$

$$\dot{x}_{tran} = \dot{q}_{tran,k} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{surface,k}} \right) \tag{9}$$

$$\dot{x}_{gain} = \dot{q}_{gain} \left( 1 - \frac{T_o}{T_{source}} \right) \tag{10}$$

donde  $\dot{q}_{cooling}$  ecuación (11), corresponden a la carga de enfriamiento,  $\dot{q}_{tran}$  y  $\dot{q}_{gain}$ , son las cargas térmicas mediadas debidas a la transmisión a través de paredes, techos y pisos y a la carga térmica por generación interna originada en el banco de resistencias.  $T_o, T_i, T_{surface}$  y  $T_{source}$  se refieren respectivamente a las temperaturas externa, interna, superficial y de la fuente de calor (banco de resistencias).

$$\dot{q}_{cooling} = \frac{\dot{m}_a}{A_{sum}} (h_{ret} - h_{sum}) \tag{11}$$

donde  $\dot{m}_a/A_{sum}$  es el flujo básico por unidad de área de suministro de ecuación (12) y  $h_{ret}$  y  $h_{sum}$  las entalpías de retorno y suministro determinadas por la ecuación (13).

$$\frac{\dot{m}_a}{A_{sum}} = \frac{P_{sum}}{RT_{sum}} V_{sum} \quad (12)$$

donde  $P_{sum}$ ,  $T_{sum}$ ,  $V_{sum}$  son la presión, temperatura y velocidad de suministro y R la constante particular del aire.

$$h_{ret} = h_{a,ret} + \omega_{ret} h_{v,ret} ; h_{sum} = h_{a,sum} + \omega_{sum} h_{v,sum} \quad (13)$$

donde  $h_{a,ret}$ ,  $h_{v,ret}$  y  $\omega_{ret}$  son las entalpías del aire seco y del vapor y la relación de humedad en las condiciones de retorno; mientras que  $h_{a,sum}$ ,  $h_{v,sum}$  y  $\omega_{sum}$  corresponden a las propiedades en las condiciones de suministro. Para temperaturas del aire seco ( $T_{aire\ seco}$ ) y del vapor ( $T_g$ ) entre -10 y 50 °C (correspondientes a las aplicaciones de acondicionamiento de aire) las entalpías de aire seco se pueden obtener a partir de la ecuación (14), con errores menores a 0.2 % y las entalpías de vapor con la ecuación (15), con errores inferiores a 0.02 % [9]. En todos estos casos  $T_{aire\ seco}$  es la temperatura del aire expresada en grados Celsius (°C). Las relaciones de humedad se obtuvieron a partir de la ecuación (16), y los valores de las fracciones de aire seco ( $\gamma_{aire\ seco}$ ) y agua ( $\gamma_{agua}$ ) medidos.

$$h_a = C_p T_{aire\ seco} = 1,005 T_{aire\ seco} \quad (14)$$

$$h_v \approx h_g(T_g) = 2500,9 + 1,82 T_g \quad (15)$$

$$\omega = \frac{\gamma_{agua}}{\gamma_{aire\ seco}} \quad (16)$$

En el análisis exergético para el sistema en su conjunto adicionalmente se determinaron el índice de destrucción de exergía, ecuación (17), y las eficiencias exergéticas, ecuación (18), para cada configuración (es decir cada combinación de temperatura de control, ganancia de calor y velocidad de ventilador).

$$y_D = \frac{\dot{x}_{destruida}}{\dot{x}_F} \quad (17)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{x}_P}{\dot{x}_F} = 1 - \frac{\dot{x}_{destruida}}{\dot{x}_F} = 1 - y_D \quad (18)$$

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### ANÁLISIS EXERGÉTICO

Siguiendo el diseño de experimento explicado y utilizando las ecuaciones presentadas en la metodología seleccionada, Se realizaron todos los cálculos necesarios para obtener como resultados principales la eficiencia exergética y la destrucción de exergía.

En la tabla 3, se muestran los resultados del análisis exergético realizado para las diferentes combinaciones, en la misma se observa que las destrucciones de exergía ( $\dot{x}_{destruida}$ ) más altos se obtienen a las temperaturas promedios más bajas independientemente de la carga de térmica y de la velocidad del Ventilador. Adicionalmente se encontró que la destrucción de exergía se incrementa con la carga térmica. Lo anterior coincide con los resultados obtenidos por Sakulpipatsin en sus estudios realizados en sistemas de acondicionamiento de aire de edificaciones [8].

**Tabla 3. Resultados análisis exergético realizado en el modelo experimental de A/A.**

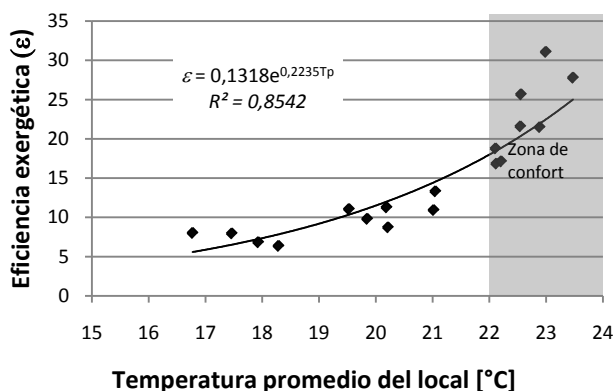
No	Carga térmica [W]	Temperatura de control [°C]	V.V	Temperatura promedio [°C]	$\dot{x}_F$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_P$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_{destruida}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\epsilon$ [%]	$y_D$ [%]
1	1000	20	L	17,46	1,81	0,14	1,67	7,73	92,27
2	1000	20	H	18,29	2,24	0,14	2,10	6,25	93,75
3	1000	22	L	20,19	1,26	0,14	1,12	11,11	88,89
4	1000	22	H	20,21	1,62	0,14	1,48	8,64	91,36
5	2000	20	L	16,77	3,56	0,29	3,27	8,15	91,85
6	2000	20	H	21,05	2,14	0,29	1,85	13,55	86,45
7	2000	22	L	23,00	0,92	0,29	0,63	31,52	68,48
8	2000	22	H	22,12	1,69	0,29	1,40	17,16	82,84
9	2000	24	L	22,89	1,33	0,29	1,04	21,80	78,20
10	2500	20	L	19,53	3,22	0,36	2,86	11,18	88,82
11	2500	20	H	19,85	3,64	0,36	3,28	9,89	90,11
12	2500	22	L	22,56	1,39	0,36	1,03	25,90	74,10
13	2500	22	H	22,21	2,08	0,36	1,72	17,31	82,69
14	1500	20	H	17,93	3,13	0,21	2,92	6,71	93,29
15	1500	22	L	22,11	1,14	0,21	0,93	18,42	81,58
16	1500	22	H	21,02	1,95	0,21	1,74	10,77	89,23
17	1500	24	L	22,55	0,99	0,21	0,78	21,21	78,79
18	1500	24	H	23,47	0,77	0,21	0,56	27,27	72,73

V.V: Velocidad Ventilador; H: Alto; L: Bajo

**INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA MEDIA EN LA EFICIENCIA EXERGÉTICA Y EN EL ÍNDICE DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA**

La zona de confort humano, establecida por ASHRAE [10], para los sistemas de acondicionamiento de aire, se alcanza para valores promedios de las temperaturas del local, entre 22 °C y 24 °C. Para dichas condiciones las eficiencias exergéticas están entre 17 y 32 %.

A partir de los resultados obtenidos en el prototipo se construyó una curva de variación de la eficiencia exergética en función de la temperatura promedio del local, dicha curva aparece en la figura 2, donde se observa que los mayores valores de la eficiencia coincidieron con la zona de confort recomendada por ASHRAE [10], y los lineamientos de la arquitectura naval [11]. El modelo matemático obtenido  $\epsilon = 0,1318e^{0,2235T_p}$  con un  $R^2 = 0,854$ , muestra que a medida que se incrementa la temperatura promedio del local se incrementa la eficiencia exergética, lo que coincide con los resultados obtenidos por Torío& otros al utilizar sistemas de acondicionamiento de aire de baja exergía con temperaturas cercanas a la del ambiente [12].

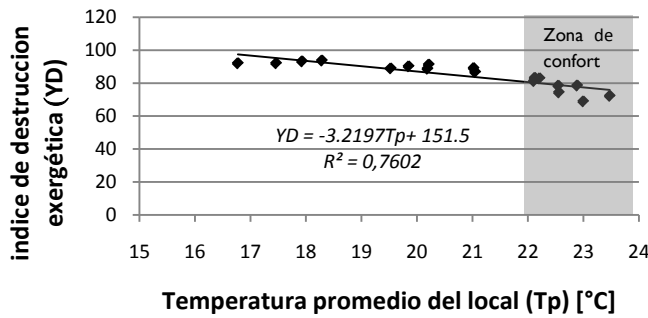


**Fig.2. Temperatura promedio del local Vs. Eficiencia exergética.**

**INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA MEDIA EN EL ÍNDICE DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA**

El índice de destrucción de exergía es útil para realizar comparaciones entre distintos componentes de un mismo sistema. También se puede emplear para comparaciones entre componentes similares de diferentes sistemas que utilizan combustibles iguales, o muy similares [13]. En este caso se utiliza para comparar que tanta irreversibilidad se genera por unidad de exergía de carga de enfriamiento en el sistema de acondicionamiento de aire al operarlo a diferentes temperaturas de control.

La curva representada en la figura 3, se elaboró con los resultados experimentales y representa la influencia de la temperatura promedio del local en el índice de destrucción de exergía y muestra que los menores valores para el índice de destrucción de exergía coincidieron con la zona de confort recomendada por ASHRAE [10]. El modelo matemático obtenido  $y_D = -3,219T_p + 151,5$  con un  $R^2 = 0,760$ , muestra que las ineficiencias disminuyen al incrementar la temperatura de operación, lo cual es congruente con lo propuesto por Schmidt, de utilizar sistemas de acondicionamiento de aire que provean la carga de enfrenamiento a la temperatura más alta posible [6].

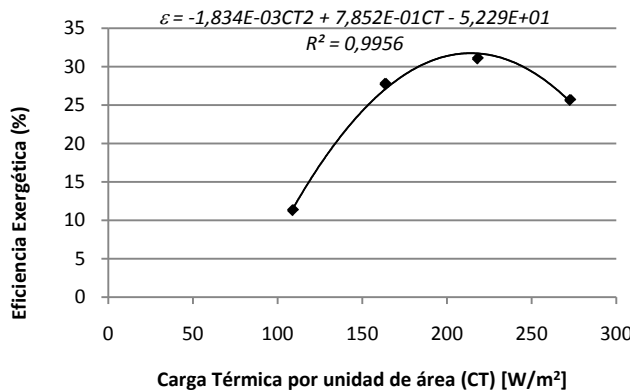


**Fig. 3. Temperatura promedio del local Vs. Índice de destrucción de exergía.**

**EFICIENCIA EXERGÉTICA EN FUNCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA POR UNIDAD DE ÁREA**

Además de la eficiencia exergética tiene una gran importancia al evaluar y/o diseñar sistemas energéticos, establecer e identificar los índices específicos, como por ejemplo en las centrales térmicas se tienen consumos específicos de combustible, consumos específicos de vapor, consumo específico de calor y otros. Para los sistemas de acondicionamiento de aire, los índices específicos que se tratan en la literatura para equipos de acondicionamiento de aire en edificaciones son: Eficiencia energética, eficiencia exergética, destrucción de exergía y emisiones equivalentes de CO<sub>2</sub> debida a la generación eléctrica [14], adicionalmente otros indicadores exergéticos relacionados con la sostenibilidad y la productividad de los mismos son: el índice de sostenibilidad, la irreversibilidad relativa, la razón de agotamiento del combustible, la falta de productividad y el factor exergético [15].

Como aporte científico importante de esta investigación se presenta la variación de la eficiencia exergética en función de la carga térmica por unidad de área. En la figura 4, se muestra la curva del comportamiento de los mejores valores de la eficiencia exergética, cuando se incrementa la carga térmica por unidad de área. Es importante destacar que la eficiencia exergética se mantiene en rango más alto, para cierto margen de la carga térmica por unidad de área. En este caso, el rango óptimo de la eficiencia exergética (30 a 32%) se alcanza cuando las cargas térmicas por unidad de área se mantienen en un rango de 180 a 220 W/m<sup>2</sup>. Lo que indica que cuando un sistema de acondicionamiento de aire supera su carga térmica optima, su eficiencia exergética disminuye con los incrementos de dicha carga, de manera similar a los resultados obtenidos por P. Sakulpipatsin en sus estudios aplicados a edificaciones [5].



**Fig.4. Carga térmica por unidad de área Vs. Eficiencia exergética.**

Con el modelo matemático obtenido  $\varepsilon = -1,834 \times 10^{-5} CT^2 + 0,7852CT - 52,29$  de  $R^2 = 0,9956$ , se pudo determinar que el valor óptimo de eficiencia exergética es de 31,8% se obtiene para  $214,074 \text{ W/m}^2$  de carga térmica por unidad de área.

## CONCLUSIONES

En este estudio, se aplicó análisis exergético al sistema de acondicionamiento de aire de una prototipo experimental a escala de un local de una embarcación fluvial para determinar el desempeño exergético del mismo al variar carga térmica por unidad, velocidad del ventilador y temperatura de control de su sistema de acondicionamiento de aire.

Algunas observaciones finales obtenidos a partir de los resultados del presente estudio pueden ser las siguientes:

- a) Las irreversibilidades o las destrucciones de exergía disminuyen al incrementar los valores de temperaturas de promedio del aire.
- b) Al operar el sistema a valores de temperatura pertenecientes a la zona de confort recomendadas por ASHRAE de 22 a 24 °C, se obtiene los mejores valores de eficiencia exergética.
- c) Se determinó un rango óptimo para la carga térmica por unidad de área de entre 180 y 220  $\text{W/m}^2$  donde se alcanza la mayor eficiencia exergética y puede ser mejorada de 3 a 4%. Lo que demuestra que con los resultados obtenidos se podrían evaluar o diseñar sistemas donde se mejore el aislamiento térmico, se reduzca la carga térmica interna o se disminuya la capacidad de enfriamiento para alcanzar un rango óptimo de la eficiencia exergética en un espacio climatizado.

## REFERENCIAS

- [1]. Mróz, T.; Dutka, A., "Exergy-economic evaluation of heat recovery device in mechanical ventilation system". *Energy and Buildings*, 2015, vol.86, p. 296-304, [Consultado: 12 de diciembre de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778814008718>, doi:dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.10.026, I SSN 0378-7788.
- [2]. Mohammadi, S.M.; Ameri, M., "Energy and exergy comparison of a cascade air conditioning system using different cooling strategies". *International Journal of Refrigeration*, 2014, vol.41, p. 14-26, [Consultado: 9 de noviembre de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778814008718>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.015, ISSN 0140-7007.
- [3]. Gonçalves, P.; Rodrigues, A., "Comparative energy and exergy performance of heating options in buildings under different climatic conditions". *Energy and Buildings*, 2013, vol.61, p. 288-297, [Consultado: 8 de octubre de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813000996>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.023, ISSN: 0378-7788.
- [4]. Wang, Y.; Lior, N., "Proposal and analysis of a high-efficiency combined desalination and refrigeration system based on the LiBr-H<sub>2</sub>O absorption cycle". *Energy Conversion and Management*, 2011, vol.52, p. 220-227, [Consultado: 7 de abril de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410002852>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.064, ISSN 0196-8904.
- [5]. Sakulpipatsin, P.; Itard, L., "An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems". *Energy and buildings*, 2010, vol.42, p.90-99, [Consultado: 11 de noviembre de 2013], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809001443>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.015, ISSN 0378-7788.
- [6]. Schmidt, D., "Low exergy systems for high-performance buildings and communities". *Energy and Buildings*, 2009, vol.41, p. 331-336, [Consultado: 15 de abril de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778808002223>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.10.005, ISSN 0378-7788.
- [7]. Streeter, V.L.; Benjamin, W.E.; Bedford, K.W., *Fluid Mechanics*. 9<sup>th</sup> ed., New York: McGraw Hill, 225 p., ISBN: 0070625379.



- [8]. Sakulpipatsin, P., *Exergy efficient building design*. Delft: Technische Universiteit Delft, 2008, p. 93-117, Disponible en: [http://repository.tudelft.nl/assets/uuid:1bc4962d-4534-44da-81de-9dfa1485eb4b/arc\\_sakulpipatsin\\_20080417.pdf](http://repository.tudelft.nl/assets/uuid:1bc4962d-4534-44da-81de-9dfa1485eb4b/arc_sakulpipatsin_20080417.pdf), ISBN: 9780-90-6562-175-7.
- [9]. Çengel, Y.A.; Boles, M.A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 7<sup>th</sup> ed., New York: McGraw-Hill, 2010, p. 738-740, ISBN: 978-0077366742.
- [10]. ASHRAE, *2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2013, p. 8-12, [Consultado: 8 de enero de 2014], Disponible en: <https://www.ashrae.org/resources--publications/handbook/description-of-the-2013-ashrae-handbook--fundamentals>, ISBN: 978-1936504473.
- [11]. Tupper, E.C., "The Ship Environments". En: *Introduction to Naval Architecture*, 5<sup>th</sup> ed., UK: Butterworth-Heinemann, 2013, p. 205-241, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080982373000096> ISBN: 978-0-08-0982373.
- [12]. Torío, H.; et al., "Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view". *Energy and Buildings*. 2009, vol.41, n.3, p. 248-241, [Consultado: 17 de noviembre de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778808002211>, doi: dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.10.006, ISSN 0378-7788.
- [13]. Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., *Thermal Desing and Optimazation*. 1996, New York: John Wiley & Sons, p. 131-150, ISBN 978-0471584674.
- [14]. Caliskan, H.; et al., "Exergetic and sustainability performance comparison of novel and conventional air cooling systems for building applications". *Energy and buildings*, 2011, vol.43, n.6, p. 1461-1472, [Consultado: 10 de abril de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778811000508>, doi:dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.02.006, ISSN 0378-7788.
- [15]. Uçkan, I.; et al., "Exergy analysis of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system". *Energy Conversion and Management*, 2014, vol.84, p. 524-532, [Consultado: 15 de diciembre de 2014], Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890414004178>, doi: 10.1016/j.enconman.2014.05.006., ISSN 0196-8904.

## AUTORES

### Juan Gabriel Fajardo Cuadro

Ingeniero Mecánico, Magister en Ingeniería Mecánica ,Doctor en Ciencias Técnicas (C), Profesor Asociado, Grupo de Investigación en eficiencia energética y mecánica de fluidos aplicada EOLITO. Universidad Tecnológica de Bolívar, UTB, Cartagena de Indias, Colombia.

e-mail: [jfajardo@unitecnologica.edu.co](mailto:jfajardo@unitecnologica.edu.co)

### Bienvenido Sarria López

Ingeniero Mecánico, Magister en Ciencias Técnicas ,Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Grupo de Investigación en eficiencia energética y mecánica de fluidos aplicada EOLITO. Universidad Tecnológica de Bolívar, UTB, Cartagena de Indias, Colombia.

e-mail: [jfajardo@unitecnologica.edu.co](mailto:jfajardo@unitecnologica.edu.co)

### Mario Álvarez Guerra Plasencia

Ingeniero Termoenergético, Doctor Ingeniero Industrial, Profesor Titular, Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente CEEMA. Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez", Cienfuegos, Cuba.e-mail: [maguerra@ucf.edu.cu](mailto:maguerra@ucf.edu.cu).